ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
«ОБЪЕДИНЕННЫЙ ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ
НАЦИОНАЛЬНОЙ АКАДЕМИИ НАУК БЕЛАРУСИ»

АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ МАШИНОВЕДЕНИЯ

СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

Выпуск 15

Издается с декабря 2012 г. Выходит один раз в год

Минск 2026

СОДЕРЖАНИЕ

МЕХАНИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

НИКИШЕВ А.А. Компьютерное моделирование крутильных колебаний коленчатого вала двигателя 4ЧН 11,0/12,5 7

БУТУЗОВ Д.В.; ТАРАТОРКИН А.И.; НАГАЙЦЕВ М.М. Колебательные процессы в трансмиссии, оказывающие влияние на комфортабельность современных транспортных средств.....15

СКОЙБЕДА А.Т.; БЕЛЕНКЕВИЧ Т.И.; ЛИС Р.О. Проектирование наземных дронов на базе колесно-шагающих систем 19

ЛИТВИНЮК П.С.; ШМЕЛЁВ А.В.; ХИТРИКОВ С.В.; ШВЕЦ Д.А.; КИСЕЛЬКОВ А.Л. Основы расчетно-экспериментальной методики оценки вибронагруженности металлоконструкций каркаса пассажирского транспорта.....24

ХИТРИКОВ С.В.; ШВЕЦ Д.А.; КРАВЧЕНОК Алексей Л.; КРАВЧЕНОК Александр Л.; ЛИТВИНЮК П.С. Анализ и пути снижения вибронагруженности силовой установки автобуса 35

СУДЕНКО Н.А.; КИСЕЛЬКОВ А.Л.; ЛИТВИНЮК П.С. Анализ напряженно-деформированного состояния несущей системы экскурсионного электромобиля с учетом влияния пространственного каркаса кузова 41

СКОЙБЕДА А.Т.; КАЛИНА А.А.; ЖУКОВЕЦ В.Н. Обоснование формы опорного звена колесно-шагающего движителя для перемещения по поверхности с низкой несущей способностью 45

КАЛИНИН М.В.; АДАШКЕВИЧ В.И.; БЕЛЕВИЧ А.В.; БАРКОВСКИЙ К.Г.; ПОДДУБКО С.Н. Результаты стендовых испытаний мехатронного модуля электрической силовой установки с двухступенчатой коробкой передач для коммерческого электротранспорта мощностью до 200 кВт 49

БАРКОВСКИЙ К.Г.; БЕЛЕВИЧ А.В.; КАЛИНИН М.В.; ПОДДУБКО С.Н. Компьютерное моделирование режимов работы электромеханической силовой установки с двухступенчатой коробкой передач 53

КОЛЕСНИКОВИЧ А.Н.; КРАВЧЕНОК Александр Л.; КРАВЧЕНОК Алексей Л.; ГОНЧАРКО А.А.; ДРОБЫШЕВСКАЯ О.В. Выбор и обоснование параметров экскурсионного электромобиля для движения по специализированным маршрутам 61

МЕНДЕЛЬ В.А.; ШМЕЛЁВ А.В.; КИСЕЛЬКОВ А.Л.; ШУКЮРОВ А.О.; ЛИТВИНКО И.В. Исследование нагруженности несущих элементов тележки низкопольного трамвая при эксплуатационном нагружении 67

ЯНКОВЕЦ М.А.; ПИНЧУК В.В.; ГУРБАН О.К. Расчет и конструирование элементов гидропривода путем оптимизации параметров гидравлических каналов 75

БОХОНКО В.В.; ШМЕЛЁВ А.В.; ИВЧЕНКО В.И.; КОНСТАНТИНОВА А.А. Разработка концепции универсальной киберфизической системы для повышения эффективности эргономического проектирования рабочего места водителя 79

БЕЛЕВИЧ А.В.; РУССУ В.Г.; АХРЕМЕНКО Д.Н.; ИГНАТЧИК И.В. Методические подходы к экспериментальному определению параметров схемы замещения литийсодержащего аккумуляторного элемента 90

ЖДАНОВИЧ Ч.И.; КАЛИНИН Н.В. Влияние параметров регулирования на эффективность тягового асинхронного электродвигателя трактора 95

ГУРБАН О.К.; ПИНЧУК В.В.; ЯНКОВЕЦ М.А. Формирование функциональных параметров гидравлических каналов монтажного корпуса гидроблоков управления на стадии проектирования 100

СКОЙБЕДА А.Т.; РОБИЛКО Е.М. Подвесные системы мобильных машин и технологического оборудования, содержащие элементы с квазинулевой жесткостью 104

КОТОВ А.В.; КРОЛЬ Д.Г. Аналитический способ силового анализа механизмов сложной структуры на основе теории комплексных чисел 110

ЕРМАК А.В.; ЧЕРНЕЦКИЙ С.И.; КОРЧЕВСКИЙ А.С. Аэродинамический половоразбрасыватель для зерноуборочных комбайнов с широкозахватными жатками 115

БЕЛОХВОСТОВ Г.И.; ДУБОВИК Д.А.; АРАБЕЙ С.М.; СЕРЕБРЯКОВА Н.Г.; КЛИМУК А.С.; ЯНОВИЧ Д.Л. Моделирование основных физико-химических процессов в системах выпуска поршневых двигателей внутреннего сгорания 119

НИКОЛАЙЧИК М.А.; ВУСОВ К.А. Разработка специализированной операционной системы для оптимизации инженерных расчетов с использованием метода конечных элементов 123

НИКОЛАЙЧИК М.А.; КАРПОВИЧ И.Н.; КОБУСЬ К.А. Численный анализ влияния формы сопла на параметры плазменного напыления порошков 126

ДАМАРАД П.А.; НИКОЛАЙЧИК М.А.; ЖУРАВКОВ М.А. Математическая модель управления очистным комплексом для оптимизации процессов подземной добычи калийной руды 130

ХОЛОД Е.А.; КАРПУК Н.В.; ИСАЕВИЧ М.В. Структура бортовой системы комплексной оценки функционального состояния водителя 134

ХИЛЬКО А.Д.; МИХАЙЛОВ А.В.; АНАНЧИКОВ А.А.; БЕЛЕВИЧ А.В.; ЕЛИСЕЕВ Д.И. Валидация математической модели карьерного самосвала БЕЛАЗ-7558R для задач автономного управления 138

КИПЦЕВИЧ Я.В.; САВЧЕНКО В.В.; КОПЫТОК С.О. Программные оптимизации в визуальном моделировании дорожных ситуаций 143

НАДЕЖНОСТЬ, ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

ШИМАНОВСКИЙ А.О.; ДЕМЬЯНЧУК О.В. Обтекание потоком воздуха состава из нескольких грузовых вагонов 146

ГУРЕВИЧ В.Л.; ХЕЙФЕЦ М.Л.; ГРЕЦКИЙ Н.Л. Актуализация и гармонизация стандартов с международными требованиями к нормированию точности геометрических параметров изделий 151

БОГДАНОВИЧ А.В.; ЛИС И.Н. Об оценке качества и риска силовых систем по различным критериям работоспособности 157

СТАРЖИНСКИЙ В.Е.; КАНЕ М.М.; ШИЛЬКО С.В.; ШАЛОБАЕВ Е.В. Вклад белорусских и российских ученых в развитие терминологии в области машин и механизмов 163

ПОПРУКАЙЛО А.В.; КОСТЮКОВИЧ Г.А.; КИПНИС М.Е.; ОВЧИННИКОВ Е.В. Промежуточные опоры карданных передач 167

САВЧУК С.В.; МАРТИНОВСКАЯ О.В.; АЛЕКСАНДРОВА Т.Л. Результаты испытаний агрегата комбинированного почвообрабатывающе-посевного АПП-6АБ 171

КАЗУТИН Е.Г.; СКОРОХОДОВ А.С.; НАТУРЬЕВА М.К. Обоснование выбора материалов, применяемых для цистерн пожарных автомобилей, с учетом расхода их ресурса 176

ИШИН Н.Н.; БРАНЦЕВИЧ П.Ю.; ГОМАН А.М.; АДАШКЕВИЧ В.И.; СКОРОХОДОВ А.С.; ЛОГВИНЕЦ Т.С.; БАЗЫЛЕВ Е.Н.; ШЕСТОПАЛОВ С.И.; МАКЕЕВ П.Н.; ВИТЬКО С.В. Экспериментально-аналитические исследования виброактивности зубчатой передачи с имитацией износа зубьев 181

ИШИН Н.Н.; ГОМАН А.М.; СКОРОХОДОВ А.С.; ШПОРТЬКО В.В.; ШИШКО С.А. Прогнозирование остаточного ресурса редукторных систем по результатам ускоренных стендовых испытаний 189

ЛОБКОВА М.П.; КОВЕНСКИЙ А.Е.; ПАПИНА С.С. Управление колебаниями в приводе рабочей подачи варьированием жесткости системы СПИД 195

КОВЕНСКИЙ А.Е.; БАСИНЮК В.Л.; ЕЛОВОЙ О.М.; ГЛАЗУНОВА А.А.
Адаптивное управление приводными системами оборудования точного машиностроения при обработке материалов типа поликор 198

ВОЛКОТРУБ Р.Е.; КОВЕНСКИЙ А.Е.; ПАПИНА С.С. Адаптивное управление лазерным разделением полупроводниковых пластин на кристаллы 203

ВОЛКОТРУБ Р.Е.; КОВЕНСКИЙ А.Е.; ЛОБКОВА М.П.; ГЛАЗУНОВА А.А.
Повышение производительности процесса зондового контроля годности кристаллов микросхем 206

СЕРЕНКОВ П.С.; РОМАНЧАК В.М.; ЛУЖИНСКАЯ А.И.; ЛОБКОВА М.П.
Пути повышения достоверности экспертных оценок в рамках принятия решений при проектировании компонентов сложных технических объектов 210

БЕЛЕНИНИК А.И.; СЕМАШКО Д.В. Математическое моделирование гидрообъемного рулевого управления с блоком контроля потока трактора общего назначения 214

УЗДОВСКИЙ И.И.; ЛАШКЕВИЧ А.В.; КВАША В.В.; ТРЕТИННИКОВ А.В.
Система интерактивной координатно-графической локализации неисправностей бортового электрооборудования сельскохозяйственных машин «ВИСТ» 219

ВОРОЖУН А.В.; ГЕГЕДЕШ М.Г. Исследование аэродинамики сцепа платформ с грузом 223

МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ТЕХНОЛОГИИ

РЕВА О.В.; КОВАЛЬ В.В. Термически стабильные коррозионностойкие гидрометаллургические покрытия на основе сплавов Ni 228

ЖОРНИК В.И.; ИВАХНИК А.В.; СУРЕШ К.И. Модифицирование пластичной литиевой смазки добавкой микроцеллюлозы 233

КОМАРОВ А.И.; ЧЕРНЯВСКАЯ А.С.; ОРДА Д.В.; ЛОМОНОСОВ В.А.; РЯЗАНОВ И.В. Эффективность защиты от коррозии магниевого сплава МЛ10 микроплазменным покрытием с низким содержанием силиката магния 242

КАНЕ М.М. Управление параметрами качества поверхностей зубьев цилиндрических шестерен на основе моделирования их пооперационного изменения при изготовлении шестерен 246

БЕЛОЦЕРКОВСКИЙ М.А.; СОСНОВСКИЙ А.В.; КУШНЕРОВ А.В.; СИВИЦКИЙ И.К.; ГО СЯОМЭЙ Влияние полярности распыляемого электрода при высокоскоростной металлизации на адгезию псевдосплавных покрытий к подложке 252

БЕЛОЦЕРКОВСКИЙ М.А.; ТАРАН И.И.; ГРИЩЕНКО А.О.
Оценка напряженного состояния и адгезии газопламенных полимер-абразивных покрытий 256

ОРДА Д.В.; СОСНОВСКИЙ И.А.; КОМАРОВ А.И.; КУРИЛЁНОК А.А.
Структура и триботехнические свойства покрытий на основе сплава системы Al-Si, полученных методом центробежной индукционной наплавки 263

СЕНЮТЬ В.Т.; ВИТЯЗЬ П.А.; ВАЛЬКОВИЧ И.В.; КОВАЛЁВА С.А.; ЖОРНИК В.И.; ГРИГОРЬЕВ И.Е. Разработка сверхтвердого инструментального материала на основе КНБ с добавкой твердого сплава ВК-8.....269

ДЕВОЙНО О.Г.; ГОРБУНОВ А.В.; КОВАЛЬ В.А.; РУДНИЦКИЙ А.Ю. Оценка влияния состава порошков сплавов никеля на некоторые характеристики износостойких покрытий, получаемых при плазменном напылении 274

МИХАЙЛОВ К.М.; ЖОРНИК В.И.; МИХАЙЛОВ М.И. Влияние демпфирующих покрытий базовых поверхностей ножей измельчающего барабана кормоуборочного комбайна на их напряженное состояние 278

АНТОНЮК В.Е.; САНДОМИРСКИЙ С.Г.; ЕЛОВОЙ О.М.; ТИМОШЕНКО Н.П. Особенности автоматизированного производства кольцевых заготовок 284

АСТРАШАБ Е.В.; ГРИГОРЧИК А.Н.; КУКАРЕКО В.А.; ТЫЧИНСКАЯ И.Д. Влияние режимов высокоскоростной лезвийной обработки на шероховатость поверхности и дефектное состояние пластины из монокристалла сапфира 289

БЕЛОЦЕРКОВСКИЙ М.А.; СОСНОВСКИЙ А.В.; АЛЕКСАНДРОВА В.С. Использование кольцевого спутного потока в оборудовании гиперзвуковой металлизации.....293

ВАЛЬКО А.Л.; РУДЕНКО С.П.; САНДОМИРСКИЙ С.Г. Металлургическое качество деталей бурового инструмента повышенной долговечности.....297

МАСЮКОВ А.Ю.; СИДОРЕНКО А.Г.; СОТНИКОВ М.В.; ТАТАРЛЫ Д.Д.; КРЫЖЕВИЧ И.С. Исследование влияния микролегирования ванадием на структуру, механические характеристики и характеристики сопротивления усталости стали 10ХСНД и сварных соединений из нее.....301

ЗИНЕВИЧ Д.В.; КУЗЕЙ А.М.; КАРЗАН С.Н. Фазовый состав и термическое поведение Zn-Ni-покрытий, осажденных из борфторидных электролитов.....307

ЗИНЕВИЧ Д.В.; КУЗЕЙ А.М. Особенности формирования композиционных материалов на основе гальванического сплава.....312

ГРЕЦКИЙ Н.Л.; ХЕЙФЕЦ М.Л.; АНИСОВИЧ А.Г. Послойное формирование поверхности нанесением порошка и наплавкой проволоки.....317

ДАЙНЕКО А.Е.; ХЕЙФЕЦ М.Л.; ЯКУТОВИЧ Е.Н.; ЗЕНЬКОВА И.В.; КУХТА С.В. Методическое обеспечение цифровизации подготовки производства.....322

ПИЛИПЧУК Е.В.; МАКСИМЧЕНКО Н.Н.; ОРДА Д.В.; КОВАЛЁВА С.А. Влияние ориентации технологической текстуры хромсодержащих покрытий, сформированных электродеформационным плакированием гибким инструментом, на коэффициент трения в контакте с резиновым контртелом.....326

ЗИНЕВИЧ Д.В.; КАРЗАН С.Н.; МАНКЕВИЧ В.А. Физико-химические свойства композиционных покрытий сплавов алюминия.....332

АНТОНЮК В.Е.; САНДОМИРСКИЙ С.Г. Возможности экспандирования, правки и стабилизации кольцевых заготовок.....337

ТЫЧИНСКАЯ И.Д.; БАСИНЮК В.Л.; КАЛИНИЧЕНКО А.С.; КОМЕЛЬ С.И. Эволюция морфологии поверхности углеситалловой пластины при переходе от резания к полированию.....341

ДЕВОЙНО О.Г.; КОСЯКОВА И.М.; КАРДАПОЛОВА М.А. Влияние режимов лазерного легирования WC, SiC и AlN на структуру, физико-механические и эксплуатационные свойства поверхности серого чугуна.....346

ЧЕРНЕЦКИЙ С.И.; ПЕТРИШИН Г.В.; НЕВЗОРОВ М.В. Ресурсосберегающее проектирование геометрии износостойких покрытий ножей соломоизмельчителя с учетом топографии их абразивного износа.....350

СОТНИКОВ М.В.; СИДОРЕНКО А.Г.; МАСЮКОВ А.Ю. Повышение равнопрочности, механических характеристик и сопротивления усталости сварных соединений элементов рамы карьерного самосвала путем скоростной электротермической обработки сварных швов с использованием конструкционной стали, микролегированной ванадием 354

МОСИЛЕВИЧ И.М.; АНТОНОВ М.С. Оптический энкодер для робототехники 360

МЕХАНИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

УДК 621.43

А.А. НИКИШЕВ
ОАО «Управляющая компания холдинга «МИНСКИЙ МОТОРНЫЙ ЗАВОД», г. Минск, Республика Беларусь

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ 4ЧН 11,0/12,5

Прогнозирование поведения физических объектов до их изготовления и испытаний позволяет на ранних стадиях проектирования выявить слабые места и заблаговременно предусмотреть возможные варианты совершенствования конструкции, что значительно снижает затраты на отработку и доводку конечного продукта. Такую задачу успешно решает компьютерное моделирование, позволяющее перейти от общей математической модели к конкретному изделию и имитировать его поведение. В работе рассмотрены вопросы компьютерной реализации математической модели крутильной системы двигателя 4ЧН 11,0/12,5, ее валидации и верификации. Получена модель, содержащая необходимые данные по свойствам компонентов системы и позволяющая определять мгновенные значения угловых координат (перемещений) масс системы для различных режимов работы двигателя.

Ключевые слова: *крутильные колебания, коленчатый вал, валидация, верификация, инерция, жесткость, демпфирование, крутящий момент*

Введение. Создание новых и совершенствование существующих технических объектов в современном мире трудно представить без предварительного исследования их поведения с помощью математических моделей.

Достоверность результатов моделирования обусловлена точностью математической модели, которая определяется целями моделирования.

Моделирование динамики крутильной системы двигателя в рамках классических подходов [1–3] не позволяет полноценно оценить ее поведение при крутильных колебаниях коленчатого вала во всем частотном и нагрузочном диапазоне работы двигателя. Однако такую задачу можно решить, применяя математическую модель [4], в которой учитываются инерционные, упругие, диссипативные свойства компонентов системы, а также внешние воздействия. Это позволяет определить амплитуды и фазовые углы гармонических составляющих угловых перемещений для каждой массы системы и их мгновенные угловые координаты (перемещения) при крутильных колебаниях на любом режиме работы двигателя. Эту информацию можно применить для оценки влияния крутильных колебаний на мощностно-экономические и виброакустические параметры работы двигателя.

При моделировании важно правильно перевести математические зависимости в программные коды, корректно задать исходные данные и граничные условия, что подразумевает выполнение верификации и последующей калибровочной валидации модели относительно экспериментальных данных.

Целью данной работы является создание готовой откалиброванной цифровой модели крутильной системы двигателя 4ЧН 11,0/12,5, содержащей набор данных ее компонентов и позволяющей определять мгновенные значения угловых координат (перемещений) масс системы для различных режимов работы двигателя.

Программный комплекс и алгоритм расчета. Реализация математической модели крутильной системы двигателя 4ЧН 11,0/12,5 [4] выполнена средствами табличного процессора Microsoft Excel с использованием внутреннего языка программирования VBA [5, 6]. Это позволило структурировать информацию в рамках отдельных листов и файлов, создавать необходимые графики и таблицы. Расчетная часть выполнена посредством реализации простых математических и логических операций в строгом соответствии с рассматриваемой моделью, что позволило избежать заимствования сторонних математических моделей и тем самым обеспечило возможность полного контроля всех операций на каждой стадии моделирования.

Блок-схема алгоритма расчета параметров крутильной системы показана на рисунке 1.

Блок задания исходных данных предназначен для определения параметров, которые в последующем войдут в матрицу инерций, жесткостей и демпфирований, а также будут задействованы в определении возмущающих моментов. Параметры инерции и жесткости компонентов крутильной системы можно получить как аналитически, так и с помощью конечно-элементных моделей. Параметры демпфирования назначаются по рекомендациям [1, 7].

Блок динамического расчета формирует функцию крутящего момента в одном цилиндре по углу поворота

Рисунок 1 — Блок-схема алгоритма расчета параметров крутильной системы

коленчатого вала за цикл с учетом действия сил давления газов и сил инерции. При этом используются расчетные или экспериментальные индикаторные диаграммы. Динамический расчет выполняется по методике [8].

Блок гармонического анализа задает амплитуды и фазовые углы гармонических составляющих возмущающих моментов, действующих на массы системы. Входными данными являются результаты динамического расчета, гармонический анализ выполняется по методике [9].

Блок расчета амплитуд колебаний масс системы создает матрицу инерций, жесткостей и демпфирований, вектор-столбец возмущающих моментов. На вход блока поступает информация от блоков задания исходных данных и гармонического анализа, а на выходе — амплитуды и фазовые углы гармонических составляющих колебаний масс системы и их угловые координаты по углу поворота коленчатого вала.

Блок дополнительных расчетов имеет модуль для определения напряжений в сечениях вала от крутильных колебаний по методике [10, 11]. Для резонансных режимов в соответствии с [12] может быть произведена оценка дополнительного расхода топлива, вызванного крутильными колебаниями. Данный блок может включать дополнительные опции расчета, например, определение скоростей и ускорений сосредоточенных масс при крутильных колебаниях, расчет их среднеквадратичных значений (в том числе и перемещений).

Блок автоматизации расчетных процедур предназначен для последовательного перебора исходных данных (скоростных и нагрузочных режимов) и формирования массивов результатов моделирования.

Блок вывода результатов моделирования формирует графики функций угловых координат всех (или отдельных) масс системы по углу поворота коленчатого вала, их амплитуд колебаний в зависимости от режима работы двигателя, функции напряжений в сечениях вала от крутильных колебаний. При необходимости данный блок может быть расширен с целью вывода дополнительных результатов моделирования (графики скоростей и ускорений сосредоточенных масс при крутильных колебаниях, а также их среднеквадратичных значений).

Верификация программного обеспечения компьютерной модели крутильной системы двигателя 4ЧН 11,0/12,5. Верификация программ, осуществляющих расчеты и в том числе предназначенных для подготовки исходных данных и обработки результатов, выполняется сравнением с результатами аналитических тестов или теоретического анализа, вследствие чего определяется соответствие компьютерной модели ее исходной математической модели. Таким образом гарантируется, что при корректных исходных данных программное обеспечение реализует математическую модель правильно и с соответствующей точностью [12].

На первом этапе верификации проведено сравнение значений частот собственных колебаний крутильной системы, вычисленных по методу остатка (метод Толле) [13], и частот, при которых амплитуды колебаний масс системы при отсутствии демпфирования, вычисленные в рамках рассматриваемой компьютерной модели, стремятся к бесконечности (условие резонанса).

Крутильная система двигателя 4ЧН 11,0/12,5 и ее эквивалентная схема в соответствии с [4] показаны на рисунке 2.

В отличие от математической модели, в рамках расчета параметры системы принимают конкретные значения, приведенные в таблице 1 (как и указывалось выше, демпфирование при этом отсутствует), предварительно определенные по выражениям [2, 7, 11].

Вычисленная по методу остатка 1-я собственная частота крутильных колебаний эквивалентной системы составила 1871,405 рад/с.

Значения частот вращения коленчатого вала, кратные 1-й собственной частоте колебаний системы, в пределах рабочего диапазона приведены в таблице 2.

График амплитуды колебаний массы I_1 (шкив), вычисленной средствами рассматриваемой компьютерной модели в зависимости от частоты вращения коленчатого вала n, в пределах рабочего диапазона показан на рисунке 3.

Из рисунка 3 видно, что пики амплитуды приходятся на те же частоты вращения, что и указанные в таблице 1 частоты, кратные 1-й собственной частоте колебаний системы. Это подтверждает, что математический аппарат,

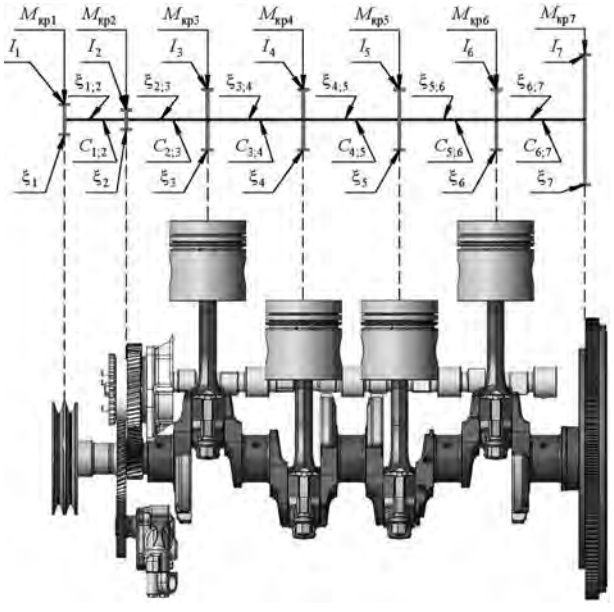


Рисунок 2 — Крутильная система двигателя 4ЧН 11,0/12,5: I_1 — момент инерции шкива коленчатого вала и участка носка коленчатого вала; I_2 — момент инерции шестерен коленчатого вала (привода распределительного вала и привода масляного насоса), а также деталей газораспределительного механизма, масляного насоса, приведенный к оси коленчатого вала и соответствующего участка коленчатого вала; $I_3 \ldots I_6$ — моменты инерции деталей шатунно-поршневой группы цилиндра № 1…4 соответственно, приведенные к оси коленчатого вала и соответствующих участков коленчатого вала; I_7 — момент инерции маховика и участка фланца коленчатого вала; $C_{1,2} \ldots C_{6,7}$ — жесткости участков эквивалентного вала между соответствующими массами; $\xi_{1,2} \ldots \xi_{6,7}$ — коэффициенты демпфирования на участках эквивалентного вала между соответствующими массами; $\xi_1 \ldots \xi_7$ — коэффициенты демпфирования на соответствующих массах; $M_{кр1} \ldots M_{кр7}$ — внешние воздействия (крутящие моменты) на соответствующие сосредоточенные массы системы

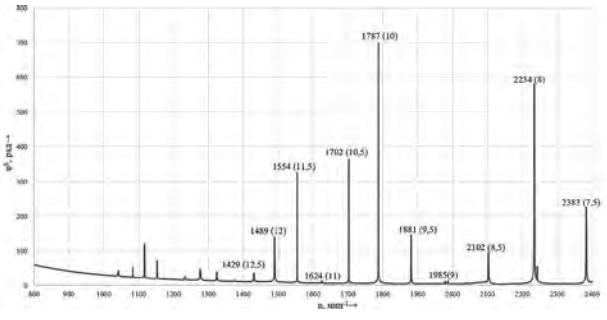


Рисунок 3 — Зависимость амплитуды угловых колебаний φ^s массы I_1 в пределах рабочего диапазона частоты вращения n коленчатого вала

заложенный в модель, работает корректно. При уменьшении шага перебора частот вращения будут появляться дополнительные пики, показывающие кратное совпадение частот вращения с собственными частотами колебаний более высоких порядков.

Графики зависимости координат (перемещений) масс системы при крутильных колебаниях на частоте вращения, кратной 1-й собственной частоте колебаний (8-й порядок, 2233,8 мин$^{-1}$), полученные средствами рассматриваемой компьютерной модели, показаны на рисунке 4.

Из рисунка 4 видно, что масса I_7 (маховик) движется в противофазе относительно остальных масс, что подтверждает, что для первой формы узел колебаний находится между массами I_6 (кривошип 4) и I_7 (маховик). При этом сами перемещения масс принимают критически высокие значения, т. к. для наглядности демпфирование на данном этапе не учитывается. При подстановке точных значений частоты вращения, кратных 1-й собственной частоте колебаний системы, перемещения масс стремятся к бесконечности.

На втором этапе верификации проведено сравнение результатов расчета угловых перемещений носка колен-

Таблица 1 — Параметры эквивалентной крутильной системы двигателя 4ЧН 11,0/12,5

Моменты инерции, кг·м^2		Жесткости участков, Н·м/рад		Коэффициенты демпфирования, Н·м·рад			
				на участках		на массах	
I_1	0,0097	$C_{1,2}$	190 861,852	$\xi_{1,2}$	0	ξ_1	0
I_2	0,0072	$C_{2,3}$	305 945,520	$\xi_{2,3}$	0	ξ_2	0
I_3	0,0420	$C_{3,4}$	1 136 863,856	$\xi_{3,4}$	0	ξ_3	0
I_4	0,0421	$C_{4,5}$	1 136 523,584	$\xi_{4,5}$	0	ξ_4	0
I_5	0,0421	$C_{5,6}$	1 134 188,645	$\xi_{5,6}$	0	ξ_5	0
I_6	0,0421	$C_{6,7}$	1 705 114,678	$\xi_{6,7}$	0	ξ_6	0
I_7	0,8939	—		—		ξ_7	0

Таблица 2 — Частоты вращения коленчатого вала двигателя 4ЧН 11,0/12,5, кратные 1-й собственной частоте колебаний системы

Порядок	Частота вращения, мин$^{-1}$	Порядок	Частота вращения, мин$^{-1}$	Порядок	Частота вращения, мин$^{-1}$	Порядок	Частота вращения, мин$^{-1}$
7	2552,9	11	1624,6	15	1191,4	19	940,6
7,5	2382,7	11,5	1554,0	15,5	1153,0	19,5	916,4
8	2233,8	12	1489,2	16	1116,9	20	893,5
8,5	2102,4	12,5	1429,7	16,5	1083,1	20,5	871,7
9	1985,6	13	1374,7	17	1051,2	21	851,0
9,5	1881,1	13,5	1323,8	17,5	1021,2	21,5	831,2
10	1787,1	14	1276,5	18	992,8	22	812,3
10,5	1702,0	14,5	1232,5	18,5	966,0	22,5	794,2

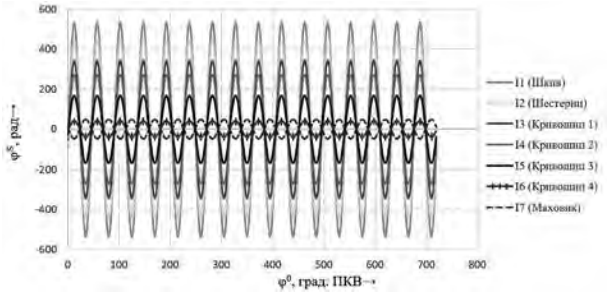


Рисунок 4 — Зависимость координат (перемещений) масс системы двигателя 4ЧН 11,0/12,5 от угла поворота коленчатого вала на частоте вращения 2233,8 мин$^{-1}$

чатоговала рядного четырехтактного шестицилиндрового дизельного двигателя Wärtsilä 6L20 с демпфером крутильных колебаний D60/11 фирмы Geislinger в соответствии с [14] и результатов, полученных с помощью компьютерной модели. Исходные данные для моделирования приведены в таблицах 3…5.

Графики зависимости угловых перемещений носка коленчатого вала (масса I_2) по углу поворота двигателя Wärtsilä 6L20, полученные с помощью компьютерной модели и из [14], показаны на рисунке 5.

Из рисунка 5 видно, что результаты, полученные с помощью компьютерной модели, практически полностью повторяют результаты, приведенные в работе [14].

Таблица 3 — Основные параметры двигателя Wärtsilä 6L20

Параметр	Значение
Диаметр цилиндра, м	0,2
Ход поршня, м	0,28
Длина шатуна, м	0,51
Масса возвратно-поступательно движущихся деталей КШМ одного цилиндра, кг	40,6
Порядок работы цилиндров	1-5-3-6-2-4
Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	1000
Среднее эффективное давление, МПа	2,25
Эффективная мощность, кВт	990

Учитывая разноплановость выполненных этапов валидации и полученные при этом положительные результаты, компьютерную реализацию модели можно считать

Таблица 5 — Параметры возмущающих воздействий в двигателе Wärtsilä 6L20

Порядок	Амплитуда тангенциальной составляющей давления газов в цилиндре, Па	Фазовый угол тангенциальной составляющей давления газов в цилиндре, рад
0,5	921 100	2,3537
1	1 402 900	–1,2875
1,5	1 152 600	1,6819
2	1 045 600	–1,5982
2,5	857 400	1,457
3	706 700	–1,7551
3,5	580 800	1,3245
4	477 300	–1,9249
4,5	363 500	1,1409
5	287 600	–2,0459
5,5	232 100	1,0179
6	178 800	–2,2381
6,5	137 800	0,8286
7	105 600	–2,4321
7,5	80 100	0,6005
8	59 000	–2,6453
8,5	48 700	0,363
9	35 600	–2,9963
9,5	28 000	–0,021
10	21 200	2,9091
10,5	17 400	–0,3961
11	14 400	2,5403
11,5	12 600	–0,7806
12	11 200	2,1474

Таблица 4 — Параметры крутильной системы двигателя Wärtsilä 6L20

Моменты инерции, кг·м^2		Жесткости участков, Н·м/рад		Коэффициенты демпфирования, Н·м·рад			
				на участках		на массах	
I_1	7,120	$C_{1,2}$	1 900 000	$\xi_{1,2}$	0	ξ_1	1850
I_2	1,153	$C_{2,3}$	36 110 000	$\xi_{2,3}$	0	ξ_2	1954
I_3	4,365	$C_{3,4}$	23 410 000	$\xi_{3,4}$	0	ξ_3	1267
I_4	4,365	$C_{4,5}$	23 410 000	$\xi_{4,5}$	0	ξ_4	1267
I_5	4,365	$C_{5,6}$	23 410 000	$\xi_{5,6}$	0	ξ_5	1267
I_6	4,365	$C_{6,7}$	23 410 000	$\xi_{6,7}$	0	ξ_6	1267
I_7	4,365	$C_{7,8}$	23 410 000	$\xi_{7,8}$	0	ξ_7	1267
I_8	4,365	$C_{8,9}$	38 620 000	$\xi_{8,9}$	0	ξ_8	2090
I_9	1,714	$C_{9,10}$	43 200 000	$\xi_{9,10}$	0	ξ_9	2337
I_{10}	71,810	$C_{10,11}$	120 000	$\xi_{10,11}$	0	ξ_{10}	0
I_{11}	2,288	$C_{11,12}$	17 540 000	$\xi_{11,12}$	0	ξ_{11}	277
I_{12}	0,873	$C_{12,13}$	2 942 000	$\xi_{12,13}$	0	ξ_{12}	148,5
I_{13}	24,720	—		—		ξ_{13}	0

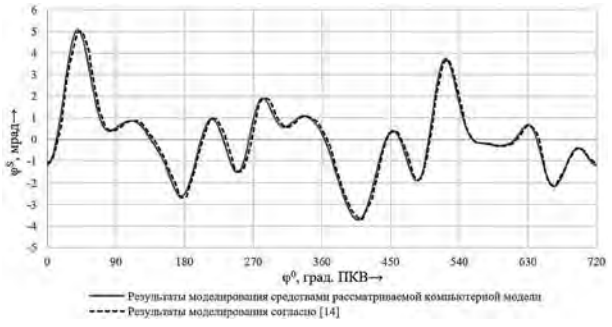


Рисунок 5 — Зависимость координат (перемещений) носка коленчатого вала по углу поворота двигателя Wärtsilä 6L20 на частоте вращения 1000 мин$^{-1}$

соответствующей ее исходной математической модели, а верификацию — успешно выполненной.

Валидация программного обеспечения компьютерной модели крутильной системы двигателя 4ЧН 11,0/12,5. Валидация программ, осуществляющих расчеты и в том числе предназначенных для подготовки исходных данных и обработки результатов, может выполняться путем сравнения с экспериментальными данными, в результате чего определяется соответствие компьютерной модели реальному объекту. Это гарантирует, что в заявленной области применения компьютерная модель позволяет правильно и с определенной точностью моделировать реальные процессы [12].

Для выполнения валидации проведена серия испытаний двигателя 4ЧН 11,0/12,5, суть которых заключалась в следующем: на носок коленчатого вала устанавливались три разных по комплектации варианта опытных шкивов коленчатого вала:

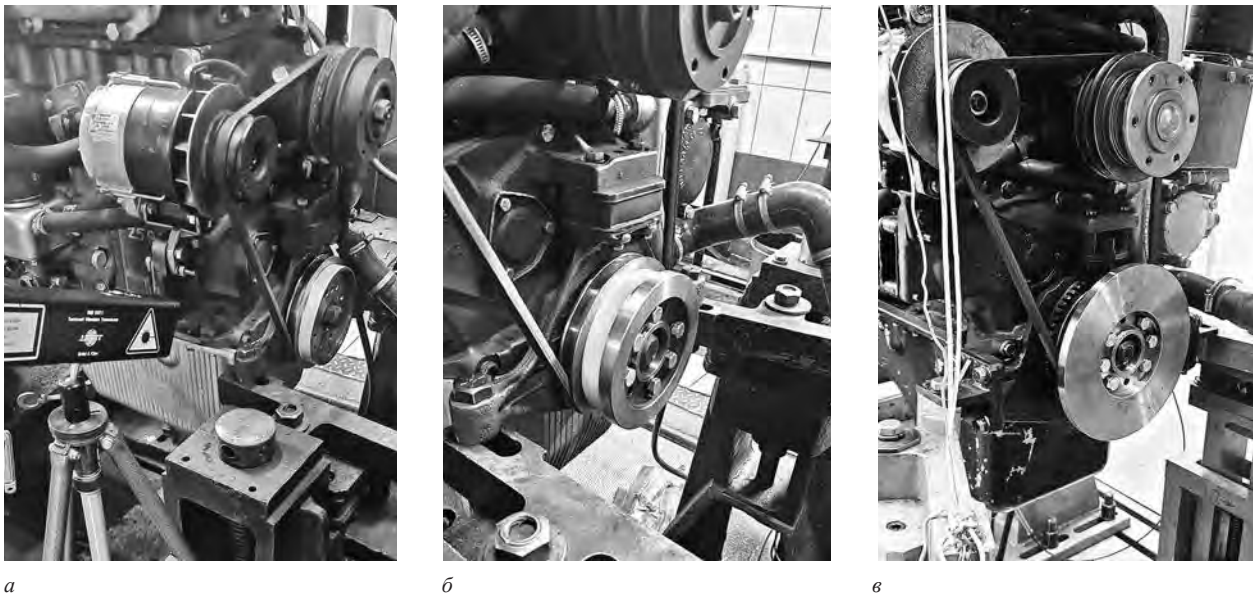
- комплектация № 1 — шкив, соответствующий шкиву с наименьшим моментом инерции, применяемому на серийно выпускаемых 4-цилиндровых двигателях ОАО «УКХ «ММЗ» (0,00964 кг · м^2) (рисунок 6 *а*);
- комплектация № 2 — шкив, соответствующий шкиву со средним моментом инерции, применяемому на серийно выпускаемых 4-цилиндровых двигателях ОАО «УКХ «ММЗ» (0,01929 кг · м^2) (см. рисунок 6 *б*);
- комплектация № 3 — шкив, соответствующий шкиву с наибольшим моментом инерции, применяемому на серийно выпускаемых 4-цилиндровых двигателях ОАО «УКХ «ММЗ» (0,04837 кг · м^2) (см. рисунок 6 *в*).

Испытаниями предусматривалось измерение среднеквадратичных значений виброперемещений носка коленчатого вала (массы I_1) с применением лазерного виброметра типа 2523 фирмы Brüel & Kjær [15] и запись соответствующих осциллограмм «сырого» сигнала цифровым многоканальным осциллографом (рисунок 7) при работе двигателя по внешней скоростной характеристике. Лазерный луч направлялся на специальную светоотражающую ленту, наклеенную на обод шкива.

Для анализа полученных данных каждая из записанных осциллограмм подвергалась математической обработке — быстрому преобразованию Фурье с выделением порядков гармоник от 0,5-го до 12-го включительно. Также каждая из осциллограмм рассматривалась в отдельности, с разбиением на интервалы, соответствующие рабочему циклу двигателя. После чего выполнялось сравнение результатов, полученных с помощью компьютерной модели и испытаний.

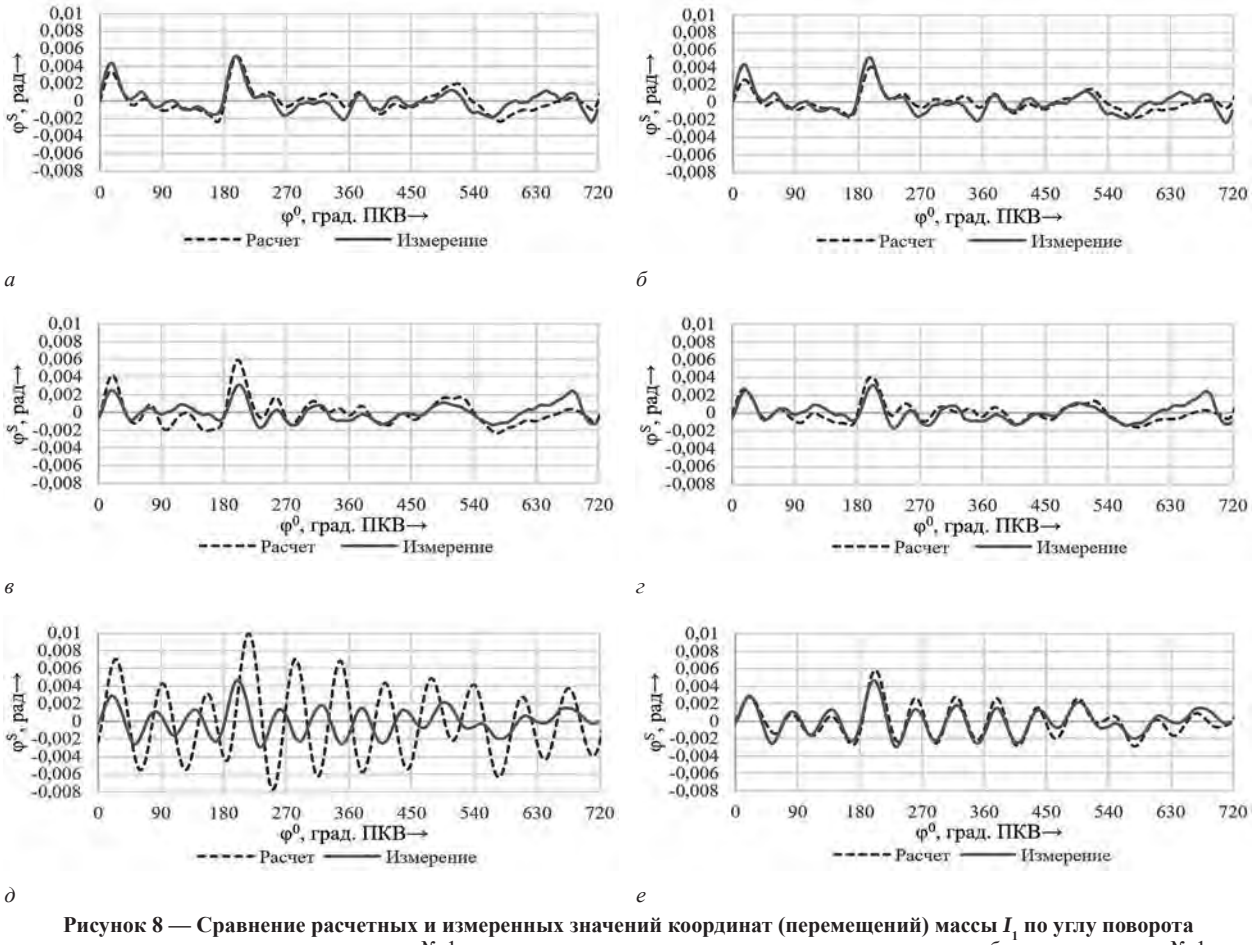
При использовании первоначальных данных согласно таблице 1 с учетом изменения моментов инерции массы I_1 для различных комплектаций, приняв демпфирование на моторных массах в соответствии с рекомендациями [3] равным $\xi_3 = \xi_4 = \xi_5 = \xi_6 = 21$ Н · м · рад,

Рисунок 7 — Виброметр типа 2523 и многоканальный осциллограф



а *б* *в*

Рисунок 6 — Варианты комплектации двигателя 4ЧН 11,0/12,5: *а* — комплектация № 1; *б* — комплектация № 2; *в* — комплектация № 3



а *б* *в* *г* *д* *е*

Рисунок 8 — Сравнение расчетных и измеренных значений координат (перемещений) массы I_1 по углу поворота коленчатого вала: *а* — комплектация № 1 и исходные упруго-массовые характеристики системы; *б* — комплектация № 1 и корректированные упруго-массовые характеристики системы; *в* — комплектация № 2 и исходные упруго-массовые характеристики системы; *г* — комплектация № 2 и корректированные упруго-массовые характеристики системы; *д* — комплектация № 3 и исходные упруго-массовые характеристики системы; *е* — комплектация № 3 и корректированные упруго-массовые характеристики системы

в результате сравнения расчетных и измеренных значений координат (перемещений) массы I_1 по углу поворота коленчатого вала на режиме внешней скоростной характеристики при частоте вращения 2233,8 мин$^{-1}$ получена неудовлетворительная сходимость (рисунок 8 *а*, *в*, *д*). Было предложено внести корректировки в исходные данные, а именно упруго-массовые характеристики системы в соответствии с таблицей 6.

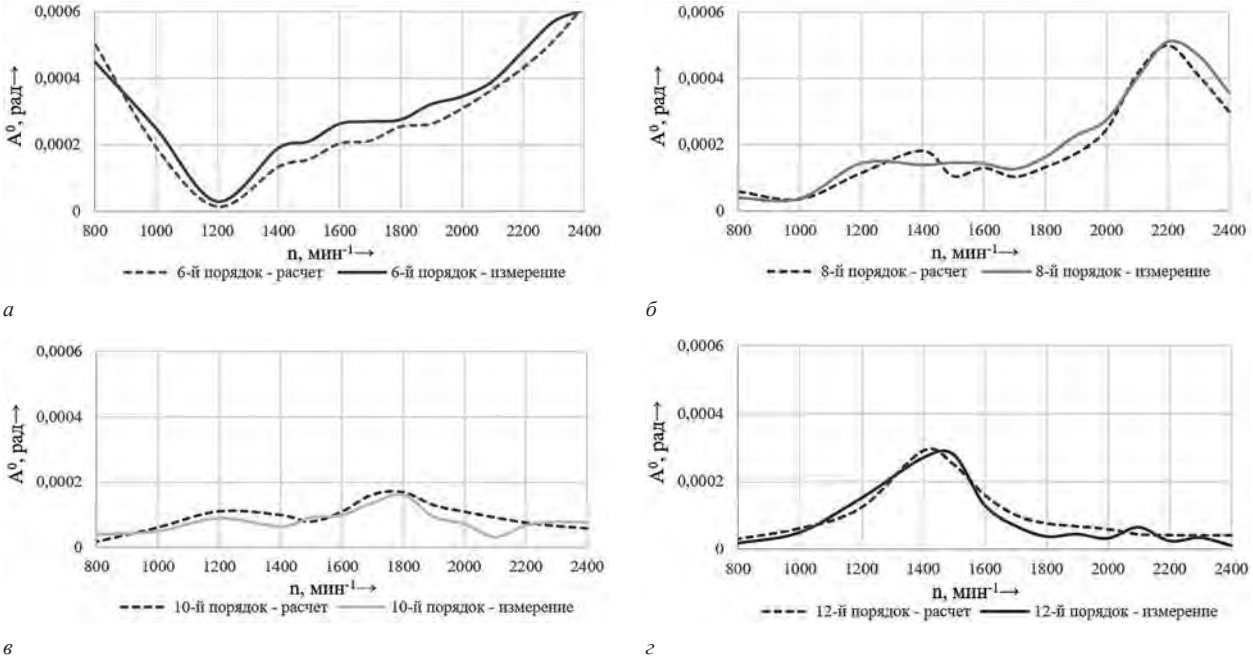
После проведения повторных расчетных исследований с учетом корректировок параметров упруго-массовой системы получена удовлетворительная сходимость расчетных и измеренных величин (см. рисунок 8 *б*, *г*, *е*).

Необходимость внесения корректировок объясняется неточностями в определении упругих и инерционных свойств системы, полученных по выражениям [2, 7, 11], т. к. реальные детали в каждом конкретном случае имеют свои геометрические и механические характеристики в рамках своих полей допусков.

Так как изменение упруго-массовых характеристик системы приводит к ее перенастройке и изменению собственных частот, то для дополнительной проверки корректности внесенных изменений выполнено сравнение амплитуд гармонических составляющих колебаний массы I_1 в пределах рабочего диапазона частот вращения. С учетом обновленных исходных данных, 1-я собственная частота колебаний системы для комплектации № 1 составляет 1858,617 рад/с (меньше на 12,788 рад/с относительно первоначальных данных). Частота вращения

Таблица 6 — Корректировка упруго-массовых характеристик системы

Моменты инерции, кг·м^2		Жесткости участков, Н·м/рад	
I_1	+0,0050	$C_{1,2}$	+230 000
I_2	+0,0043	$C_{2,3}$	+280 026
I_3	+0,0110	$C_{3,4}$	+300 000
I_4	+0,0110	$C_{4,5}$	+653 000
I_5	+0,0110	$C_{5,6}$	+260 700
I_6	+0,0110	$C_{6,7}$	+200 200
I_7	+0,2250	—	



а *б* *в* *г*

Рисунок 9 — Сравнение расчетных и измеренных амплитуд гармонических составляющих перемещений массы I_1 для комплектации № 1: *а* — 6-й порядок; *б* — 8-й порядок; *в* — 10-й порядок; *г* — 12-й порядок

коленчатого вала, кратная 1-й собственной частоте колебаний, с порядком 8 при этом составляет 2219 мин$^{-1}$, с порядком 10 — 1775 мин$^{-1}$, с порядком 12 — 1480 мин$^{-1}$ соответственно, т. е. пики амплитуд должны находиться в зоне этих частот вращения.

На рисунке 9 показан пример сравнения расчетных и измеренных значений амплитуд гармонических составляющих перемещений A_k^0 в рабочем диапазоне частот вращения для 6, 8, 10 и 12-й гармоник возмущающего момента (как главных [3]) для комплектации № 1.

Из рисунка 9 видно, что расчетные частоты для рассматриваемых гармоник, кратные 1-й собственной частоте колебаний с учетом корректировки исходных данных, находятся в зонах соответствующих пиков измеренных амплитуд, а значит исходные данные, определяющие свойства упруго-массовой системы, заданы корректно.

Таким образом, принимая во внимание разноплановость выполненных этапов верификации и полученные при этом положительные результаты, компьютерную модель крутильной системы можно считать соответствующей реальному объекту (двигателю 4ЧН 11,0/12,5), а верификацию — успешно выполненной.

Заключение. В развитие математического моделирования крутильной системы двигателя 4ЧН 11,0/12,5 [4] предложена блок-схема алгоритма расчета параметров крутильной системы.

Выполнена верификация компьютерной модели путем сравнения 1-й собственной частоты колебаний крутильной системы, вычисленной по методу остатка, и частот вращения, при которых амплитуды колебаний масс системы при отсутствии демпфирования, вычисленные в рамках рассматриваемой компьютерной модели, стремятся к бесконечности. Проведено сравнение результатов расчета угловых перемещений носка коленчатого вала двигателя Wärtsilä 6L20 в соответствии с [14] и аналогичных результатов, полученных средствами рассматриваемой компьютерной модели.

Проведена валидация компьютерной модели путем сравнения расчетных зависимостей координат (перемещений) шкива по углу поворота коленчатого вала с аналогичными данными, полученными при испытаниях двигателя 4ЧН 11,0/12,5 с различными комплектациями. Предложены корректировки упруго-массовых характеристик, позволяющие получить хорошую сходимость расчетных и измеренных параметров.

В результате получена откалиброванная цифровая модель крутильной системы двигателя 4ЧН 11,0/12,5, содержащая необходимые данные по свойствам ее компонентов и позволяющая определять мгновенные значения угловых координат (перемещений) масс системы для различных режимов работы двигателя.

Список литературы

1. Маслов, Г.С. Расчеты колебаний валов: справ. / Г.С. Маслов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1980. — 151 с.
2. Попык, К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей: учебник / К.Г. Попык. — 2-е изд. — М.: Высш. шк., 1970. — 328 с.
3. Чистяков, В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие для машиностроительных вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / В.К. Чистяков. — М.: Машиностроение, 1989. — 256 с.
4. Никишев, А.А. Математическая модель крутильной системы четырехцилиндрового двигателя 4ЧН 11,0/12,5 / А.А. Никишев, А.Н. Петрученко // Механика машин, механизмов и материалов. — 2026. — № 3. — С. 14–22. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2026-3-76-14-22.
5. Красильников, А.А. Современный статистический анализ результатов научных исследований в Excel: учеб.-метод. пособие / А.А. Красильников. — [б. м.]: Издательские решения, 2023. — 204 с.
6. Комолова, Н.В. Программирование на VBA в Excel: самоучитель / П.В. Комолова, Е.С. Яковлева. — СПб.: БХВ-Петербург, 2024. — 512 с.
7. Алексеев, В.В. Демпфирование крутильных колебаний в судовых валопроводах / В.В. Алексеев, Ф.Ф. Болотин, Г.Д. Кортын. — Л.: Судостроение, 1973. — 280 с.
8. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие / А.И. Колчин, В.П. Демидов. — 4-е изд., стер. — М.: Высш. шк., 2008. — 498 с.

9. Harmonic analysis of the torque of autotractor engines by speed and load modes of operation / F. Khaliullin, S. Yakhin, R. Yakovlev [et al.] // ES5 Web of Conferences. Actual Problems of Decarbonization of Transport and Power Engineering: Ways to Their Innovative Solution: proc. of the Intern. Scientific Conf. Transport Technologies in the 21st Century (TT21C-2024), Rostov-on-Don, 8–10 Apr. 2024. — 2024. — Vol. 515. — DOI: https://doi.org/10.1051/e3sconf/202451503012.
10. Правила классификации и постройки морских судов. Часть IX. Механизмы: НД 2-020101-174 / Российский морской регистр судоходства. — Введ. 01.01.2025. — СПб.: РС, 2025. — 132 с.
11. Халиуллин, Ф.Х. Крутильные колебания коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособ. / Ф.Х. Халиуллин, А.Л. Абдуллин. — Казань: Фэн, 2018. — 78 с.
12. Численное моделирование для разработки и сдачи в эксплуатацию высокотехнологичных промышленных изделий. Сертификация программного обеспечения. Общие положения: ГОСТ Р 57700.2-2017. — Введ. 01.05.2018. — М.: Стандартинформ, 2018. — 7 с.
13. Никишев, А.А. Методы определения собственных частот крутильных колебаний / А.А. Никишев, А.Н. Петрученко, А.В. Предко // Автотракторостроение и автомобильный транспорт: сб. науч. тр.: в 2 т. / БНТУ; редкол.: Т.В. Матюшинец (отв. ред.) [и др.]. — Мн., 2023. — Т. 1. — С. 165–169.
14. Larmi, M. Torsional vibration measurement and analysis of a medium-speed diesel engine / M. Larmi. — Otaniemi: Teknillinen korkeakoulu, 1977. — 43 p. — (Polttomoottorilaboratorion julkaisu; no. 69).
15. On the working principle of torsional vibration meter type 2523: application note BO 0426-11 / N.A. Halliwell, S.J. Rothberg, T.J. Miles [et al.]; Brüel&Kjær. — 8 p. — URL: https://www.bksv.com/media/doc/bo0426.pdf (date of access: 25.06.2026).

Nikishev A.A.

Computer simulation of torsional vibrations in the crankshaft of the 4ChN 11.0/12.5 engine

Predicting the behavior of physical objects prior to their manufacturing and testing makes it possible to identify weaknesses at the early stages of design. This enables timely improvements to the structure, significantly reducing the costs associated with the development and refinement of the final product. This challenge is successfully addressed through computer simulation, which facilitates the transition from a general mathematical model to a specific component and replicates its behavior. This paper examines the computer implementation, validation, and verification of a mathematical model for the torsional system of the 4ChN 11.0/12.5 engine. The resulting model incorporates the necessary data on the properties of the system components, enabling the determination of instantaneous angular positions (displacements) of the system masses for various engine operating modes.

Поступила в редакцию 30.06.2026.

УДК 62.235 + 629.3.018.7 + 534.013 + 629.3.075 + 613.644

Д.В. БУТУЗОВ
ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва, Российская Федерация

А.И. ТАРАТОРКИН, д-р техн. наук
ИМАШ УрО РАН, г. Екатеринбург, Российская Федерация

М.М. НАГАЙЦЕВ, канд. техн. наук
ООО «КАТЕ», г. Москва, Российская Федерация

КОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ТРАНСМИССИИ, ОКАЗЫВАЮЩИЕ ВЛИЯНИЕ НА КОМФОРТАБЕЛЬНОСТЬ СОВРЕМЕННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Рассмотрены колебательные процессы в трансмиссиях современных транспортных средств, снижающие комфортабельность. Показано, что наряду с известными высокочастотными виброакустическими возмущениями в новых конструкциях (гибридные силовые установки, трансмиссии без гидротрансформатора) возникает класс низкочастотных продольных колебаний (4–7 Гц). Идентифицированы основные источники: работа двигателя внутреннего сгорания на низких оборотах под высокой нагрузкой, конфликт алгоритмов управления, нестабильность гидравлических процессов в гидроцилиндрах фрикционов, переходные режимы «Tip-in / Tip-out», а также автоколебания, инициированные системами управления агрегатами и собственным буксованием фрикционных элементов. По результатам экспериментальных испытаний гибридной трансмиссии параллельного типа установлены пороговые значения продольного ускорения (0,030–0,040 м/с^2), определяющие переход к субъективно ощутимому дискомфорту. Сделан вывод о необходимости отдельного проектного учета низкочастотных колебательных эффектов, формируемых современными трансмиссионными системами.

Ключевые слова: *колебательные процессы трансмиссии, гибридная трансмиссия, NVH, низкочастотные продольные колебания, комфортабельность транспортных средств, фрикционные элементы управления, виброакустика*

Введение. Мировой тренд развития транспортных машин ориентирован на повышение безопасности, топливной эффективности и комфортабельности, характеризующейся, в первую очередь, эргономическими и виброакустическими показателями [1]. Комфортабельность в значительной степени лимитируется колебательными процессами, возникающими в трансмиссионных системах.

Принято считать, что колебательные процессы в современных трансмиссиях приводят либо к поломкам и разрушениям при низкочастотных колебаниях, условно ограниченных 200–250 Гц, либо к ухудшению показателей комфортабельности, которые в основном сводятся к шумам, вибрациям и рывкам, толчкам (понятие Noise, Vibration, Harshness). Особое внимание уделяется виброакустическому поведению агрегатов транспортных машин, что является ключевым фактором при оценке качества потребителями не только автомобилей представительского класса, но и транспортных средств общего и специального назначения, различных видов сельскохозяйственной техники и дорожно-строительных машин [2].

В зависимости от характера физических процессов, следствием которых является образование виброакустического излучения (шума), различают источники механического, аэродинамического, гидродинамического и электромагнитного происхождения [3].

Источниками механического возмущения являются двигатель внутреннего сгорания (ДВС), трансмиссия, подвеска. Часто вибрация их элементов передается на картерные детали и возникают звуковые колебания. Следует отметить, что в реальных механизмах возникновение шума и вибрации во многих элементах происходит практически одновременно.

Аэродинамический шум вызывают системы впуска и выпуска ДВС, вентиляторы систем охлаждения, шины при большой скорости движения колесных машин. Шумы аэродинамического происхождения обусловлены пульсациями давления, вихреобразованиями, неоднородностью потока рабочей среды, воздуха или газа.

К источникам гидродинамического шума относятся гидродинамические передачи, жидкостные насосы, элементы системы подачи топлива. Кроме перечисленных выше причин возникновения гидродинамического шума, характерного для гидромашин, его источниками также являются последствия кавитационных процессов в жидкостях.

Источниками электромагнитного шума являются генератор, электродвигатель, стартер. Шум от электрических машин образуется при вибрации статора и ротора под действием магнитных сил в воздушном зазоре. Уровни шума этих источников зависят от режима работы агрегатов и их конструктивных особенностей.

Новые колебательные эффекты в современных трансмиссиях. Однако в современных силовых агрегатах проявляется ранее нехарактерная для классических конструкций группа низкочастотных продольных колебаний, не приводящих к разрушениям, но существенно снижающих комфорт, что обусловлено особенностями их работы. В общем случае источником продольных колебаний кузова автомобиля является результат совместной работы силовой установки, трансмиссии и подвески. Когда размах колебаний момента в трансмиссии или силовой установке превышает некоторое пороговое значение, величина колебаний, передающихся на кузов транспортного средства, становится достаточной для того, чтобы человек мог ее

почувствовать. Такие колебания момента могут быть вызваны множеством причин. Основные выявленные сценарии генерации таких колебаний представлены далее.

Колебания от ДВС в режиме низких оборотов под нагрузкой. Примером могут служить колебания ДВС, работающего на низких оборотах под большой нагрузкой (например, при зарядке батареи в гибридных транспортных средствах), который может передавать собственную неравномерность вращения и вызвать колебания в трансмиссии, которые выражаются в появлении неприятных звуков и в некоторых условиях могут быть ощутимы на кузове транспортного средства (рисунок 1).

Автоколебания из-за конфликта алгоритмов управления. Другим примером являются колебания, вызванные «конфликтом» систем управления, когда запрашиваемый электронным блоком управления автоматической коробки передач (АКП) момент силовой установки изменяется периодично с частотой, соответствующей одной из собственных частот силовой передачи (рисунок 2). Последствием этого является возникновение продольных раскачиваний кузова транспортного средства, что неприятно воспринимается пассажирами, а также неверно трактуется как неудовлетворительное качество переключения передач.

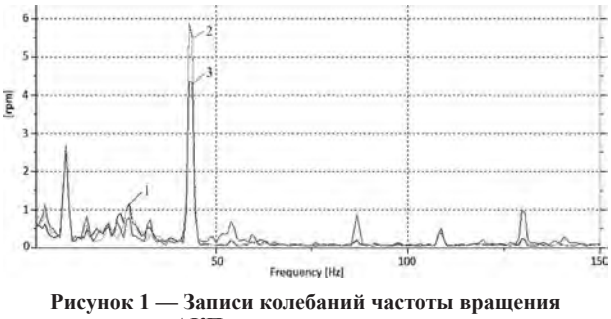


Рисунок 1 — Записи колебаний частоты вращения входного вала АКП при увеличении нагрузки во время зарядки высоковольтной батареи на оборотах холостого хода в разные моменты времени: 1, 2 — спектры колебаний на 14-й и 22-й секундах записи соответственно, сопровождающиеся непериодичным шумом; 3 — спектр колебаний на 68-й секунде, возникший при дополнительном увеличении нагрузки на ДВС и сопровождающийся появлением интенсивного периодического шума, что выражается отчетливым появлением кратных порядков на спектре

Нестабильность гидравлического управления фрикционами. Известны случаи, когда неповторяемость процесса нарастания давления, вызванная возникновением «паразитного» центробежного давления в бустерах фрикционов, приводит к невозможности подобрать необходимый закон управления фрикционными элементами АКП, а также создает трудности при разработке систем адаптации [4], что приводит к снижению комфортабельности транспортного средства.

Колебания в переходных процессах при быстрых действиях с педалью газа («Tip-in / Tip-out»). Колебания при быстром нажатии и отпускании педали газа (так называемый маневр «Tip-in / Tip-out») на низших передачах, являющиеся следствием несогласованности упруго-инерционных свойств систем автомобиля и закона управления моментом, представлены на рисунке 3.

Колебания, инициированные системами управления различных агрегатов. Колебания кузова также могут быть вызваны несогласованностью систем управления агрегатами с механическими свойствами автомобиля. На рисунке 4 *а* продольные колебания кузова вызваны колебанием момента электромашины, на рисунке 4 *б* — колебанием тока электромагнитного клапана управляющего давлением стартового фрикционного пакета коробки передач, а на рисунке 4 *в* — несвоевременным включением муфты полного привода при повороте.

Эффект фрикционного буксования в гибридной трансмиссии параллельного типа. Колебания, снижающие комфортабельность транспортного средства, были выявлены в ходе разработки гибридной трансмиссии параллельного типа. Конструкция силового агрегата и автоматической трансмиссии автомобиля представляют собой ДВС, коленчатый вал которого связан с ротором электромашины без использования размыкающих элементов, а ротор электромашины в свою очередь связан с входным валом девятиступенчатой планетарной коробки передач, в которой отсутствует гидротрансформатор. Проведенные испытания позволили исключить возможное влияние на появление рассматриваемых колебаний факторов, связанных с несогласованностью систем управления ДВС и трансмиссии, влияние воздуха в гидроцилиндрах фрикционов, а также влияние широтно-импульсной модуляции сигнала электромагнитного

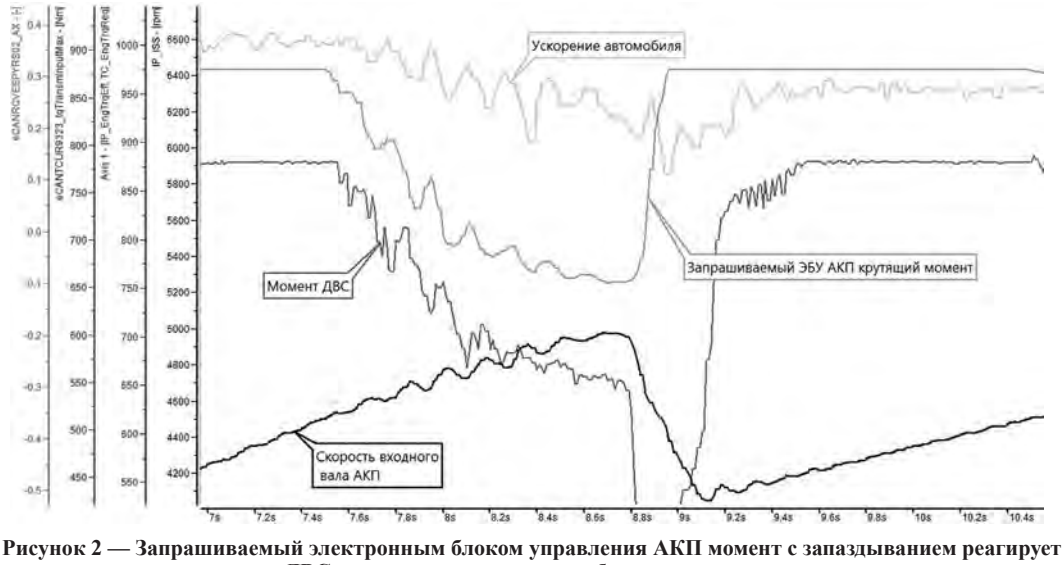


Рисунок 2 — Запрашиваемый электронным блоком управления АКП момент с запаздыванием реагирует на снижение момента ДВС, вызывая ощутимые колебания на кузове транспортного средства

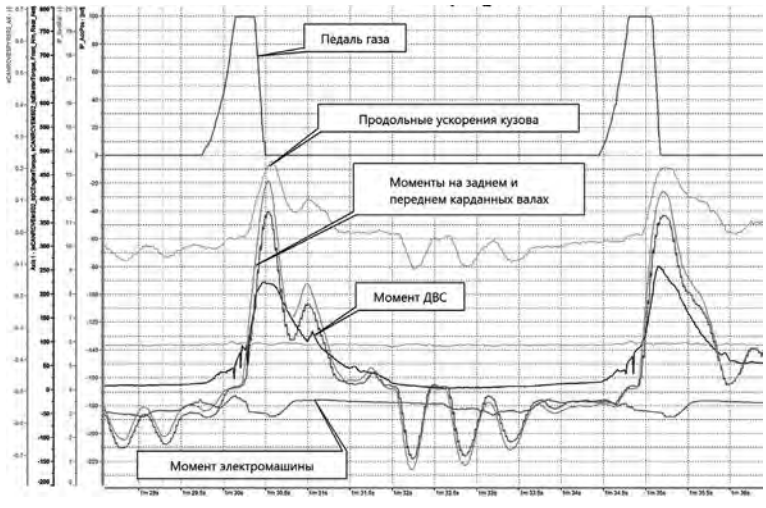
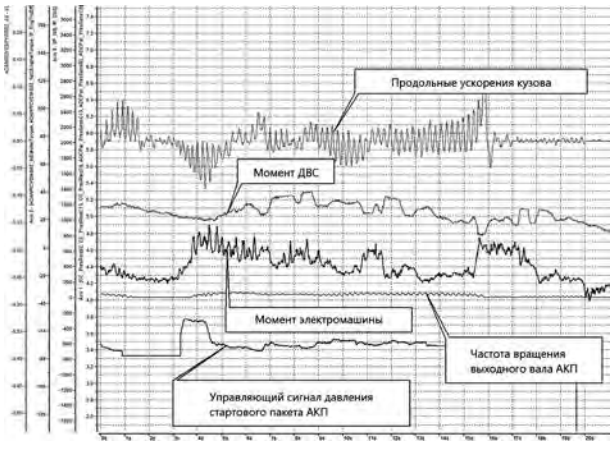
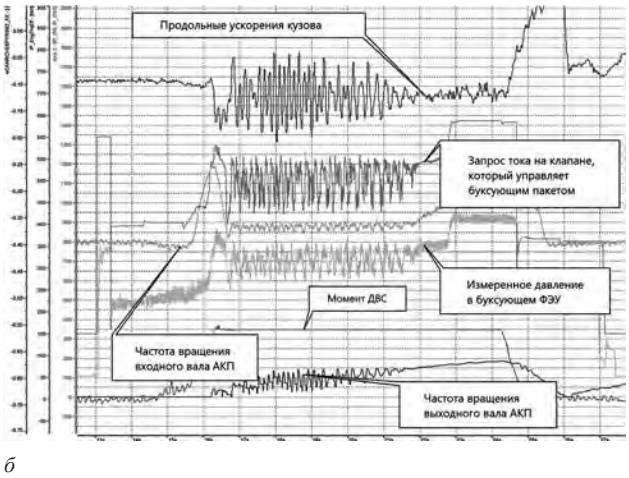


Рисунок 3 — Пример колебаний при быстром нажатии и отпускании педали газа

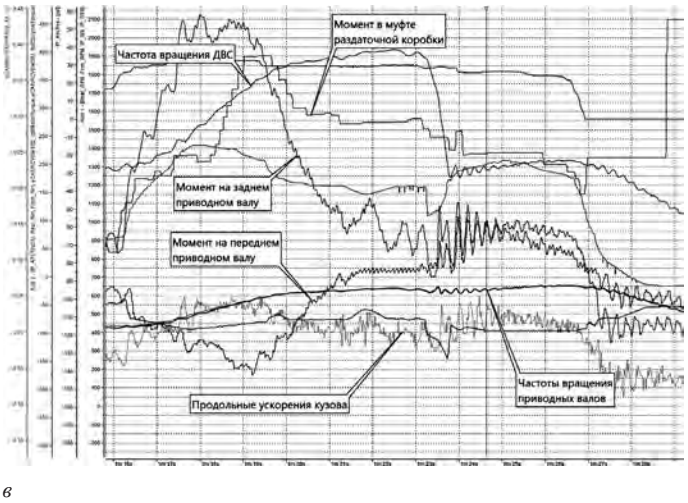
клапана управляющего давлением фрикциона. При этом в процессе испытаний было установлено, что источником возбуждения низкочастотных колебаний является процесс функционирования фрикционных элементов управления во время буксования. При проведении исследований фиксировались ощутимые продольные колебания автомобиля во время начала движения при буксовании стартового пакета на низших передачах передаче и заднего хода (рисунок 5). Одной из причин таких колебаний является сочетание трибологических особенностей фрикционной накладки и трансмиссионного масла, а также условий работы фрикционных элементов управления [5], что в совокупности приводит к эффекту фрикционных автоколебаний [6–9]. Также такие колебания могут быть вызваны геометрическими особенностями фрикционных элементов управления [10].



а



б



в

Рисунок 4 — Примеры продольных колебаний кузова, вызванных несогласованностью систем управления агрегатами с механическими свойствами автомобиля: *а* — системы управления силовой установкой; *б* — системы управления АКП; *в* — системы управления полным приводом

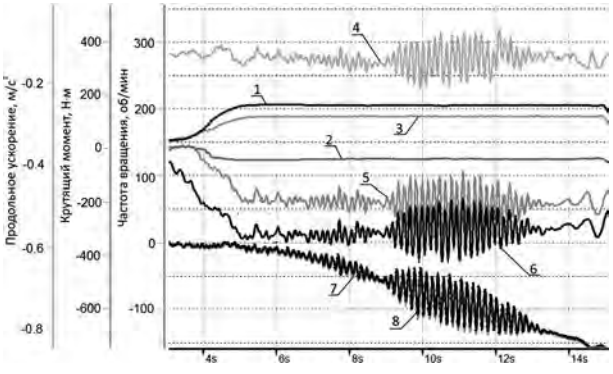


Рисунок 5 — Экспериментальное воспроизведение рассматриваемого явления при трогании на задней передаче: 1 — момент теплового двигателя; 2 — момент электромашины; 3 — суммарный момент силовой установки; 4 — продольное ускорение кузова; 5 — момент на заднем приводном валу; 6 — момент на переднем приводном валу; 7 — скорость вращения переднего приводного вала; 8 — скорость вращения заднего приводного вала

Результаты экспериментальных исследований показали, что возникновение колебаний субъективно характеризуется превышением порогового значения продольного ускорения транспортного средства в диапазоне 0,030–0,040 м/с^2 при одновременной регистрации колебательного процесса с частотой 4–5 Гц для включенного только заднего привода и 6–7 Гц при трогании на полном приводе.

Заключение. Помимо классических высокочастотных виброакустических возмущений, оказывающих влияние на комфортабельность, в современных транспортных средствах существуют колебательные процессы значительно меньшего порядка, которые обязательно следует принимать во внимание. Эти процессы проявляются в виде раскачки и толчков, формируют дополнительные акустические шумы и должны учитываться как самостоятельный объект при проектировании трансмиссий, обеспечивающих комфортабельность.

Список литературы

1. Трусевич, И.А. Совершенствование акустического поведения корпуса автоматической коробки передач автомобиля категории N2 на основе метода модального представления динамической системы / И.А. Трусевич, А.И. Тараторкин, И.А. Тараторкин // Механика машин, механизмов и материалов. — 2023. — № 4(65). — С. 38–46. — DOI https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-4-65-38-46.
2. Управление акустическим излучением трансмиссии посредством корректировки модальных показателей ее картера / И.А. Тараторкин, Г.А. Анищенко, В.Б. Держанский [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2018. — Вып. 7. — С. 36–39.
3. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов: в 3 т. / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов [и др.]; под общ. ред. А.А. Полунгяна. — М.: Изд-во МГТУ им. Г.Э. Баумана, 2008. — Т. 1. — 496 с.
4. Обеспечение точности реализации требуемого закона управления фрикционами трансмиссии регулированием объема рабочей жидкости в компенсационной камере гидроцилиндра / А.И. Тараторкин, А.В. Жук, А.И. Руднев [и др.] // Труды НАМИ. — 2021. — № 3(286). — С. 67–80. — DOI: https://doi.org/10.51187/0135-3152-2021-3-67-80.
5. Красневский, Л.Г. Автоматические трансмиссии: о точности реализации прецизионных алгоритмов технологии Clutch-to-Clutch Shifts в тепловых и электрических силовых установках мобильной техники / Л.Г. Красневский // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2023. — Вып. 12. — С. 84–87.
6. Прокопьев, М.В. Метод оценки фрикционных автоколебаний в трансмиссии при трогании легкового автомобиля: дис. … канд. техн. наук: 05.05.03 / Прокопьев Максим Владимирович; Тольят. гос. ун-т. — Тольятти, 2002. — 137 с.
7. Zhang, J. Study on clutch engagement judder during launch process for dual clutch transmissions / J. Zhang, B. Ma, M. Zehn // International Journal of Vehicle Noise and Vibration. — Vol. 6, no. 2–4. — P. 176–199. — DOI: https://doi.org/10.1504/IJVNV.2010.036685.
8. Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick-slip in automotive powertrain systems / A. Crowther, N. Zhang, D.K. Liu, J.K. Jeyakumaran // Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. — 2004. — Vol. 218, iss. 12. — DOI: https://doi.org/10.1243/0954407042707731, 01.12.2004.
9. Mauchler, P. Clutch Chatter / P. Mauchler // 4th LuK Symposium. — Schaeffler, 1990. — P. 109–124.
10. Бутузов, Д.В. Влияние геометрических особенностей фрикционных элементов управления планетарных коробок передач на комфортабельность транспортного средства при переходных процессах / Д.В. Бутузов, М.М. Нагайцев, А.И. Тараторкин // Механика машин, механизмов и материалов. — 2026. — № 2(75). — С. 5–14. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2026-2-75-5-14.

Butuzov D.V., Taratorkin A.I., Nagaytsev M.M.

Oscillatory processes in powertrain systems and their influence on the comfort of modern vehicles

The paper examines oscillatory processes in transmissions of modern vehicles that degrade ride comfort. It is shown that, along with the well-known high-frequency vibroacoustic disturbances, a distinct class of low-frequency longitudinal vibrations (4–7 Hz) emerges in new-generation powertrain architectures (hybrid propulsion systems and transmissions without torque converters). The principal sources of these oscillations are identified: internal combustion engine operation at low speeds under high load, conflicts between control algorithms, instability of hydraulic processes in friction-element actuation cylinders, Tip-in/Tip-out transients, as well as self-excited oscillations induced by aggregate control systems and by the inherent slipping of friction elements. Based on experimental tests of a parallel-type hybrid transmission, threshold values of longitudinal acceleration (0.030–0.040 m/s²) are established, which mark the transition to subjectively perceptible discomfort. It is concluded that low-frequency oscillation effects generated by modern transmission systems must be addressed as a separate design consideration.

Поступила в редакцию 10.09.2026.

УДК 629.3.03

А.Т. СКОЙБЕДА, д-р техн. наук, проф.; Т.И. БЕЛЕНКЕВИЧ; Р.О. ЛИС
Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАЗЕМНЫХ ДРОНОВ НА БАЗЕ КОЛЕСНО-ШАГАЮЩИХ СИСТЕМ

В статье представлены результаты разработки и изготовления 3D-моделей мобильных дронов с колесно-шагающим движителем. Приведены блок-схемы наземных дронов с дистанционным управлением, выполнен расчет кинематики движения шагающего механизма. Описан эмпирический метод проектирования профиля башмака, обеспечивающий горизонтальное перемещение точки контакта. Обоснован выбор пластика для 3D-печати башмаков и других элементов дрона. Экспериментально подтверждена дискретность колеи и способность модели преодолевать препятствия. Полученные результаты демонстрируют повышенные тяговые характеристики, улучшенную проходимость и сниженное воздействие на опорную поверхность по сравнению с классическими колесными движителями.

Ключевые слова: *колесно-шагающий движитель, 3D-моделирование, мобильный дрон, дискретность колеи, проходимость, башмак, блок-схема*

Введение. Современные наземные мобильные дроны находят все более широкое применение в задачах мониторинга, поисково-спасательных работ, сельского хозяйства и промышленности. Однако классические колесные движители не всегда обеспечивают требуемую проходимость при движении по пересеченной местности, слабым грунтам или при преодолении препятствий в виде ступеней. Альтернативой являются колесно-шагающие движители (КШД), которые сочетают преимущества колеса и шагающего механизма.

Целью настоящей работы является разработка и изготовление 3D-моделей мобильных дронов на базе колёсно-шагающих движителей, а также экспериментальная проверка их эксплуатационных свойств.

Разработка и создание 3D-модели дрона, использующего два КШД. КШД имеет ряд преимуществ перед колесным:

- повышенные на 70–80 % тяговые характеристики за счет большего аналога скорости перемещения при одинаковом расстоянии от опорной поверхности до оси ступицы [1, 2];
- возможность преодолевать препятствия по типу высоких ступеней [3];
- дискретная колея. Такой тип движителя оставляет после себя штриховой след, не нанося ущерб 30–40 % длины проходимого пути [1, 2].

Разработка модели велась на основе уже существующего рабочего прототипа колесно-шагающего движителя от БНТУ (рисунок 1) [2, 3].

Разработка профиля башмака и его 3D-печать. Башмак является конечным звеном КШД, непосредственно взаимодействующим с опорной поверхностью. От его геометрии зависят тяговые характеристики, устойчивость, плавность хода и способность реализовать дискретную колею. Основное требование к башмаку — обеспечить горизонтальное перемещение точки контакта при постоянном расстоянии h от оси поворота движителя O до опорной поверхности. При этом на участке 1–2 расстояние от оси O до края башмака уменьшается, а на участке 2–3 увеличивается, что компенсирует кинематические перемещения звеньев (рисунок 2).

В связи со сложностью аналитического описания профиля башмака был применен эмпирический метод профилирования. На выбегающую часть движителя вместо башмака закреплялся лист бумаги. Движитель проворачивался на несколько градусов. Одновременно на бумаге проводились горизонтальные линии на высоте самой низкой его точки, имитирующие опорную поверхность (рисунок 3).

По огибающей полученных следов была подобрана такая форма рабочей поверхности, при которой контактная точка движется по горизонтальной линии. Это позволило обеспечить постоянство высоты h и снизить вертикальные колебания корпуса.

Полученный контур был перенесен в среду автоматизированного проектирования «КОМПАС-3D v23». На основе эскиза построена твердотельная модель башмака, включающая криволинейную рабочую поверхность, посадочные отверстия и элементы крепления к штанге движителя. При проектировании учитывалась технологичность последующей 3D-печати: минимизировались нависающие элементы, обеспечивалась достаточная

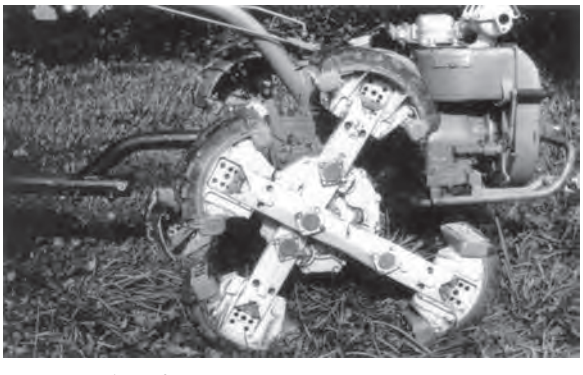


Рисунок 1 — Колесно-шагающий движитель от БНТУ

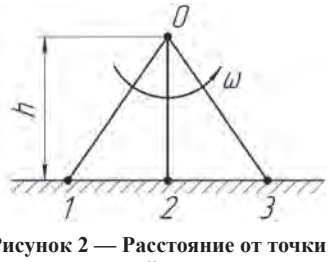


Рисунок 2 — Расстояние от точки *O* до опорной поверхности

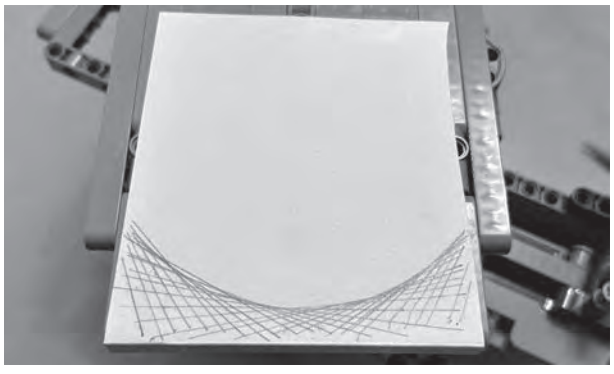


Рисунок 3 — Проектирование оптимальной формы башмака

толщина стенок и площадь контакта с рабочим столом. Итоговая CAD-модель башмака показана на рисунке 4.

После создания твердотельной модели башмака в «КОМПАС-3D v23» была выполнена ее подготовка к аддитивному производству. Нарезка модели на слои осуществлялась в программе Bambu Studio — слайсере с открытым исходным кодом, разработанном компанией Bambu Lab для управления 3D-принтерами методом послойного наплавления (FDM) [4]. Программа обеспечивает сквозной рабочий процесс: импорт геометрии, выбор пресетов принтера, филамента и процесса, автоматическую ориентацию и расстановку объектов на платформе, расчет поддержек и генерацию G-кода [5].

Слайсер обладает развитой системой визуализации: встроенный просмотрщик G-кода позволяет оценить траектории перемещения сопла, распределение заполнения и время печати до запуска задания. Для управления качеством поверхности предусмотрена функция Fuzzy Skin — нанесение контролируемой шероховатости, что может быть полезно для улучшения сцепления башмаков с грунтом [6].

Для изготовления опытной партии башмаков был выбран пластик PETG (полиэтилентерефталат с гликолевой модификацией) [7]. В среде Bambu Studio для него был выбран соответствующий филамент-пресет, заданы параметры сопла 0,4 мм, высота слоя 0,2 мм и заполнение 15 % с сетчатой структурой. Выбранные настройки обеспечили стабильное качество печати и достаточную прочность башмаков при минимальном расходе материала. Применение Bambu Studio позволило подготовить модель к производству и повторно воспроизвести ее при необходимости замены или доработки элементов.

Что касается выбора материалов для изготовления остальных частей мобильного дрона — корпуса, монтажной платформы, кронштейнов и элементов передачи, — то здесь целесообразно рассмотреть несколько полимерных композиций, различающихся по прочности, термостойкости, ударной вязкости и стойкости к внешним воздействиям.

PETG (полиэтилентерефталат с гликолевой модификацией) хорошо зарекомендовал себя как материал для корпусных деталей дронов и элементов, работающих в условиях умеренных нагрузок [7]. Предел прочности PETG при растяжении составляет 50–70 МПа, модуль упругости при изгибе — 2,0–2,4 ГПа, относительное удлинение при разрыве может превышать 100 %. Материал сохраняет работоспособность в диапазоне температур до 70–80 °C, что приемлемо для условий эксплуатации лабораторной модели. Он сочетает высокую прочность межслойного соединения с полезной ударной вязкостью при относительно низкой склонности к короблению по сравнению с ABS. Для корпусов электроники, защитных оболочек и монтажных платформ PETG является оптимальным выбором с точки зрения соотношения стоимости, простоты печати и эксплуатационных характеристик.

ABS (акрилонитрилбутадиенстирол) традиционно применяется в производстве дронов, в том числе для несущих элементов [8]. Он обладает более высокой прочностью и термостойкостью по сравнению с PETG, однако требует закрытой камеры для печати и характеризуется повышенной усадкой. Для нагруженных деталей, работающих при повышенных температурах, ABS может быть предпочтительнее, но сложность печати и склонность к деформации ограничивают его применение в лабораторных условиях.

ASA (акрилонитрилстиролакрилат) по механическим свойствам близок к ABS, но существенно превосходит его по стойкости к ультрафиолетовому излучению и атмосферным воздействиям [8]. ASA становится приоритетным материалом для наружных элементов корпуса и рам.

Нейлон (PA6, PA12) и его композиции, армированные углеродным волокном (PA-CF), обладают наилучшим сочетанием прочности, ударной вязкости и усталостной выносливости среди рассматриваемых материалов [9]. Нейлон способен выдерживать многократные ударные нагрузки, изгибаться и восстанавливать форму, что делает его пригодным для ответственных силовых деталей — кронштейнов, рычагов и элементов передачи. Основные ограничения связаны с необходимостью сушки

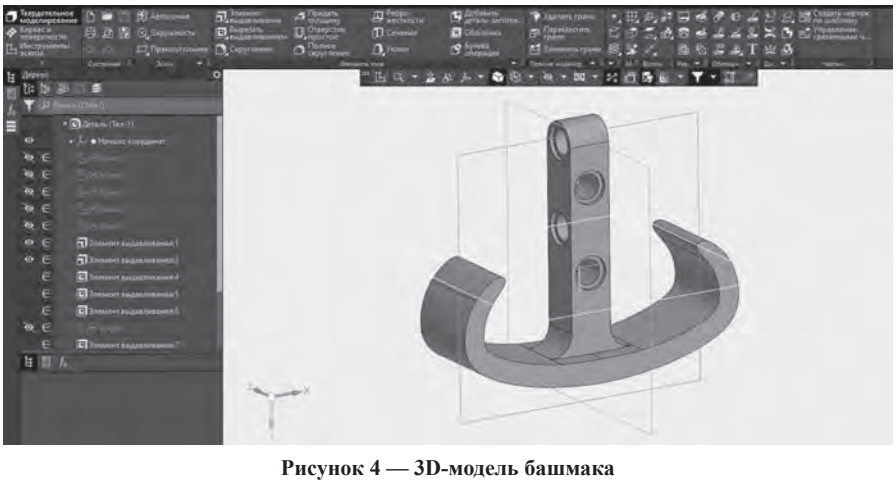


Рисунок 4 — 3D-модель башмака

филамента перед печатью, использованием закаленного сопла при работе с армированными композициями и более высокой стоимостью.

TPU (термополиуретан) занимает особое положение среди материалов для FDM-печати благодаря высокой эластичности и способности эффективно гасить вибрации и удары [10]. Для дронов TPU применяется в элементах подвески, амортизаторах, бамперах и контактных накладках, где требуется упругая деформация вместо жесткого сопротивления.

Для полноценного изготовления всего дрона на КШД целесообразно использовать комбинацию материалов, дифференцированную по функциональному назначению деталей. Корпус и монтажная платформа могут быть напечатаны из PETG, обеспечивающего баланс прочности, технологичности и стоимости. Наружные элементы, подверженные ультрафиолетовому воздействию, предпочтительно выполнять из ASA. Ответственные силовые детали — кронштейны, элементы передачи и соединения — целесообразно изготавливать из нейлона или PA-CF. Контактные башмаки, испытывающие ударные нагрузки и требующие повышенного сцепления, могут быть выполнены из TPU или комбинированного материала с эластомерными накладками. Такой подход позволяет оптимизировать массу, прочность и долговечность конструкции при сохранении технологичности аддитивного производства.

Конструкция и внешний вид модели. Модель состоит из двух КШД, приводимых в движение двумя обособленными электромоторами, блока управления, расположенного в корпусе, платформы для монтажа необходимого оборудования, а также поворотного колеса, выполняющего функцию поддержания равновесия дрона (рисунок 5).

Модель мобильного дрона на КШД в сборе представлена на рисунке 6.

Управление моделью. Управление моделью осуществляется с помощью смартфона по Bluetooth-соединению. Для создания профиля управления была выбрана программа MOCPilot. Сперва на панель управления были добавлены два вертикальных слайдера VSLDR1 и VSLDR2, с помощью которых будет осуществляться управление левым и правым движителем модели (рисунок 7). Далее методом блочного программирования были созданы команды, связывающие перемещение слайдеров с работой электромоторов (рисунок 8). Таким образом, скорость вращения движителей имеет прямую зависимость от перемещения слайдеров из нейтрального положения, а отпускание слайдера мгновенно останавливает вращение движителей.

Рисунок 5 — Блок-схема конструкции модели

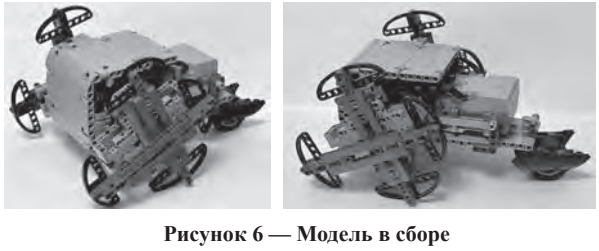


Рисунок 6 — Модель в сборе

Проверка эксплуатационных свойств модели. Проверка дискретности колеи показала, что приблизительный процент нетронутой длины поверхности при движении модели без буксования составляет ~35 %.

Проверка проходимости модели проводилась путем преодоления препятствия по типу ступеньки [2, 3]. Модель успешно справилась с заданием, показав важность выбегания башмака вперед кузова. Процесс преодоления препятствия показан на рисунке 9.

Разработка и создание дрона, использующего четыре КШД. Следующим этапом совершенствования модели была постройка полноценного шасси на четырех движителях с использованием шарнирно-сочлененной рамы. Данная рама состоит из двух отдельных частей (полурам), соединенных между собой подвижным шар-

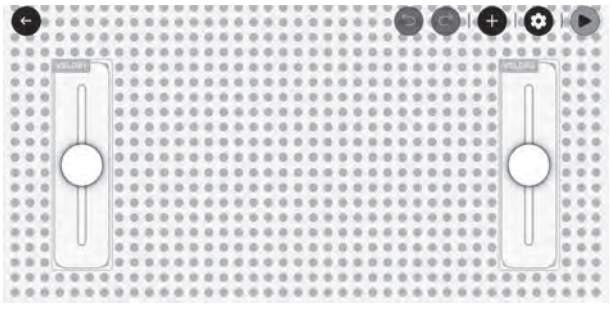


Рисунок 7 — Панель управления моделью

Рисунок 8 — Блочные команды для управления моделью

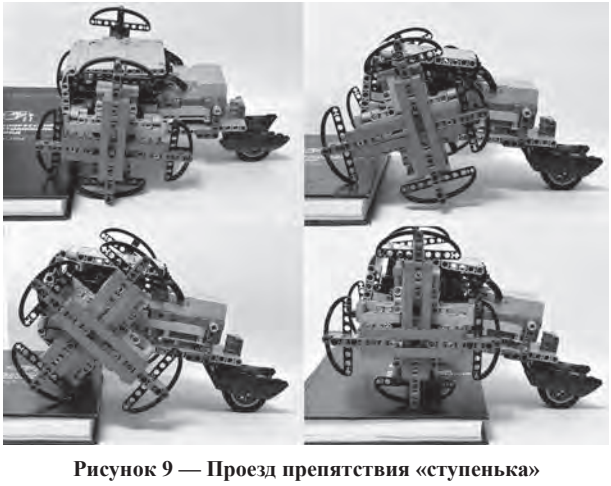


Рисунок 9 — Проезд препятствия «ступенька»

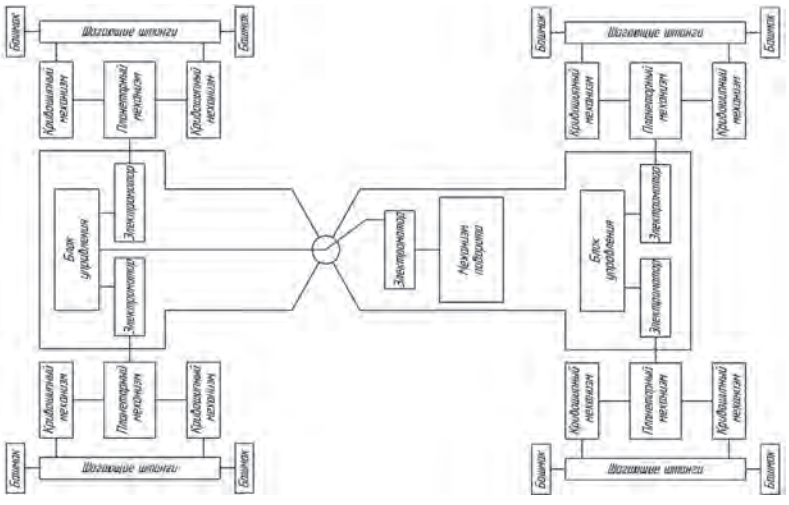


Рисунок 10 — Блок-схема конструкции модели, использующей четыре КШД

ниром. Модель теперь состоит из четырех КШД, приводимых в движение четырьмя обособленными электромоторами, механизма «ломания» рамы в связке с одним электромотором и двух блоков управления, расположенных в обоих половинах рамы (рисунок 10).

Такая конструкция позволила реализовать сразу два способа поворота дрона: бортовой — левые и правые движители вращаются независимо друг от друга в разные стороны или с разной скоростью, и поворот ломающейся рамой, при котором все движители вращаются в одну сторону. Последний способ поворота крайне важен в случаях, когда недопустимо буксование движителей, например, на слабых грунтах. Бортовой поворот отлично подойдет для движения в ограниченном пространстве. В данном случае можно говорить о нулевом радиусе разворота, т. к. модель вращается вокруг оси, проходящей через центр корпуса. Ограничения для разворота накладывают лишь габариты самого дрона.

Механизм сочленения реализован с помощью двух линейных актуаторов. Одновременное выдвижение штока одного из актуаторов и задвижение другого происходит за счет подведения к ним крутящего момента от электромотора (рисунок 11).

Внешний вид модели в сборе отражен на рисунке 12.

Управление дроном. Управление осуществляется схожим с моделью на двух КШД образом, однако теперь на панели управления используется четыре слайдера (рисунок 13). В первом режиме движения используются два вертикальных слайдера VSLDR2 и VSLDR3. Они позволяют отдельно управлять левыми и правыми движителями модели. Во втором режиме движения горизонтальный слайдер SSLDR1 отвечает за механизм сочленения рамы, а вертикальный слайдер VSLDR1 — за вращение

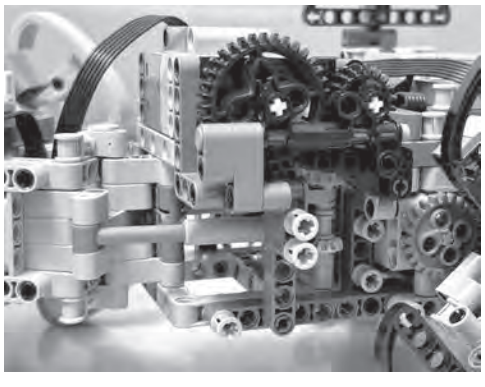


Рисунок 11 — Механизм сочленения

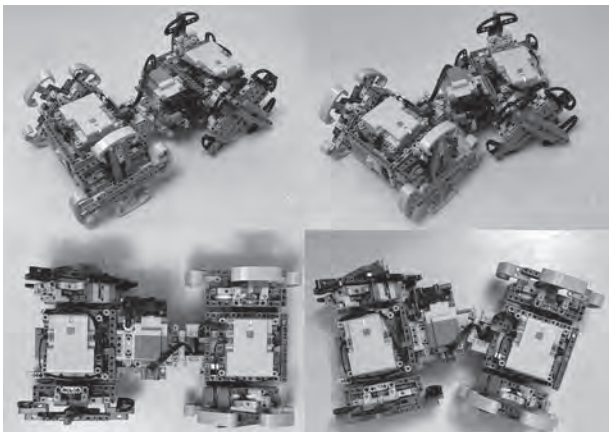


Рисунок 12 — Модель в сборе

Рисунок 13 — Панель управления моделью на четырех КШД

Рисунок 14 — Блочные команды для управления моделью в первом режиме движения

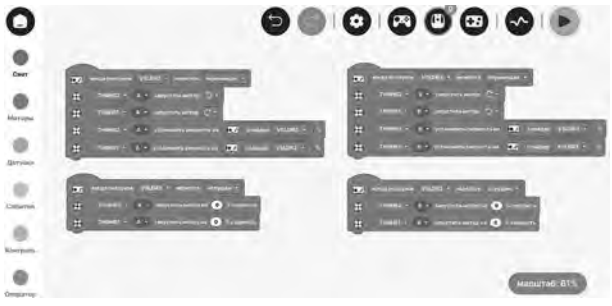


Рисунок 15 — Блочные команды для управления моделью во втором режиме движения

всех движителей в одну сторону. Блочные команды для управления моделью показаны на рисунках 14 и 15.

Заключение. На основе анализа существующих рабочих прототипов колесно-шагающих движителей были разработаны и изготовлены 3D-модели мобильных дронов, использующих два и четыре движителя.

Проведенные эксперименты подтвердили основные преимущества, заявленные для данного типа движителей:
- дискретность колеи: модель оставляет после себя не сплошную колею, а отдельные следы, что составляет около 35 % от длины пройденного пути. Это снижает воздействие на грунт и уменьшает энергозатраты на его смятие [1, 2];
- высокая проходимость: модель способна преодолевать препятствия в виде ступеньки, что недоступно для колесного движителя аналогичного диаметра.

Испытания изготовленных башмаков в составе модели показали, что их профиль обеспечивает горизонтальное перемещение точки контакта, устойчивое взаимодействие с опорной поверхностью и возможность преодоления препятствий ступенчатого типа. Важную роль при этом играет выбегание башмака вперед корпуса, что облегчает заход на препятствие. Применение 3D-печати позволило оперативно изготовить сменные элементы сложной криволинейной формы и провести экспериментальную проверку принятых кинематических решений.

Таким образом, модели наглядно демонстрируют перспективность применения колесно-шагающих движителей для транспортных средств, предназначенных для работы в условиях пересеченной местности или на слабых грунтах.

Список литературы

1. Скойбеда, А.Т. Обоснование рациональной конструкции кривошипного механизма колесно-шагающего движителя / А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец // Механика машин, механизмов и материалов. — 2024. — № 2(67). — С. 44–52. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-2-67-44-52.
2. Скойбеда, А.Т. Динамика и нагруженность привода колесно-шагающего движителя / А.Т. Скойбеда, А.А. Калина, В.Н. Жуковец // Вестник БелГУТа: Наука и транспорт. — 2016. — № 1(32). — С. 289–291.
3. Скойбеда, А.Т. Кинематика колесно-шагающего движителя при опоре на башмаки круглого профиля / А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец, О.А. Сонич // Современные методы проектирования машин: респ. межвед. сб. науч. тр.: в 7 т. / под ред. П.А. Витязя; редкол.: П.А. Витязь (пред.) [и др.]. — Мн., 2004. — Вып. 2, т. 3: Проектирование приводов машин. — С. 100–104.
4. Bambu Studio. — URL: https://bambulab.com/en/support/804923811139526656 (date of access: 20.08.2026).
5. Устройства числового программного управления для металлообрабатывающего оборудования. Кодирование информации управляющих программ: ГОСТ 20999-83. — Введ. 01.07.1984. — М.: Изд-во стандартов, 1983. — 28 с.
6. Fuzzy Skin in Bambu Studio // Bambu Lab Wiki. — URL: https://wiki.bambulab.com/en/software/bambu-studio/parameter/fuzzy-skin (date of access: 20.08.2026).
7. Material properties of thermoplastic PETG - Exceptionally Durable // Dielectric Manufacturing. — URL: https://dielectricmfg.com/resources/knowledge-base/petg/ (date of access: 20.08.2026).
8. PETG vs ABS vs ASA // Filament2Print. — URL: https://filament2print.com/en/blog/petg-abs-asa (date of access: 20.08.2026).
9. Полиамид-6 (ПА 6) // Anid Polymers. — URL: https://anid.ru/poliamid/6 (date of access: 20.08.2026).
10. Texin ® | Thermoplastic polyurethanes // Covestro Solution Center. — URL: https://solutions.covestro.com/en/brands/texin (date of access: 20.08.2026).

Skoybeda A.T., Belenkevich T.I., Lis R.O.

Designing ground drones based on wheel-step systems

The paper presents the results of developing and manufacturing 3D models of mobile drones with a wheel-step propulsion system. Block diagrams of ground drones with remote control are provided, and the kinematics of the walking mechanism's motion is calculated. An empirical method for designing the profile of the shoe is described, which ensures horizontal movement of the contact point. The choice of plastic for 3D printing of the shoes and other drone components is justified. The discreteness of the track and the model's ability to overcome obstacles are experimentally confirmed. The results obtained demonstrate enhanced traction characteristics, improved cross-country capability, and reduced impact on the supporting surface compared to conventional wheeled propulsion systems.

Поступила в редакцию 21.09.2026.

УДК 629.341

П.С. ЛИТВИНЮК; А.В. ШМЕЛЁВ, канд. техн. наук, доц.; С.В. ХИТРИКОВ; Д.А. ШВЕЦ; А.Л. КИСЕЛЬКОВ
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ОСНОВЫ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ КАРКАСА ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА

Рассмотрена актуальная задача расчетно-экспериментальной оценки вибронагруженности несущих систем и эффективности виброизолирования силовой установки в конструкциях пассажирского транспорта. Отработана комплексная методика, позволяющая как на стадии проектирования новых, так и при доработке существующих транспортных средств определять собственные частоты динамического отклика металлокаркаса кузова. Численный расчет частотных характеристик выполнен методом конечных элементов в специализированных программных комплексах инженерного анализа с подробным учетом массово-инерционных параметров, а также вклада обшивки, настила пола и сдвиговой жесткости клеевых швов вклеенного остекления в жесткость металлокаркаса. Выполнен критериальный анализ с локализацией зон повышенной виброактивности для оптимального позиционирования акселерометров без глубокого разбора элементов интерьера. Валидация разработанной расчетной модели проведена на примере серийного пассажирского автобуса по результатам операционного модального анализа, включающим специальный режим остановки силовой установки. Сходимость расчетных и экспериментальных спектрограмм подтвердила адекватность разработанной компьютерной модели автобуса и его силовой установки, а также применимость разработанной методики для совершенствования динамических характеристик каркасов. Погрешность расчетного определения частоты второй собственной формы колебаний подвески силовой установки не превысила 5 %.

Ключевые слова: *автобус, динамическая модель, каркас, силовая установка, виртуальные испытания, метод конечных элементов, вибронагруженность*

Введение. Вибрационные нагрузки являются значимым фактором, влияющим на долговечность, безопасность и комфорт эксплуатации пассажирского транспорта. Повышенные вибрации могут приводить к усталостным повреждениям каркаса, снижению срока службы компонентов, а также к дискомфорту пассажиров. Разработка эффективного метода оценки показателей вибронагруженности несущих конструкций занимает важное место в проектировании современных транспортных средств.

Развитие транспортного машиностроения характеризуется переходом к сложным пространственным силовым системам и высокой удельной мощности силовых установок при одновременной минимизации металлоемкости несущих систем. Согласно концепциям Н.Н. Гурского и Ю.И. Слабко [1], а также D. Li [2], тенденция к снижению массы неизбежно ведет к снижению собственных частот конструкций и росту их общей виброактивности. В конструкциях каркасов городского пассажирского транспорта данная проблема существенно обострилась после перехода к низкопольной компоновке кузова. Это значительно изменило классическую схему распределения эксплуатационных нагрузок [1].

Классические теории Р.В. Ротенберга [3] и И. Раймпеля [4] постулируют, что жесткость кузова является определяющим фактором его долговечности. Однако в отсутствие традиционной лонжеронной рамы низкопольный кузов превращается в сложную, статически неопределимую оболочечно-балочную систему. Снижение крутильной жесткости в таких низкопольных конструкциях неизбежно смещает спектр собственных частот каркаса в критический низкочастотный диапазон 2–12 Гц.

Дополнительные конструктивные коррективы в динамику каркаса вносит современное распространение электробусов. Размещение тяжелых аккумуляторных блоков на крыше на значительной высоте от центра тяжести создает динамический эффект «перевернутого маятника». При этом момент инерции кузова относительно продольной оси резко возрастает, что существенно увеличивает изгибающий момент в вертикальных стойках остекления при возникновении боковых ускорений. По данным C. Yao [5] и J. Dižo [6], возникающий частотный сдвиг и концентрация напряжений создают высокий риск совпадения рабочих частот с частотами биорезонанса внутренних органов человека. При этом комплексные исследования J. Marzbanrad [7], Н.Н. Яценко [8] и M.J. Griffin [9] подтверждают, что наиболее уязвимыми элементами и основными концентраторами напряжений в низкопольных каркасах становятся зоны дверных проемов.

Существующие подходы к оценке вибрационной устойчивости включают в себя аналитические методы, численное моделирование с использованием метода конечных элементов (МКЭ), экспериментальные исследования и их комбинации. Однако для получения точных данных особенно эффективными оказываются гибридные подходы, объединяющие математическое моделирование и натурные испытания [5]. В инженерной практике комплексная методика оценки вибронагруженности несущих конструкций пассажирского транспорта с применением операционного модального анализа (ОМА), гармонического анализа и последующим сравнением расчетных данных с экспериментальными измерениями позволяет достоверно изучать вибронагруженность каркасов пассажирского транспорта [6, 10]. Для исклю-

чения резонансных явлений выполняется расчетный модальный анализ, при этом использование конечно-элементных (КЭ) моделей позволяет идентифицировать формы колебаний на ранних стадиях разработки, а для демпфирования упругих колебаний все чаще находят применение перспективные полимерные композиционные материалы, снижающие амплитуды резонансных пиков на амплитудно-частотных характеристиках кузова. Изучение оптимизации геометрии шасси с помощью прокси-моделей (суррогатного моделирования) сокращает время вычислений при поиске наилучшего пространственного распределения жесткостей, а применение специализированных программных комплексов позволяет оперативно оптимизировать сечения профилей с обеспечением виброизоляции каркаса от силового агрегата, который является доминирующим источником структурного шума в салоне [11].

Наиболее успешные результаты проектирования достигаются при сочетании численных методов и экспериментальных данных, где ОМА позволяет определить фактические формы и частоты собственных колебаний конструкции, что незаменимо для верификации граничных условий МКЭ-моделей и выбора локальных решений по усилению каркаса.

Анализ существующих методик оценки вибронагруженности пространственных несущих систем, представленных в открытом доступе, выявил ряд допущений, связанных с исключением или упрощенным учетом отдельных конструктивных факторов, способных оказывать существенное влияние на вибрационный отклик системы. Расчет виброизоляции по номинальным характеристикам опор ДВС вызывает расхождение расчетных данных с натурной моделью. Кроме того, классические схемы исключают кузовную обшивку и вклеенное остекление из глобальной матрицы жесткости анализируемой системы [12]. Однако в реальности эти компоненты обеспечивают подкрепляющий эффект, внося значительный вклад в общую жесткость системы и демпфирующую способность каркаса. Игнорирование данных конструктивных элементов искажает пространственное распределение виброэнергии при МКЭ-анализе, что ведет к ошибкам определения зон чувствительности и резонансных режимов.

Выявленные факторы указывают на целесообразность создания комплексной методики оценки вибронагруженности металлокаркасов пассажирских транспортных средств. Для достижения высокой достоверности результатов моделирования разрабатываемая методика должна основываться на результатах испытаний виброизоляторов для получения их фактических динамических характеристик, а также на обязательном учете обшивки и остекления, в комплексе повышающих общую крутильную и изгибную жесткость кузова. Такой подход позволит максимально приблизить виртуальную модель к натурной, исключить смещение спектра собственных частот и гарантировать создание вибробезопасного пассажирского транспорта, что в дальнейшем может быть подтверждено экспериментальными данными, зафиксированными методами операционного модального анализа.

Методика расчетной оценки вибронагруженности металлоконструкций каркасно-панельного пассажирского транспорта. Предлагаемая методика (рисунок 1) устанавливает единый алгоритм расчетного анализа и инженерной оценки вибронагруженности несущих металлокаркасов пассажирского транспорта. Данный подход предназначен для использования на этапах проектирования, доводки и модернизации несущих систем каркасно-панельных пассажирских транспортных средств категорий М2 и М3, комплектуемых двигателями внутреннего сгорания. Методика предназначена для расчетного определения и совершенствования показателей вибронагруженности металлокаркаса пассажирского транспорта. Она включает оценку динамических характеристик и обоснованный подбор элементов виброизоляции кузовов автобусов малого, среднего и большого классов, испытывающих интенсивные вибрационные воздействия со стороны силовых установок. Практическое применение разработанной методики позволяет на ранних стадиях проектирования выявить потенциально опасные резонансные режимы работы конструкции, определить ее амплитудно-частотные характеристики, а также научно обосновать конструктивные решения, направленные на эффективное снижение уровня вибрации до нормативных значений.

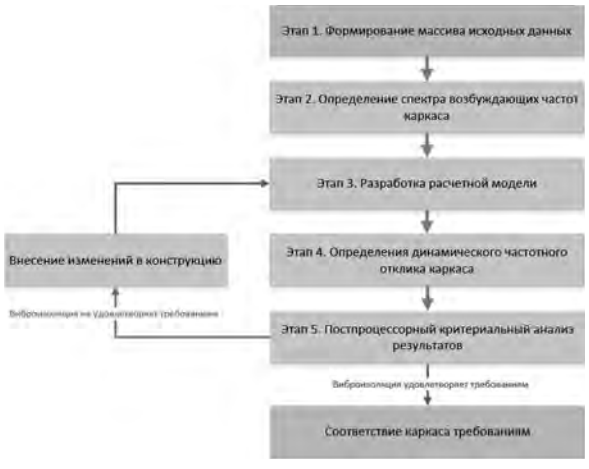


Рисунок 1 — Алгоритм расчетного определения и совершенствования показателей вибронагруженности металлокаркаса пассажирского транспорта

Методика включает следующие основные этапы:

1) формирование массива исходных данных;
2) определение спектра возбуждающих частот каркаса;
3) разработка расчетной модели;
4) определение динамического частотного отклика каркаса;
5) постпроцессорный критериальный анализ результатов.

Этап 1. Формирование массива исходных данных. В рамках реализации данного этапа осуществляется подготовка, систематизация и последующее преобразование набора конструкторской документации (КД) в расчетные форматы, необходимые для создания расчетной модели, описывающей основные физические свойства объекта исследования. Исходный массив данных дифференцируется на три независимых, но взаимосвязанных аналитических блока.

1. Геометрическое и топологическое описание конструкции. Инженерный базис применяемого для расчетов МКЭ накладывает строгие требования к точности описания твердотельной геометрии. В качестве первичных источников пространственных данных выступают параметрические трехмерные сборки систем автоматизированного проектирования (CAD), рабочие чертежи и спецификации взаимного расположения узлов. Специфика моделирования автобусных каркасов требует обязательной дискретизации и явного учета следующих систем первого уровня:

- силовая установка и трансмиссионная группа;
- элементы ходовой части и рулевого управления;
- энергетические и топливные накопители (включая тяговые аккумуляторные батареи или газобаллонное оборудование);
- компоненты климатических систем (кондиционеры, салонные отопители);
- пассажирские сиденья и элементы их фиксации.

Для исключения необоснованного усложнения КЭ-сетки и минимизации вычислительных затрат вводится алгоритм компенсации мелких, конструктивно не учитываемых компонентов (элементы интерьера, жгуты электропроводки, декоративные панели, малогабаритные кронштейны). Масса данных элементов не исключается из модели, а компенсируется методом виртуального распределения: путем пропорционального увеличения эквивалентной плотности близлежащих несущих элементов каркаса либо посредством интеграции распределенных неструктурных масс, привязанных к соответствующим поверхностям или конструктивным элементам.

2. Физико-механическая паспортизация и валидация материалов. В расчетные модули интегрируются физические свойства всех конструкционных материалов (металлы, сплавы, композиционные структуры, полимеры), образующих силовой каркас кузова автобуса. Каждая марка материала соотносится с конкретной подгруппой нормативных документов, определяющих ее механическое поведение при статических и динамических режимах нагружения.

3. Описание начальных и граничных условий, связей конструктивных элементов. Для обеспечения адекватности отклика виртуальной модели формируется детальное описание упруго-диссипативных и упругих характеристик опорных элементов подвески, амортизаторов, а также виброизолирующих опор двигателя. Задаются соединительные элементы (сварные швы, заклепочные и болтовые соединения), определяющие локальную и общую жесткость стыков пространственного каркаса.

4. Критерии сходимости и допуски. Финальной процедурой этапа является верификация сформированной модели на соответствие массово-геометрическим параметрам реального изделия (или номинальным данным КД). Устанавливаются следующие рамки сходимости: погрешность общей массы КЭ-модели устанавливается в пределах 2 %, а смещение координат центра масс — не более 1 % от габаритов, что обеспечивает корректность последующего модального и динамического анализа конструкции [13–17].

Этап 2. Определение спектра возбуждающих частот каркаса. Предметом исследования являются динамические процессы вынужденных колебаний элементов несущего каркаса кузова автобуса. Источником динамического воздействия выступает силовая установка или другой агрегат, формирующий гармоническое силовое воздействие. Определение состава исследуемых режимов нагружения, формирующих рабочий цикл автобуса, выполняется с учетом того, что включаемые расчетные режимы должны быть способны вызывать в металлокаркасе циклические переменные силы и моменты, достаточные для возбуждения вибраций конструкций.

При составлении программы исследований и описании режимов в качестве входных параметров математической модели фиксируются характеристики следующих источников:
- силовой установки (ДВС с коробкой передач), для которой определяются частоты вынуждающего воздействия f_v (Гц) на холостом ходу ДВС, режимах максимального крутящего момента и номинальной мощности [18]:

$$f_v = \frac{n \cdot z}{60 \cdot \tau}, \quad (1)$$

где n — обороты коленчатого вала, об/мин; z — число цилиндров; τ — коэффициент тактности двигателя;
- вспомогательного навесного оборудования, для которого фиксируются номинальные рабочие частоты вращения и спектральный состав вибраций компрессоров пневмосистемы, насосов гидроусилителя руля, приводных вентиляторов системы охлаждения и климатических блоков кузова.

Этап 3. Разработка расчетной модели. Разрабатывается расчетная модель, описывающая упругие, демпфирующие и динамические свойства конструкции, характеристики которых максимально приближены к реальному объекту исследования.

1. Подготовка геометрической модели и перевод в оболочечную модель путем выделения средних поверхностей:
- проводится избирательное геометрическое упрощение кузова с сохранением всех элементов конструкции, оказывающих прямое влияние на жесткость, исключая элементы, не оказывающие либо оказывающие незначительное влияние на жесткость силовой конструкции;
- тонкостенная твердотельная геометрия каркаса преобразуется в оболочечную модель (выделение срединных поверхностей с назначением соответствующих толщин);
- для учета вклада элементов облицовки и остекления в общую изгибную и крутильную жесткость кузова, клеевые соединения в зонах сопряжения внешних панелей, остекления и настила пола с металлокаркасом аппроксимируются распределенными дискретными упругими связями. В КЭ-модели реальный объемный слой клея заменяется эквивалентной матрицей жесткости, связывающей узлы сеток внешних панелей, остекления и настила пола и балок каркаса. Главные компоненты жесткости упругих связей рассчитываются через эквивалентную сдвиговую жесткость клея, толщину клеевого шва и площадь зоны контакта, что исключает необходимость построения объемных элементов клея и оптимизирует размерность матрицы жесткости всей системы при динамическом анализе;
- крупные агрегаты шасси и навесное оборудование моделируются в виде сосредоточенных масс с сохранением их массово-инерционных характеристик и положения центров масс в соответствии с общей компоновкой транспортного средства (категория учитываемых агрегатов и специфика моделирования сосредоточенной массы представлены в таблице 1).

2. Препроцессорная подготовка и верификация массы в CAE-системе, реализующей численный анализ на основе МКЭ. Модель импортируется в расчетное пространство CAE-системы, где задаются начальные и граничные условия, физико-механические свойства материалов, создаются кинематические пары, добавляются контакты, массы агрегатов. Перед генерацией сетки выполняется проверка снаряженной массы автобуса и координат общего центра тяжести модели на соответствие паспортным данным этапа 1.

Таблица 1 — Категория учитываемых агрегатов

Устанавливаемые агрегаты / оборудование	Моделирования сосредоточенной массы
Двигатель внутреннего сгорания	Масса в заправленном состоянии, тензор моментов инерции, закрепление к опорным поверхностям
Коробка передач	Полная масса в сборе со сцеплением, закрепление к опорным поверхностям
Передняя ось и задний мост	Подрессоренная и неподрессоренная массы, карданный вал, закрепление к опорным поверхностям
Климатическая установка (кондиционер)	Масса моноблока крышного исполнения, закрепление к опорным поверхностям
Топливный бак / газобаллонное оборудование	Масса при 50 или 100 % заполнения, закрепление к опорным поверхностям

3. Задание упругих характеристик. Для корректного моделирования связей КЭ-модели с шасси задаются характеристики упругих элементов (виброизоляторов подвески и опор силовой установки). При наличии полных спектральных данных от завода-изготовителя в матрицу жесткости связей интегрируются значения динамических жесткостей опорных элементов, дифференцированные по частоте воздействия. При отсутствии экспериментальных динамических данных допускается применение значений статических упругих характеристик. Данное допущение обосновано физикой поведения резинометаллических и полимерных изоляторов на низких частотах воздействия (диапазон частот холостого хода ДВС — 10–35 Гц). Согласно методологии ГОСТ [19], в низкочастотной области модули упругости и характеристики демпфирования эластомеров слабо зависят от частоты. По этой причине различие между переходной динамической и статической жесткостью на частоте холостого хода минимально. Данный подход исключает появление избыточной погрешности при моделировании динамического отклика каркаса.

4. Генерация КЭ-сетки. Правильный подход к генерации сетки конечных элементов гарантирует, что модель точно передаст изгиб, кручение и вибрацию кузова. Чтобы избежать ошибок при расчете, при генерировании КЭ-сетки необходимо придерживаться ключевых нюансов:
- топология элементов. Базовыми конечными элементами являются двумерные четырехузловые оболочки для тонкостенных профилей и восьмиузловые гексаэдры для массивных литых кронштейнов. Применение жестких треугольных элементов первого порядка строго ограничивается (целевой порог — 3–5 %, максимум — 10 %) для исключения эффекта искусственного сдвигового запирания;
- позиционирование оболочек. Сетка оболочечных элементов генерируется по срединной поверхности металлических листов и стенок труб. Это важно для корректного вычисления моментов инерции сечений и жесткости каркаса;
- регулярность структуры. В зонах лонжеронов основания, балок боковин и настила пола сложная геометрия разбивается на четырехгранные панели. Это позволяет получить ортогональную регулярную сетку, которая сокращает время расчета модели и точнее отображает формы потери устойчивости;
- локальное сгущение сетки конечных элементов. В зонах концентраторов (отверстия под болты, сварные узлы, скругления) настраивается адаптивное сгущение. При этом линии сетки ориентируются строго параллельно или перпендикулярно локальным границам поверхностей;
- исключение дефектов сборки. Полностью устраняются взаимные непреднамеренные проникания и дублирование/наложение элементов, которые вызывают численные сингулярности в матрицах жесткости. При наличии конструктивного натяга перед моделированием основных нагрузок обязательно верифицируется поле начальных напряжений для исключения образования фиктивных пластических шарниров.

5. Верификация расчетной модели. Верификация расчетной модели выполняется в два этапа с помощью статического расчета и анализа собственных частот незакрепленной конструкции:
- статический расчет. Перед непосредственным расчетом спектра собственных частот в целевом диапазоне реализуется этап линейного статического расчета при действии силы тяжести (нагрузка 1g). На основе суммирования реакций в опорах выполняется верификация модели по критерию распределения масс кузова по осям (передней и задней), что подтверждает соответствие общей развесовки. Также полученное состояние модели по результатам статического расчета используется как преднапряженное состояние для определения частотных характеристик;
- расчет собственных частот и форм колебаний. По результатам матричных вычислений в заданном частотном диапазоне решателем определяются дискретные значения собственных частот и соответствующие им пространственные формы свободных колебаний кузова, коэффициенты участия модальных масс, определяющие степень энергетического вклада каждой моды в общее динамическое поведение конструкции. Проводится анализ форм колебаний кузова как твердого тела, свободно перемещающегося в пространстве, на частоте 0 Гц с учетом трех поступательных и трех вращательных степеней свободы. Это является главным критериальным подтверждением отсутствия непреднамеренных кинематических разрывов (несвязанных узлов) КЭ-сетки в узлах стыковки профилей. Полученный спектр частот и коэффициенты участия модальных масс признаются достоверными и модель передается на следующий этап.

Этап 4. Определение динамического частотного отклика каркаса. Для количественной оценки динамической податливости металлокаркаса и прогнозирования уровней вибраций в салоне проводится линейный гармонический анализ расчетной модели кузова (Harmonic Response) в частотной области:
- расчет вынужденных установившихся колебаний в зонах расположения силовой установки. К узлам установки прикладывается гармонический возмущающий момент,

варьируемый в исследуемом диапазоне (диапазон частот холостого хода ДВС — 10–35 Гц). Амплитуда возмущающего момента рассчитывается через среднее давление механических потерь $p_{мхх}$ [20]:

$$M_{xx} = \frac{p_{мхх} \cdot V_h}{0{,}1256 \cdot \tau}, \quad (2)$$

где $p_{мхх}$ — среднее давление механических потерь; V_h — рабочий объем ДВС; τ — тактность работы ДВС;

- вычисление передаточной функции модели, устанавливающей математическую связь между входным возмущающим воздействием и выходным расчетным откликом динамической упругой системы. На основе передаточной функции строятся графики расчетных амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), виброперемещений, виброскоростей и виброускорений.

Этап 5. Постпроцессорный критериальный анализ результатов. Заключительный этап методики состоит в проведении численного анализа полученных графиков АЧХ и полей виброперемещений, виброскоростей и виброускорений.

1. Оценка по критерию частотного отношения. Для каждого идентифицированного расчетного пика АЧХ вычисляется коэффициент виброизоляции r [15]:

$$r = \frac{\omega_0}{\omega_s}, \quad (3)$$

где ω_0 — возбуждающая частота работы ДВС или агрегата (этап 2); ω_s — собственная частота каркаса кузова (этап 4).

Если по результатам расчета установлено выполнение условия $r < \sqrt{2}$ (рисунок 2) (в критической резонансной зоне $0{,}7 < r < 1{,}3$ динамический коэффициент усиления резко возрастает, вызывая высокое вибронагруженное состояние кузова), то конструкция в данной зоне признается не соответствующей требованиям виброизолирования и вибробезопасности.

При выполнении условия $r > \sqrt{2}$ система переходит в безопасную зону расчетной виброизоляции.

2. Локализация критических динамических зон. Значения расчетных амплитуд виброускорений и динамических напряжений вычисляются для исследуемых точек и зон. Зоны с наибольшими пиковыми значениями отклика на АЧХ будут иметь наибольшую вибронагруженность и потенциальную склонность к снижению многоцикловой усталости. Величина вычисленного отклика позволяет систематизировать исследуемые зоны металлокаркаса, а также сами расчетные эксплуатационные режимы работы силовой установки по величине их вибрационного воздействия.

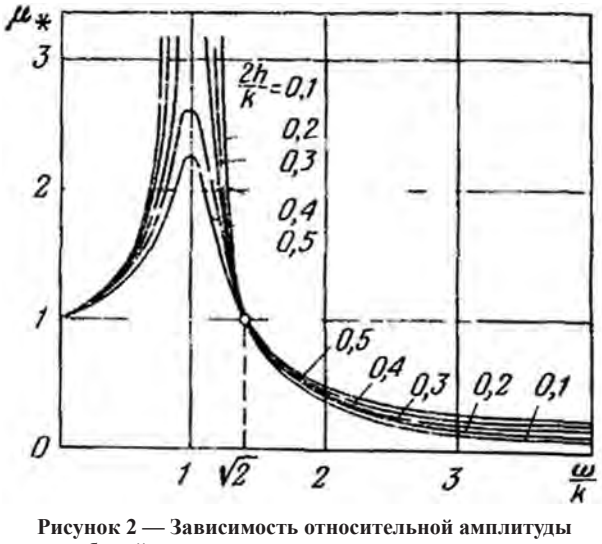


Рисунок 2 — Зависимость относительной амплитуды колебаний от частотного отношения при различных коэффициентах потерь [21]

3. Разработка рекомендаций по модернизации. Для зон и режимов, где критерий $r > \sqrt{2}$ не выполняется, на основе вычисленных полей вибронагруженности разрабатываются и оцениваются изменения модели:

- отстройка по жесткости: локальное изменение толщин профилей балок каркаса, введение косынок и ребер жесткости для сдвига собственных частот f_s из зоны резонанса;
- отстройка податливости опор: корректировка статической (динамической) жесткости подушек силовой установки, схемы их установки или расположения для сдвига частот.

После внесения изменений в расчетную модель кузова расчетный цикл повторяется, начиная с этапа 3, до полного достижения требуемых показателей виброизоляции.

Апробация методики расчетной оценки вибронагруженности металлоконструкций каркасно-панельного пассажирского транспорта. Апробация разработанной методики проведена на примере численного моделирования и частотного анализа колебаний динамической модели кузова автобуса.

Этап 1. Формирование массива исходных данных. Объектом исследования является стальной каркас кузова полунизкопольного автобуса МАЗ-206. Рассматриваемое транспортное средство предназначено для перевозки пассажиров на городских и пригородных маршрутах средней загруженности. Общие технические характеристики автобуса приведены в таблице 2.

Для разработки расчетной модели каркаса кузова автобуса сформирован массив исходных данных, включающий в себя исходную трехмерную объемную геометрическую модель металлокаркаса, внешних панелей, остекления и многослойных панелей пола, а также карты

Таблица 2 — Основные технические характеристики автобуса МАЗ-206

Наименование параметра	Значение параметра
База, мм	4270
Габаритные размеры	8800×2550×3020
Технически допустимая масса, кг: общая на переднюю ось на заднюю ось	 13 450 4650 8800
Силовая установка	
Мощность ДВС, кВт/л.с.	160/218
Число цилиндров ДВС	4
Число тактов ДВС	4
Тип топлива	Дизель
Частота холостого хода ДВС, об/мин	700
Масса ДВС, кг	438
Тип КПП, число передач	Автоматическая, 6 ступеней
Масса КПП, кг	378

сварных соединений, траектории нанесения клеевых составов, массово-инерционные характеристики основных агрегатов, определены значения упругих характеристик элементов подвески и виброизоляторов силовой установки.

1. Геометрическое и топологическое описание конструкции каркаса. Конструкторская CAD-геометрия каркаса кузова автобуса (рисунок 3) была представлена в виде трехмерной геометрической модели пространственного каркаса, изготавливаемого из стандартного стального прямоугольного профиля. Основные массово-инерционные характеристики каркаса представлены на рисунке 4.

Остекление, вклеиваемое в оконные проемы каркаса, было представлено трехмерными моделями ветрового, боковых и заднего стекол, которые вводились в расчет с учетом сдвиговой жесткости клеевого шва, геометрии сопряжения и упругих свойств стекол. Внешняя обшивка моделировалась в виде кузовных тонколистовых панелей, учитывавших толщину, плотность, жесткость и траектории клеевого наложения на профили. Панели пола были заданы как многослойный настил пассажирского салона и моделировались с учетом мест его фиксации к конструкциям основания кузова.

ДВС и коробка переключения передач, формирующие силовую установку, моделировались как абсолютно жесткие тела с точным сохранением масс, моментов инерции и координат центров тяжести (таблица 3).

2. Физико-механическая паспортизация и валидация материалов. Для описания упругих свойств конструкций кузова использовались значения механических характеристик материалов, представленные в таблице 4.

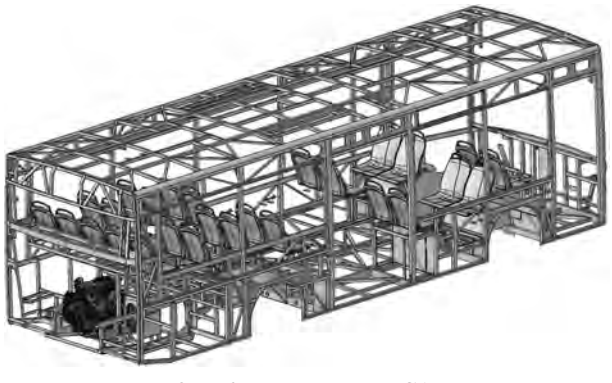


Рисунок 3 — Конструкторская CAD-модель каркаса автобуса с силовой установкой и сиденьями

Масса	1778,734 kg
Объемный	0,228m³
Центр масс	(-0,004, 2,559, 0,762)m
Общая площадь поверхности	188,785m²
Главный момент и ось	2709,60765804924 kg m^2 (-0,00728, 0,99913, 0,04111)
Главный момент и ось	14236,9405004044 kg m^2 (-0,60204, -0,0372, 0,7976)
Главный момент и ось	14306,2651773729 kg m^2 (0,79843, -0,01895, 0,60179)
% известной относительной точности	0,1

Рисунок 4 — Массово-инерционные свойства каркаса кузова

Таблица 3 — Массово-инерционные характеристики силовой установки

Наименование параметра	Значение параметра, кг·м^2
Момент инерции ДВС:	
ось X	15,85
ось Y	5,04
ось Z	23,07
Момент инерции КПП:	
ось X	18,65
ось Y	7,51
ось Z	18,65

Значения статической жесткости задних и передних виброизоляторов силовой установки автобуса, полученные экспериментальным путем, составили 580 и 600 Н/мм соответственно.

3. Описание начальных и граничных условий, связей конструктивных элементов. Технологическая карта сварных швов и точек включала в себя схемы расположения и тип сварных соединений, определявшие места сопряжения профилей каркаса. Данная информация использовалась для корректного задания связей между силовыми элементами металлокаркаса при построении расчетной модели.

Характеристики элементов ходовой части и виброизоляции охватывали кинематические схемы закрепления несущей системы на элементах шасси автобуса. Свойства подвески автобуса были заданы значениями статической жесткости упругих элементов. Элементы виброизоляции силовой установки моделировались с использованием упругих характеристик резинометаллических опор, полученных по результатам предварительных стендовых испытаний.

4. Критерии сходимости и допуски. Паспортная снаряженная масса составляет 8350 кг, а масса при моделировании — 7996 кг (без учета колес). В соответствии с установленными допусками, погрешность общей массы модели не превысила 2 %, как и смещение координат центра масс — 1 % от габаритов.

Подготовленные исходные данные позволили сформировать динамическую модель кузова автобуса с учетом основных физико-механических характеристик его компонентов. В модели учтена силовая установка как

Таблица 4 — Механические характеристики используемых материалов

Материал	Плотность, кг/м^3	Модуль Юнга, МПа	Коэффициент Пуассона
Сталь (09Г2С и 10ХСНД)	7850	$2\cdot10^5$	0,3
АМц. М3	2770	$7{,}1\cdot10^4$	0,34
Frigozer (стеклопластик)	1800	$5{,}55\cdot10^3$	0,35
Стекло	2500	$7{,}0\cdot10^4$	0,2
Клей	1250	3,43	0,49
Б-3К (стеклопластик)	1800	$6{,}0\cdot10^3$	0,35

источник вынужденных колебаний, а также упругие свойства кузова, представленного балочным металлокаркасом с учетом остекления, наружных панелей композитной обшивки и панелей пола, сдвиговые характеристики клеевых соединений и упругие характеристики виброизоляторов силовой установки.

Этап 2. Определение спектра возбуждающих частот каркаса. Рассматриваемый автобус оснащается автоматической коробкой передач и четырехтактным четырехцилиндровым ДВС с частотой вращения на холостом ходу, равной 700 об/мин. Для проведения модального анализа и расчета виброизоляции силовой установки необходимо учитывать динамические особенности четырехцилиндрового ДВС, который генерирует несколько гармоник возбуждения.

Главной доминирующей частотой для стандартного рядного четырехтактного двигателя является вторая гармоника или частота второго порядка [18]. Определение основной частоты возбуждения силовой установки ω_0 в рамках данного исследования выполняется по зависимости (1) [18], приведенной ранее в тексте общей методики. С учетом того, что рассматриваемый двигатель на холостом ходу работает с частотой вращения коленчатого вала n = 700 об/мин (первая частота возбуждения), вторая основная частота возбуждения от ДВС равна 23,3 Гц.

Этап 3. Разработка расчетной модели.

1. Подготовка геометрической модели и перевод в оболочечную модель путем выделения средних поверхностей. Исходная геометрия послужила основой для последующего преобразования объемной модели стенок профиля в оболочечную путем построения срединных поверхностей элементов каркаса. В модель добавлены элементы внешней обшивки, остекления, напольного покрытия и клеевого соединения. Подготовленная оболочечная геометрическая модель автобуса представлена на рисунке 5.

2. Препроцессорная подготовка и верификация массы в CAE-системе. Разработанная геометрическая модель кузова автобуса импортируется в расчетный модуль, где в соответствии с исходными данными задаются свойства материалов конструкций (рисунок 6).

ДВС и коробка переключения передач смоделированы в виде сосредоточенных масс с учетом массово-инерционных характеристик. Масса остального навесного оборудования моделировалась равномерно распределенной по каркасу автобуса путем изменения плотности каркаса.

Рисунок 5 — Разработанная расчетная оболочечная модель кузова автобуса

Рисунок 6 — Задание свойств элементов конструкции кузова

3. Задание упругих и демпфирующих характеристик. Учитывая упругие и демпфирующие свойства сварного пространственного каркаса, в модель введено постоянное модальное демпфирование по упругим формам колебаний (коэффициент относительного демпфирования ζ = 0,01 [18]).

Виброопоры силовой установки смоделированы элементами типа bushing с упругими характеристиками, определенными экспериментальным путем.

4. Создание КЭ-сетки. В среде программного комплекса ANSYS Workbench [22, 23] на основе разработанной геометрической модели создана расчетная динамическая упругая модель металлокаркаса, учитывающая клеевые соединения стекол, настила пола и обшивки. Металлоконструкции каркаса, остекление и боковые панели разработаны с использованием оболочечных конечных элементов второго порядка. В общей совокупности сформированная КЭ-модель каркаса (рисунок 7) состоит из 1 300 000 узлов и 1 400 000 элементов.

5. Верификация расчетной модели. Разработанная расчетная модель верифицирована путем проведения статического расчета (рисунок 8), а также расчета собственных частот и форм колебаний (рисунок 9). Реакция в передней и задней осях по результатам статического расчета составила 29 432 и 49 026 Н, что соответствует снаряженной массе автобуса без учета колес.

Рисунок 7 — Разработанная динамическая КЭ-модель объекта исследования с учетом стекол, настила пола, обшивки и упругих свойств клеевых соединений

Рисунок 8 — Реакции в опорных точках модели по результатам статического расчета

Рисунок 9 — Результат расчета собственных частот и форм колебаний незакрепленной модели

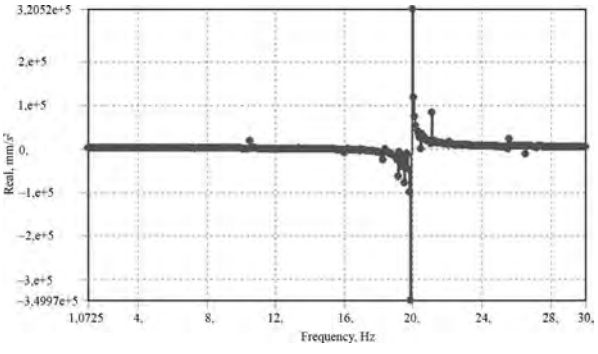


Рисунок 11 — График частотного отклика металлокаркаса в зоне опоры силовой установки на циклическую нагрузку от ДВС

Этап 4. Определение динамического частотного отклика каркаса.

1. Расчет вынужденных установившихся колебаний в зонах расположения ДВС. Возмущающее воздействие со стороны силовой установки приложено в узлах крепления опор силового агрегата. Нагрузка смоделирована в виде момента, аппроксимирующего силы инерции второго порядка и опрокидывающего крутящий момент двигателя. Определение амплитуды возмущающего момента в рамках данного исследования выполняется по зависимости (2) [20], приведенной ранее в тексте общей методики, и составляет 76 Н·м.

Частотный диапазон расчетного определения собственных форм колебаний модели задан в интервале от 1 до 30 Гц с шагом 0,07 Гц для обеспечения разрешения резонансных пиков.

Для определения вибронагруженности каркаса автобуса закрепление модели выполнялось по местам крепления подвески на упругих элементах к опорным точкам колес. В опорных точках подвески ограничено поступательное перемещение по осям *X*, *Y*, *Z*, а также вращение относительно этих осей (рисунок 10).

2. Определение расчетной передаточной функции расчетной модели. По результатам вычисления динамической модели кузова автобуса в модуле расчета гармонического отклика (Harmonic Response) определяются значения частотного отклика металлокаркаса с силовой установкой в диапазоне от 1 до 30 Гц, соответствующий им график приведен на рисунке 11. Данный график представляет собой АЧХ и описывает, как пространственная несущая конструкция перемещается при воздействии гармонической нагрузки, прикладываемой в районе опор силовой установки в исследуемом диапазоне частот.

Рисунок 10 — Граничные условия и нагрузки, прикладываемые к модели кузова автобуса для определения характеристик вибронагруженности:
1 — закрепление модели; 2 — возмущающий момент от ДВС

На оси *X* отложена частота вынужденных колебаний (Гц), на оси *Y* — амплитуда динамического отклика (вибро перемещения или виброускорения) в контрольных точках.

Полученная АЧХ имеет локальный пик виброактивности каркаса на частоте 19,9 Гц, соответствующей частоте отклика металлокаркаса на гармоническое воздействие момента от ДВС. Данная частота используется для определения коэффициента виброизоляции *r*, характеризующего связь между частотой внешнего гармонического возмущения и собственной частотой динамического отклика металлокаркаса. Для обеспечения эффективной виброизоляции металлокаркаса от гармонического возбуждения необходимо выполнение условия, согласно которому коэффициент виброизоляции должен превышать пороговое значение $\sqrt{2}$. Для базовых характеристик виброизоляторов силовой установки указанное условие не выполняется, вследствие чего в соответствующей частотной области происходит существенное увеличение динамического отклика конструкции, сопровождающееся повышением уровня вибронагруженности кузова. В данном случае несущая система признана несоответствующей предъявляемым требованиям по виброизолированию и вибробезопасности.

Изменение частотных характеристик конструкции кузова является сложной задачей, а в ряде случаев — практически нереализуемой по конструктивным и технологическим причинам. В связи с этим в качестве эффективного способа снижения уровня колебаний в области собственных частот каркаса рассмотрено совершенствование упругих свойств виброизоляторов с целью минимизации вибрационных нагрузок, передаваемых на каркас со стороны силовой установки. Поэтому задачей вариативного моделирования являлось смещение пиков частотного отклика подвески силового агрегата из околорезонансной зоны работы четырехцилиндрового ДВС (23,3 Гц) в область устойчивого виброизолирования.

Этап 5. Постпроцессорный критериальный анализ результатов. На заключительном этапе выполняется критериальный анализ полученных массивов данных частотного отклика и пространственных полей виброускорения.

1. Оценка по критерию частотного отношения. Результаты рассмотренных вариантов определения эффективных параметров виброизоляторов для снижения вибрационного отклика подвески силового агрегата представлены в таблице 5.

Анализ коэффициентов виброизоляции для различных вариантов характеристик виброопор силового агрегата позволил сделать вывод о том, что применение

Таблица 5 — Результаты расчетного обоснования эффективных параметров виброизоляторов

№ варианта	Жесткость виброизоляторов, Н/мм		Частота отклика металлокаркаса ω_s, Гц	Коэффициент виброизоляции $r = \frac{\omega_0}{\omega_s}$
1	Задние	740	20,8	$1{,}12 < \sqrt{2}$
	Передние	600		
2	Задние	580	19,9	$1{,}17 < \sqrt{2}$
	Передние	600		
3	Задние	300	18,5	$1{,}26 < \sqrt{2}$
	Передние	600		
4	Задние	150	17,7	$1{,}32 < \sqrt{2}$
	Передние	600		
5	Задние	300	15,0	$1{,}55 > \sqrt{2}$
	Передние	300		
6	Задние	55/380 Установка под углом	15,9	$1{,}47 > \sqrt{2}$
	Передние	600		

виброизоляторов № 1–4 не позволяет добиться виброизоляции каркаса, в отличие от вариантов № 5 и 6.

2. Локализация критических динамических зон. Проведены исследования пространственных полей распределения виброускорений металлокаркаса на частоте холостого хода ДВС для вариантов характеристик виброизоляторов № 6, 5 и 1 (рисунки 12–14).

Анализ распределения виброускорений по каркасу автобуса для исследуемых вариантов характеристик виброизоляторов показал нахождение критических зон в области задней маски автобуса. Применение виброизоляторов № 6 позволило существенно снизить уровень виброускорений каркаса автобуса: в пиковых точках снижение составило 16 %, тогда как средний уровень виброускорений по каркасу снизился в 2,7 раза.

Рисунок 12 — Распределение виброускорений по каркасу автобуса при установке виброизоляторов варианта № 1 на частоте холостого хода ДВС

Рисунок 14 — Распределение виброускорений по каркасу автобуса при установке виброизоляторов варианта № 6 на частоте холостого хода ДВС

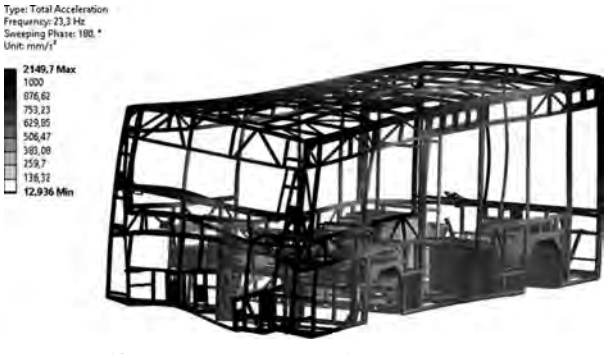


Рисунок 13 — Распределение виброускорений по каркасу автобуса при установке виброизоляторов варианта № 2 на частоте холостого хода ДВС

3. Разработка рекомендаций по повышению эффективности виброизоляции. Критериальный анализ и локализация критических динамических зон исследуемого каркаса автобуса позволили выявить зоны максимальной виброактивности элементов кузова, которые послужили основанием для выбора точек оптимальной расстановки измерительных акселерометров при планировании экспериментальных исследований с целью валидации результатов расчетов. Для установки акселерометров приняты следующие зоны: кронштейны силовой установки до и после виброизоляторов, углы задней маски автобуса, элементы пола и боковых балок около крыши в области между осями, а также на кронштейне сиденья пассажира над задней осью. Полученные экспериментальные результаты легли в основу валидации расчетной модели и обоснования эффективного решения системы виброгашения на основе анализа характеристик жесткости передних виброизоляторов для вариантов № 6, 5 и 1, представленных в таблице 5.

Валидация расчетно-экспериментальной методики оценки вибронагруженности каркаса. Экспериментальные исследования вибронагруженности несущей системы проводились на натурном объекте исследования с целью определения реальных динамических параметров и валидации разработанной расчетной модели и методики. В основу экспериментальных исследований был положен метод ОМА, ключевым преимуществом которого является возможность описания упругих форм и частот собственных колебаний конструкции в условиях естественного эксплуатационного возбуждения без

применения искусственных импульсных или гармонических вибровозбудителей.

Для фиксации вибрационного отклика элементов кузова автобуса в зонах, определенных по результатам расчетных исследований, устанавливались акселерометры, подключенные к многоканальной системе сбора данных LMS SCADAS Mobile, обеспечивающей высокоточный параллельный сбор и аналого-цифровое преобразование физических сигналов. В зависимости от исследуемых узлов использовались одноосевые и трехосевые пьезоэлектрические акселерометры фирмы PCB Piezotronics моделей 352C03 и 356A24 соответственно. Погрешность измерения акселерометров, кабельных линий, АЦП измерительных модулей системы сбора данных и опорного калибратора в исследуемом частотном диапазоне составила не более 5 % [24, 25], что обеспечило достоверность полученных результатов измерений.

При локализации зон установки измерительной аппаратуры также учитывалось полностью собранное состояние автобуса, ввиду чего позиционирование датчиков адаптировалось таким образом, чтобы максимально исключить необходимость глубокой разборки элементов интерьера, демонтажа крупногабаритных узлов автобуса или нарушения целостности клеевых соединений остекления, пола и обшивки кузова. Все датчики фиксировались в зонах прямого доступа, что позволило сохранить исходное конструктивное состояние автобуса и сократить общее время подготовки к натурному эксперименту. Акселерометры позиционировались в зонах упругих волн, избегая попадания в узловые линии и узловые точки модальных перемещений конструкций кузова, где динамический отклик близок к нулю. Данный подход исключил риск пропуска критических резонансных частот и обеспечил максимальную информативность регистрируемых процессов.

В процессе проведения испытаний измерительная система при помощи акселерометров осуществляла непрерывную запись во времени (от 10 до 15 с) виброускорений на кронштейнах двигателя до и после резинометаллических виброизоляторов, а также на задней маске кузова автобуса. Сетка акселерометров охватывала также зоны крепления пассажирских сидений, элементы пола и участки каркаса в районе верхних продольных балок над оконными проемами. Для точного определения частоты модального отклика каркаса кузова применялся специальный режим нагружения, заключавшийся в выключении ДВС из состояния установившегося холостого хода (700 об/мин). В процессе плавной остановки (в течение 3,5–4,5 с) и выбега силовой установки осуществлялась фиксация амплитуд виброускорений. Плавное снижение оборотов коленчатого вала обеспечило непрерывное сканирование частотного диапазона, в ходе которого на частоте 19,6 Гц (рисунок 15) было зафиксировано значительное увеличение динамического отклика. Данный всплеск амплитуд указал на то, что силовая установка вышла на собственную частоту колебаний.

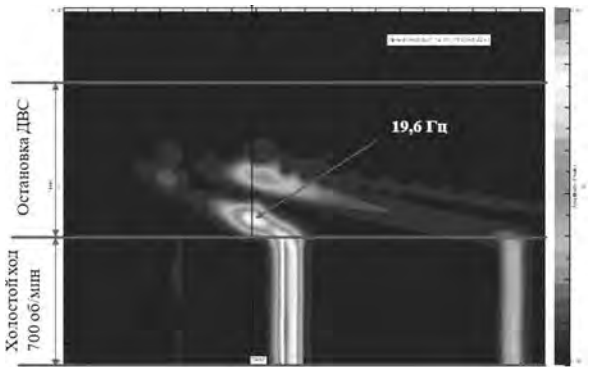


Рисунок 15 — Спектрограмма виброускорений на заднем кронштейне двигателя

Сопоставление расчетных значений частотного отклика, полученных в ходе расчетного конечно-элементного моделирования, и операционного модального анализа для конфигураций с виброизоляторами различной жесткости представлено в таблице 6.

Полученные результаты подтверждают достоверность разработанных расчетной динамической модели кузова автобуса и методики исследования частотного отклика металлокаркаса. Расхождение расчетных и экспериментальных значений собственных частот колебаний металлокаркаса не превысило 5 %, что свидетельствует о достаточной точности модели для решения инженерных задач.

Заключение. В рамках проведенной работы была разработана и практически апробирована комплексная расчетно-экспериментальная методика, предназначенная для анализа эффективности систем виброизоляции первичных источников динамического возбуждения. Методика демонстрирует универсальность, поскольку ее внедрение эффективно как на этапе конструирования принципиально новых видов пассажирского транспорта, так и в процессах совершенствования уже эксплуатируемых транспортных средств. Точность предложенной методики, достигнутая за счет стендовых испытаний виброизоляторов и корректного учета жесткости панелей обшивки и остекления салона, позволяет максимально приблизить расчетные значения вибронагруженности системы к экспериментальным.

Практическая значимость методики заключается в определении спектра собственных частот динамического отклика несущих элементов, что позволяет целенаправленно смещать их в безопасные диапазоны еще на стадии проектирования. По результатам сопоставления численного КЭ-моделирования и операционного модального анализа средняя погрешность не превысила 3 %, что подтверждает достоверность разработанных расчетной модели кузова автобуса и методики расчетных исследований. Результаты апробации методики на на-

Таблица 6 — Сопоставление данных моделирования частотного отклика и операционного модального анализа

Жесткость передних виброизоляторов, Н/мм	Расчетные значения		
	собственная частота ω_0, Гц		погрешность, %
	моделирование	эксперимент	
55	15,9	15,2	4,6
580	19,9	19,6	1,5
740	20,8	20,4	2,0
Средняя погрешность моделирования			2,7

турном объекте исследования подтвердили эффективность предложенного подхода: установка передних опор с жесткостью 55 Н/мм обеспечила смещение частоты совместных колебаний с 19,6 до 15,2 Гц, что позволило перевести упругую систему в область эффективной виброизоляции, удовлетворяющую теоретическому критерию $\sqrt{2}$ [3, 26]. Таким образом, применение методики позволяет вывести рабочие параметры конструкции из резонансной области, повысить ее усталостную долговечность, снизить риск образования и развития усталостных трещин в наиболее нагруженных зонах, подтверждая перспективность ее внедрения в инженерную практику.

Список литературы

1. Гурский, Н.Н. Моделирование колебаний мобильных машин с пассивными и активными системами подрессоривания / Н.Н. Гурский, Ю.И. Слабко // Механика машин, механизмов и материалов. — 2010. — № 2(11). — С. 85–87.
2. Simulation of vibration characteristics of the front macpherson suspension of a sightseeing vehicle / D. Li, L. Rong, N. Mao [et al.] // International Journal of Automotive Manufacturing and Materials. — 2024. — Vol. 3, iss. 4. — DOI: https://doi.org/10.53941/ijamm.2024.100019.
3. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля: колебания и плавность хода / Р.В. Ротенберг. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.
4. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: элементы подвески / Й. Раймпель; пер. с нем. А.Л. Карпухина; под ред. Г.Г. Гридасова. — М.: Машиностроение, 1987. — 288 с.
5. Yao, C. Analysis of strength stiffness and modes for bus body frame / C. Yao, M. Yang // Journal of Physics: Conference Series. — 2021. — Vol. 1748. — DOI: https://doi.org/10.1088/1742-6596/1748/6/062073.
6. Dižo, J. Assessment of the passenger ride comfort for a coach by means of simulation computations / J. Dižo, M. Blatnický, R. Melnik // Scientific Journal on Transport and Logistics. — 2017. — Vol. 8, iss. 2. — P. 24–32. — DOI: https://doi.org/10.1515/logi-2017-0013.
7. Marzbanrad, J. Torsional and bending stiffness and modal analysis of a bus structure / J. Marzbanrad, Z. Taghizade, M. Yaghoobian // Automotive Science and Engineering. — 2024. — Vol. 14, no. 3 — P. 4439–4448.
8. Яценко, Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко. — М.: Машиностроение, 1972. — 220 с.
9. Griffin, M.J. Handbook of human vibration / M.J. Griffin. — London: Academic Press, 1990. — 984 p.
10. Heylen, W. Modal analysis theory and testing / W. Heylen, S. Lammens, P. Sas. — 2nd ed. — Leuven: Katholieke Universiteit Leuven, 1998. — 350 p.
11. Wang, Y. Structural optimization of bus chassis frame based on proxy models / Y. Wang // Journal of Vibroengineering. — 2026. — Vol. 28, no. 1. — P. 105–123. — DOI: https://doi.org/10.21595/jve.2025.25207.
12. Песков, В.И. Расчетно-экспериментальное сравнение жесткости автобусных кузовов / В.И. Песков, О.В. Воронков // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева. — 2013. — № 4. — С. 91–97.
13. Standard for verification and validation in computational solid mechanics: ASME V&V 10-2019. — New York: American Society of Mechanical Engineers, 2019. — 44 p.
14. Load analyses of spacecraft and payloads: NASA-STD-5002A. — Washington: National Aeronautics and Space Administration, 2021. — 58 p.
15. Единая система конструкторской документации. Основные требования к чертежам: ГОСТ 2.109-73. — Взамен ГОСТ 2.109-68; введ. 01.07.1974. — М.: Стандартинформ, 2002. — 31 с.
16. Транспорт дорожный. Массы и размеры. Технические требования и методы испытаний: СТБ 1877-2008. — Введ. 01.12.2008. — Мн.: Госстандарт; БелГИСС, 2008. — 40 с.
17. Численное моделирование физических процессов. Определение напряженно-деформированного состояния. Верификация и валидация численных моделей сложных элементов конструкций в упругой области: ГОСТ Р 57700.10-2018. — Введ. 01.01.2019. — М.: Стандартинформ, 2018. — 16 с.
18. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. / под ред. В.Н. Луканина, М.Г. Шатрова. — 4-е изд., испр. — М.: Высш. шк., 2010. — Кн. 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян [и др.].— 479 с.
19. Вибрация. Измерения виброакустических передаточных характеристик упругих элементов конструкций в лабораторных условиях. Ч. 1. Общие принципы измерений: ГОСТ Р ИСО 10846-1-2010. — Введ. 01.12.2011. — М.: Стандартинформ, 2011. — 15 с.
20. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. / под ред. В.Н. Луканина, М.Г. Шатрова. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. шк., 2005. — Кн. 2. Динамика и конструирование: учебник для вузов / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров [и др.].— 400 с.
21. Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: учеб. пособие для вузов / Я.Г. Пановко. — 3-е изд., перераб. — М.: Наука, 1991. — 256 с.
22. Басов, К.А. ANSYS: справочник пользователя / К.А. Басов. — М.: ДМК Пресс, 2005. — 640 с.
23. Каплун, А.Б. ANSYS в руках инженера: практическое руководство / А.Б. Каплун, Е.М. Морозов, М.А. Олферьева. — 2-е изд., испр. — М.: Едиториал УРСС, 2004. — 272 с.
24. Model T352C03. General purpose, ceramic shear ICP® accel., 10 mV/g, 0.5 to 10k Hz, 10-32 side conn., TEDS 0.9: Installation and Operating Manual / PCB Piezotronics, Inc. — Depew; NY; USA: PCB Piezotronics, 2006. — 17 p.
25. Model 356A24/NC. Triaxial, low-profile, ceramic shear ICP® accel., 10 mV/g, 1 to 9k Hz: Installation and Operating Manual / PCB Piezotronics, Inc. — Depew; NY; USA: PCB Piezotronics, 2013. — 14 p.
26. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний: учебник для вузов / В.Л. Бидерман. — М.: Высш. шк. 1980. — 408 с.

Litviniuk P.S., Shmialiou A.V., Hitrikov S.V., Shvets D.A., Kiselkov A.L.

Fundamentals of a computational-experimental methodology for assessing the vibration loading of passenger transport framework structures

The article considers the relevant task of evaluating, through a combined computational and experimental approach, the vibration loads on load-bearing structures and the effectiveness of powertrain vibration isolation in passenger transport vehicles. A comprehensive methodology was developed to determine the natural frequencies of the dynamic response of the metal body framework, applicable both during the design of new vehicles and the modification of existing ones. Numerical calculation of frequency characteristics was performed using the finite element method within specialized engineering analysis software; the analysis accounted in detail for mass-inertia parameters as well as the contribution of body paneling, flooring, and the shear stiffness of bonded glazing joints to the overall stiffness of the metal framework. A criterion-based analysis was conducted to identify zones of high vibration activity, enabling the optimal placement of accelerometers without requiring extensive disassembly of interior components. The developed computational model was validated using a production passenger bus via operational modal analysis, including tests performed during the specific operating mode of powertrain shutdown. The agreement between calculated and experimental spectrograms confirmed the validity of the computer model of the bus and its powertrain, as well as the applicability of the developed methodology for improving the dynamic characteristics of vehicle frameworks. The error in the calculated frequency of the first natural vibration mode of the powertrain suspension system did not exceed 5 %.

Поступила в редакцию 04.09.2026.

УДК 629.341:62-752

С.В. ХИТРИКОВ; Д.А. ШВЕЦ; Алексей Л. КРАВЧЕНОК; Александр Л. КРАВЧЕНОК; П.С. ЛИТВИНЮК
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

АНАЛИЗ И ПУТИ СНИЖЕНИЯ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ АВТОБУСА

Проведена оценка вибронагруженности силовой установки автобуса МАЗ-206 и предложены конструктивные решения по ее снижению на основе компьютерного моделирования. Для анализа разработана динамическая модель в программном комплексе ADAMS, включающая силовую установку и ее систему подрессоривания, каркас кузова. Моделирование выполнено для частоты вращения коленчатого вала ДВС на холостом ходу, равной 700 об/мин, при различных вариантах жесткости виброизоляторов и конструктивных вариантах их установки. Проведены экспериментальные исследования с базовыми виброизоляторами и виброизоляторами повышенной жесткости, измерены виброускорения на кронштейнах двигателя, на каркасе и в салоне автобуса. Сравнительный анализ результатов моделирования и эксперимента подтвердил достоверность разработанной модели: отклонение собственных частот колебаний по результатам моделирования от экспериментальных значений составило в среднем 5,1 %. Установлено, что для базовой и повышенной жесткости виброизоляторов коэффициент виброизоляции не достигает требуемого значения 1,41, что свидетельствует о недостаточной эффективности существующей виброзащиты и риске возникновения резонансных явлений на холостом ходу. Из рассматриваемых вариантов жесткостей виброизоляторов и конструктивных вариантов их установки был выбран оптимальный по критерию виброизоляции. Предложенное решение рекомендовано для практического применения.

Ключевые слова: *вибрация, автобус, виброизоляторы, динамическая модель, моделирование, модальный анализ*

Введение. В настоящее время развитие городского и междугородного пассажирского транспорта характеризуется непрерывным ужесточением требований к его экологической безопасности, энергоэффективности, надежности и, что не менее важно, к виброакустическому комфорту пассажиров и водителя. Автобусы являются основным видом наземного общественного транспорта, а длительное воздействие вибраций негативно сказывается на самочувствии пассажиров и приводит к повышенной утомляемости водителя. Это напрямую влияет на безопасность дорожного движения.

Основные вибрационные нагрузки передаются на несущие элементы кузова и салон от двигателя внутреннего сгорания (ДВС) как основного источника, работающего в широком диапазоне оборотов и нагрузок. Особо критичными являются режимы холостого хода (например, при ожидании на светофорах или остановках), когда частоты возмущающих воздействий силового агрегата могут совпадать с собственными частотами колебаний элементов кузова, вызывая явления резонанса и резкое возрастание локальных виброускорений.

Для эффективного гашения вибрации коэффициент виброизоляции r должен соответствовать следующему условию [1]:

$$r = \omega / \omega_c > \sqrt{2}, \quad (1)$$

где ω — возмущающая частота, Гц; ω_c — собственная частота, Гц.

Основными путями снижения вибронагруженности силовой установки городского пассажирского автотранспорта являются: снижение уровней вибрации ДВС, изменения жесткости виброопор и конструктивные изменения в системе подрессоривания силовой установки.

Анализ публикаций, посвященных исследованию, моделированию и оптимизации вибрационных характеристик силовых установок транспортных средств, показал высокую актуальность данной проблемы. Большинство авторов рассматривают использование резинометаллических опор как основное решение по снижению вибрации для городского пассажирского автотранспорта [2–7]. Альтернативным решением является использование гидравлических опор, а также активных или полуактивных систем подрессоривания [2, 8, 9], которые в основном используются в современных автобусах туристического и междугороднего класса. Авторы используют аналитические расчеты и компьютерное моделирование, а также стендовые и натурные испытания.

Таким образом, *целью настоящего исследования* является оценка вибронагруженности силовой установки автобуса на режиме холостого хода и разработка на основе методов компьютерного моделирования комплекса решений, направленных на ее снижение, реализуемых путем изменения жесткости виброопор и внесения конструктивных изменений в систему подрессоривания силовой установки.

Объектом исследования является полунизкопольный автобус МАЗ-206, предназначенный для перевозки пассажиров на городских и пригородных маршрутах средней загруженности. На рисунке 1 приведен внешний вид автобуса.

Автобус оснащен четырехцилиндровым рядным дизельным двигателем. Силовая установка, включающая

Рисунок 1 — Схема автобуса МАЗ-206 с габаритными размерами

двигатель и коробку передач, устанавливается на несущий каркас автобуса на четырех виброизоляторах (двух передних и двух задних). Силовая установка размещена продольно в задней части автобуса под углом 5° к горизонтали.

На рисунке 2 приведена схема установки двигателя и коробки передач.

На рисунке 3 приведен внешний вид передних и задних виброизоляторов силовой установки автобуса.

Расчетная динамическая модель. Для анализа вибронагруженности разработана расчетная динамическая модель автобуса МАЗ-206 в программном комплексе ADAMS, включающая упругую модель каркаса, шасси автобуса с шинами и подвесками, силовую установку и ее подвеску.

Упругая модель каркаса представлена конечно-элементной моделью, которая включает 1 109 970 узлов и 1 145 441 конечных элементов. Тип конечных элементов — трех- и четырехузловые оболочки (shell) первого порядка. Конечно-элементная модель каркаса, учитывающая также его основные массо-инерционные свойства, передавалась в программный комплекс ADAMS с использованием формата MNF. Модель включала описание первых 100 частот свободной (незакрепленной) конечно-элементной модели конструкции в диапазоне 0,1–1000 Гц.

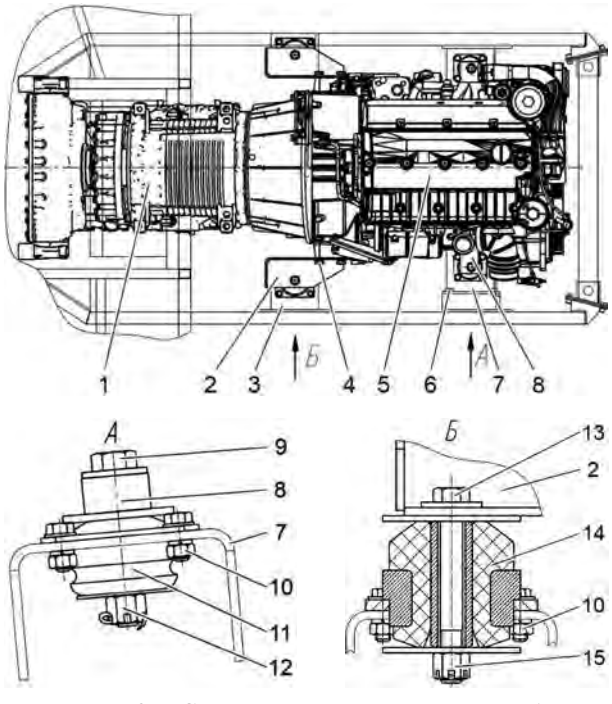


Рисунок 2 — Схема установки двигателя и коробки передач: 1 — коробка передач; 2 — кронштейн задней опоры; 3 — кронштейн каркаса для задней опоры; 4, 6, 9, 13 — болт; 5 — двигатель; 7 — кронштейн каркаса для передней опоры; 8 — кронштейн передней опоры; 10, 12, 15 — гайка; 11, 14 — виброизолятор

а *б*

Рисунок 3 — Внешний вид виброизоляторов силовой установки автобуса: *а* — виброизолятор передний (206060-1001015-10); *б* — виброизолятор задний (206060-1001015-20)

На рисунке 4 представлен общий вид динамической модели автобуса в программном комплексе ADAMS.

Динамическая модель автобуса учитывает массо-инерционные параметры основных узлов: двигателя, коробки передач, каркаса. Каркас установлен на упругих опорах, воспроизводящих жесткость резинометаллических компонентов подвесок и шин в трех взаимно перпендикулярных направлениях.

Параметры виброизоляторов силовой установки автобуса задаются осевыми значениями жесткости (на сжатие и растяжение) вдоль оси *Y* и радиальными значениями жесткости в направлении, перпендикулярном оси *Y*. Демпфирование виброизоляторов силовой установки автобуса в модели не учитывается.

Схема динамической модели силовой установки (без каркаса автобуса) показана на рисунке 5 (см. рисунок 4, вид А).

Моделирование возмущающей силы от работы двигателя выполнено на основе индикаторной диаграммы четырехтактного дизельного двигателя для частоты вращения холостого хода коленчатого вала 700 об/мин (ω = 23,3 Гц) (рисунок 6), построенной по методикам, описанным в источниках [10, 11].

Для исследования вибронагруженности элементов конструкции кузова автобуса проводилось моделирование при частоте вращения холостого хода коленчатого вала 700 об/мин с различными жесткостями виброизоляторов и конструктивными вариантами их установки (с изменяющимся углом расположения виброизолятора).

Все расчетные варианты комбинаций параметров и схем установки виброизоляторов приведены в таблице 1.

На рисунке 7 приведены динамические модели силовой установки для различных вариантов комбинаций параметров и схем установки виброизоляторов.

Параметры жесткости, соответствующие серийным (базовым) виброизоляторам, приведены в таблице 1 в варианте 2.

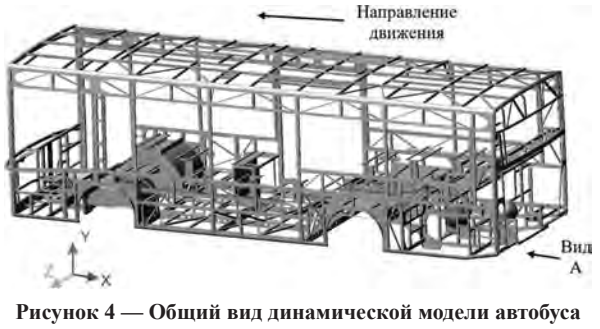


Рисунок 4 — Общий вид динамической модели автобуса

Рисунок 5 — Динамическая модель силовой установки: 1 — коробка передач; 2 — передний левый виброизолятор двигателя; 3 — задний левый виброизолятор двигателя; 4 — двигатель; 5 — передний правый виброизолятор двигателя; 6 — задний правый виброизолятор двигателя; 7 — кронштейны каркаса

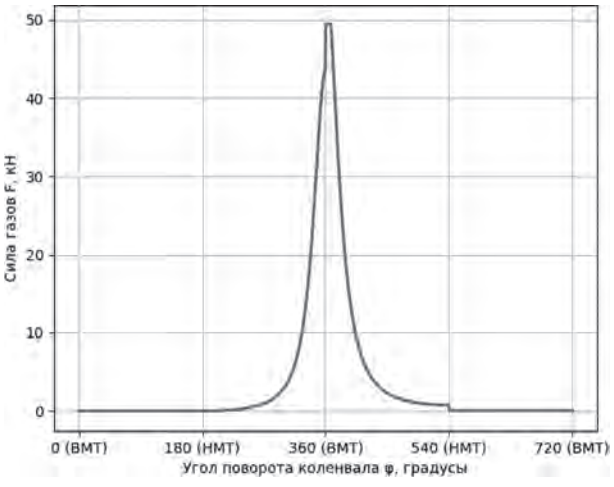


Рисунок 6 — Зависимость силы в цилиндре от положения поршня по индикаторной диаграмме

По результатам моделирования проведена сравнительная оценка вариантов комбинаций параметров и схем установки виброизоляторов с базовым вариантом (см. таблицу 1, вариант 2). Сравнивались собственные частоты колебаний силовой установки и значения среднеквадратических ускорений на кронштейнах двигателя, на каркасе и в салоне автобуса.

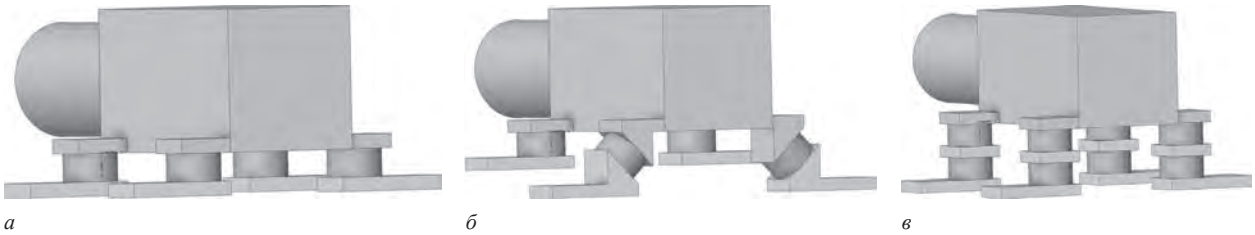
Валидация расчетной динамической модели. Экспериментальные исследования вибронагруженности силовой установки и салона автобуса МАЗ-206 выполнялись с использованием измерительной системы LMS SCADAS Mobile (Siemens, Германия) с применением шести одноосевых акселерометров модели 352C03 и четырех трехосевых акселерометров модели 356A24. Исследования проводились на неподвижном автобусе в двух режимах: при работе двигателя на холостом ходу (700 об/мин) и при последующем останове двигателя, частота опроса акселерометров составляла 1 кГц. В ходе экспериментальных исследований измерялись виброускорения на кронштейнах силовой установки, на каркасе и в салоне автобуса. На рисунке 8 представлены схемы и фотографии размещения акселерометров в ходе экспериментальных исследований. На рисунке 8 *а* показана схема установки акселерометра на заднем левом виброизоляторе, аналогичным образом акселерометры устанавливались и на остальных трех виброизоляторах силовой установки автобуса.

Экспериментальные исследования вибронагруженности проводились для системы подрессоривания силовой установки с базовыми виброизоляторами (см. таблицу 1, вариант 2) и виброизоляторами повышенной жесткости (см. таблицу 1, вариант 3).

По результатам экспериментальных исследований, выполненных на режиме останова двигателя, определены собственные частоты колебаний силовой установки автобуса. На рисунке 9 представлены спектрограммы ускорений на кронштейнах двигателя с базовыми вибро-

Таблица 1 — Расчетные варианты комбинаций параметров и схемы установки виброизоляторов

Вариант комбинаций параметров	Виброизолятор	Значение жесткости в различных направлениях, Н/мм			Угол, град
		вертикальная		радиальная	
		на сжатие	на растяжение		
1	Передний	300	300	360	0
	Задний	300	300	1000	
2 (базовый)	Передний	580	760	360	
	Задний	600	1060	1000	
3	Передний	740	1520	360	
	Задний	980	2120	1000	
4	Передний	380	380	60	0
	Задний	600	1060	1000	45
5	Передний	580	760	360	0
	Задний	600	1060	1000	45
6	Передний	380	380	60	45
	Задний	230	230	60	
7	Передний	380	380	60	
	Задний	380	380	60	
8	Передний	290	380	180	0
	Задний	300	530	500	

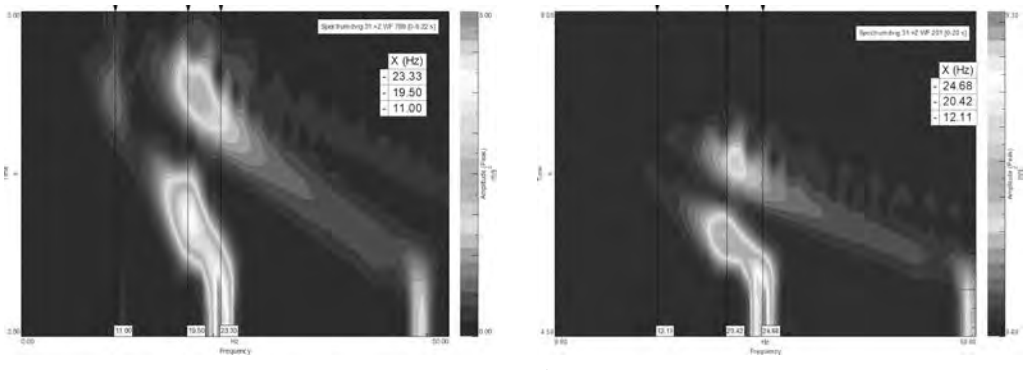


а *б* *в*

Рисунок 7 — Динамические модели силовой установки: *а* — с вертикально расположенными виброизоляторами (варианты 1–3); *б* — с виброизоляторами, расположенными под углом 45° (варианты 4–7); *в* — двухступенчатое подрессоривание с вертикально расположенными виброизоляторами (вариант 8)

а *б*

Рисунок 8 — Схемы расположения акселерометров на системе подрессоривания силовой установки:
а — на каркасе; *б* — в салоне автобуса



а *б*

Рисунок 9 — Спектрограммы ускорений на кронштейнах двигателя: *а* — базовые виброизоляторы;
б — виброизоляторы повышенной жесткости

Таблица 2 — Сравнительный анализ собственных частот колебаний

Вариант комбинаций параметров (см. таблицу 1)	№ формы колебаний	Собственная частота колебаний, Гц		Отличие	
		моделирование	эксперимент	Гц	%
2 (базовый)	2	10,3	11,0	0,7	6,8
	3	18,1	19,5	1,4	7,7
3	2	11,7	12,1	0,4	3,4
	3	20,9	20,4	0,5	2,5

изоляторами и виброизоляторами повышенной жесткости при останове двигателя.

Анализ спектрограмм ускорений на кронштейнах двигателя позволил определить собственные частоты колебания силовой установки автобуса, а также установить, что преобладающей формой колебаний силовой установки автобуса является поперечно-угловая форма относительно продольной оси автобуса.

В таблице 2 приведены значения собственных частот колебаний, полученные по результатам моделирования (методом модального анализа в программном комплексе ADAMS) и экспериментальных исследований.

Сравнительный анализ форм колебаний по результатам моделирования и экспериментальных исследований (см. таблицу 2) показывает, что разработанная компьютерная модель системы подрессоривания силовой установки достоверно описывает динамическое поведение исследуемой системы и поэтому может использоваться для анализа всех вариантов упругих характеристик и схем установки виброизоляторов.

Результаты моделирования. На основании результатов экспериментальных исследований вариантов характеристик виброизоляторов силовой установки автобуса с базовой и повышенной жесткостью можно сделать вывод, что коэффициент виброизоляции для преобладающей формы колебания на частоте 18,1 Гц равен 1,29 (вариант 2, с базовой жесткостью) и на частоте 20,9 Гц — 1,12 (вариант 3, с повышенной жесткостью). Оба значения меньше 1,41, что свидетельствует о недостаточной эффективности виброизоляции и указывает на усиление колебаний, передаваемых со стороны силовой установки на кузов автобуса, при работе двигателя на холостых оборотах.

В таблице 3 приведены результаты расчета собственных частот для преобладающей формы колебаний силовой установки. Анализ этих данных показывает,

Таблица 3 — Результаты расчета собственных частот для преобладающей формы колебаний

Вариант комбинаций параметров	Частота преобладающей формы колебаний, Гц	Коэффициент виброизоляции *r*
1	14,9	1,57
2 (базовый)	18,1	1,29
3	20,9	1,12
4	14,5	1,61
5	17,0	1,37
6	9,2	2,54
7	12,9	1,81
8	12,5	1,87

Таблица 4 — Значения среднеквадратических виброускорений

Вариант комбинаций параметров	Сторона	Среднеквадратическое ускорение, м/с^2					
		виброизолятор				в салоне	на каркасе
		на кронштейне двигателя		на кронштейне каркаса			
		передний	задний	передний	задний		
1	Слева	3,8	10,7	2,0	2,8	1,2	1,3
	Справа	3,5	10,0	1,9	2,7		
2 (базовый)	Слева	4,3	10,0	2,7	3,5	2,3	2,5
	Справа	4,1	9,4	2,7	3,4		
3	Слева	4,9	10,3	3,8	4,8	3,4	3,7
	Справа	4,6	9,6	3,7	4,7		
4	Слева	3,8	9,5	1,5	2,0	1,0	1,1
	Справа	3,5	8,8	1,4	1,9		
5	Слева	3,8	9,5	1,9	2,5	1,2	1,2
	Справа	3,6	9,3	1,7	2,3		
6	Слева	3,6	8,8	1,3	1,5	0,9	1,0
	Справа	3,3	8,2	1,2	1,5		
7	Слева	3,7	8,7	1,3	1,5	1,1	1,1
	Справа	3,4	8,1	1,2	1,4		
8	Слева	3,6	10,2	2,3	3,1	1,7	1,9
	Справа	3,4	10,9	2,2	3,0		

что максимальный коэффициент виброизоляции, равный 2,54, наблюдается при установке передних и задних виброизоляторов под углом 45° (см. таблицу 1, вариант 6) с пониженной жесткостью относительно базового варианта (см. таблицу 1, вариант 2). Условию (1) также удовлетворяют следующие варианты: вариант 1 — вертикальное расположение виброизоляторов с пониженной жесткостью относительно базового варианта; вариант 4 — установка задних виброизоляторов с базовой жесткостью под углом 45°, вертикальное расположение передних виброизоляторов с пониженной жесткостью относительно базового варианта; вариант 7 — установка передних и задних виброизоляторов под углом 45° с пониженной жесткостью относительно базового варианта; вариант 8 — двухступенчатое подрессоривание с применением виброизоляторов, имеющих жесткость, пониженную относительно базового варианта.

В таблице 4 приведены значения среднеквадратических виброускорений на кронштейнах двигателя, на кронштейнах каркаса, на каркасе и в салоне автобуса, полученные при моделировании работы силовой установки автобуса при частоте вращения холостого хода коленчатого вала 700 об/мин для различных вариантов жесткости и конструкций системы подвески силовой установки автобуса.

Сравнительный анализ значений среднеквадратических виброускорений показал, что вариант 6 (см. таблицу 1) с максимальным коэффициентом виброизоляции (см. таблицу 3) обеспечивает снижение значений среднеквадратических виброускорений по сравнению с базовым вариантом 2 (см. таблицу 1): на кронштейнах двигателя — на 16 % (для передних виброизоляторов) и 12 % (для задних виброизоляторов); на кронштейнах каркаса — на 41 % (для передних виброизоляторов) и 57 % (для задних виброизоляторов); в салоне и на каркасе автобуса — на 60–61 %.

Для вариантов системы подрессоривания силовой установки, удовлетворяющих условию (1), также зафиксировано снижение значений среднеквадратических виброускорений в салоне и на каркасе: для варианта 1 — на 48 %, для варианта 4 — на 60 %, для варианта 7 — на 56 % и для варианта 8 — на 24 %.

Заключение. В программном комплексе ADAMS разработана динамическая модель автобуса МАЗ-206, включающая силовую установку и ее систему подрессоривания, а также упругую модель каркаса кузова. Моделирование выполнено для частоты вращения коленчатого вала ДВС на холостом ходу, равной 700 об/мин, при различных вариантах жесткости виброизоляторов и конструктивных вариантах их установки.

По результатам моделирования и экспериментальных исследований установлено, что для базового варианта виброизоляторов и варианта с повышенной жесткостью коэффициент виброизоляции не достигает требуемого значения 1,41. Это указывает на недостаточную эффективность существующей виброизоляции и вызывает риск явления резонанса и резкое возрастание локальных виброускорений при работе двигателя на холостом ходу.

По результатам моделирования определены собственные частоты для различных вариантов жесткости и конструкций системы подвески силовой установки автобуса, а также значения коэффициента виброизоляции для преобладающей формы колебаний. Установлено, что для достаточного снижения вибронагруженности силовой установки исследуемого автобуса целесообразно принять вариант 4, в котором задние виброизоляторы расположены под углом 45°. Данное решение позволяет снизить среднеквадратические виброускорения на кронштейнах двигателя и каркаса на 10–14 %, а в салоне и на каркасе автобуса — на 60 %. Предложенное решение рекомендовано для практического применения.

Список литературы

1. Inman, D.J. Engineering vibration / D.J. Inman. — 4th ed. — Harlow: Pearson Education, 2014. — 707 p.
2. Yu, Y. Literature review of automotive vehicle engine mounting systems / Y. Yu, N.G. Naganathan, R.V. Dukkipati // Mechanism and Machine Theory. — 2001. — Vol. 36, iss. 1. — P. 123–142. — DOI: https://doi.org/10.1016/S0094-114X(00)00023-9.
3. Расчетные и экспериментальные исследования колебаний двигателя автомобиля на режиме холостого хода / Д.В. Соловьев, К.Я. Лелиовский, А.В. Герасин, А.А. Штурмин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. — 2014. — № 1(103). — С. 150–155.
4. Исследование влияния силового агрегата на виброакустические показатели легкого коммерческого грузового автомобиля / Д.В. Соловьев, А.В. Герасин, А.А. Штурмин, В.И. Отмахов // Эксплуатационная безопасность автотранспортных средств: материалы 87-й Междунар. науч.-техн. конф., Нижний Новгород, 21–22 окт. 2014 г. / НГТУ им. Р.Е. Алексеева. — Нижний Новгород, 2014. — С. 183–188.
5. Analysis of the influence of a powertrain mounting system on a dual-clutch transmission vehicle under typical working conditions / Z. Guo, D. Qin, A. Li [et al.] // Applied Sciences. — 2022. — Vol. 12, iss. 15. — P. 1–19. — DOI: https://doi.org/10.3390/app12157439.
6. Рахматов, Р.И. Улучшение виброакустических характеристик транспортно-технологических средств посредством комплексных исследований колебаний силового агрегата при структурных и воздушных передачах / Р.И. Рахматов, Г.Г. Надарейшвили, В.В. Галевко // Noise Theory and Practice. — 2024. — Т. 10, № 2. — С. 60–87.
7. Optimization design of powertrain mounting system considering vibration analysis of multi-excitation / X. Xu, C. Su, P. Dong [et al.] // Advances in Mechanical Engineering. — 2018. — Vol. 10, iss. 9. — 12 p. — DOI: https://doi.org/10.1177/1687814018788246.
8. Hong, D. Bidirectional multi-spectral vibration control: insights from automotive engine mounting systems in two-dimensional structures with a damaged vertical active element / D. Hong, H. Moon, B. Kim // Actuators. — 2024. — Vol. 13, iss. 5. — P. 1–25. — DOI: https://doi.org/10.3390/act13050171.
9. Alotaibi, J. Vibration isolation of bus engine / J.G. Alotaibi, T. Alenzi, A.E. Alajmi, A. Alnaqi // International Journal of Mechanical Engineering. — 2016. — Vol. 3, iss. 5. — P. 39–45. — DOI: https://doi.org/10.14445/23488360/IJME-V3I5P107.
10. Дьяченко, Н.Х. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания: учеб. для студ. вузов / Н.Х. Дьяченко, Б.А. Харитонов, В.М. Петров; ред. Н.Х. Дьяченко. — Л.: Машиностроение, 1979. — 392 с.
11. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учеб. для студ. вузов / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; под. ред. Н.Д. Чайнова. — М.: Машиностроение, 2008. — 496 с.

Hitrikov S.V., Shvets D.A., Krauchonak Aliaksei L., Krauchonak Aliaksandr L., Litviniuk P.S.

Analysis and ways to reduce vibration loading of a bus powerplant

An assessment of the vibration loading of the MAZ-206 bus powerplant was carried out, and design solutions for its reduction were proposed based on computer simulation. For the analysis, a dynamic model was developed in the ADAMS software suite, comprising the powerplant, its suspension system, and the bus body frame. Simulations were performed at an ICE crankshaft rotational speed of 700 rpm (idle), with various options for vibration isolator stiffness and their installation configurations. Experimental studies were conducted with baseline vibration isolators and with increased-stiffness vibration isolators; vibration accelerations were measured on the engine brackets, on the body frame, and inside the bus passenger compartment. Comparative analysis of simulation and experimental results confirmed the validity of the developed model: the deviation of natural vibration frequencies from simulation compared to experimental values averaged 5.1 %. It was established that, for both baseline and increased-stiffness vibration isolators, the vibration isolation coefficient does not reach the required value of 1.41, indicating insufficient effectiveness of the existing vibration protection and a risk of resonance phenomena at idle. Among the considered variants of vibration isolator stiffness and installation configurations, an optimal solution was selected based on the vibration isolation criterion. The proposed solution is recommended for practical implementation.

Поступила в редакцию 04.09.2026.

УДК 629.113

Н.А. СУДЕНКО; А.Л. КИСЕЛЬКОВ; П.С. ЛИТВИНЮК
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ЭКСКУРСИОННОГО ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОГО КАРКАСА КУЗОВА

В статье рассматривается задача оценки влияния пространственного каркаса кузова на напряженно-деформированное состояние (НДС) несущей системы экскурсионного электромобиля. С целью оценки влияния пространственного каркаса кузова на НДС несущей системы были исследованы два варианта конструкции — без учета и с учетом фактической жесткости пространственного каркаса кузова. Для первого варианта конструкции несущая система экскурсионного электромобиля состоит из сварной платформы трубчатой конструкции, для второго — из сварной платформы трубчатой конструкции и пространственного каркаса кузова. Расчет несущей системы проведен в статической постановке для двух режимов нагружения: первый — изгиб несущей системы от действия весовых нагрузок с коэффициентом динамичности $k_д$ = 1,5; второй — кручение несущей системы относительно продольной оси. В расчетах учтена жесткость передней пружинной и задней рессорной подвески. Выявлено высокое влияние жесткости пространственного каркаса кузова на НДС платформы электромобиля. По сравнению с вариантом несущей системы без пространственного каркаса кузова, у варианта несущей системы с пространственным каркасом кузова максимальные растягивающие напряжения в продольных лонжеронах платформы уменьшаются на 36 % для первого расчетного режима и на 35 % для второго, величина продольного угла кручения рамы уменьшается на 57 %. Расчеты выполнены с использованием программного комплекса ANSYS Workbench.

Ключевые слова: *пространственная рама, экскурсионный электромобиль, компьютерное моделирование, виртуальные испытания, метод конечных элементов, прочностной расчет, напряженно-деформированное состояние, ANSYS*

Введение. Развитие экологически чистого транспорта привело к росту популярности легких экскурсионных электромобилей, эксплуатируемых в исторических центрах, парковых и курортных зонах. Особенностью проектирования таких машин является необходимость минимизации собственной массы для увеличения запаса хода на одном заряде батарей при одновременном обеспечении высокой жесткости кузова и безопасности пассажиров. Несущая система современного легкого экскурсионного электромобиля, как правило, имеет модульную структуру и состоит из нижней платформы и пространственного каркаса кузова. В традиционном подходе к проектированию электромобилей типа гольф-каров верхняя часть пространственного каркаса рассматривается лишь как вспомогательный, декоративный элемент или навес для защиты от солнца и осадков. Вследствие этого данные узлы изготавливаются из тонкостенных труб с минимальной несущей способностью. Это приводит к тому, что платформа работает изолированно и вынужденно проектируется избыточно массивной, чтобы обеспечить требуемую жесткость на кручение и изгиб, что увеличивает массу электромобиля.

Основными задачами при разработке экскурсионного транспорта является определение зон с высокими механическими напряжениями, анализ жесткости конструкции [1–4] и оптимизация конструкции с целью снижения веса электромобиля [5].

Для определения НДС несущей системы применяется метод конечных элементов (МКЭ) [6–8]. Использование МКЭ позволяет создавать сложные и подробные компьютерные модели, с помощью которых с достаточной точностью можно проводить качественную и количественную оценку НДС несущей системы при различных режимах нагружения. Компьютерное моделирование при проектировании конструкции экскурсионного электромобиля сокращает процесс доводки и минимизирует возможные ошибки и недочеты, допущенные на этапе проектирования, а также используется для оптимизации элементов силовой конструкции.

Несущую систему экскурсионного электромобиля важно оценивать с учетом пространственного каркаса кузова, так как он существенно влияет на ее прочностные характеристики. Поэтому задачей данного исследования является оценка напряженно-деформированного состояния несущей системы экскурсионного электромобиля с учетом и без учета влияния пространственного каркаса кузова. Приведены результаты сравнительных расчетов прочности и жесткости платформы экскурсионного электромобиля для двух режимов нагружения: режим нагружения, соответствующий продольному изгибу — моделирование нагружения платформы собственным весом, оборудованием и пассажирами с коэффициентом динамичности $k_д$ = 1,5; режим, описывающий кручение платформы — моделирование наезда колесом на препятствие определенной высоты, с учетом действия весовых нагрузок. Дана оценка влияния пространственного каркаса кузова на НДС элементов платформы. Расчеты прочности несущей системы электромобиля выполнены с использованием программного комплекса ANSYS Workbench [9, 10].

Описание методики исследования. Объектом исследования является платформа (рама) экскурсионного электромобиля. На рисунке 1 представлена трехмерная модель экскурсионного электромобиля.

Исходная компьютерная трехмерная модель несущей системы упрощается — удаляются элементы, которые не оказывают влияния на прочность и жесткость

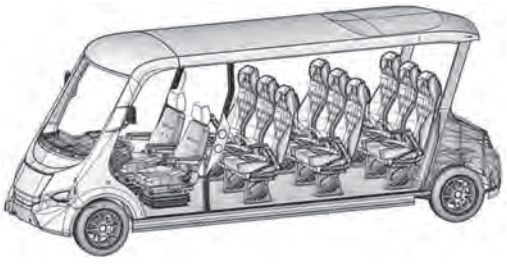


Рисунок 1 — Компьютерная трехмерная модель экскурсионного электромобиля

Рисунок 2 — Расчетная КЭ-модель несущей системы экскурсионного электромобиля

конструкции. На следующем этапе модель проверяется на интерференции и зазоры в элементах. Поскольку большинство несущих и силовых элементов данной конструкции изготавливаются из тонколистового металла, то для создания расчетной конечно-элементной (КЭ) модели наиболее предпочтительно преобразование геометрической модели в оболочечную. Использование оболочечных элементов позволяет сократить время расчета и получить более качественную КЭ-сетку при меньших затратах времени на ее проработку. На основе преобразованной компьютерной геометрической модели создается расчетная КЭ-модель (рисунок 2).

Конструкция платформы — лестничного типа. Платформа состоит из продольных лонжеронов замкнутого профиля с толщиной стенки 3 мм со множеством примыкающих поперечных элементов толщиной 3 мм, соединяющих балки.

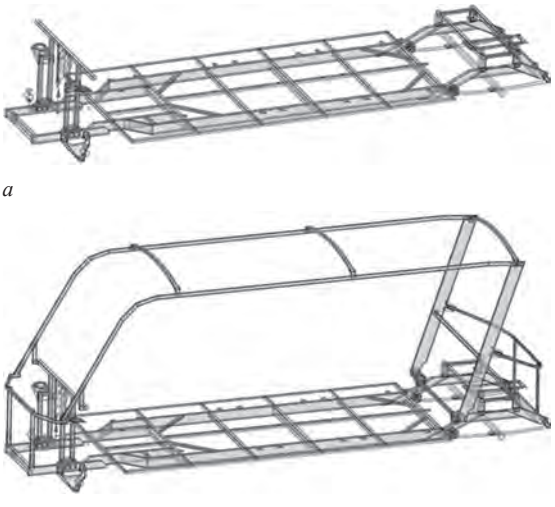
Расчет платформы (рисунок 3) выполнен для двух вариантов состава несущей системы экскурсионного электромобиля:

- платформа без пространственного каркаса кузова (см. рисунок 3 *а*);
- платформа с пространственным каркасом кузова (см. рисунок 3 *б*).

Расчет проводится в линейной постановке — используется линейная изотропная модель с упругими свойствами конструкционной стали: модулем упругости $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа; коэффициентом Пуассона $\mu = 0{,}3$ и плотностью $\rho = 7850$ кг/м^3.

Режимы нагружения несущей системы:

- изгиб платформы от действия вертикальных сил с коэффициентом динамичности $k_д = 1{,}5$: на расчетную модель действуют вертикальные нагрузки от пассажиров и агрегатов электромобиля с коэффициентом динамичности $k_д = 1{,}5$ (имитация езды по кочкам), все колеса электромобиля располагаются на одном уровне;
- статическое кручение платформы относительно продольной оси: на расчетную модель действуют вертикальные нагрузки от пассажиров и агрегатов электромобиля, три колеса располагаются на одном уровне, заднее левое колесо перемещается вверх на 50 мм.



а

б

Рисунок 3 — Расчетная геометрическая модель несущей системы экскурсионного электромобиля:
а — платформа без пространственного каркаса кузова;
б — платформа с пространственным каркасом кузова

Режим нагружения № 1. На данном режиме оценивается НДС элементов платформы при статическом нагружении с коэффициентом динамичности $k_д = 1{,}5$. В качестве нагрузки выступает вес всего оборудования, силовых конструкций и пассажиров с коэффициентом динамичности $k_д = 1{,}5$. Нагрузки от оборудования задаются сосредоточенными массами, связанными с элементами конструкции электромобиля (в терминах ANSYS Workbench — point mass). На модель действует ускорение свободного падения с коэффициентом динамичности $k_д = 1{,}5$ ($g = 14{,}7$ м/с^2). Ограничения степеней свободы в точках A, B, C, D моделируют взаимодействие колес электромобиля с поверхностью дороги (рисунок 4). Для платформы экскурсионного электромобиля без пространственного каркаса кузова схема нагружения на режиме № 1 аналогична схеме нагружения с каркасом.

Режим нагружения № 2. На данном режиме оценивается НДС элементов платформы при статическом кручении платформы относительно продольной оси. В качестве нагрузки выступает вес всего оборудования, силовых конструкций и пассажиров. Нагрузки от оборудования задаются сосредоточенными массами, связанными с элементами конструкции электромобиля (point mass). На модель действует ускорение свободного падения 9,806 м/с^2. Ограничения степеней свободы в точках A, B, C, D аналогичны режиму нагружения № 1 за исключением наличия вертикального перемещения величиной 50 мм в точке A (рисунок 5). Для платформы экскурсионного электромобиля без пространственного каркаса кузова схема нагружения на режиме № 2 аналогична схеме нагружения с каркасом.

Анализ результатов расчетов. Результаты компьютерного моделирования нагружений двух вариантов состава несущей системы экскурсионного электромобиля для описанных режимов представлены в виде картин распределения растягивающих напряжений.

На рисунке 6 представлена общая картина распределения растягивающих напряжений в несущей системе экскурсионного электромобиля при нагрузочном режиме № 1 для вариантов без и с пространственным каркасом кузова соответственно. На рисунке 7 представлены графики изменения максимальных растягивающих напряжений

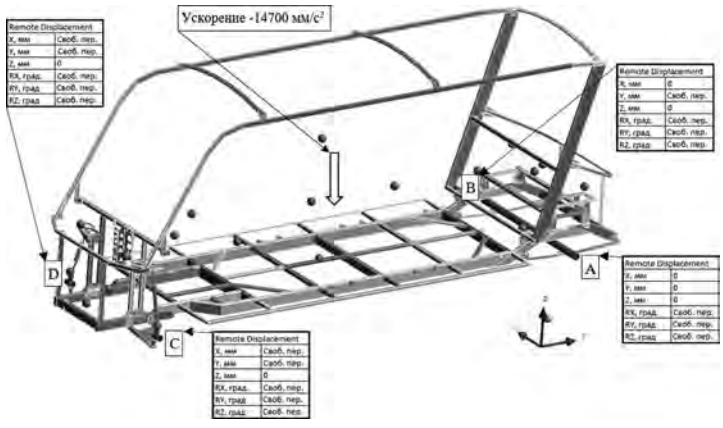


Рисунок 4 — Схема нагружения режима № 1 — нагрузки и закрепления

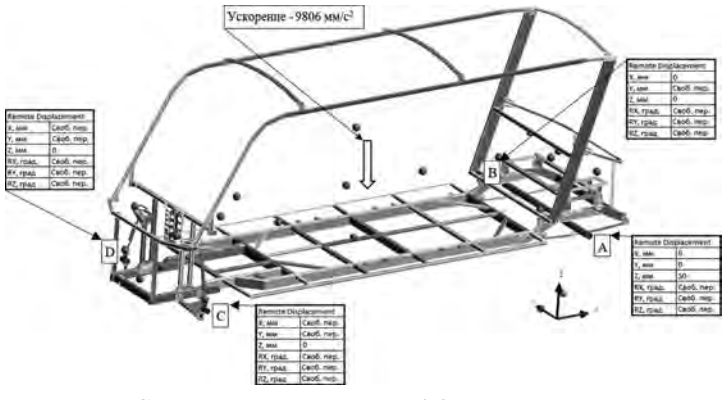
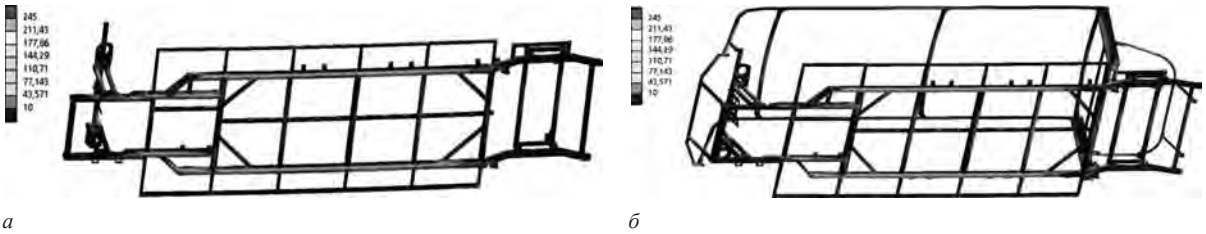


Рисунок 5 — Схема нагружения режима № 2 — нагрузки и закрепления



а *б*

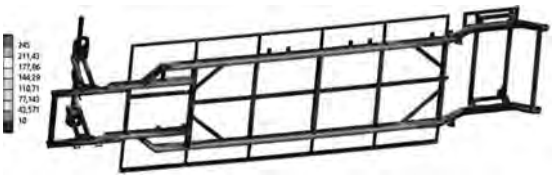
Рисунок 6 — Режим нагружения № 1 — распределение растягивающих напряжений в несущей системе экскурсионного электромобиля (вид снизу), МПа: *а* — без пространственного каркаса кузова; *б* — с пространственным каркасом кузова

вдоль оси автомобиля для нижней полки левого лонжерона. Результаты расчета показывают, что при учете пространственного каркаса кузова по всей длине лонжерона платформы в пределах колесной базы наблюдается значительное снижение растягивающих напряжений. В центральной части лонжеронов наблюдается снижение максимальных растягивающих напряжений на 36 %.

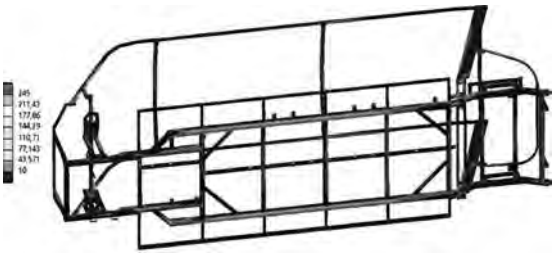
Рисунок 7 — График распределения растягивающих напряжений (вдоль оси автомобиля) на нижней полке левого лонжерона (режим нагружения № 1)

На рисунке 8 представлена общая картина распределения растягивающих напряжений в несущей системе экскурсионного электромобиля при нагрузочном режиме № 2 для вариантов без и с пространственным каркасом кузова соответственно. На рисунке 9 представлены графики изменения максимальных растягивающих напряжений вдоль оси автомобиля для нижней полки левого лонжерона. Результаты расчета показывают, что при учете пространственного каркаса кузова по всей длине лонжерона платформы в пределах колесной базы наблюдается значительное снижение растягивающих напряжений. В центральной части лонжеронов наблюдается снижение максимальных растягивающих напряжений на 35 %.

Угол закручивания платформы относительно продольной оси без пространственного каркаса кузова составляет 1,13°, с пространственным каркасом кузова — 0,72°. Таким образом, крутильная жесткость платформы с пространственным каркасом кузова увеличивается на 57 %.



а



б

Рисунок 8 — Режим нагружения № 2 — распределение растягивающих напряжений в несущей системе экскурсионного электромобиля (вид снизу), МПа:
а — без пространственного каркаса кузова;
б — с пространственным каркасом кузова

Рисунок 9 — График распределения растягивающих напряжений (вдоль оси автомобиля) на нижней полке левого лонжерона (режим нагружения № 2)

Заключение. По результатам численных расчетов определены наиболее нагруженные зоны несущей системы экскурсионного электромобиля — средняя часть продольных лонжеронов платформы в зоне установки сидений 2 и 3 ряда для обоих вариантов исполнения несущей системы. При учете пространственного каркаса кузова максимальные растягивающие напряжения в центральной части лонжеронов в зоне 2 и 3 ряда сидений снижаются на величину от 35 до 36 % в зависимости от режима нагружения.

Для рассматриваемых режимов нагружения, соответствующих продольному изгибу с коэффициентом динамичности $k_д$ = 1,5 и кручению платформы, выявлено существенное влияние жесткости пространственного каркаса кузова на напряженно-деформированное состояние платформы. Важно и необходимо учитывать надстройки и иное технологическое оборудование в расчетах прочности формируемой таким образом комплексной несущей системы машины. Это позволяет эффективно реализовать мероприятия по обеспечению прочности и ресурса конструкций при минимизации их массы.

Список литературы

1. Design analysis and fabrication of golf-cart chassis / A. Ingole, S. Dinode, S. Kalkotwar [et al.] // IRJMETS. — 2026. — Vol. 8, iss. 4. — 7 p. — DOI: https://www.doi.org/10.56726/IRJMETS94762.
2. Design and analyis of electrically operated golf cart chassis using FEA / D. Bircan, K. Selvi, A. Ertas, A. Yaltirik // Çukurova University Journal of the Faculty of Engineering and Architecture. — 2015. — Vol. 30, iss. 1. — P. 87–94. — DOI: https://doi.org/10.21605/cukurovaummfd.242815.
3. Finite element analysis of electric golf cart chassis / S. Katkade, V. Shaikh, M. Bankar [et al.] // IJETT. — 2022. — Vol. 9, iss. 2. — 4 p.
4. Structural performance evaluation of electric vehicle chassis under static and dynamic loads / O. Zamzam, A.A. Ramzy, M. Abdelaziz [et al.] // Scientific Reports. — 2025. — Vol. 15. — DOI: https://doi.org/10.1038/s41598-025-86924-w.
5. Garud, R.Y. Structural analysis of automotive chassis, design modification and optimization / R.Y. Garud, S.C. Tamboli, A. Pandey // International Journal of Applied Engineering Research. — 2018. — Vol. 13, no. 11. — P. 9887–9892.
6. Structural analysis of a lightweight electric vehicle chassis / B. Omidiji, A. Daniyan, H. Owolabi [et al.] // International Journal of Science and Technology. — 2024. — P. 61–78. — DOI: https://doi.org/10.20319/icstr.2024.6178.
7. Design and development of electric vehicle chassis (Golf Car) / V. Mehtre, A. Jhoja, N. Jagtap, J. Verma // IJIRT. — 2024. — Vol. 11, iss. 1. — P. 312–315.
8. Design and implementation of a three-wheel multi-purpose electric vehicle with finite elements analysis / G. Alvali, A. Balbay, B. Yenipınar [et al.] // International Journal of Automotive Science and Technology. — 2021. — Vol. 5, no. 2. — P. 116–125. — DOI: https://doi.org/10.30939/ijastech..871684.
9. Басов, К.А. ANSYS: справочник пользователя / К.А. Басов. — М.: ДМК Пресс, 2005. — 640 с.
10. Каплун, А.Б. ANSYS в руках инженера: практическое руководство / А.Б. Каплун, Е.М. Морозов, М.А. Олферьева. — 2-е изд., испр. — М.: Едиториал УРСС, 2004. — 272 с.

Sudenko N.A., Kiselkov A.L., Litviniuk P.S.

Analysis of the stress-strain state of the sightseeing electric vehicle load-bearing system taking into account the influence of the spatial body frame

The paper addresses the problem of evaluating the influence of a spatial body frame on the stress-strain state of a sightseeing electric vehicle's load-bearing system. To assess the influence of a spatial body frame on the stress-strain state of the load-bearing system, two design variants were investigated: excluding and including the actual stiffness of the spatial body frame. In the first variant, the load-bearing system consists solely of a welded tubular platform, while the second variant includes both the welded tubular platform and the spatial body frame. The analysis of the load-bearing system was performed in a static formulation for two loading modes: first, symmetric bending under gravity loads with a dynamic factor of $k_д$ = 1.5, and second, torsion of the load-bearing system relative to its longitudinal axis. The stiffness of the front coil spring and rear leaf spring suspensions was taken into account during the calculations. The results revealed a high influence of the spatial body frame stiffness on the stress-strain state of the electric vehicle's platform. Compared to the design without the body frame, the variant with the spatial body frame shows a reduction in maximum tensile stresses in the longitudinal side members of the platform by 36 % for the first loading mode and by 35 % for the second mode, while the longitudinal twist angle of the frame decreases by 57 %. All calculations were performed using the ANSYS Workbench software suite.

Поступила в редакцию 02.09.2026.

УДК 629.3.038:621.833.5

А.Т. СКОЙБЕДА, д-р техн. наук, проф.; А.А. КАЛИНА, канд. техн. наук; В.Н. ЖУКОВЕЦ
Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

ОБОСНОВАНИЕ ФОРМЫ ОПОРНОГО ЗВЕНА КОЛЕСНО-ШАГАЮЩЕГО ДВИЖИТЕЛЯ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПО ПОВЕРХНОСТИ С НИЗКОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ

В статье обоснована рациональная форма опорного звена колесно-шагающего движителя, которая позволит перемещаться наземной беспилотной машине по поверхности с низкой несущей способностью. Приведены результаты расчетов рабочих профилей некруглых зубчатых колес с общим передаточным числом 1:1 за полный рабочий цикл, обеспечивающих перемещение колесно-шагающей системы транспортного средства.

Ключевые слова: *мобильные роботы, беспилотная наземная техника, колесно-шагающий движитель, ходовая система, некруглая зубчатая передача, силовой привод*

Введение. Большинство существующих наземных беспилотных машин имеют колесные или гусеничные ходовые системы [1–3]. Уже работающие шагающие системы созданы, как правило, на основе биомеханических принципов движения человека, собаки или членистоногих организмов [4]. Наиболее необходима беспилотная машина унифицированной конструкции с высокой геометрической и грунтовой проходимостью, устойчиво удерживающая высокую скорость на продолжительной дистанции рабочего маршрута, надежно доставляющая габаритные и массивные грузы при длинном переходе.

Для решения задачи передвижения по болотистой местности, зыбучим пескам и рыхлому снегу следует разработать конструкцию опорного звена колесно-шагающего движителя беспилотной машины. При этом будут применяться методы дифференциальной геометрии [5, 6].

Профиль опорного звена выражен системой уравнений [5]:

$$\begin{cases} X = Y_2 \cdot \sin\varphi; \\ Y = Y_1 + Y_2 \cdot \cos\varphi. \end{cases} \quad (1)$$

В систему (1) входят функции, заданные параметрическим способом:

$$Y_1 = 4 \cdot b \cdot \cos\varphi - a; \quad (2)$$

$$Y_2 = a - 2 \cdot b \cdot \left(1 + \cos^2\varphi\right) + c, \quad (3)$$

где a — расстояние между осями вращения ступицы и кривошипов; b — длина кривошипа; c — длина штанги опорного башмака; φ — угол поворота ступицы движителя.

По зависимостям (1)–(3) можно вычислить координаты X и Y точек профиля опорного звена [5]. На рисунке 1 представлена схема профиля через радиус-вектор ρ с началом в точке B_1 и угол его поворота α, отсчитываемый от оси OY. Величины находятся как:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{Y}{\rho}\right); \quad (4)$$

$$\rho = \sqrt{X^2 + Y^2}. \quad (5)$$

Результаты вычислений по формулам (1)–(5) представлены в таблице 1, схема профиля опорного звена дана на рисунке 2.

В предыдущих работах упоминалось, что при движении опытного образца колесно-шагающего движителя присутствуют колебания вертикальной координаты центральной оси ступицы, периодические изменения аналога скорости горизонтального перемещения [7, 8]. Были предложены конструктивные изменения, позволяющие улучшить кинематические характеристики образца: применение опорных башмаков некруглого профиля, осуществление привода движителя через некруглые зубчатые колеса [7–9].

Ведущее некруглое колесо будет вращаться с постоянной угловой скоростью ω, а жестко закрепленное на ступице движителя ведомое некруглое колесо — с переменной угловой скоростью ω_H. Произведение переменной угловой скорости ω_H на переменный аналог скорости колесно-шагающего движителя дает в результате преобразований постоянную линейную скорость движения v [7, 8].

Рассмотрим конструктивную схему привода колесно-шагающего движителя с переменным передаточным отношением в течение рабочего цикла, когда за один полный оборот ведомого колеса будет совершаться один полный оборот ведущего колеса. Тогда уравнения начальных линий проектируемых некруглых зубчатых колес определяются формулами [9]:

$$r_H = \frac{L \cdot \pi \cdot \left(a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi\right)}{\left((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b\right) + \pi \cdot \left(a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi\right)}; \quad (6)$$

$$r = \frac{L \cdot \left((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b\right)}{\left((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b\right) + \pi \cdot \left(a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi\right)}, \quad (7)$$

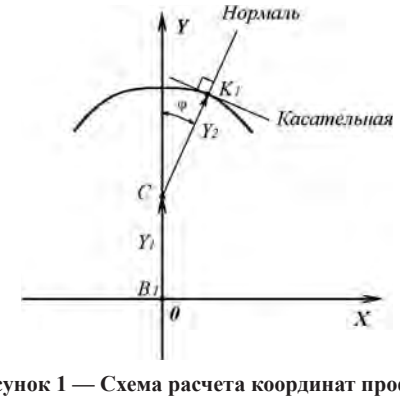


Рисунок 1 — Схема расчета координат профиля опорного звена

Таблица 1 — Координаты точек профиля опорного звена

φ, градусы	Y_1, м	Y_2, м	X, м	Y, м	α, градусы	ρ, м
0	0,3400	0,0200	0,0000	0,3600	0,0000	0,3600
5	0,3385	0,0215	0,0019	0,3599	0,2986	0,3599
10	0,3339	0,0260	0,0045	0,3596	0,7203	0,3596
15	0,3264	0,0334	0,0086	0,3586	1,3807	0,3587
20	0,3159	0,0434	0,0148	0,3567	2,3830	0,3570
25	0,3025	0,0557	0,0235	0,3530	3,8163	0,3538
30	0,2864	0,0700	0,0350	0,3470	5,7591	0,3488
35	0,2677	0,0858	0,0492	0,3379	8,2853	0,3415
40	0,2464	0,1026	0,0660	0,3250	11,4733	0,3317
45	0,2228	0,1200	0,0849	0,3077	15,4172	0,3192
50	0,1971	0,1374	0,1052	0,2854	20,2383	0,3042
55	0,1694	0,1542	0,1263	0,2579	26,0968	0,2872
60	0,1400	0,1700	0,1472	0,2250	33,1979	0,2689
65	0,1090	0,1843	0,1670	0,1869	41,7798	0,2507
70	0,0768	0,1966	0,1847	0,1441	52,0559	0,2343
75	0,0435	0,2066	0,1996	0,0970	64,0773	0,2219
80	0,0095	0,2140	0,2107	0,0466	77,5261	0,2158
85	–0,0251	0,2185	0,2176	–0,0061	91,6043	0,2177
90	–0,0600	0,2200	0,2200	–0,0600	105,2551	0,2280

Рисунок 2 — Схема профиля опорного звена

где L — расстояние между осями вращения некруглых зубчатых колес; a — расстояние между осями вращения ступицы и кривошип; b — длина кривошипа; c — длина стойки опорного башмака. Значения угла поворота φ ведомого колеса, равные углу поворота ступицы колесно-шагающего движителя, лежат в пределах $-\pi/4$ рад $\le \varphi \le$ $\le \pi/4$ рад.

Обобщенной координатой является угол поворота φ ведомого колеса, связанный с углом поворота θ ведущего колеса выражением [9]

$$\theta = \frac{\pi \cdot \left(2 \cdot \left(a - b + c\right) \cdot \varphi + 3 \cdot b \cdot \sin 2\varphi\right)}{2 \cdot \left(\left(a - b + c\right) \cdot \pi + 6 \cdot b\right)}. \quad (8)$$

Функция переменного передаточного отношения описана в [9] как

$$U\left(\varphi\right) = \frac{r_H}{r} = \frac{\omega}{\omega_H} = \frac{\pi \cdot \left(a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi\right)}{\left(a - b + c\right) \cdot \pi + 6 \cdot b}. \quad (9)$$

По результатам выполненных расчетов, приведенных в [9], была построена схема начальных линий некруглых зубчатых колес (рисунок 3), на которой контур ведущего колеса расположен на правой части рисунка. Далее будет необходимо разбить начальные линии на сектора согласно разработанной методике [10], чтобы вычислить координаты профилей зубчатых венцов.

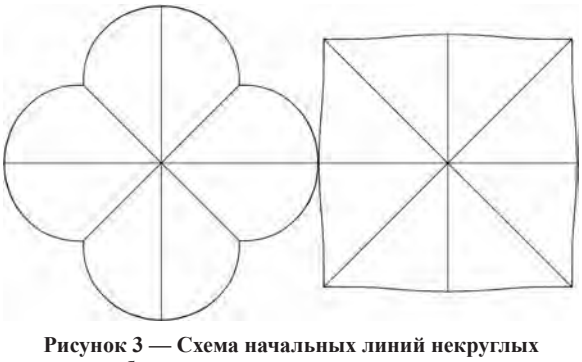


Рисунок 3 — Схема начальных линий некруглых зубчатых колес в приводе движителя с передаточным числом 1:1 за цикл

Были выполнены расчеты дуг окружностей некруглых зубчатых колес по разработанной методике [10]. При расчетах использовались следующие данные: межосевое расстояние расчетное $L_р$ = 191,5 мм, межосевое расстояние теоретическое L = 192 мм, a = 60 мм, b = 100 мм, c = 360 мм.

Число зубьев ведущего колеса z = 96, число зубьев ведомого колеса z_H = 96, модуль зубьев в проектируемой передаче m = 2 мм. Ведущее и ведомое колеса условно разделены на 4 сектора по 24 зуба каждое. При проведении расчетов значения угла поворота φ лежат в пределах $-\pi/4$ рад $\le \varphi \le \pi/4$ рад, угол поворота θ имеет значения $-\pi/4$ рад $\le \theta \le \pi/4$ рад. Результаты проведенных расчетов представлены в работе [9].

Опираясь на указанные результаты, следует вычислить эвольвентные профили зубчатых зацеплений по методике, описанной в [9, 10]. Разбив зубчатые колеса на условные секторы, следует провести для каждого сектора расчет координат точек эвольвент. На секторах ведущего и ведомого колес будут получены профили зубьев.

Для ведущего колеса вычислим координаты точек эвольвент для 12 зубьев. Остальные 12 зубьев сектора будут расположены симметрично к зубьям с вычисленными параметрами, если ориентироваться относительно начального полярного угла θ = 0°. Результаты вычислений представлены в таблицах 2 и 3.

У ведущего колеса будут симметричные зубья, но между ними необходимо построить несимметричные впадины для обеспечения плавных переходов. Для этого следует использовать линии сопряжения с переменным радиусом кривизны.

Для ведомого зубчатого колеса в таблице 3 даны параметры эвольвент для 12 зубьев. Остальные 12 зубьев сектора расположены к ним симметрично, если ориентироваться относительно начального полярного угла φ = 0°.

На рисунке 4 приведена общая диаграмма для дискретной фактической и теоретической функций передаточного отношения согласно (9).

Таблица 2 — Полярные координаты точек эвольвент зубьев ведущего колеса

	θ_{ij}, градусы	θ_{sij}, градусы	r_{ij}, мм	θ_{ij}, градусы	θ_{sij}, градусы	r_{ij}, мм	θ_{ij}, градусы	θ_{sij}, градусы	r_{ij}, мм
	$i = 1$			$i = 2$			$i = 3$		
$j = 1$	–44,29	–42,60	112,44	–41,14	–39,36	106,59	–37,83	–35,96	101,80
$j = 2$	–44,24	–42,65	113,44	–41,09	–39,41	107,59	–37,78	–36,01	102,80
$j = 3$	–44,16	–42,73	114,44	–41,00	–39,50	108,59	–37,68	–36,11	103,80
$j = 4$	–44,05	–42,84	115,44	–40,89	–39,61	109,59	–37,56	–36,23	104,80
$j = 5$	–43,93	–42,96	116,44	–40,75	–39,75	110,59	–37,42	–36,38	105,80
	$i = 4$			$i = 5$			$i = 6$		
$j = 1$	–34,37	–32,42	97,84	–30,78	–28,76	94,57	–27,08	–24,99	91,87
$j = 2$	–34,32	–32,48	98,84	–30,73	–28,82	95,57	–27,01	–25,05	92,87
$j = 3$	–34,22	–32,58	99,84	–30,62	–28,93	96,57	–26,90	–25,16	93,87
$j = 4$	–34,09	–32,71	100,84	–30,48	–29,06	97,57	–26,76	–25,31	94,87
$j = 5$	–33,94	–32,86	101,84	–30,32	–29,22	98,57	–26,59	–25,47	95,87
	$i = 7$			$i = 8$			$i = 9$		
$j = 1$	–23,26	–21,13	89,67	–19,37	–17,18	87,91	–15,39	–13,17	86,55
$j = 2$	–23,20	–21,19	90,67	–19,30	–17,25	88,91	–15,33	–13,24	87,55
$j = 3$	–23,09	–21,30	91,67	–19,18	–17,37	89,91	–15,21	–13,36	88,55
$j = 4$	–22,94	–21,45	92,67	–19,03	–17,52	90,91	–15,05	–13,52	89,55
$j = 5$	–22,77	–21,63	93,67	–18,85	–17,70	91,91	–14,87	–13,70	90,55
	$i = 10$			$i = 11$			$i = 12$		
$j = 1$	–11,37	–9,12	85,55	–7,29	–5,03	84,90	–3,19	–0,92	84,57
$j = 2$	–11,30	–9,19	86,55	–7,22	–5,10	85,90	–3,12	–0,99	85,57
$j = 3$	–11,17	–9,31	87,55	–7,10	–5,22	86,90	–3,00	–1,11	86,57
$j = 4$	–11,02	–9,47	88,55	–6,94	–5,38	87,90	–2,84	–1,27	87,57
$j = 5$	–10,83	–9,65	89,55	–6,75	–5,57	88,90	–2,65	–1,46	88,57

Таблица 3 — Полярные координаты точек эвольвент зубьев ведомого колеса

	φ_{ij}, градусы	φ_{sij}, градусы	r_{Hij}, мм	φ_{ij}, градусы	φ_{sij}, градусы	r_{Hij}, мм	φ_{ij}, градусы	φ_{sij}, градусы	r_{Hij}, мм
	$i = 1$			$i = 2$			$i = 3$		
$j = 1$	–43,71	–41,67	75,06	–39,19	–37,28	80,91	–34,96	–33,15	85,70
$j = 2$	–43,79	–41,59	76,06	–39,26	–37,21	81,91	–35,03	–33,08	86,70
$j = 3$	–43,94	–41,44	77,06	–39,40	–37,07	82,91	–35,16	–32,96	87,70
$j = 4$	–44,13	–41,25	78,06	–39,57	–36,90	83,91	–35,31	–32,80	88,70
$j = 5$	–44,36	–41,02	79,06	–39,77	–36,70	84,91	–35,50	–32,62	89,70
$j = 6$	—	–40,22	81,98	—	–36,12	87,30	—	–32,18	91,68
	$i = 4$			$i = 5$			$i = 6$		
$j = 1$	–30,96	–29,21	89,66	–27,11	–25,42	92,93	–23,40	–21,75	95,63
$j = 2$	–31,02	–29,15	90,66	–27,17	–25,36	93,93	–23,45	–21,69	96,63
$j = 3$	–31,14	–29,04	91,66	–27,28	–25,25	94,93	–23,56	–21,58	97,63
$j = 4$	–31,28	–28,89	92,66	–27,42	–25,11	95,93	–23,69	–21,45	98,63
$j = 5$	–31,46	–28,71	93,66	–27,59	–24,95	96,93	–23,85	–21,29	99,63
$j = 6$	—	–28,38	95,30	—	–24,70	98,28	—	–21,10	100,73
	$i = 7$			$i = 8$			$i = 9$		
$j = 1$	–19,77	–18,16	97,83	–16,23	–14,63	99,59	–12,74	–11,16	100,95
$j = 2$	–19,83	–18,10	98,83	–16,28	–14,58	100,59	–12,79	–11,11	101,95
$j = 3$	–19,93	–18,00	99,83	–16,38	–14,48	101,59	–12,88	–11,01	102,95
$j = 4$	–20,06	–17,87	100,83	–16,50	–14,36	102,59	–13,01	–10,89	103,95

Окончание таблицы 3

	φ_{ij}, градусы	φ_{sij}, градусы	r_{Hij}, мм	φ_{ij}, градусы	φ_{sij}, градусы	r_{Hij}, мм	φ_{ij}, градусы	φ_{sij}, градусы	r_{Hij}, мм
	$i = 7$			$i = 8$			$i = 9$		
$j = 5$	–20,21	–17,72	101,83	–16,65	–14,21	103,59	–13,15	–10,74	104,95
$j = 6$	—	–17,57	102,71	—	–14,10	104,27	—	–10,66	105,45
	$i = 10$			$i = 11$			$i = 12$		
$j = 1$	–9,29	–7,73	101,95	–5,87	–4,32	102,60	–2,47	–0,92	102,93
$j = 2$	–9,34	–7,68	102,95	–5,92	–4,27	103,60	–2,52	–0,87	103,93
$j = 3$	–9,43	–7,58	103,95	–6,01	–4,17	104,60	–2,61	–0,78	104,93
$j = 4$	–9,56	–7,46	104,95	–6,14	–4,05	105,60	–2,73	–0,66	105,93
$j = 5$	–9,70	–7,32	105,95	–6,28	–3,91	106,60	–2,88	–0,52	106,93
$j = 6$	—	–7,27	106,28	—	–3,89	106,76	—	—	—

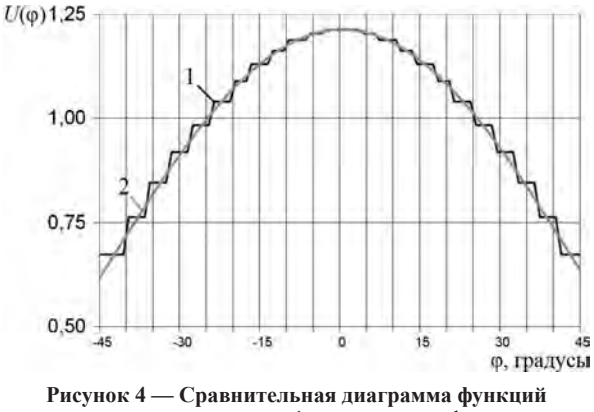


Рисунок 4 — Сравнительная диаграмма функций передаточного отношения: 1 — дискретная фактическая; 2 — теоретическая

По итогам расчетов очевидна хорошая сходимость между дискретной фактической и теоретической функциями передаточного отношения.

Выводы. Результаты исследований могут быть использованы для дальнейшей конструкторской работы при разработке ходовых систем для беспилотных наземных машин высокой проходимости. Необходимые эксплуатационные характеристики наземного аппарата должны реализовываться при умеренной себестоимости производства, надежности машины в работе, простотой при ее ремонте [11, 12]. Данная область современной техники активно развивается, поэтому нужна концентрация ресурсов отечественной промышленности для производства беспилотных наземных аппаратов.

Список литературы

1. Беккер, М.Г. Введение в теорию систем местность–машина / М.Г. Беккер; пер. с англ. В.В. Гуськова. — М.: Машиностроение, 1973. — 521 с.
2. Котович, С.В. Движители специальных транспортных средств. Часть I: учеб. пособие / С.В. Котович; МАДИ. — М.: МАДИ, 2008. — 161 с.
3. Скойбеда, А.Т. Выбор конструктивной схемы колесно-шагающей ходовой системы наземного дрона / А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец / Машиностроение: респ. межвед. сб. науч. тр. — Мн., 2024. — Вып. 35. — С. 200–205.
4. Колесно-шагающие движители – перспективное направление создания ходовых систем мобильных роботов / А.Т. Скойбеда, А.А. Калина, О.Н. Протасеня, В.Н. Жуковец // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2024. — Вып. 13. — С. 197–200.
5. Скойбеда, А.Т. Рациональный профиль опорных башмаков колесно-шагающего движителя / А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец // Наука и техника. — 2013. — № 6. — С. 38–42.
6. Скойбеда, А.Т. Колесно-шагающие движители для транспортного средства высокой проходимости / А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец // Теоретическая и прикладная механика: междунар. науч.-техн. сб. / БНТУ; под ред. А.В. Чигарева. — Мн., 2013. — Вып. 28. — С. 228–233.
7. Скойбеда, А.Т. Обоснование рациональной схемы силового привода колесно-шагающей ходовой системы / А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец // Теоретическая и прикладная механика: междунар. науч.-техн. сб. / БНТУ; редкол.: Ю.В. Василевич (гл. ред.). — Мн., 2023. — Вып. 38. — С. 170–180.
8. Скойбеда, А.Т. Обоснование рациональной конструкции кривошипного механизма колесно-шагающего движителя / А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец // Механика машин, механизмов и материалов. — 2024. — № 2(67). — С. 44–52. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-2-67-44-52.
9. Жуковец, В.Н. Обоснование рациональной функции переменного передаточного отношения в приводе колесно-шагающего движителя / В.Н. Жуковец / Автоматизация: проблемы, идеи, решения: сб. науч. тр. Нац. науч.-техн. конф., Тула, 10 окт. 2025 г. — Тула, 2025. — С. 43–49.
10. Скойбеда, А.Т. Построение эвольвентных профилей зубьев некруглых зубчатых колес в приводе колесно-шагающего движителя / А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец // Теоретическая и прикладная механика: междунар. науч.-техн. сб. / БНТУ; редкол.: Ю.В. Василевич (гл. ред.). — Мн., 2022. — Вып. 37. — С. 203–216.
11. Сравнительный анализ колесных, гусеничных и шагающих машин / Е.С. Брискин, В.В. Чернышев, А.В. Малолетов, Н.Г. Шаронов // Робототехника и техническая кибернетика. — 2013. — № 1. — С. 6–14.
12. Павловский, В.Е. О разработках шагающих машин / В.Е. Павловский // Препринты Института прикладной математики им. М.В. Келдыша. — 2013. — № 101. — С. 1–32.

Skoybeda A.T., Kalina A.A., Zhukavets V.M.

Substantiation of the shape of the support link of a wheel-step mover for movement on a surface with low load-bearing capacity

The article substantiates the rational design of the support link of a wheel-step mover, which will enable the unmanned ground vehicle to move on surfaces with low load-bearing capacity. The article presents the results of calculations of the working profiles of non-circular gears with an overall gear ratio of 1:1 over a full working cycle, ensuring the movement of the wheel-step vehicle system.

Поступила в редакцию 22.09.2026.

УДК 629.33-83

М.В. КАЛИНИН; В.И. АДАШКЕВИЧ; А.В. БЕЛЕВИЧ; К.Г. БАРКОВСКИЙ;
С.Н. ПОДДУБКО, канд. техн. наук, доц.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

РЕЗУЛЬТАТЫ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ КОММЕРЧЕСКОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА МОЩНОСТЬЮ ДО 200 кВт

Проведены исследования мехатронного модуля с интегрированной системой автоматического управления мощностью 200 кВт, предназначенного для оснащения коммерческого электротранспорта, на специализированном стенде ОИМ НАН Беларуси. Испытания проведены на соответствие нормативным требованиям (Правила ООН № 85, ТР ТС 018/2011, ГОСТ 2582-13, ГОСТ 11828, ГОСТ 16504-81) и для оценки качества алгоритмов системы автоматического управления силового привода (функциональные испытания) при реализации основных режимов движения транспортного средства: трогание, разгон, переключение передач вверх и вниз, замедление с рекуперацией энергии торможения, остановка. Результаты испытаний подтвердили соответствие мехатронного модуля нормативным требованиям и достаточно высокое качество комплексных алгоритмов управления, обеспечивающих требуемые тяговые характеристики и процесс переключения ступеней коробки передач (КП) с минимальными динамическими нагрузками.

Ключевые слова: *мехатронный модуль электрической силовой установки, электродвигатель, инвертор управления, коробка передач, испытательный стенд, энергоэффективность*

В ОИМ НАН Беларуси в рамках выполнения задания по договору от 28.11.2022 № ИА1.8 «Разработка мехатронного модуля с интегрированной системой автоматического управления электрической машиной и передаточным числом трансмиссии», научно-технической программы Союзного государства «Разработка интеллектуальных, высокотехнологичных цифровых и электронных компонентов и систем для автотранспортных средств специального и двойного назначения» («Интелавто») сконструирован мехатронный модуль электрической силовой установки мощностью до 200 кВт, предназначенный для оснащения коммерческого электротранспорта [1]. Особенностью разработанного мехатронного модуля электрической силовой установки (ММЭСУ) является использование в его составе двухступенчатой КП, обеспечивающей высокую энергоэффективность в широком скоростном и силовом диапазонах эксплуатации. Все компоненты ММЭСУ размещены в едином корпусе. На рисунках 1–3 приведены 3D-модель, внешний вид и кинематическая схема ММЭСУ.

Характеристики испытуемого объекта. Базовые компоненты ММЭСУ:

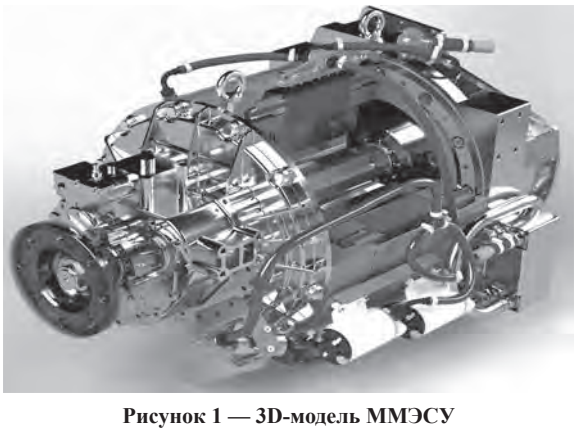


Рисунок 1 — 3D-модель ММЭСУ

- тяговый электродвигатель, механическая характеристика и эффективность которого показаны на рисунке 4;
- инвертор управления, внешний вид и размещение которого показаны на рисунке 5.

Характеристики инвертора:

- режим управления электродвигателем — векторный;
- максимальный амплитудный ток (ток коллектора IGBT) — 800 А;

Рисунок 2 — Внешний вид ММЭСУ

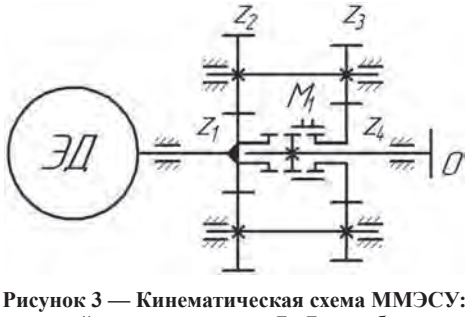


Рисунок 3 — Кинематическая схема ММЭСУ:
ЭД — тяговый электродвигатель; Z_1–Z_4 — зубчатые колеса;
M_1 и M_2 — зубчатые муфты переключения ступеней КП;
О — выходной фланец

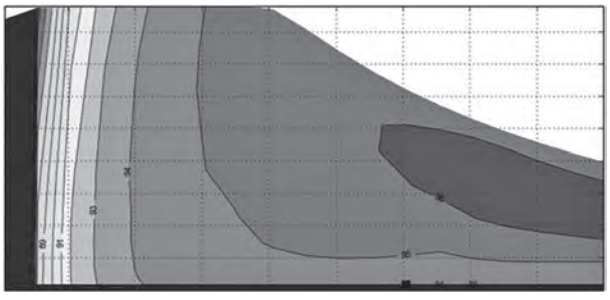


Рисунок 4 — Механическая характеристика и карта эффективности электродвигателя

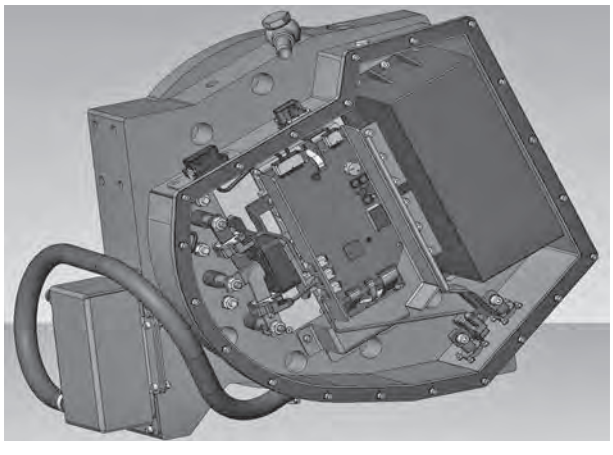


Рисунок 5 — 3D-модель размещения инвертора в блоке ММЭСУ

- максимальный ток DC-шины — 300 А;
- максимальное напряжение DC-шины (силового конденсатора) — 900 В;
- диапазон входного низковольтного напряжения — 9...36 В;
- количество интерфейсов связи (CAN) — 3 шт.;
- инвертор осуществляет управление процессом переключения передач по средствам алгоритма центральной синхронизации.

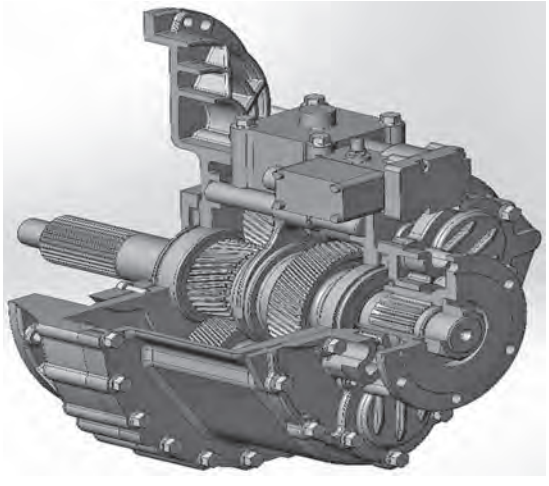


Рисунок 6 — 3D-модель КП 2E110-AT Fast Gear

Двухступенчатая КП 2E110-AT Fast Gear (КНР). Внешний вид с разрезом представлен на рисунке 6. Масса КП 2E110-AT Fast Gear составляет 52 кг, переключение передач с несинхронизированными зубчатыми муфтами, передаточные числа — 2,77; 1,0.

Характеристики стенда для испытаний систем электротяги транспортных средств. В ОИМ НАН Беларуси в отраслевой лаборатории введен в строй и аккредитован стенд для испытаний систем электротяги механических транспортных средств мощностью до 200 кВт (Стенд-200) [2–4]. Принципиальная схема подключений Стенда-200 и основные компоненты показаны на рисунке 7:

- электромеханический нагружатель;
- персональный компьютер со специальным программным обеспечением;
- оснастка установочная;
- редуктор-мультипликатор;
- анализатор электроприводов Fluke MDA550-II;
- установка испытания накопителей энергии NEWARE;
- тяговая аккумуляторная батарея (U = 740 В).

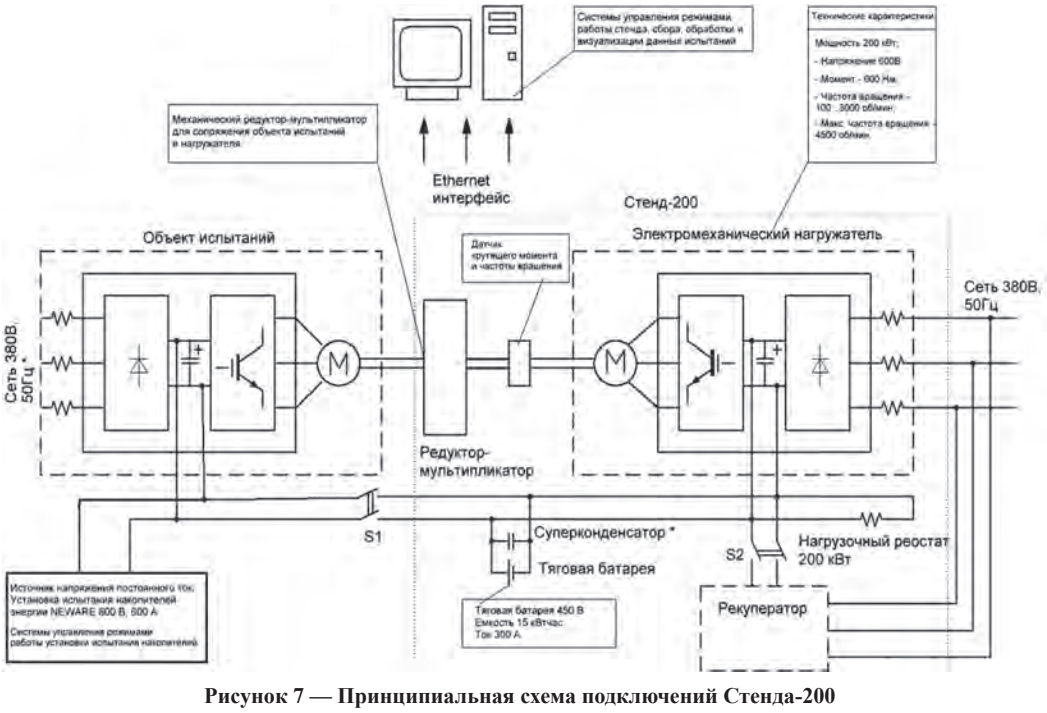


Рисунок 7 — Принципиальная схема подключений Стенда-200

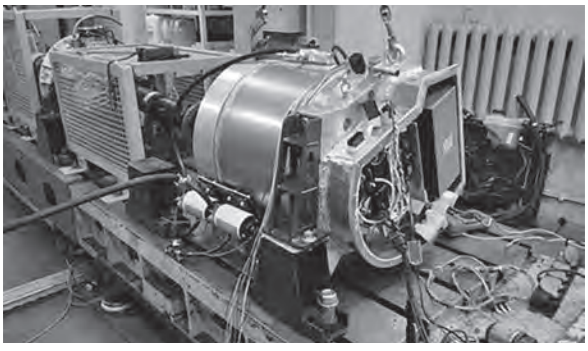


Рисунок 8 — Общий вид установки ММЭСУ на Стенде-200

Рисунок 9 — Интерфейс специального программного обеспечения Стенда-200

Внешний вид Стенда-200 и интерфейс специального программного обеспечения представлены на рисунках 8 и 9 соответственно.

Испытания ММЭСУ на соответствие нормативным требованиям и их результаты. Исследования параметров и характеристик ММЭСУ проведены с учетом методик нормативно-технической документации в части испытаний транспортных средств и их компонентов [5–11].

По результатам испытаний ММЭСУ на соответствие нормативным требованиям оформлены Протоколы испытаний, в том числе № EVC-ИЯБМ191.25/019 от 17.11.2025. Графики измерений приведены на рисунках 10 и 11.

Параметры и характеристики опытного образца ММЭСУ отвечают требованиям [5, 8–10], на основании чего можно считать результаты испытаний ММЭСУ на соответствие нормативным требованиям положительными.

Функциональные испытания ММЭСУ. Функциональные испытания ММЭСУ проводились для оценки качества алгоритмов и программного обеспечения системы автоматического управления силового привода при реализации основных режимов движения перспективного транспортного средства [12, 13]: трогание, разгон, переключение передач КП вверх и вниз, замедление с рекуперацией энергии торможения, остановка.

Рисунок 10 — График зависимости мощности от частоты вращения

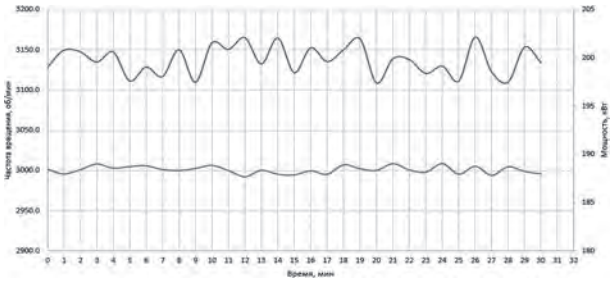


Рисунок 11 — График изменений мощности и частоты вращения ММЭСУ в течение 30 мин

Особенностью данной ММЭСУ является использование КП с переключением ступеней с помощью несинхронизированных зубчатых муфт, что требует высокой точности совпадения угловых скоростей замыкаемых звеньев в момент замыкания. Данное требование обеспечивается торможением (при включении вверх — на более высокую ступень) или разгоном (при включении вниз — на низшую ступень) ротора тягового электродвигателя с помощью заложенных алгоритмов управления. Алгоритм управления ММЭСУ при переключении ступеней КП представлен на рисунке 12.

Результаты функциональных испытаний ММЭСУ. В процессе функциональных испытаний ММЭСУ регистрировались следующие параметры:

- частоты вращения ротора тягового электродвигателя и выходного вала КП;
- моменты на входном и выходном валах КП;
- временные интервалы процесса переключений ступеней КП.

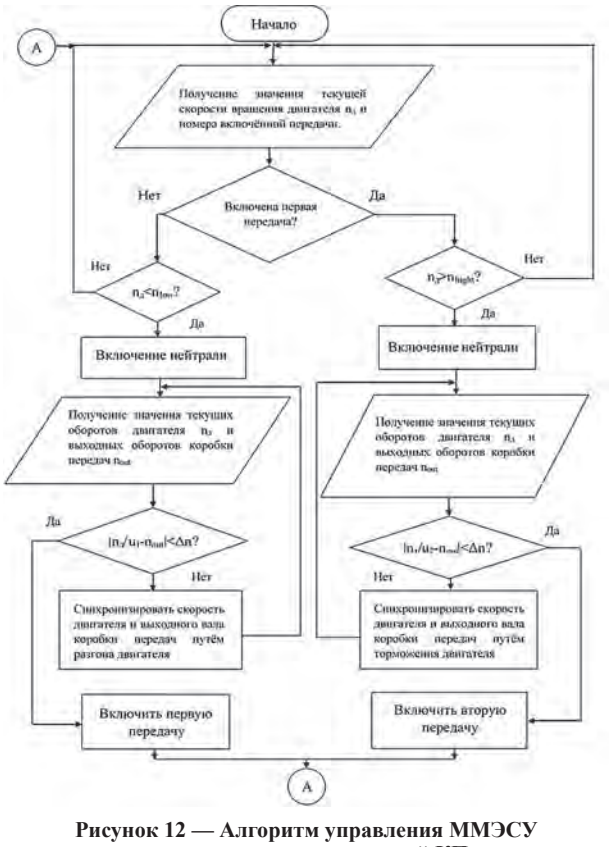


Рисунок 12 — Алгоритм управления ММЭСУ при переключении ступеней КП

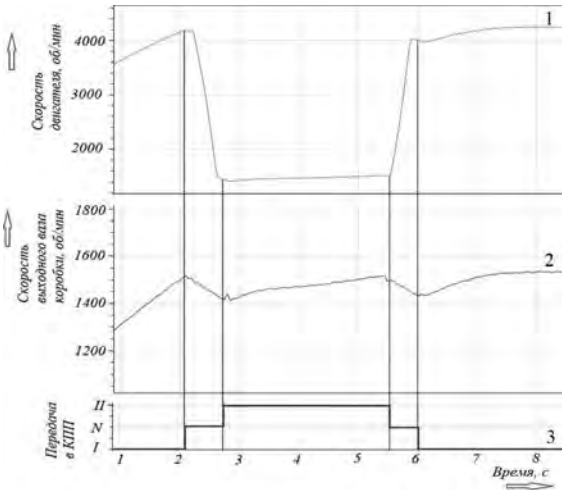


Рисунок 13 — Графики изменения частот вращения ротора тягового электродвигателя и выходного вала ММСЭУ при переключении ступеней КП на стенде

Графики изменения частоты вращения электродвигателя (линия 1) и выходного вала ММЭСУ (линия 2) в процессе реализации элемента ездового цикла на стенде представлены на рисунке 13. Линией 3 обозначено состояние КП (включена нижняя или верхняя ступень КП). Из рисунка видно, что время переключения вверх (с первой ступени на вторую) заняло 0,7 с, время переключения вниз (со 2 ступени на первую) — 0,5 с, что является хорошим результатом работы алгоритма управления ММЭСУ в стендовых условиях, обеспечивающих минимальные динамические нагрузки при переключении ступеней КП.

Разработанные комплексные алгоритмы управления ММЭСУ, включающие управление тяговым электродвигателем и КП, обеспечивают требуемые тяговые характеристики силового привода и переключений ступеней КП с минимальными динамическими нагрузками.

Список литературы

1. Разработка мехатронного модуля с интегрированной системой автоматического управления электрической машиной с передаточным числом трансмиссии: отчет НИОКР / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; рук. М.В. Калинин; исполн.: К.Г. Барковский, В.Н. Грищук, А.Д. Хилько [и др.]. — Мн., 2025. — 37 с. — № ГР 20230011. — Инв. № 4041.
2. Система управления стенда испытания электрических машин и электроприводов (стенд-200): рук. по эксплуатации: ИФДС4376-00.000 РЭ1. — Мн.: ООО «Техникон», 2019. — № 2. — 18 с.
3. Установка испытательная накопителей энергии BTS800V-600A1CH: паспорт IGBT-800V600A. — Шэньчжэнь: Neware Technology Limited, 2019. — 9 с.
4. Руководство по эксплуатации оборудования IGBT. — Шэньчжэнь: Neware Technology Limited. — 50 с.
5. Испытания и контроль качества продукции: ГОСТ 16504-81. — Взамен ГОСТ 16504-74; введ. 01.01.1982. — М.: Изд-во стандартов, 1981. — 24 с.
6. Государственная система обеспечения единства измерений. Аттестация испытательного оборудования. Основные положения: ГОСТ Р 8.568-2017. — Введ. 01.08.2018. — М.: Стандартинформ, 2019. — 16 с.
7. Автомобили грузовые. Общие технические требования: ГОСТ Р 52280-2004. — Введ. 01.07.2005. — М.: Изд-во стандартов, 2006. — 13 с.
8. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения двигателей внутреннего сгорания или систем электротяги, предназначенных для приведения в движение механических транспортных средств категорий M и N, в отношении измерения полезной мощности и максимальной 30-минутной мощности систем электротяги: ГОСТ Р 41.85-99 (Правила ООН № 85). — Введ. 01.07.2000. — М.: Изд-во стандартов, 2001. — 32 с.
9. Машины электрические вращающиеся тяговые: ГОСТ 2582-13. — Взамен ГОСТ 2582-81, введ. 01.01.2015. — М.: Стандартинформ, 2014. — 66 с.
10. Машины электрические вращающиеся. Общие методы испытаний: ГОСТ 11828-86. — Введ. 01.07.1987. — М.: Изд-во стандартов, 1986. — 32 с.
11. 平成14年国　土交通省告示第619号　別添42 軽·中量車排出ガスの測定方法 = Постановление Министерства земельных ресурсов, инфраструктуры, транспорта и туризма Китайской Народной Республики № 619. — 2002. — Приложение 42. Метод измерения для транспортных средств малой и средней грузоподъемности.
12. Применение коробок передач в силовых приводах электротранспорта / С.Н. Поддубко, Н.Н. Ишин, А.М. Гоман [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2020. — № 3(52). — С. 5–11. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2020-3-52-5-11.
13. Модельный ряд унифицированных силовых электроприводов для коммерческого электротранспорта / С.Н. Поддубко, А.В. Белевич, М.В. Калинин, П.Э. Шабанов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2024. — № 4(69). — С. 5–16. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-4-69-5-16.

Kalinin M.V., Adashkevich V.I., Belevich A.V., Barkovskiy K.G., Poddubko S.N.

Results of bench tests of a mechatronic module of an electric power unit with a two-stage transmission for commercial electric vehicles with a capacity of up to 200 kW

A mechatronic module with an integrated 200 kW automatic control system designed for equipping commercial electric vehicles has been studied at a specialized bench of the Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus. The tests were carried out for compliance with regulatory requirements (UN Regulations No. 85, TR CU 018/2011, GOST 2582-13, GOST 11828, GOST 16504-81) and to assess the quality of the algorithms of the automatic control system of the power drive (functional tests) when implementing the main modes of vehicle movement: starting, acceleration, gear shifting up and down, deceleration with energy recovery braking, stopping. The test results confirmed the compliance of the mechatronic module with regulatory requirements and a sufficiently high quality of integrated control algorithms that provide the required traction characteristics and the process of gearshift with minimal dynamic loads.

Поступила в редакцию 09.09.2026.

УДК 629.331.2

К.Г. БАРКОВСКИЙ; А.В. БЕЛЕВИЧ; М.В. КАЛИНИН; С.Н. ПОДДУБКО, канд. техн. наук, доц.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

Проведены исследования режимов работы электромеханической силовой установки (ЭМСУ) с двухступенчатой коробкой передач (КП) для коммерческого электротранспорта с целью отработки алгоритмов интегрированной системы управления (ИСУ) на основе выбора параметров тягового электродвигателя (ЭД) моделированием его характеристик в среде MATLAB/Simulink. Предложена структура ИСУ, компьютерная модель системы управления тягового ЭД и блок-схема алгоритма формирования его характеристики при переключении ступеней КП ЭМСУ. В результате моделирования получены алгоритмы управления ЭМСУ, обеспечивающих минимальные значения динамических нагрузок при переключении ступеней КП.

Ключевые слова: *электромеханическая силовая установка, электродвигатель, инвертор управления, коробка передач, динамическая модель, моделирование в среде MATLAB/Simulink*

В ОИМ НАН Беларуси в рамках выполнения заданий подпрограммы «Автотракторокомбайностроение» ГНТП «Инновационное машиностроение и машиностроительные технологии» (2021–2025 гг.) АТКС16-6.04 «Создать опытный образец базовой модели тягового электродвигателя коммерческого транспорта», АТКС16-1.04 «Разработать, изготовить и испытать экспериментальный образец грузового электромобиля» сконструирована ЭМСУ мощностью 130 кВт, предназначенная для оснащения коммерческого электротранспорта [1–4]. Особенностью ЭМСУ является использование в ее составе высокоскоростного асинхронного тягового ЭД с жидкостным охлаждением и двухступенчатой коробки передач собственной конструкции.

Внешний вид ЭМСУ приведен на рисунке 1, продольный разрез — на рисунке 2, кинематическая схема в составе заднеприводного батарейного транспортного средства (ТС) — на рисунке 3.

Характеристики ЭСМУ. *Электродвигатель TAEM 130*: переменного тока, трехфазный, асинхронный; система охлаждения — жидкостная, двухконтурная; мощность номинальная — 130 кВт; крутящий момент номинальный — 414 Н·м; напряжение питания — 700 В; максимальная частота вращения ротора — 9000 мин$^{-1}$; габариты: диаметр D = 0,35 м, длина L = 0,5 м; масса — 230 кг. Механическая характеристика с картой эффективности ЭД приведена на рисунке 4.

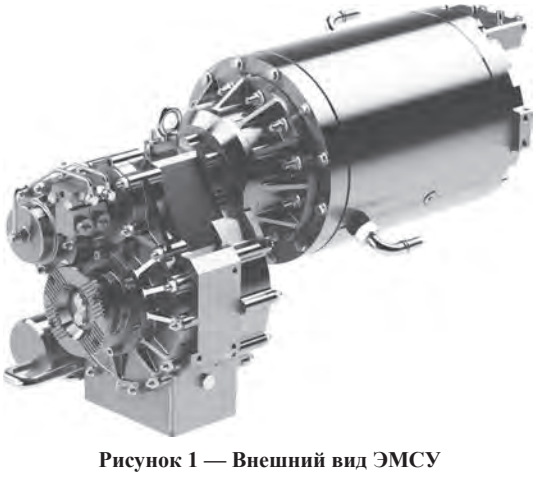


Рисунок 1 — Внешний вид ЭМСУ

Коробка передач: вальная, несоосная, двухступенчатая; передаточные числа: 3,2; 5,1; переключение ступеней — с помощью синхронизированных зубчатых муфт с пневматическим приводом; смазка — принудительная; масса — 79 кг.

Интегрированная система управления разработана на основе последних достижений в области управления автоматическими трансмиссиями автомобилей [5–11]. Структура ИСУ ЭМСУ батарейного ТС приведена на рисунке 5.

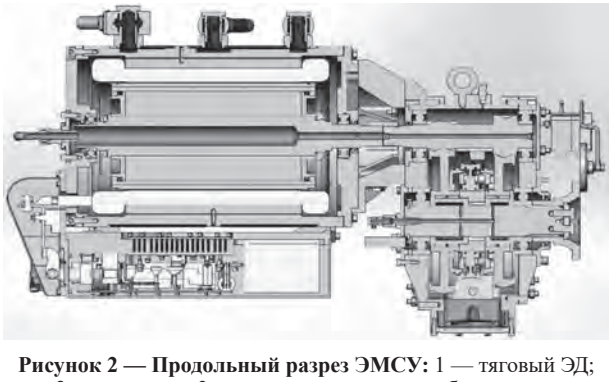


Рисунок 2 — Продольный разрез ЭМСУ: 1 — тяговый ЭД; 2 — инвертор; 3 — двухступенчатая коробка передач

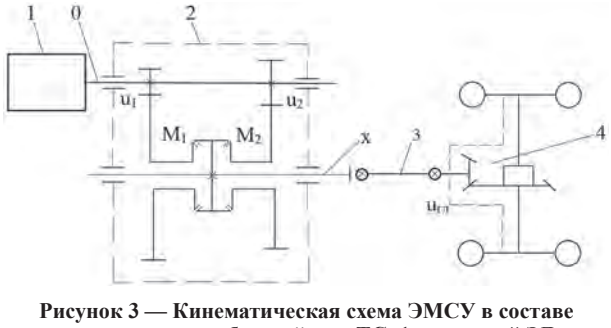


Рисунок 3 — Кинематическая схема ЭМСУ в составе заднеприводного батарейного ТС: 1 — тяговый ЭД; 2 — КП; 3 — карданная передача; 4 — ведущий мост; M_1, M_2 — синхронизированные зубчатые муфты; O, X — входной и выходной валы КП; u_i — передаточные числа КП; $u_{гп}$ — передаточное число ведущего моста

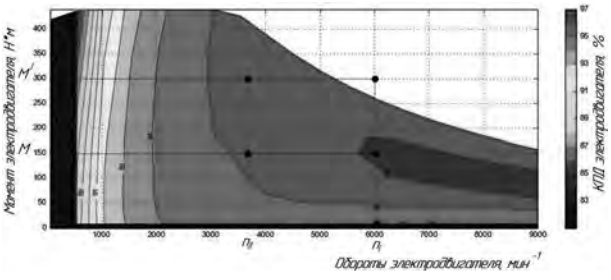


Рисунок 4 — Механическая характеристика с картой эффективности ЭД ТАЕМ 130

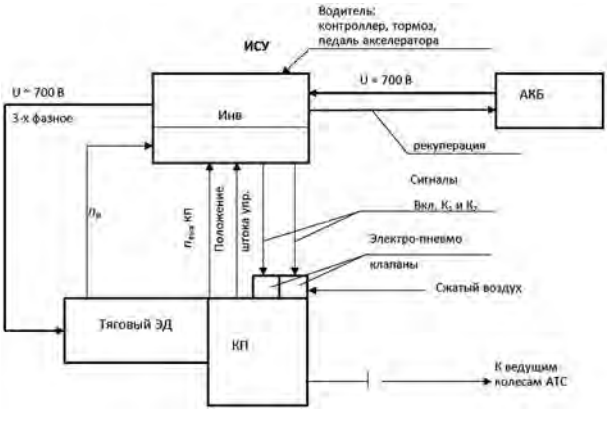


Рисунок 5 — Структура ИСУ ЭМСУ батарейного ТС: ЭД — тяговый электродвигатель; КП — коробка передач; АКБ — тяговая аккумуляторная батарея; Инв — инвертор управления тяговым ЭД; ИСУ — электронный блок интегрированной системы управления

Обрабатываемые сигналы ИСУ: задаваемые водителем режимы движения ТС (положение контроллера, педалей акселератора и тормоза), сигналы от датчиков ЭМСУ (обороты входного и выходного валов КП, состояния (вкл/выкл) зубчатых муфт, входные и выходные параметры инвертора, состояние АКБ). На выходе из ИСУ посредством инвертора формируется требуемая характеристика тягового ЭД и сигналы на изменение положений зубчатых муфт. Основная задача алгоритмов ИСУ при переключении ступеней КП — обеспечение синхронизации частот вращения замыкаемых элементов за счет изменения частоты вращения ротора тягового ЭД и поддержания работы тягового ЭД в зоне наивысших значений КПД. Качество синхронизации определяет динамику процесса переключений ступеней КП и нагруженность зубчатых муфт [5].

Целью проведенных исследований является отработка алгоритмов программного обеспечения (ПО) ИСУ ЭМСУ с двухступенчатой КП на основе управления параметрами тягового ЭД моделированием его характеристик в среде MATLAB/Simulink [12].

Переключение ступеней КП осуществляется с помощью синхронизированных зубчатых муфт с пневматическим приводом. Для качественного безударного включения зубчатых муфт ИСУ ЭМСУ должна с высокой точностью синхронизировать частоты вращения замыкаемых звеньев муфт. Нужный эффект достигается за счет регулирования частоты вращения ротора тягового ЭД: при переключении на высшую ступень КП частота вращения ротора ЭД уменьшается до нужного значения, определяемого передаточными числами КП; при переключении на низшую ступень КП частота вращения ротора ЭД увеличивается до нужного значения. Поскольку переключение ступеней КП происходит с разрывом потока мощности от ЭД к ведущим колесам ТС, время изменений частоты вращения ротора ЭД должно быть минимальным. Для управления ЭМСУ разработаны оригинальные комплексные алгоритмы и ПО на основе моделирования характеристик тягового ЭД в среде MATLAB/Simulink в процессе переключения ступеней КП, обеспечивающие безударное переключение КП и минимальные динамические нагрузки.

Моделирование в среде MATLAB/Simulink — метод, основанный на использовании стандартизованных программных пакетов для моделирования динамических процессов электромеханических систем. Его основной интерфейс представляет собой графический инструмент построения блок-схем и настраиваемый набор библиотек стандартных блоков, составляющих силовой электропривод транспортного средства.

Компьютерная модель системы управления тягового электродвигателя. Разработанная в ОИМ НАН Беларуси система векторного управления асинхронным ЭД в программной среде MATLAB/Simulink позволяет регулировать его обороты и крутящий момент в широком диапазоне значений и различных режимах работы ТС: разгон, торможение и синхронизация скорости при переключении ступеней КП. Обобщенный цикл работы системы векторного управления асинхронным тяговым ЭД следующий.

1. Измерение параметров, требуемых для выполнения цикла управления:
- мгновенных значений протекающих по фазам токов;
- значений напряжения тяговой АКБ;
- значений скоростей вращения ротора тягового ЭД и выходного вала КП;
- температур тягового ЭД и инвертора;
- задание параметров управления ЭМСУ: угла поворота оси педали акселератора, требуемой скорости вращения ЭД, переключение на заданную ступень КП.

2. Обработка параметров управления ЭМСУ и результатов измерений.

3. Выполнение цикла регулирования.

4. Расчет параметров векторного широко-импульсного модулятора (ШИМ).

На рисунке 6 представлена структура системы управления асинхронным тяговым ЭД в виде виртуальной модели, разработанной в пакете MATLAB/Simulink R2020b, состоящей из нескольких модулей.

Fault Handler (рисунок 7) — модуль обработки ошибок, предназначенный для вычислительной обработки событий, характеризующих аппаратные ошибки системы (HardwareFaults) и ошибки управления (выход расчетных величин за допустимый коридор значений). В случае обнаружения вышеперечисленных сбоев системы данный модуль обеспечивает корректное завершение ее работы и отключение путем формирования соответствующего флага FaultStop. Модуль состоит из нескольких подблоков:
- Faults Hardware: представляет собой совокупность таких аппаратных ошибок, как неисправность драйвера силовых ключей (DriverFault), неисправность питания драйвера силовых ключей (DriverSuplyFault), потеря связи по CAN-интерфейсу (CANCommunicationFault) и неисправность КП (GearBoxFault);
- Temperature Fault Handler: в данном подблоке отслеживается температура ЭД и силовых ключей, и в случае

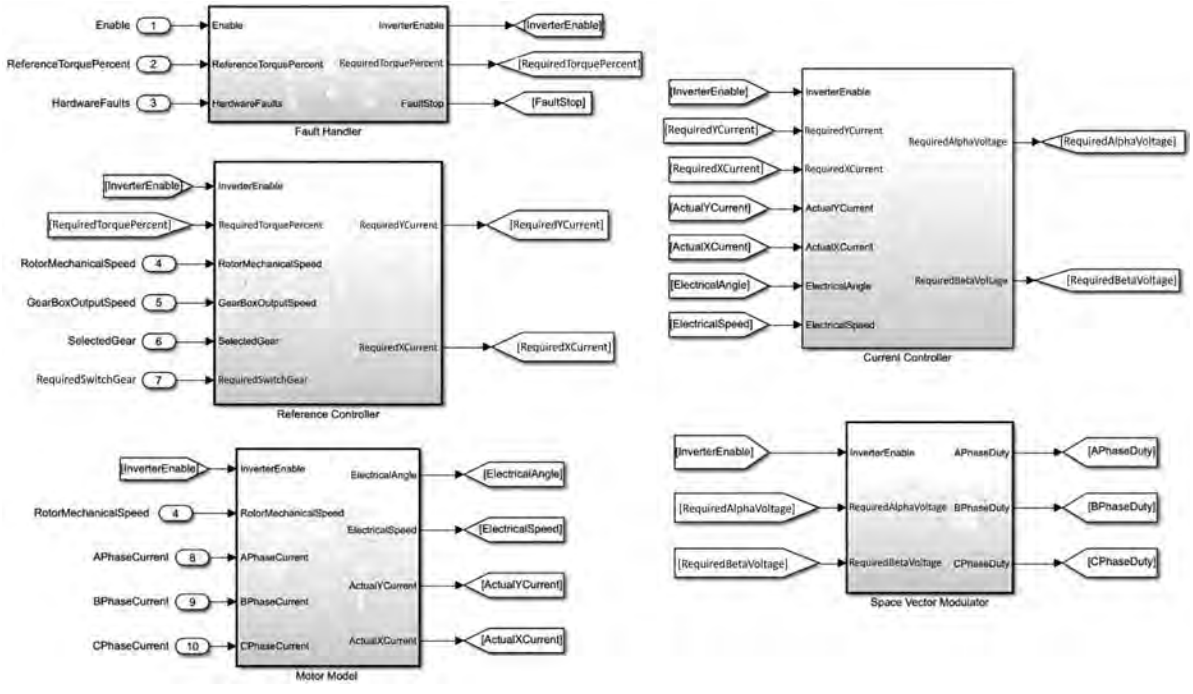


Рисунок 6 — Структура компьютерной модели тягового ЭД в среде моделирования MATLAB/Simulink R2020b

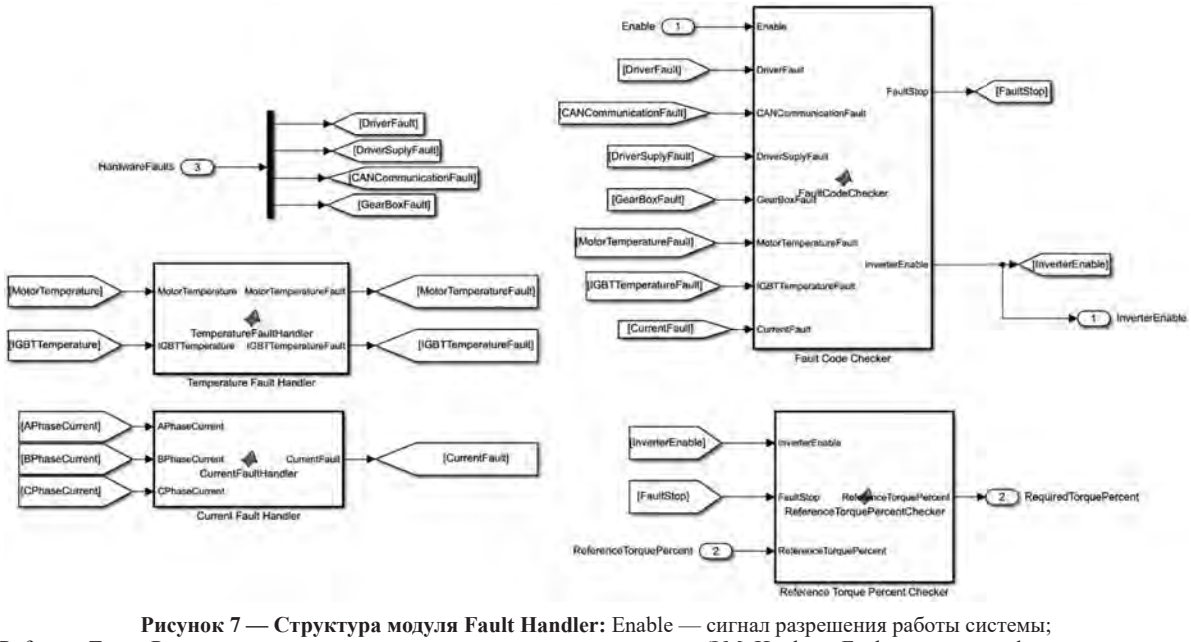


Рисунок 7 — Структура модуля Fault Handler: Enable — сигнал разрешения работы системы; ReferenceTorquePercent — заданная величина крутящего момента тягового ЭМ; HardwareFaults — наличие флагов аппаратных ошибок в системе; InverterEnable — флаг разрешения работы инвертора; RequiredTorquePercent — разрешенный требуемый процент крутящего момента тягового ЭМ; FaultStop — флаг наличия ошибок в работе системы

превышения предельных значений формируются флаги ошибок температуры электромотора (MotorTemperatureFault) и температуры силовых ключей (IGBTTemperatureFault);

- Current Fault Handler: в этом подблоке отслеживаются мгновенные значения фазных токов, и в случае превышения их предельных значений формируется ошибка превышения токов (CurrentFault);
- Fault Code Checker: обрабатывает все неисправности системы и, в случае их обнаружения, формирует сигнал FaultStop для дальнейшего корректного завершения работы системы;
- Reference Torque Percent Checker: обрабатывает заданную величину крутящего момента, формируемого тяговым электродвигателем (ReferenceTorquePercent) вместе с флагом ошибок в работе системы (FaultStop). На основании значений входов этого полблока формируется разрешенный процент крутящего момента, создаваемого тяговым ЭД (RequiredTorquePercent).

Модуль Reference Controller (рисунок 8) обрабатывает такие задания для системы, как процент нажатия на педаль акселератора, характеризующий требуемый развиваемый крутящий момент (RequiredTorquePercent), а также задание на переключение ступеней КП (RequiredSwitchGear), обеспечивает требуемый закон изменения задания (скорость нарастания и спадания задания), что необходимо для уменьшения негативного влияния переходных процессов в контурах регулирования при изменении

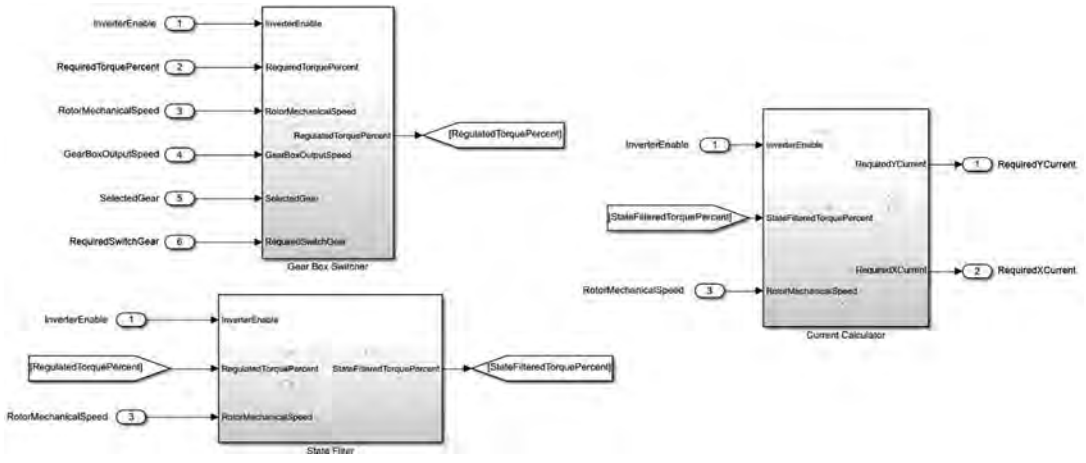


Рисунок 8 — Структура модуля Reference Controller: InverterEnable — флаг разрешения работы инвертора; RequiredTorquePercent — разрешенный требуемый процент крутящего момента формируемого тяговым ЭД; RotorMechanicalSpeed — скорость вращения ротора ЭД; GearBoxOutputSpeed — скорость вращения выходного вала КП; SelectedGear — сигнал с датчиков положения КП о включенной ступени КП; RequiredSwitchGear — задание на переключение ступени КП; RequiredYCurrent, RequiredXCurrent — задания токов для контуров ПИ-регулирования токов в осях *X* и *Y*

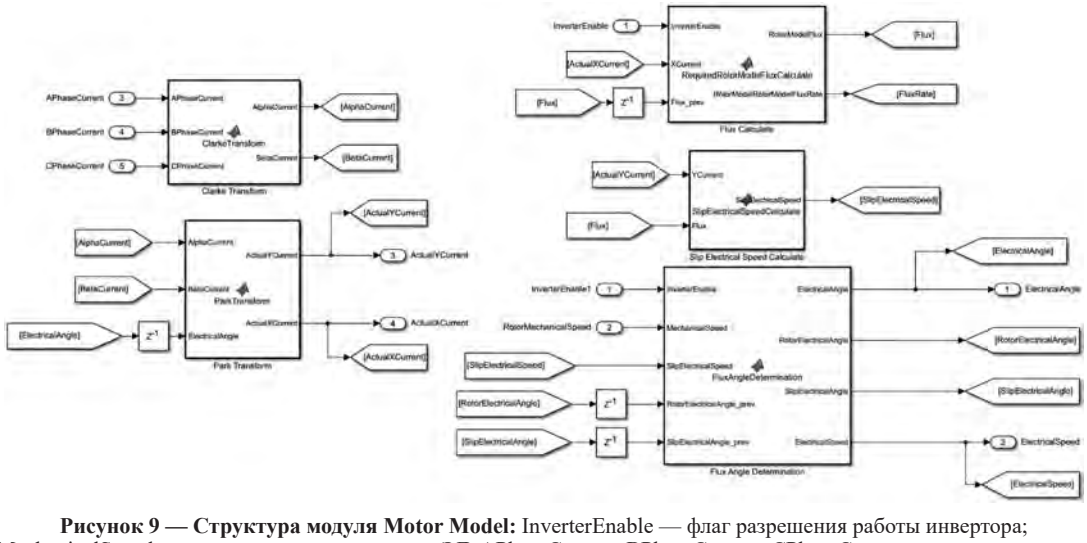


Рисунок 9 — Структура модуля Motor Model: InverterEnable — флаг разрешения работы инвертора; RotorMechanicalSpeed — скорость вращения ротора ЭД; APhaseCurrent, BPhaseCurrent, CPhaseCurrent — измеренные значения фазных токов; ElectricalAngle — электрический угол формируемого поля; ElectricalSpeed — электрическая скорость формируемого поля; ActualXCurrent, ActualYCurrent — измеренные значения токов в осях *X* и *Y*

задания; выполняет переключение ступеней КП; осуществляет расчет требуемого вектора тока в соответствии со стратегией управления МТРА, смысл которой заключается в создании наибольшего электромагнитного момента наименьшей величиной вектора тока; формирует задания токов для контуров ПИ-регулирования токов в осях *X* и *Y* (RequiredYCurrent, RequiredXCurrent):

- Gear Box Switcher: осуществляет переключение ступеней КП, а также дополнительно производит обработку задания требуемого формируемого крутящего момента, а именно: производит регулирование требуемого крутящего момента при переключении ступени КП и ограничении максимальной скорости, формируя сигнал RegulatedTorquePercent;
- State Filter: обеспечивает экспоненциальный закон изменения задания (скорость нарастания и спадания задания), что необходимо для уменьшения негативного влияния переходных процессов в контурах регулирования при ступенчатом изменении задания, формируя сигнал StateFilteredTorquePercent;
- в подблоке Current Calculator производится расчет требуемого вектора тока в соответствии со стратегией управления МТРА, смысл которой заключается в создании наибольшего электромагнитного момента наименьшей величиной вектора тока, задаются токи для контуров ПИ-регулирования токов в осях *X* и *Y* (RequaredYCurrent, RequaredXCurrent).

Модуль Motor Model (рисунок 9) вычисляет параметры формируемого поля (электрическую скорость поля ElectricalSpeed, электрический угол поля ElectricalAngle), обрабатывает показания датчика вращения ротора ЭД, датчиков фазных токов, переводит в оси *X* и *Y* (ActualXCurrent, ActualYCurrent):

- Clarke Transform и Park Transform: в подблоках происходит преобразование фазных токов (APhaseCurrent, BPhaseCurrent, CPhaseCurrent) в токи в осях *X* и *Y* (ActualXCurrent, ActualYCurrent);
- Flux Calculate: в подблоке вычисляется значение сформированного потока (Flux);
- Slip Electrical Speed Calculate: в подблоке вычисляется значение скольжения формируемого поля SlipElectricalSpeed;
- Flux Angle Determination: в подблоке вычисляются электрическая скорость формируемого поля (ElectricalSpeed), электрические углы ротора ЭД и скольжения

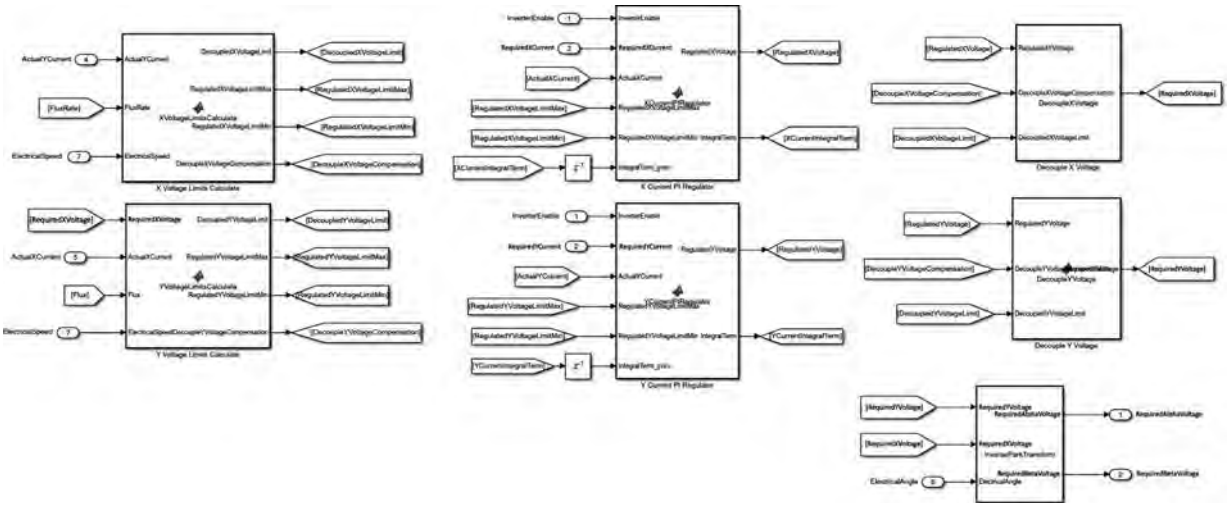


Рисунок 10 — Структура модуля Current Controller: InverterEnable — флаг разрешения работы инвертора; RequiredYCurrent, RequaredXCurrent — задания токов для контуров ПИ-регулирования токов в осях *X* и *Y*; ActualXCurrent, ActualYCurrent — измеренные значения токов в осях *X* и *Y*; ElectricalAngle — электрический угол формируемого поля; ElectricalSpeed — электрическая скорость формируемого поля; RequiredAlphaVoltage, RequiredBetaVoltage — требуемые формируемые напряжения в осях Alpha и Beta

(RotorElectricalAngle и SlipElectricalAngle). Электрический угол формируемого поля (ElectricalAngle) определяется как сумма электрического угла ротора ЭД и электрического угла скольжения.

Модуль Current Controller (рисунок 10) осуществляет ПИ-регулирование токов, а также производит компенсацию перекрестных связей для формируемых напряжений:
- в подблоках X Voltage Limits Calculate и Y Voltage Limits Calculate вычисляются пределы регулирования ПИ-регуляторов, а также составляющие компенсаций перекрестных связей;
- подблоках X Current PI Regulator и Y Current PI Regulator происходит непосредственно ПИ-регулирование формируемых токов в осях *X* и *Y*;
- подблоках Decouple X Voltage и Decouple Y Voltage происходит компенсация перекрестных связей для формируемых напряжений в осях *X* и *Y*;
- подблоке Inverse Park Transform происходит перевод требуемых напряжений из осей *X* и *Y*, в оси Alpha и Beta.

Модуль Space Vector Modulator (рисунок 11) осуществляет расчет требуемого времени открытия (скважности) каждого силового ключа согласно алгоритму векторного ШИМ:
- в подблоке Sector Calculate определяется сектор (Sector) и угловое смещение (beta), соответствующие требуемому формируемому вектору напряжения;
- подблоке Phase Duty Calculator вычисляются требуемые скважности для каждого силового ключа согласно алгоритму векторного ШИМ.

Цифровая модель системы управления тягового ЭД позволяет отрабатывать алгоритмы векторного управления асинхронным ЭД в части регулирования крутящего момента в широком диапазоне значений и различных режимах работы, таких как разгон, торможение и синхронизация скорости (используется при переключении ступеней КП), а также инициировать и управлять процессом включения повышенной/пониженной ступени двухступенчатой КП, входящей в ее состав.

Обобщенный цикл работы описанной выше системы управления тяговым ЭД включает следующие этапы.

1. Измерение исходных параметров цикла управления: мгновенных значений протекающих по фазам токов;

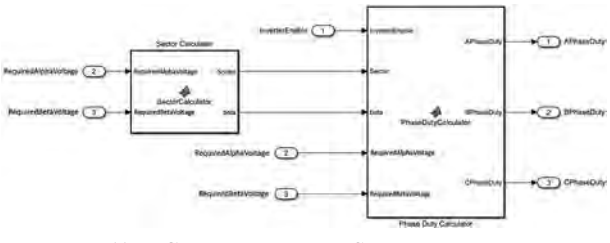


Рисунок 11 — Структура модуля Space Vector Modulator: InverterEnable — флаг разрешения работы инвертора; RequiredAlphaVoltage, RequiredBetaVoltage — требуемые формируемые напряжения в осях Alpha и Beta; APhaseDuty, BPhaseDuty, CPhaseDuty — рассчитанные скважности для каждого силового ключа

напряжения тяговой АКБ; скоростей вращения ротора тягового ЭД и выходного вала КП; температур тягового ЭД и инвертора; задание управления (степень нажатия на педаль акселератора, требуемая скорость вращения, переключение на заданную ступень КП (алгоритм выбора оптимальной ступени КП относится к системе управления АТС и в рамках данной модели не участвует).

2. Обработка параметров задания и измерений: отработка требуемого закона изменения задания (скорость спадания и нарастания), что необходимо для уменьшения негативного влияния переходных процессов в контурах регулирования при изменении задания; обработка задания на переключение ступени КП (алгоритм переключения представлен ниже); обработка показания датчика вращения ротора ЭД, расчет электрической скорости и электрического угла поля статора; расчет требуемых токов ЭД в осях *X* и *Y*; анализ мгновенных значений фазных токов и их перевод в оси *X* и *Y* для дальнейшего регулирования.

3. Выполнение цикла регулирования: вычисление границы регулирования для регуляторов токов в осях *X* и *Y*; реализация законов ПИ-регулирования токов в осях *X* и *Y*; реализация алгоритма компенсации перекрестных связей значений напряжений в осях *X* и *Y*, полученных по результатам предыдущих этапов расчета; перевод требуемых напряжений, рассчитанных в осях *X* и *Y*, в оси Alpha и Beta для дальнейшей реализации модуля векторного ШИМ.

4. Расчет векторного ШИМ: расчет требуемых скважностей на каждом из силовых ключей силового полупроводникового преобразователя.

Переключение ступеней КП ЭМСУ выполняется в несколько этапов: перевод КП в «нейтраль», синхронизация скорости тягового ЭД до требуемого расчетного значения для включения заданной ступени, непосредственное включение заданной ступени.

Для осуществления этих действий система управления должна получать значение скорости выходного вала КП (параметр GearBoxOutputSpeed), определять включенную ступень КП (параметр SelectedGear), а также значения передаточных чисел КП (параметры FirstGearRatio и SecondGearRatio).

Блок переключения ступеней КП принимает параметр задания на переключение ступени (параметр RequiredGearSwitch), если он отличается от включенной ступени (SelectedGear), начинается переключение на заданную ступень КП.

При этом формирование характеристики тягового ЭД при переключении ступеней КП ЭМСУ происходит по алгоритму, блок схема которого изображена на рисунке 12, а логика процесса следующая.

1. При поступлении задания на переключение ступени КП система перестает реагировать на педаль акселератора и сбрасывает до нуля задание момента, чтобы переключение КП в «нейтраль» происходило без нагрузки.

2. При выполнении задания (т. е. при достижении процента момента значения), характеризуемого параметром TorquePercentSwitchThreshold (параметр, определяющий значение, при котором можно осуществлять переключение ступени), осуществляется переключение КП в «нейтраль».

3. Система ожидает, пока по обратной связи датчик состояния КП подтвердит, что включена «нейтраль» (SelectedGear примет значение Neutral).

4. При получении подтверждения, что в КП включена «нейтраль», система начинает синхронизировать скорость тягового ЭД к скорости вращения, соответствующей включаемой ступени. Этот параметр (RequiredSyncronizedSpeed) рассчитывается как скорость выходного вала КП (GearBoxOutputSpeed), умноженная на передаточное число требуемой ступени (в случае переключения с 1-й ступени на 2-ю — SecondGearRatio, в случае переключения со 2-й ступени на 1-ю — FirstGearRatio). Синхронизация текущей скорости вращения ротора ЭМ (RotorMechanicalSpeed) к требуемой скорости синхронизации (RequiredSyncronizedSpeed) осуществляется с помощью ПИ-регулятора. Стоит отметить, что особенность синхронизации скорости с помощью ПИ-регулятора в том, что по мере приближения текущей скорости вращения ротора ЭМ к требуемой скорости синхронизации уменьшается момент задания с выхода регулятора скорости, и, т. к. включение ступени следует производить без нагрузки, эта особенность позволяет уменьшить время сброса момента задания перед включением заданной ступени КП.

5. При достижении заданной разницы текущей скорости вращения ротора ЭД и требуемой скорости синхронизации (разница становится меньше величины параметра DeltaSwitchSpeed, характеризующего разность скоростей, при которой можно производить включение), а также когда момент задания ниже TorquePercentSwitchThreshold, происходит включение заданной ступени КП.

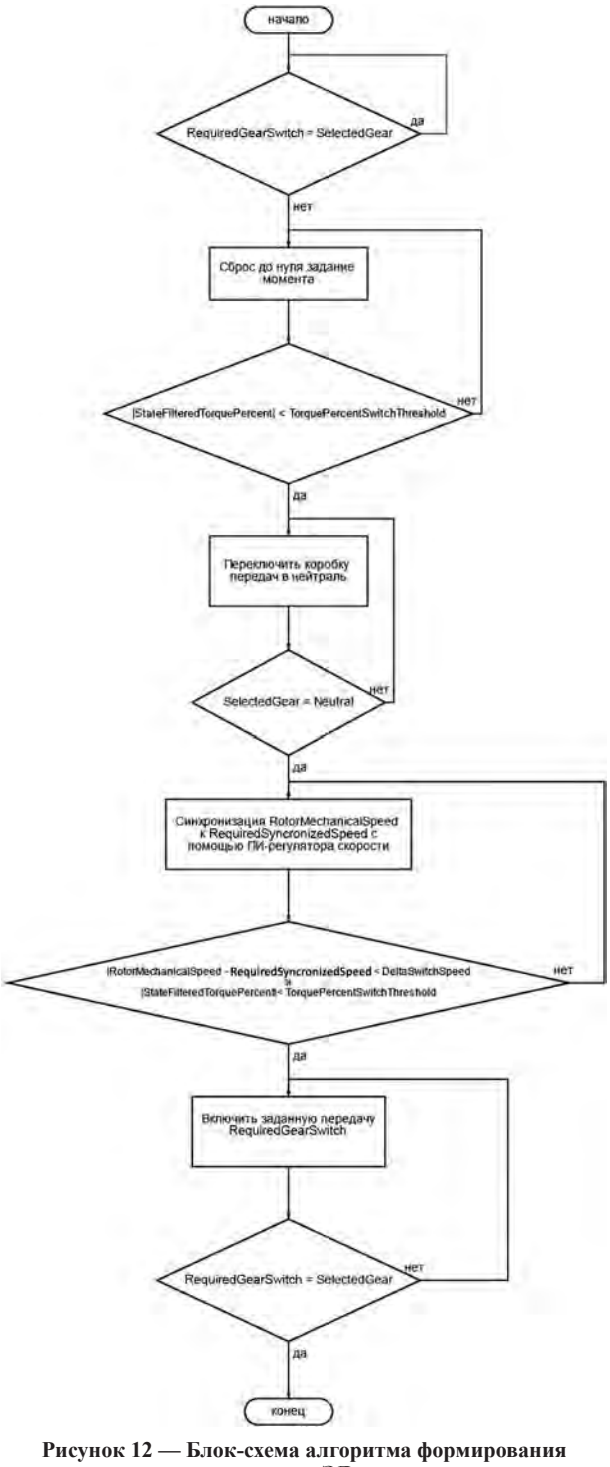


Рисунок 12 — Блок-схема алгоритма формирования характеристики тягового ЭД при переключении ступеней КП ЭМСУ

6. Система ожидает, пока по обратной связи от датчиков состояния КП придет подтверждение, что включена заданная ступень. При получении данного подтверждения о включенной ступени система переходит в режим управления от педали акселератора.

Результаты компьютерного моделирования процесса переключения ступеней КП ЭМСУ. На рисунках 13–17 представлены графики параметров, характеризующих состояние системы в ходе ее виртуального испытания (имитировался разгон ТС при полном нажатии на педаль акселератора с переключением ступеней КП).

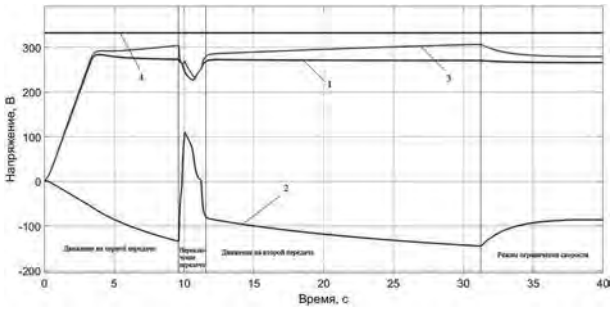


Рисунок 13 — Графики изменения напряжений инвертора: 1 — формируемое напряжение по оси *Y*; 2 — формируемое напряжение по оси *X*; 3 — суммарный вектор формируемого напряжения; 4 – предельное значение суммарного вектора формируемого напряжения

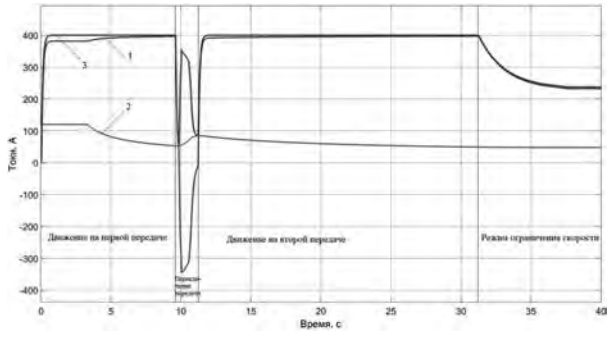


Рисунок 14 — Графики изменения токов инвертора: 1 — ток по оси *Y*; 2 — ток по оси *X*; 3 — суммарный вектор формируемого тока

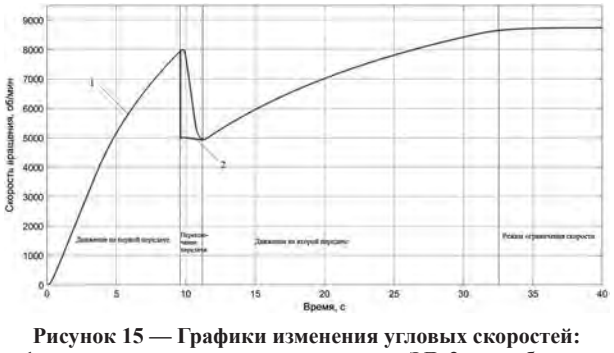


Рисунок 15 — Графики изменения угловых скоростей: 1 — скорость вращения ротора тягового ЭД; 2 — требуемая скорость синхронизации при переключении ступеней КП

Рисунок 16 — Графики изменения крутящих моментов: 1 — крутящий момент тягового ЭД, 2 — момент нагрузки, приведенный к валу ротора ЭД

Выводы. 1. В среде компьютерного моделирования MATLAB/Simulink разработана компьютерная модель тягового ЭД в составе ЭМСУ с двухступенчатой КП.

2. По результатам компьютерного моделирования разработан и апробирован в составе модели базовый

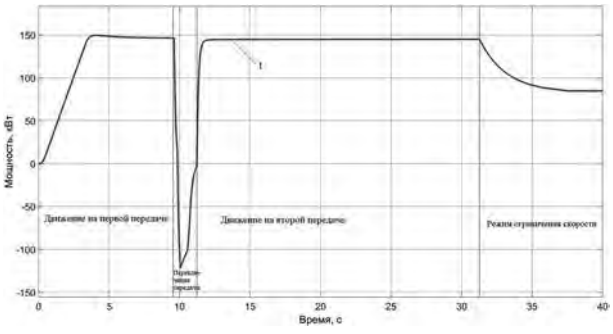


Рисунок 17 — График изменения механической мощности ЭД

алгоритм интегрированной системы управления ЭМСУ, обеспечивающий переключение ступеней КП с максимальной степенью синхронизации и минимальным временем замыкаемых звеньев управляющих муфт.

3. В зависимости от нагруженности ЭМСУ время переключения ступеней КП составило от 2 до 4 с и определяется динамическими характеристиками системы тягового электропривода.

4. Проверка алгоритмов управления процессом переключений ступеней КП ЭМСУ в стендовых условиях показала высокую сходимость с результатами моделирования, исключая случай затрудненного включения зубчатых муфт при попадании «зуб на зуб».

5. Энергия, вырабатываемая при торможении ротора тягового ЭД, направляется на зарядку тяговой батареи ТС, а «разгон» ротора осуществляется за счет накопленной в батарее энергии.

Список литературы

1. Провести компьютерное моделирование структуры, базовых технических решений электрической машины и многоступенчатой трансмиссии системы тягового электропривода: отчет о НИОКР / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; рук. А.В. Белевич; исполн.: М.В. Калинин, И.П. Кравцов, Л.Г. Красневский, В.Н. Ковальчук, К.Г. Барковский, Н.А. Муравицкий. — Мн., 2023. — 40 с. — № ГР 20230011.
2. Обоснование параметров силовой установки развозного грузового электромобиля на базе шасси МАЗ / С.Н. Поддубко, Н.Н. Ишин, А.М. Гоман [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2018. — Вып. 7. — С. 230–236.
3. Семейство тяговых электроприводов нового поколения для транспортных машин / С.Н. Поддубко, А.В. Белевич, М.В. Калинин [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр.; Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2022. — Вып. 11. — С. 91–94.
4. Модельный ряд унифицированных силовых электроприводов для коммерческого электротранспорта / С.Н. Поддубко, А.В. Белевич, М.В. Калинин, П.Э. Шабанов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2024. — № 4(69). — С. 5–16. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-4-69-5-16.
5. Красневский, Л.Г. Автоматические трансмиссии. Комплекс алгоритмов технологии «clutch-to-clutch shifts»: анализ архитектуры, обобщенная структура, развитие. Часть 1 / Л.Г. Красневский // Механика машин, механизмов и материалов. — 2021. — № 2(55). — С. 25–34. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2021-2-55-25-34.
6. Patent US 5072390 B2, IPC B60K 41/02. Adaptive control of an automatic transmission: № 456,904: filing date 26.12.1989: 10.12.1991 / C.A. Lentz, J.K. Runde, J.H. Hunter, C.R. Wiles; applicant General Motors Corporation. — URL: https://patents.google.com/patent/US5072390A/en (date of access: 07.06.2026).
7. Patent US 8135519 B2, IPC G06F 19/00 (2011.01). Method and apparatus to determine a preferred output torque for operating a hybrid transmission in a fixed gear operating range state: № 12/255,530: filing date 21.10.2008: publ. date 13.03.2012 /

A.H. Heap, T.-M. Hsieh, B. Wu; applicant GM Global Technology Operations LLC; Daimler AG; Chrysler Group LLC; Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft. — 13.03.2017. — URL: https://patents.google.com/patent/US8135519B2/en (date of access: 07.06.2026).
8. Patent US 3505907 DA, IPC F16H 5/02, F16H 5/34. Transmission and controls: № 718,702: filing date 04.04.1968: publ. date 14.04.1970 / J.R. Fox, J.R. Marlow, R.H. Schaefer; applicant General Motors Corp. — URL: https://patents.google.com/patent/US3505907A/en (date of access: 07.06.2026).
9. The automotive transmission book / R. Fischer, F. Küçükay, G. Jürgens [et al.]. — Springer, 2015. — 355 p. — DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-05263-2.
10. Patent CA 2753965 C, IPC F16H 61/12 (2010.01). Electro-hydraulic failure recovery control for dual clutch transmission: № 2010/025359: filing date: 25.02.2010: publ. date 02.09.2010 / B. Hagelskamp; applicant Allison Transmission. — URL: https://patents.google.com/patent/CA2753965C/ru.
11. Patent US RE42131 E1, IPC F16H 31/00 (2006.01). Fly-by-wire limp home and multiplex system: № 12/114,207: filing date: 02.05.2008: publ. date: 08.02.2011 / C.F. Long, Ph.F. McCauley, D.J. Weber, S.E. Mundy, J.E. Shultz; applicant GM Global Technology Operations LLC. — URL: https://patents.google.com/patent/USRE42131E1/en.
12. Modelica and the Modelica Association: Modelica. — URL: https://www.modelica.org (date of access: 25.11.2017).

Barkovskiy K.G., Belevich A.V., Kalinin M.V., Poddubko S.N.

Computer simulation of the operating modes of an electric power unit with a two-stage transmission

Studies of the operating modes of an electromechanical power unit (EMPU) with a two-stage transmission for commercial electric vehicles have been conducted in order to develop algorithms for an integrated control system (ICS) based on the selection of parameters of a traction electric motor by modeling its characteristics in the MATLAB/Simulink environment. The structure of the ICS, a computer model of the traction control system and a block diagram of the algorithm for forming its characteristics when switching the stages of the EMPU transmission are proposed. The simulation results provided the creation of control algorithms for the EMPU, ensuring the minimum values of dynamic loads when switching the transmission stages.

Поступила в редакцию 09.09.2026.

УДК 629.331

А.Н. КОЛЕСНИКОВИЧ; Александр Л. КРАВЧЕНОК; Алексей Л. КРАВЧЕНОК;
А.А. ГОНЧАРКО; О.В. ДРОБЫШЕВСКАЯ
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЭКСКУРСИОННОГО ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ ДЛЯ ДВИЖЕНИЯ ПО СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫМ МАРШРУТАМ

В статье обоснованы маршруты движения экскурсионного электромобиля по территории Центрального ботанического сада НАН Беларуси. Определены ключевые точки и траектории маршрутов, рассчитаны суточные циклы движения по ним. Приведены результаты расчета тягово-скоростных свойств электромобиля с учетом выбранного электродвигателя и параметров рулевого управления. Для проведения расчетной оценки показателей устойчивости разработана динамическая модель экскурсионного электромобиля в программе ADAMS и математическая модель в программе MATLAB/Simulink для расчета энергопотребления. По результатам расчетов энергопотребления при движении по заданным маршрутам определена минимальная требуемая емкость батареи.

Ключевые слова: *электромобиль, маршрут движения, тягово-скоростные свойства, ADAMS, расчет энергопотребления, рулевое управление*

Введение. Электротранспорт переживает фазу активного развития, а современная городская инфраструктура предъявляет все более высокие требования к экологичности, бесшумности и маневренности транспорта. В условиях ужесточения норм выбросов CO_2 традиционный пассажирский транспорт с двигателями внутреннего сгорания постепенно уступает место электрическим аналогам. Особенно это актуально для парковых зон и крупных туристических комплексов [1].

Наличие прогулочных электромобилей в парковых зонах, природных парках, заповедниках уже является не новым, а неотъемлемым решением для полноценного функционирования экскурсионно-туристических объектов. Электромобили соответствуют повышенным экологическим требованиям и расширяют возможности доступа к экскурсионно-туристическим объектам маломобильных групп населения [2]. При этом электромобиль, обладая свойствами бесшумного движения, позволяет сохранить акустическую эстетику живой природы, сохраняя естественные звуки пения птиц и шелеста листьев деревьев в парках. Отсутствие выбросов вредных веществ также способствует сохранению окружающей среды.

В настоящей статье представлены результаты исследований экскурсионного электромобиля, спроектированного для Центрального ботанического сада НАН Беларуси [3].

Обзор вариантов и схем движения экскурсионного электромобиля. Выбор маршрута движения экскурсионного электромобиля по ботаническому саду представляет собой комплексную задачу, требующую учета природоохранных, технических, эксплуатационных и рекреационных факторов [4]. Ботанический сад как особо охраняемая природная территория предъявляет повышенные требования к организации любого транспортного движения, поэтому необходим методический подход к проектированию маршрутов, обеспечивающий баланс между доступностью коллекций растений, сохранностью зеленых насаждений и комфортом посетителей [5].

Одной из *целей данной статьи* является разработка методики основ выбора маршрута движения экскурсионного электромобиля по территории ботанического сада с учетом дорожно-тропиночной сети, природоохранных ограничений и требований к размещению объектов инфраструктуры.

При выборе специализированного маршрута учитывается экспозиционный принцип, т. е. последовательный осмотр основных коллекционных участков ботанического сада. Выбранный порядок движения по кольцевому маршруту с возвратом на исходную точку позволяет оптимизировать пассажиропотоки, исключить встречное движение и обеспечить равномерную загрузку мест осмотра экспозиций. Также учитывается принцип доступности, т. е. обеспечивается подъезд к основным туристическим зонам и остановкам у ключевых экспозиционных объектов с возможностью высадки как обычных пассажиров, так и маломобильных групп туристов.

Согласно вышеуказанным требованиям и принципам выбора специализированного маршрута составлена схема движения электромобиля (рисунок 1). Она включает в себя экскурсионный и технологический маршруты. Суточный рабочий цикл движения электромобиля состоит из 8 экскурсионных и 4 технологических маршрутов. Такое количество установлено исходя из времени работы ботанического сада и оптимальной загрузки электромобиля. Также определены протяженности участков экскурсионного (рисунок 2) и технологического (рисунок 3) маршрутов.

Расчет параметров тягово-скоростных свойств на основе компьютерного моделирования. Основные параметры и технические характеристики исследуемого электромобиля, необходимые для проведения расчетов, приведены в таблице 1, а его внешний вид представлен на рисунке 4. Выбор электродвигателя электромобиля обусловлен обеспечением максимальной требуемой скорости движения в данных условиях эксплуатации.

При отсутствии буксования ведущих колес радиусом r_0 связь между частотой вращения выходного вала электродвигателя n_e и скоростью электромобиля V_a определяется через передаточное число трансмиссии $u_{тр}$ по формуле [6]:

$$V_a = 0{,}377 \cdot \frac{n_e \cdot r_0}{u_{тр}}. \qquad (1)$$

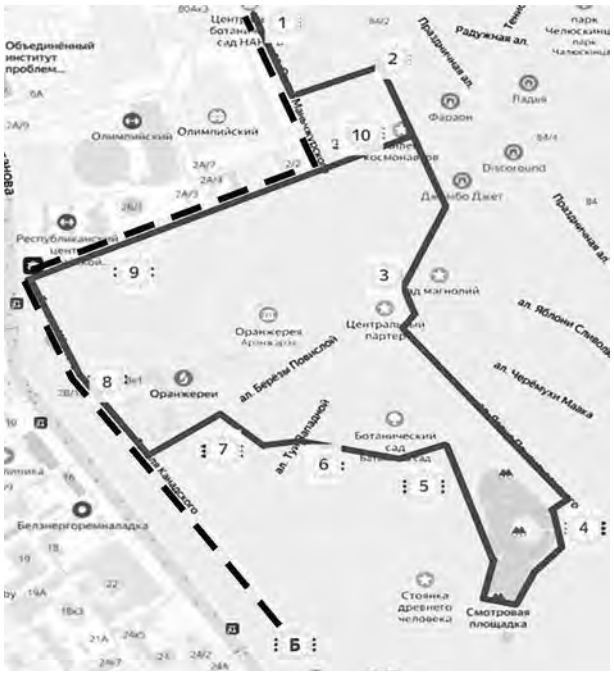


Рисунок 1 — Схема маршрутов движения экскурсионного электромобиля: остановки: 1 — посадка пассажиров (сад рододендронов); 2 — тюльпанное дерево; 3 — партер, сад магнолий; 4 — озеро; 5 — экотропа; 6 — пасека; 7 — коллекция лекарственных и пряноароматических растений; 8 — сад плакучих форм; 9 — сад теневыносливых растений, поляна победы; 10 — высадка пассажиров, пересечение аллей рябины и маньчжурского ореха; Б — место базирования электромобиля

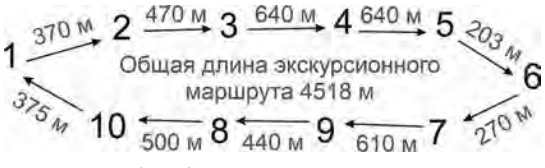


Рисунок 2 — Схема протяженности участков экскурсионного маршрута

Рисунок 3 — Схема протяженности участков технологического маршрута

В таблице 2 представлены параметры выбранного электродвигателя, обеспечивающие требуемые характеристики движения электромобиля.

По результатам расчетной оценки тягово-скоростных свойств определены силовые и мощностные параметры электромобиля, максимально возможные преодолеваемые уклоны на различных скоростях, максимальная скорость, ускорения и пути разгона экскурсионного электромобиля для различных скоростей (таблица 3).

Графики изменения ускорения, времени и пути разгона экскурсионного электромобиля представлены на рисунках 5, 6.

Для расчета энергопотребления при движении по заданному маршруту согласно схемам движения (см. рисунки 1–3) определены скорости и ускорения при движении электромобиля по единичному циклу на экскурсионном и технологическом маршрутах (таблица 4). Скорость движения на маршруте зависит от длины участка, при этом максимальная скорость составляет

Таблица 1 — Основные параметры и технические характеристики электромобиля

Наименование параметра	Значение параметра
Колесная формула	4×2
Схема компоновки	заднеприводная
Габаритные размеры, мм: длина ширина высота	 4900 1600 1900
Технически допустимая максимальная масса, кг, в т. ч, приходящаяся: на переднюю ось; заднюю ось	 2011 774 1237
Площадь лобового сопротивления, м^2	3,65
Радиус качения колеса, м	0,279
Общее КПД трансмиссии, %	95
Передаточное отношение ведущего моста	14,74
Колеса, размерность	175/70R14
Колесная база, м	4,0
Ширина колеи колес, м	1,375
Заявляемая максимальная скорость V_{max}, км/ч	30–50
Коэффициент сцепления	0,85

Рисунок 4 — Внешний вид исследуемого электромобиля

Таблица 2 — Параметры электродвигателя

Параметр	Значение
Электродвигатель (тип)	T180X2 (PMSM), (Fashon Green Motor, КНР)
Рабочее напряжение, В	72
Частота вращения вала $n_{ном}$ / n_{max}, об/мин	3000 / 6000
Мощность $N_{ном}$ / N_{max}, кВт	10 / 20

35 км/ч. Изменения ускорений обусловлены наличием поворотов и остановок.

При расчете общего энергопотребления электромобиля принято допущение, что рекуперация электроэнергии при торможении отсутствует. При этом проведены расчеты энергии, затрачиваемой на движение электромобиля по единичным циклам каждого из маршрутов (см. таблицу 4), с учетом наличия сил сопротивления, и КПД элементов электропривода.

Расчетная модель энергопотребления электромобиля в MATLAB/Simulink представлена на рисунке 7.

В таблице 5 представлены результаты расчета затрачиваемой энергии при движении электромобиля по экс-

Таблица 3 — Результаты расчета тягово-скоростных свойств экскурсионного электромобиля

Параметр	Значение				
Скорость движения, км/ч	10	20	30	35	43 (max)
Частота вращения двигателя, об/мин	1400	2802	4204	4904	6000
Максимальное ускорение при разгоне, м/с^2	0,81	0,79	0,52	0,42	0,3
Путь разгона, м	4,76	19,2	48,21	74,75	143,7
Время разгона, с	3,43	6,9	11,01	13,95	20,28
Реализуемая тяговая сила на ведущей оси, Н	1901,9	1901,9	1357,5	1160,2	951,8
Максимально возможная тяговая сила на ведущей оси по сцеплению, Н	10 314				
Требуемая мощность на колесах, кВт	5,28	10,57	11,31	11,28	11,36
Требуемая максимальная мощность электродвигателя, кВт	5,87	11,74	12,56	12,53	12,61
Максимальный преодолеваемый уклон, % (°)	8,9 (5,08)	8,75 (5,00)	5,77 (3,30)	4,63 (2,65)	3,28 (1,88)

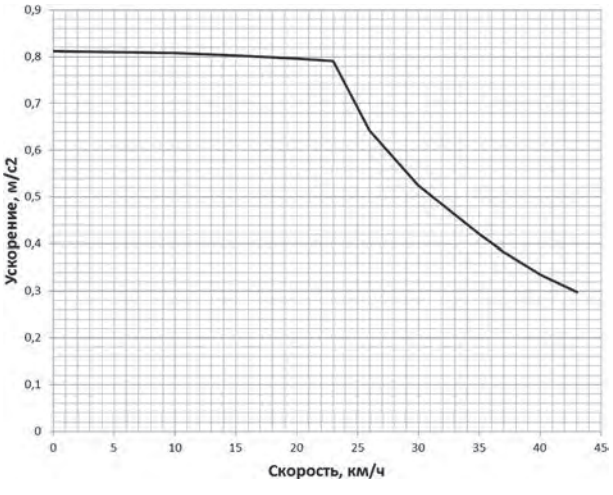


Рисунок 5 — График изменения ускорения электромобиля при разгоне

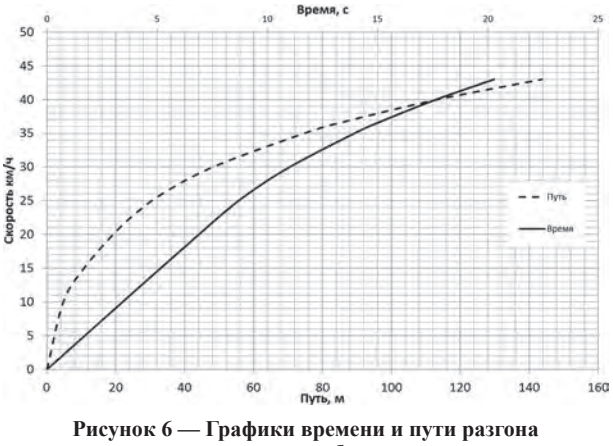


Рисунок 6 — Графики времени и пути разгона электромобиля

курсионному и технологическому маршрутам за один (единичный) цикл проезда и за сутки (рабочий цикл).

При моделировании движения электромобиля по вышеуказанным маршрутам установлено, что минимальный наружный радиус поворота составляет 6,2 м.

Для обеспечения качения управляемых колес без проскальзывания при повороте, их мгновенный центр поворота должен лежать на пересечении оси вращения всех колес (рисунок 8): R — радиус поворота по оси следа наружного колеса; l — база электромобиля; b_v — расстояние между точками пересечения осей шкворней с опорной поверхностью; $\theta_н$ — наружный угол поворота колеса; $\theta_в$ — внутренний угол поворота колеса; r_f — плечо обкатки колеса вокруг шкворня [7, 8].

Общее кинематическое передаточное число рулевого управления определено по формуле [9]:

$$U_{ру} = 2 \cdot \alpha_{max} / (\theta_в + \theta_н), \quad (2)$$

где α_{max} — полный поворот рулевого колеса, °.

$$U_{ру} = \frac{2 \cdot 540}{39,7° + 34,9°} = 14,48.$$

Результаты расчетов управляемости электромобиля при моделировании маневра «рывок руля». Расчетная оценка управляемости электромобиля проведена при компьютерном моделировании в ADAMS движения электромобиля на маневре «рывок руля». При этом в начале испытаний электромобиль движется равномерно и прямолинейно, затем производится максимально быстрый, с угловой скоростью не менее 200°/с, поворот рулевого колеса с его последующим удержанием до начала установившегося кругового движения электромобиля, или в течение 3 с, если криволинейное движение за это время не устанавливается [10, п. 5.6.2.2].

Таблица 4 — Характеристики движения экскурсионного электромобиля по единичному циклу

Участок маршрута	Путь, м	Общий путь, м	Скорость, км/ч	Скорость, м/с	Время, с	Общее время, с	Среднее ускорение, м/с^2
Экскурсионный маршрут							
Посадка на позиции 1	0	0,0	0	0,0	0,0	0,0	0
Разгон с позиции 1	19,2	19,2	20	5,6	6,9	6,9	0,79
Движение до поворота	185,8	205,0	20	5,6	33,4	40,3	0
Движение к позиции 2	157,6	362,6	20	5,6	28,4	68,7	0
Остановка на позиции 2	8,4	371,0	0	0,0	3,0	71,7	–1,85
Разгон с позиции 2	74,75	445,8	35	9,7	14,0	85,7	0,42
Движение до поворота	213,9	659,6	35	9,7	22,0	107,7	0
Торможение с 35 до 20 км/ч	15,4	675,0	20	5,6	2,0	109,7	–2,08

Окончание таблицы 4

Участок маршрута	Путь, м	Общий путь, м	Скорость, км/ч	Скорость, м/с	Время, с	Общее время, с	Среднее ускорение, м/с^2
Экскурсионный маршрут							
Движение к позиции 3	159,6	834,6	20	5,6	28,7	138,4	0
Остановка на позиции 3	8,4	843,0	0	0,0	3,0	141,4	–1,85
Разгон с позиции 3	19,2	862,2	20	5,6	6,9	148,3	0,79
Движение до поворота	73,8	936,0	20	5,6	13,3	161,6	0
Разгон с 20 до 35 км/ч	55,5	991,5	35	9,7	7,0	168,6	0,6
Движение до поворота	374,1	1365,6	35	9,7	38,5	207,0	0
Торможение с 35 до 20 км/ч	15,4	1381,0	20	5,6	2,0	209,0	–2,08
Движение к позиции 4	94,6	1475,6	20	5,6	17,0	226,1	0
Остановка на позиции 4	8,4	1484,0	0	0,0	3,0	229,1	–1,85
Разгон с позиции 4	19,2	1503,2	20	5,6	6,9	236,0	0,79
Движение к позиции 5	628,4	2131,6	20	5,6	113,1	349,1	0
Остановка на позиции 5	8,4	2140,0	0	0,0	3,0	352,1	–1,85
Разгон с позиции 5	19,2	2159,2	20	5,6	6,9	359,0	0,79
Движение к позиции 6	175,4	2334,6	20	5,6	31,6	390,6	0
Остановка на позиции 6	8,4	2343,0	0	0,0	3,0	393,6	–1,85
Разгон с позиции 6	19,2	2362,2	20	5,6	6,9	400,5	0,79
Движение к позиции 7	242,4	2604,6	20	5,6	43,6	444,1	0
Остановка на позиции 7	8,4	2613,0	0	0,0	3,0	447,1	–1,85
Разгон с позиции 7	19,2	2632,2	20	5,6	6,9	454,0	0,79
Движение к позиции 8	578,4	3210,6	20	5,6	104,1	558,1	0
Остановка на позиции 8	8,4	3219,0	0	0,0	3,0	561,1	–1,85
Разгон с позиции 8	19,2	3238,2	20	5,6	6,9	568,0	0,79
Движение к позиции 9	408,4	3646,6	20	5,6	73,5	641,5	0
Остановка на позиции 9	8,4	3655,0	0	0,0	3,0	644,5	–1,85
Разгон с позиции 9	74,75	3729,8	35	9,7	14,0	658,5	0,42
Движение к позиции 10	407,5	4137,2	35	9,7	41,9	700,4	0
Остановка на позиции 10	14,8	4152,0	0	0,0	3,0	703,4	–3,24
Разгон с позиции 10	19,2	4171,2	20	5,6	6,9	710,3	0,79
Движение к позиции 1	338,4	4509,6	20	5,6	60,9	771,2	0
Остановка на позиции 1	8,4	4518,0	0	0,0	3,0	774,2	–1,85
Стоянка	0	4518,0	0	0,0	1,0	775,2	0
Технологический маршрут							
Перемещение между позицией 1 и позицией Б	1500	1500	35	9,7	154,6	617,1	0

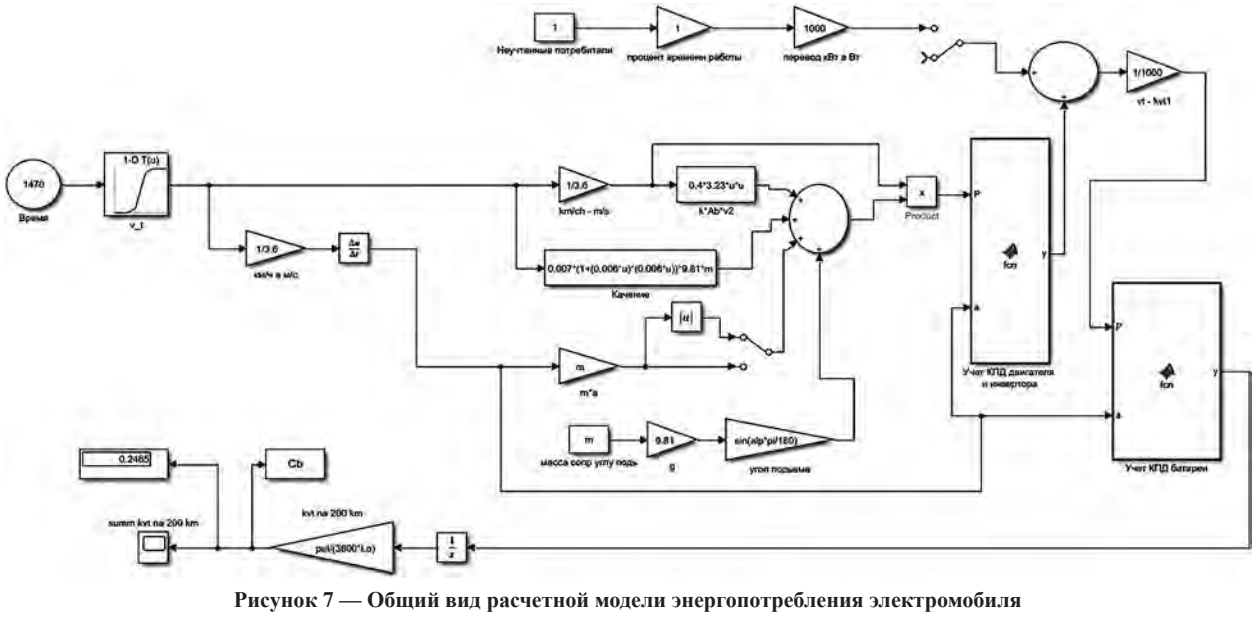


Рисунок 7 — Общий вид расчетной модели энергопотребления электромобиля

Таблица 5 — Результаты расчета емкости тяговой батареи экскурсионного электромобиля

Параметр	Значение для маршрута	
	экскурсионный	технологический
Время проезда единичного цикла, с	775	154
Затраты энергии при единичном цикле, кВт	0,553	0,156
Затраты энергии для 8 экскурсионных маршрутов (за сутки), кВт	4,424	—
Затраты энергии для 4 технологических маршрутов (за сутки), кВт	—	0,624
Общая (за сутки) требуемая емкость батареи (72 V), кВт·ч/(А·ч)	5,05 / 70,14	

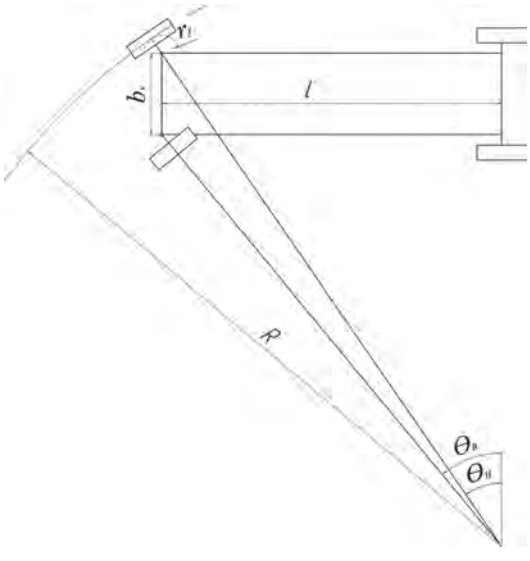


Рисунок 8 — Схема поворота электромобиля

Результатами виртуальных испытаний являются следующие характеристики [10, п. 5.6.4], представляемые в графической форме:

- характеристика заброса угловой скорости электромобиля, являющаяся зависимостью заброса угловой скорости электромобиля от бокового ускорения;
- характеристика времени 90-процентной реакции электромобиля, представляющая собой зависимость времени 90-процентной реакции электромобиля от бокового ускорения.

При проведении виртуальных испытаний угол поворота рулевого колеса увеличивался ступенчато от заезда к заезду до достижения бокового ускорения для транспортных средств категории М2 не менее 4,5 м/с^2 или близкого к предельному по условиям сцепления шин с дорогой [10, п. 5.6.2.3].

Виртуальные испытания методами компьютерного моделирования проведены для четырех заездов со скоростями поворота рулевого колеса ω, равными 200, 240, 280, 320 °/с. Скорость движения электромобиля принята равной 30 км/ч [10, п. 5.6.2.1].

Результаты нормативных (Н) значений и полученных при испытаниях (И) для всех заездов приведены в таблице 6.

Графики изменений угловой скорости электромобиля для различных вариантов скоростей поворотов рулевого колеса представлены на рисунке 9.

Графики изменений угла поворота рулевого колеса от бокового ускорения представлены на рисунке 10.

Заключение. На основе исходных данных Центрального ботанического сада НАН Беларуси и проведенного анализа технических литературных источников разработан кольцевой маршрут движения экскурсионного электромобиля.

Исходя из технических параметров электромобиля, обоснованы ключевые характеристики электродвигателя, проведены расчеты кинематических параметров рулевого управления, на основе которых рассчитано передаточное число рулевого управления 14,48.

Разработаны две расчетные компьютерные модели электромобиля: математическая модель в MATLAB/Simulink и динамическая модель в ADAMS. Методами виртуальных испытаний проведена расчетная оценка управляемости экскурсионного электромобиля и его тягово-скоростных свойств с оценкой затрачиваемой энергии при движении по экскурсионному и технологическому маршруту за один (единичный) цикл проезда и за сутки (рабочий цикл).

Таблица 6 — Результаты виртуальных испытаний «рывок руля»

Показатель	Установившееся боковое ускорение, м/с^2							
	2,7 (при ω = 200°/с)		3,3 (при ω = 240°/с)		3,9 (при ω = 280°/с)		4,5 (при ω = 320°/с)	
	Н	И	Н	И	Н	И	Н	И
Заброс угловой скорости, %	30	2,3	30	2,8	80	3,6	80	3,9
Время 90-процентной реакции по угловой скорости, с	0,3	0,34	0,3	0,35	0,3	0,36	0,3	0,37

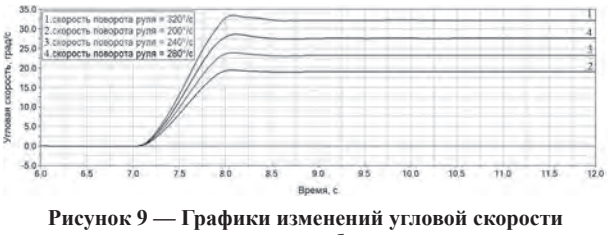


Рисунок 9 — Графики изменений угловой скорости электромобиля

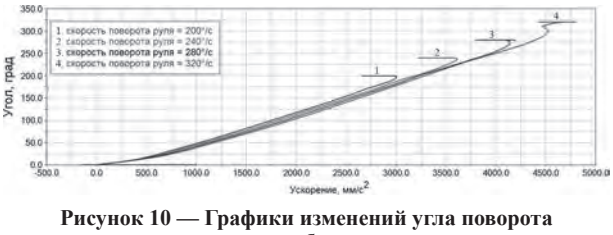


Рисунок 10 — Графики изменений угла поворота рулевого колеса от бокового ускорения

Результаты расчетной оценки управляемости показали, что параметры заброса угловой скорости электромобиля для различных угловых скоростей вращения рулевого колеса находятся в допустимых пределах.

На основании расчета энергопотребления при движении по экскурсионному и технологическому маршрутам установлено, что минимально необходимая суточная емкость аккумуляторной батареи составляет 70 А·ч.

Список литературы

1. How to choose the best electric sightseeing car manufacturer // Guangzhou Ruike Electric Vehicle Co., Ltd. — URL: https://www.altracar.com/how-to-choose-the-best-electric-sightseeing-car-manufacturer/ (date of access: 17.03.2026).
2. Запущены первые прогулочные электрокары на российской литий-ионной батарее РЭНЕРА // Сетевое издание RusCable. — URL: https://clck.ru/3WCbad (дата обращения: 17.03.2026).
3. Экскурсии // Центральный ботанический сад Национальной академии наук Беларуси. — URL: https://cbg.org.by/meropriyatiya-i-uslugi/ekskursii (дата обращения: 17.03.2026).
4. Емельянов, Б.В. Экскурсоведение / Б.В. Емельянов. — М.: Советский спорт, 2008. — 216 с.
5. Методика проведения экскурсий // СтудИзба. — URL: https://studizba.com/lectures/turizm/ekskursovedenie/18987-metodika-provedeniya-ekskursiy.html (дата обращения: 17.03.2026).
6. Руктешель, О.С. Выбор параметров и оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля: учеб.-методич. пособие / О.С. Руктешель. — Мн.: БНТУ, 2015. — 79 с.
7. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: рулевое управление / Й. Раймпель; пер. с нем. В.Н. Пальянова; под ред. А.А. Гальбрейха. — М.: Машиностроение, 1987. — 232 с.
8. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении оборудования рулевого управления // Организация Объединенных Наций. — URL: https://unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2017/R079r3r.pdf (дата обращения: 17.03.2026).
9. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: учеб. пособие для вузов / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушко [и др.]; под ред. А.И. Гришкевича. — Мн.: Выш. шк., 1987. — 200 с.
10. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний: ГОСТ 31507-2012. — Введ. 01.09.2013. — М.: Стандартинформ, 2013. — 54 с.

Kalesnikovich A.N., Krauchonak Aliaksandr L., Krauchonak Aliaksei L., Gancharka A.A., Drobyshevskaya O.W.

Selection and justification of the parameters of an electric excursion vehicle for travel along specialized routes

This article substantiates the routes of a sightseeing electric vehicle within the Central Botanical Garden of the NAS of Belarus. Key points and route trajectories are identified, and daily cycles of travel along them are calculated. The results of calculating the vehicle's traction and speed characteristics are presented, taking into account the selected electric motor and steering parameters. To evaluate the vehicle's stability, a dynamic model of the sightseeing electric vehicle was developed in ADAMS and a mathematical model in MATLAB/Simulink for calculating energy consumption. Calculating energy consumption along the specified routes made it possible to determine the minimum required battery capacity.

Поступила в редакцию 07.09.2026.

УДК 629.433

В.А. МЕНДЕЛЬ; А.В. ШМЕЛЁВ, канд. техн. наук, доц.; А.Л. КИСЕЛЬКОВ; А.О. ШУКЮРОВ
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

И.В. ЛИТВИНКО
ОАО «БКМ Холдинг», г. Минск, Республика Беларусь

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕЛЕЖКИ НИЗКОПОЛЬНОГО ТРАМВАЯ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОМ НАГРУЖЕНИИ

Приведены результаты натурных тензометрических испытаний рамы тележки низкопольного трамвая модели Т811 при движении по кривым участкам пути (правый поворот, S-образная кривая) в снаряженном и груженом состояниях. Основное внимание уделено нагруженности продольных балок рамы как элементов, непосредственно воспринимающих вертикальные и поперечные нагрузки при вписывании тележки в кривую. Установлено асимметричное распределение напряжений между внутренними и внешними сторонами продольных балок, а увеличение загрузки вагона сопровождается повышением уровня и размаха напряжений на 11,5–50,3 %. Разработана и валидирована, по результатам экспериментальных исследований, конечно-элементная модель рамы тележки, учитывающая две степени подрессоривания и позволяющая определить взаимосвязь между внешними нагрузками, действующими на конструкцию, и напряжениями в контрольных зонах. Средняя относительная погрешность между расчетными и экспериментальными значениями осевых напряжений для груженого трамвая составила 8,4 %, что подтверждает соответствие расчетных результатов экспериментальным данным. Полученные результаты могут быть использованы при формировании эксплуатационного спектра нагрузок для расчетов усталостной долговечности рамы тележки.

Ключевые слова: *низкопольный трамвай, напряженно-деформированное состояние, тележка трамвая, рама тележки, продольные балки, тензометрические испытания, эксплуатационное нагружение, конечно-элементное моделирование*

Введение. При проектировании современных тележек низкопольных трамваев актуальной является проблема оценки нагрузок, действующих в условиях реальной эксплуатации. В процессе движения тележки трамвайных вагонов многократно проходят криволинейные участки малого радиуса, стрелочные переводы, пересечения, съезды и S-образные переходы. В отличие от магистрального железнодорожного транспорта, для которого характерны относительно большие радиусы кривых и более стабильные режимы движения, трамвайный подвижной состав эксплуатируется в условиях частого изменения направления движения, ограниченной скорости, частых циклов разгона и торможения, а также высокой плотности размещения стрелочных переводов, пересечений и других элементов путевого развития на маршруте [1–5].

При прохождении криволинейных участков пути малого радиуса в системе «колесо — рельс» возникают дополнительные силы взаимодействия, обусловленные различием траекторий движения колес по внутреннему и наружному рельсам, а также направляющей силой, действующей на гребень наружного колеса. Это приводит к появлению продольных, поперечных и вертикальных нагрузок, передающихся через колесные пары, элементы рессорного подвешивания и шарнирные соединения в конструкции рамы тележки. При оценке прочности рам тележек должны учитываться все указанные составляющие нагрузок, возникающие в процессе эксплуатации подвижного состава, что подтверждается требованиями стандарта EN 13749:2021. Дополнительное влияние на характер нагружения рамы оказывают неровности пути, изменения профиля рельсов, особенности конструкции стрелочных переводов и наличие переходных участков между элементами путевого развития.

Нагруженность конструкций тележек носит циклический характер изменения напряжений. При прохождении каждого криволинейного участка или стрелочного перевода в элементах конструкции происходит изменение нагруженности, которое характеризуется величиной и количеством амплитуд или размахов действующих нагрузок. Многократное повторение подобных процессов в течение срока службы при недостаточной прочности конструкции приводит к накоплению и развитию усталостных повреждений в ее наиболее нагруженных элементах. При этом уровень накопленного повреждения определяется не только максимальными значениями напряжений, но и количеством циклов нагружения, их асимметрией, последовательностью возникновения и статистическим распределением по амплитудам [6, 7].

Существующие нормативные документы, регламентирующие оценку прочности и долговечности рам тележек, предусматривают использование расчетных нагрузочных режимов, отражающих наиболее характерные случаи эксплуатации [4, 5]. Однако такие режимы не позволяют в полной мере учитывать особенности конкретной транспортной системы, состояние рельсового пути, конфигурацию маршрутной сети и специфику движения подвижного состава. В ряде исследований отмечается, что использование эксплуатационных спектров нагрузок помогает более достоверно оценивать усталостную долговечность конструкций по сравнению с применением только нормативных нагрузочных случаев [6–8].

Одним из способов повышения достоверности оценки долговечности элементов тележек является использование данных натурных измерений нагрузок, полученных в реальных условиях эксплуатации. Метод электротензометрии обеспечивает регистрацию деформаций исследуемых конструкций в реальных условиях эксплу-

атации, что позволяет определять фактические нагрузки, возникающие при прохождении характерных элементов трамвайного пути. Анализ таких данных дает возможность определить наиболее опасные режимы эксплуатационного нагружения и выявить характерные циклы нагружения. Это служит основой для формирования эксплуатационных спектров нагрузок, необходимых при расчетах усталостной долговечности и разработке уточненных программ ускоренных стендовых испытаний конструкций [7–9].

Научную и практическую ценность представляет использование результатов конечно-элементного моделирования совместно с экспериментальными данными: модель, устанавливающая связь между действующими нагрузками и напряжениями в контрольных зонах, в сочетании с натурными измерениями напряжений позволяет оценивать фактические значения нагрузок, действующих на конструкцию тележки в реальной эксплуатации, без необходимости их прямого измерения. Аналогичный подход к определению нагрузок по измеренным напряжениям на раме тележки по данным тензометрии применен в работе [9]; для моторных балок рассматриваемой тележки такая взаимосвязь установлена в работе [10].

Таким образом, исследование процессов изменения напряжений во времени в конструкции тележки при прохождении криволинейных участков пути различной конфигурации, стрелочных переводов и S-образных переходов представляет значительный практический интерес. Полученные данные позволяют определить фактические нагрузки, действующие на тележку в эксплуатации, и служат основой для совершенствования методов оценки прочности и долговечности трамвайных тележек, а также повышения надежности и безопасности городского рельсового транспорта.

Особенности нагруженности моторных балок тележки рассмотрены в работе [10]. Вместе с тем для оценки прочности рамы необходимы также данные о нагруженности продольных балок, которые непосредственно воспринимают вертикальные и поперечные нагрузки, чему посвящено настоящее исследование.

Описание объекта исследования и его расчетной модели. Объектом исследования являются конструкции рамы тележки низкопольного трамвая модели Т811 производства ОАО «БКМ Холдинг», изготавливаемые из низколегированных конструкционных сталей 09Г2С и 10ХСНД. Подробное описание конструкции тележки, ее технических характеристик и разработанной конечно-элементной модели (КЭ-модели) приведено в работе [10].

Для оценки напряженно-деформированного (НДС) конструкций тележки и определения зон установки тензорезисторов была разработана КЭ-модель тележки. В КЭ-модели продольных, моторных и шкворневой балок использованы конечные элементы оболочки первого порядка; оси, буксовые узлы и детали первичного подрессоривания типа «Мэгги» — объемные конечные элементы второго порядка. Модель включает 839 776 узлов, 699 075 конечных элементов и 3 037 264 степени свободы.

Кинематическая схема модели предусматривает передачу нагрузки от колесных пар через оси и буксовые узлы, элементы первичного подрессоривания и продольные балки на раму тележки. Соединение продольных и шкворневой балок реализовано с помощью двух сферических и двух вращательных шарниров, обеспечивающих необходимые относительные перемещения и повороты элементов. Продольные и поперечные буферы, а также элементы вторичного подрессоривания заданы упругими элементами spring, а резинометаллические крепления продольных штанг — элементами bushing. Для учета инерционных характеристик оборудования введены точечные массы электромоторов и редукторов, а взаимодействие сопряженных деталей моделируется 75 контактными парами. Таким образом, модель учитывает основные кинематические и упругие связи конструкции и пути передачи эксплуатационных нагрузок к силовым элементам рамы (рисунки 1, 2).

Описание расчетных нагрузочных режимов. Для определения взаимосвязи между внешними нагрузками, действующими на конструкцию, и напряжениями в контрольных зонах использовались несколько нагрузочных режимов, включая режим движения тележки в кривом участке пути с поворотом направо. Рассматривались два весовых состояния трамвая — снаряженное и груженое. При движении в кривой колеса, расположенные на внутренней и наружной сторонах тележки, проходят различные по длине траектории пути, вследствие чего их фактические угловые скорости вращения отличаются.

Коническая форма поверхностей катания колесной пары обеспечивает изменение радиусов катания при ее поперечном смещении и тем самым частично компен-

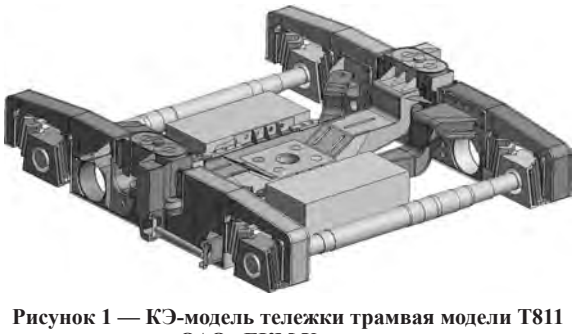
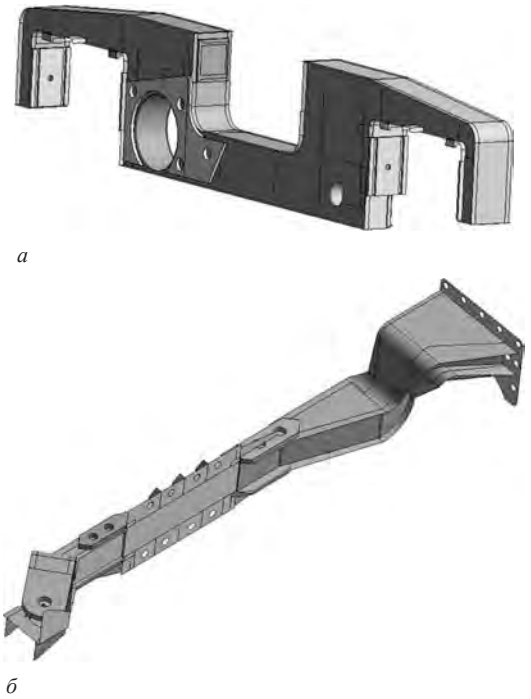


Рисунок 1 — КЭ-модель тележки трамвая модели Т811 ОАО «БКМ Холдинг»



а

б

Рисунок 2 — Продольная (*а*) и моторная (*б*) балки тележки

сирует различие длин путей, проходимых наружным и внутренним колесами при движении в кривой. Данная способность характеризуется разностью радиусов катания и эквивалентной конусностью колесно-рельсового контакта, которые определяют радиальную направляющую способность колесной пары [11]. Для трамвайных путей колеи 1524 мм характерны кривые малого радиуса, включая участки радиусом 20–50 м и менее. При уменьшении радиуса кривой возможностей изменения радиусов катания становится недостаточно для полной компенсации разности пройденных путей, вследствие чего возрастает проскальзывание и силы взаимодействия колес с рельсами. Это приводит к возникновению в контактах колес с рельсами продольных сил F_x, направленных вдоль рельса и противоположно действующих на левой и правой сторонах тележки.

Величина продольной силы F_x, действующей на каждое колесо при движении тележки по криволинейному участку пути, определялась расчетным путем. Для оценки продольной нагрузки использована зависимость, учитывающая статическую вертикальную нагрузку, массу тележки и число колесных пар. Продольная сила, приходящаяся на одно колесо, определялась по выражению [11]:

$$F_x = 0,2\frac{\left(P_{\text{ст}} + m_{\text{т}}g\right)}{2n},$$

где $P_{\text{ст}}$ — вертикальная статическая нагрузка, Н; $m_{\text{т}}$ — масса тележки, кг; g — ускорение свободного падения, м/с^2; n — число колесных пар.

Выбор данной зависимости обусловлен конструктивной схемой исследуемой тележки с центральным шкворневым соединением и двумя продольными несущими балками.

На рисунке 3 представлена расчетная схема.

Согласно рассматриваемой расчетной зависимости, продольная нагрузка определяется для нормального режима эксплуатации при принятой расчетной массе транспортного средства. В настоящем исследовании рассматривается груженый вагон, поэтому в расчетах учитывается масса кузова с расчетной пассажирской нагрузкой

$$F_x = 0,2\frac{\left(225\ 700 + 4500 \cdot 9,81\right)}{2 \cdot 2} = 13\ 492 \text{ Н}.$$

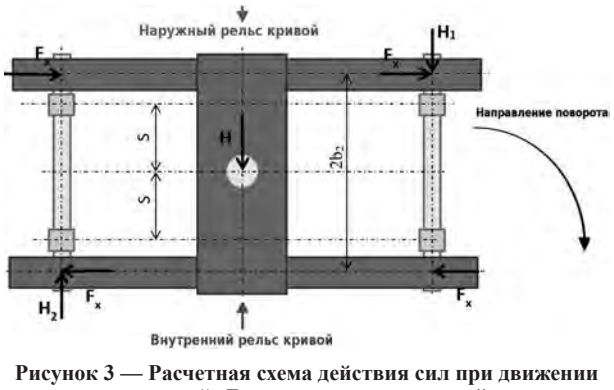


Рисунок 3 — Расчетная схема действия сил при движении тележки в кривой: F_x — продольные силы, действующие в зонах контакта колес с рельсами; H — вертикальная сила, передаваемая от кузова через шкворневое соединение; b_2 — расстояние между линиями действия продольных сил F_x; S — расстояние от продольной оси тележки до линии действия соответствующих сил

Таким образом, для дальнейшего расчета НДС рамы тележки при прохождении криволинейного участка пути принимается продольная сила, действующая на каждое колесо в соответствующем направлении:

$$F_x = 14,1 \text{ кН}.$$

Результаты расчетов. НДС продольных балок рамы тележки при движении по криволинейному участку пути определяется совместным воздействием вертикальных нагрузок и кососимметричных продольных сил, возникающих вследствие различия условий качения колес по внутреннему и наружному рельсам кривой. Противоположно направленные силы, действующие на колеса с левой и правой сторон тележки, приложены по линиям, расположенным на некотором поперечном расстоянии друг от друга. Поэтому они образуют момент относительно вертикальной оси тележки. Данный момент воспринимается несущей системой рамы и приводит к дополнительному нагружению ее конструкций.

Для оценки вклада отдельных составляющих нагрузки расчет выполнен для трех вариантов нагружения тележки при повороте направо: при действии только вертикальных сил (рисунок 4), только кососимметричных продольных сил F_x (рисунок 5), а также при совместном действии вертикальных и продольных сил (рисунок 6), расчетные режимы описаны в таблице 1.

При действии только вертикальных сил (см. рисунок 4) максимальные значения напряжений в продольной

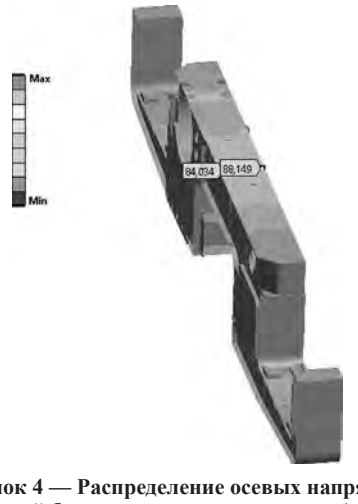


Рисунок 4 — Распределение осевых напряжений в продольной балке при повороте направо (нагружение от вертикальных сил) груженого трамвая, МПа

Рисунок 5 — Распределение осевых напряжений в продольных балках при повороте направо (нагружение от боковых сил) груженого трамвая, МПа

Рисунок 6 — Распределение осевых напряжений в продольных балках при повороте направо (нагружение от вертикальных и боковых сил) груженого трамвая, МПа

Таблица 1 — Описание расчетных режимов нагружения

№	Расчетный случай	Вертикальная нагрузка	Продольная сила
1	Вертикальное нагружение	$P_{ст}$	0
2	Продольное нагружение	0	F_x
3	Совместное нагружение	$P_{ст}$	F_x

балке формируются в областях ее изгиба вблизи буксовых узлов колесных пар, а также в местах соединения со шкворневой балкой. В этих зонах конструкция продольной балки имеет наименьший момент сопротивления изгибу в вертикальной плоскости при принятой схеме приложения нагрузок. Для более наглядного отображения характера вертикального нагружения на рисунке 4 представлена одна продольная балка, что позволяет проследить изменение напряжений вдоль ее длины и выделить основные зоны их локального повышения.

При действии только кососимметричных продольных сил F_x (см. рисунок 5) уровень напряжений в продольных балках в целом ниже, чем при вертикальном нагружении. Наибольшие значения напряжений локализуются в областях передачи нагрузки между буксовыми узлами, продольными балками и шкворневой балкой. Для оценки указанной асимметрии на рисунке 5 представлены обе продольные балки тележки.

При совместном действии вертикальных сил и кососимметричных продольных сил F_x (см. рисунок 6) распределение напряжений в продольных балках сохраняет основные особенности, характерные для вертикального нагружения. Вместе с тем в отдельных зонах происходит разнонаправленное изменение результирующих напряжений в зависимости от направления и соотношения сил от вертикального и продольного нагружения. Таким образом, вертикальные силы определяют основной уровень изгибных напряжений в продольных балках, тогда как кососимметричные продольные силы F_x оказывают дополнительное влияние и обусловливают несимметричное распределение напряжений между левой и правой балками. Для количественной оценки асимметрии нагружения сравнивались симметрично расположенные зоны левой и правой продольных балок: датчики № 1 и 2 во внешних зонах балок и датчики № 3 и 4 во внутренних. Такое разделение позволяет сравнивать участки балок, находящиеся в одинаковом положении относительно их поперечного сечения, и тем самым оценивать именно различие нагружения между левой и правой балками. Для снаряженного трамвая различие напряжений составило 62,3 % во внешних и 24,1 % во внутренних зонах. Для груженого трамвая соответствующие различия составили 34,2 и 24,5 %.

Полученные расчетные зависимости напряжений в зонах установки тензорезисторов от вертикальных сил и кососимметричных продольных сил F_x используются на последующем этапе для интерпретации результатов натурных испытаний и определения эксплуатационных нагрузок по зарегистрированным значениям напряжений.

Описание методики проведения экспериментальных исследований нагруженности рамы тележки. *Цель экспериментальных исследований* — определение нагруженности продольных балок рамы тележки низкопольного трамвая при движении по криволинейным участкам пути в различных состояниях загрузки вагона, а также валидация КЭ-модели тележки по полученным экспериментальным данным.

Эта часть исследования включает описание зон измерения, метода измерений и программы испытаний, проведение натурных измерений с использованием электротензометрии, а также последующую обработку экспериментальных данных, включая фильтрацию зарегистрированных сигналов и определение параметров напряженного состояния элементов рамы тележки.

Экспериментальные исследования конструкций рамы тележки одиночного трамвайного вагона модели Т811 проведены методом электротензометрии с применением многоканальной измерительной системы SCADAS Mobile (SIEMENS, Германия). Для регистрации осевых напряжений применялись одноосевые тензорезисторы модели CF120-5AA (11) P003M (Xiamen Loadcell Technology Co., Ltd., Китай) с сопротивлением 120 Ом и измерительной базой 5 мм.

Зоны размещения измерительных тензорезисторов с фотографиями и установочными размерами приведены на рисунке 7 и описаны в таблице 2.

Датчики № 1–4 установлены на нижней поверхности продольных балок рамы тележки: датчики № 1 и 3 — на левой продольной балке, датчики № 2 и 4 — на правой продольной балке. При этом датчики № 1 и 2 расположены на внешней стороне балки, а датчики № 3 и 4 — на внутренней.

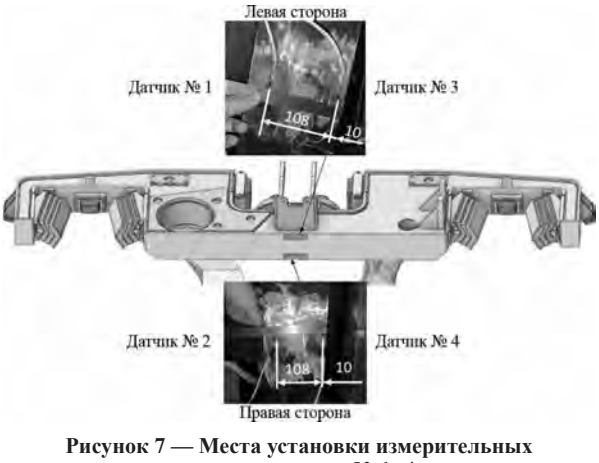


Рисунок 7 — Места установки измерительных тензорезисторов № 1–4

Таблица 2 — Расположение тензодатчиков на раме тележки

№ датчика	Элемент конструкции	Положение	Локальная точка
1	Продольная балка, левая	Левая сторона рамы	Внешняя сторона балки
2	Продольная балка, правая	Правая сторона рамы	Внешняя сторона балки
3	Продольная балка, левая	Левая сторона рамы	Внутренняя сторона балки
4	Продольная балка, правая	Правая сторона рамы	Внутренняя сторона балки

Испытания проводились в четырех режимах:
- правый поворот (снаряженный трамвай);
- правый поворот (груженый трамвай);
- S-образная кривая (снаряженный трамвай);
- S-образная кривая (груженый трамвай).

Для каждого режима выполнялись по 3 заезда, что позволило оценить не только абсолютные значения напряжений, но и их воспроизводимость от заезда к заезду. Сопоставление показало, что при повторении испытаний абсолютные значения напряжений изменяются, однако характер их распределения сохраняется. Среднее расхождение между наибольшими значениями, полученными при разных заездах, не превысило 10 %, что свидетельствует о высокой воспроизводимости экспериментальных данных. Наблюдаемые отклонения связаны с естественной вариацией условий движения и перераспределением эксплуатационной нагрузки между элементами рамы. При повторных заездах наиболее нагруженными остаются те же датчики, что подтверждает воспроизводимость характера нагружения продольных балок.

Результаты расчета боковых сил сопоставлены с максимальными экспериментальными значениями напряжений в датчиках № 1–4 при правом повороте (таблицы 3, 4).

Сопоставление расчетных и экспериментальных значений осевых напряжений показывает удовлетворительное соответствие результатов для обоих рассматриваемых состояний трамвая. Для снаряженного трамвая абсолютное расхождение между расчетными и измеренными значениями составляет от 0,5 до 9,5 МПа. Наибольшее расхождение отмечено по датчику № 1 — 9,5 МПа, тогда как для датчиков № 2–4 оно составляет 3,6; 0,5 и 4,3 МПа соответственно.

Таблица 3 — Значения осевых напряжений при повороте снаряженного трамвая направо

№ датчика	Напряжение, МПа		Разность напряжений, МПа
	измеренное	расчетное	
1	12,9	22,4	9,5
2	17,4	13,8	3,6
3	16,7	16,2	0,5
4	24,4	20,1	4,3

Таблица 4 — Значения осевых напряжений при повороте груженого трамвая направо

№ датчика	Напряжение, МПа		Разность напряжений, МПа
	измеренное	расчетное	
1	18,2	26,3	8,1
2	19,4	19,6	0,2
3	25,1	25,4	0,3
4	20,5	20,4	0,1

Для груженого трамвая расхождение составляет от 0,1 до 8,1 МПа. При этом по датчикам № 2–4 расчетные и экспериментальные значения практически совпадают: различие равно 0,2; 0,3 и 0,1 МПа соответственно. Наибольшее расхождение, как и для снаряженного состояния, наблюдается по датчику № 1 — 8,1 МПа.

При переходе от снаряженного к груженому состоянию увеличиваются напряжения по датчикам № 1–3, что соответствует повышению эксплуатационной нагрузки на несущие элементы рамы тележки. Максимальное измеренное значение для груженого трамвая составляет 25,1 МПа (датчик № 3), а расчетное — 26,3 МПа (датчик № 1). Полученные результаты подтверждают соответствие основных закономерностей расчетного и экспериментального нагружения и позволяют использовать расчетную модель для последующей оценки прочности конструкции тележки с учетом выявленных расхождений.

Различие между расчетными и экспериментальными значениями связано прежде всего с тем, что расчет и натурные испытания проводились при несколько отличающихся условиях нагружения. В расчетной модели рассматриваются статические режимы нагружения, тогда как при движении трамвая возникает динамическое нагружение, характер которого определяется фактическим состоянием пути, рельсовых стыков и переходов. Кроме того, на измеренные значения влияют особенности деформирования рамы непосредственно в местах установки тензорезисторов, а также реальные условия работы соединений и элементов подвески.

Для уменьшения расхождений в дальнейшем целесообразно уточнять значения эксплуатационных нагрузок по результатам натурных испытаний и учитывать фактические условия движения трамвая. Повторное проведение испытаний позволяет определить характер разброса полученных значений и более точно установить нагрузки, действующие на элементы рамы. Это, в свою очередь, повышает точность последующей оценки прочности и ресурса конструкции.

Результаты испытаний. *Правый поворот, снаряженный трамвай.* При движении снаряженного трамвая при повороте направо наблюдается знакопеременное изменение напряжений в продольных балках, обусловленное совместным воздействием поперечных и продольных кососимметричных сил. Напряжения изменяются в диапазоне от −9,5 до 24,4 МПа. Максимальное напряжение 24,4 МПа зарегистрировано на датчике № 4, расположенном на внутренней стороне правой продольной балки. Максимальный размах напряжений составляет 33,9 МПа и также соответствует датчику № 4.

Правый поворот, груженый трамвай. При увеличении нагрузки трамвая характер изменения напряжений сохраняется, однако наблюдается увеличение их размахов и абсолютных значений. Зарегистрированный диапазон напряжений составляет от −19,4 до 25,1 МПа. Максимальное положительное напряжение 25,1 МПа и максимальный размах 42,2 МПа наблюдаются на датчике № 3, расположенном на внутренней стороне левой продольной балки. По сравнению со снаряженным состоянием максимальный размах напряжений увеличивается в 1,4 раза.

S-образная кривая, снаряженный трамвай. При движении снаряженного трамвая по S-образной кривой наблюдается более интенсивное и несимметричное нагружение продольных балок по сравнению с одиночным правым поворотом. Напряжения изменяются от −30,2 до 33,3 МПа. Наибольший размах напряжений составляет 58,5 МПа на датчике № 3, расположенном на внутренней стороне левой продольной балки; близкое значение 57,9 МПа получено на датчике № 4. Средний размах напряжений — около 50,4 МПа, что в 1,7 раза больше среднего размаха при повороте направо.

S-образная кривая, груженый трамвай. Для груженого трамвая при движении по S-образной кривой характерно дальнейшее увеличение уровня и размаха напряжений. Зарегистрированный диапазон напряжений составляет от −47,5 до 32,9 МПа, а средний размах напряжений достигает 59,4 МПа. Максимальный размах 75,5 МПа наблюдается на датчике № 4, расположенном на внутренней стороне правой продольной балки. Кроме того, на этом датчике зарегистрировано максимальное по абсолютной величине сжимающее напряжение −47,5 МПа. По сравнению со снаряженным состоянием средний размах напряжений увеличивается на 18 %.

Анализ процесса входа в поворот. Для более детального анализа изменения характера нагружения рассмотрен участок входа снаряженного трамвая в правый поворот. На прямолинейном участке изменения напряжений в левой и правой продольных балках имеют в целом сходный характер. При переходе к криволинейному участку наблюдается изменение уровня и размаха напряжений, а также увеличение различий между сигналами датчиков, расположенных на левой и правой сторонах тележки. Наибольшие значения в рассматриваемом режиме достигаются на датчике № 2, что соответствует повышенной нагруженности внешней стороны правой балки. Это связано с возникновением дополнительных боковых и продольных сил при входе в кривую, вызывающих перераспределение нагрузки между элементами рамы тележки. В результате изменяются уровень и размах напряжений, а также возрастает различие между сигналами датчиков, расположенных на левой и правой продольных балках.

На рисунке 8 представлены графики изменения напряжений на участке движения до начала и при входе в правый поворот. Рассматриваются сигналы датчиков № 1 и 2, расположенных на внешних сторонах левой и правой продольных балок. На прямолинейном участке напряжения изменяются относительно близко по уровню и характеру. При приближении к криволинейному участку и входе в поворот наблюдается изменение характера обоих значений напряжений и увеличение различия между ними. Это указывает на возникновение несимметричного нагружения левой и правой продольных балок при изменении направления движения.

На рисунке 9 представлено сопоставление возникающих напряжений в продольных балках при повороте направо. До входа в поворот значения напряжений левой и правой балок практически совпадают (движение по прямой). После входа в поворот появляется устойчивая разность напряжений: на внутренней стороне продольных балок (датчики № 3 и 4) напряжения в правой продольной балке на 10–20 МПа выше, чем в левой. На внешних сторонах продольных балок (датчики № 1 и 2) значения напряжений находятся в противофазе по

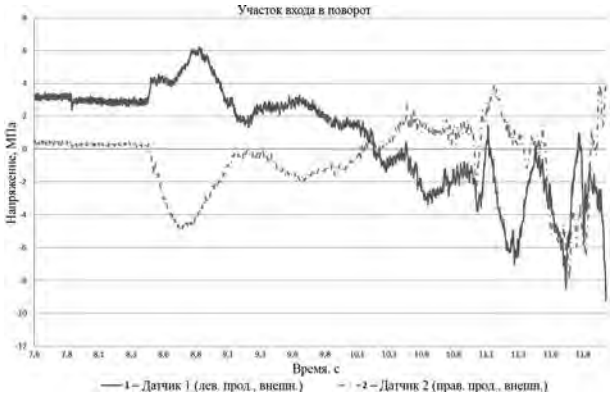
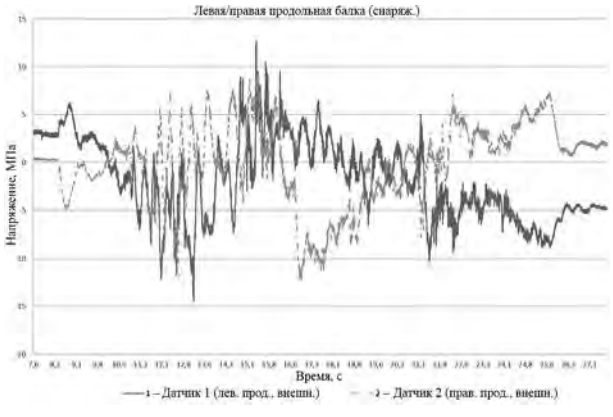


Рисунок 8 — Напряжения в датчиках на участке входа в поворот для продольных балок (датчики № 1, 2) снаряженного трамвая



а

б

Рисунок 9 — Сопоставление напряжений на левой и правой продольной балке: *а* — внешняя сторона (датчики № 1, 2); *б* — внутренняя сторона (датчики № 3, 4)

знаку и возрастают по амплитуде. После выхода из поворота сигналы вновь возвращаются к близким значениям, таким образом, подтверждается, что зафиксированная асимметрия вызвана именно поворотом, а не дрейфом нуля датчиков.

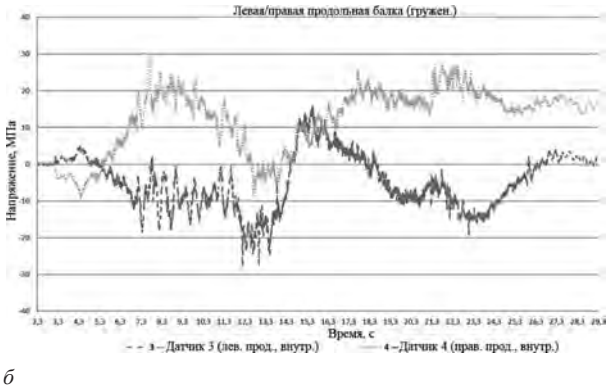
Вход в правый поворот, груженый трамвай. Для проверки описанных выше закономерностей и оценки влияния загрузки вагона на динамику входа в кривую аналогичный анализ выполнен для правого поворота груженого трамвая. У тележки груженого трамвая амплитуда колебаний напряжений на продольных балках на участке входа в поворот заметно выше, чем у тележки снаряженного трамвая, а сами колебания носят более выраженный периодический характер.

На рисунке 10 видно, что на всем анализируемом участке сохраняется устойчивое разделение уровней напряжений между датчиками продольных балок (датчики № 1 и 2): напряжения на левой балке (датчик № 1) остаются преимущественно в области отрицательных значений, а на правой (датчик № 2) — преимущественно в области положительных с разностью уровней порядка 15–20 МПа. При этом кратковременные колебания на обоих датчиках происходят в противофазе. Диапазон колебаний напряжений в обоих датчиках заметно шире, чем у тележки снаряженного трамвая на сопоставимом участке (см. рисунок 8).

Сопоставление графиков изменения напряжений на всей длительности заезда (рисунок 11) показывает, что характер асимметрии напряжений левой и правой продольных балок у тележки груженого трамвая качественно повторяет НДС снаряженной тележки: до входа

Рисунок 10 — Напряжения в датчиках на участке входа в поворот для продольных балок (датчики № 1, 2) груженого трамвая

а



б

Рисунок 11 — Сопоставление напряжений на левой и правой продольных балках груженой тележки: *а* — внешняя сторона (датчики № 1, 2); *б* — внутренняя сторона (датчики № 3, 4)

в кривую значения напряжений близки. После входа значений напряжений устойчиво расходятся, причем асимметрия значений по внутренним сторонам продольных балок (датчики № 3, 4) выражена сильнее, чем по внешним (датчики № 1, 2). Принципиальное отличие — существенно больший абсолютный размах колебаний напряжений, а также наличие выраженного дополнительного локального экстремума для момента времени t = 16 с, где значения напряжений в датчиках продольных балок кратковременно и синхронно переходят в область отрицательных значений. Это соответствует переходному участку пути (неровность рельсового пути в депо).

Сравнение входа в поворот для снаряженного и груженого состояния. Сопоставление графиков распределения напряжений на участках входа в поворот для двух состояний загрузки трамвая (см. рисунки 8, 10) позволяет сформулировать ряд сравнительных наблюдений.

Загрузка вагона существенно увеличивает не только статический уровень напряжений, но и амплитуду их колебаний на продольных балках в момент входа в кривую: диапазон колебаний на участке входа расширяется примерно с 15 (см. рисунок 3, снаряженная тележка) до 24 МПа (см. рисунок 5, груженая тележка), то есть более чем в 1,5 раза. Увеличение амплитуды напряжений сопровождается повышением уровня циклического нагружения конструкции и, соответственно, может приводить к более интенсивному накоплению усталостных повреждений. Полученные значения могут быть использованы в дальнейшем для оценки усталостной долговечности и темпов накопления повреждений на основе фактических эксплуатационных спектров нагружения, числа циклов и соответствующих характеристик усталости материала и сварных соединений.

Абсолютная величина напряжений в продольных балках у тележки груженого трамвая выше в 1,3–1,4 раза по сравнению со снаряженной (размах напряжений возрастает с 22,0–32,7 до 30,1–43,9 МПа), что отражает пропорциональный характер роста нагрузки на раму тележки с увеличением массы перевозимого груза. Такой практически линейный отклик конструкции согласуется с допущением об упругом характере деформирования рамы в рассматриваемом диапазоне нагрузок и подтверждает применимость разработанной расчетной модели методом конечных элементов для интерпретации результатов при различных состояниях загрузки вагона. С практической точки зрения это означает, что степень загрузки вагона можно рассматривать как масштабирующий фактор при формировании эксплуатационного спектра нагрузок для последующих расчетов усталостной долговечности рамы тележки.

Заключение. В результате экспериментальных исследований получены данные о фактической нагруженности продольных балок рамы тележки низкопольного трамвая модели Т811 при движении по криволинейным участкам пути в снаряженном и груженом состояниях. Установлено закономерное асимметричное нагружение продольных балок при прохождении правого поворота: правая продольная балка нагружается интенсивнее левой, при этом внутренние стороны балок характеризуются более высоким уровнем напряжений по сравнению с внешними. Характер выявленной асимметрии сохраняется при различных степенях загрузки вагона.

Увеличение загрузки вагона сопровождается ростом абсолютных значений и размахов напряжений в продоль-

ных балках. При прохождении S-образной кривой наблюдается более интенсивное циклическое нагружение по сравнению с одиночным правым поворотом. Средний размах напряжений при движении по S-образной кривой в снаряженном состоянии в 1,7 раза превышает соответствующий показатель для правого поворота, а увеличение загрузки вагона приводит к дальнейшему росту размаха напряжений.

Анализ изменения напряжений при входе в поворот показал, что переход от прямолинейного движения к криволинейному участку сопровождается возникновением выраженной асимметрии нагружения продольных балок. При выходе из поворота напряжения в контрольных зонах вновь сближаются, что подтверждает связь выявленной асимметрии с прохождением криволинейного участка пути.

Разработанная КЭ-модель позволяет исследовать НДС рамы тележки с учетом особенностей передачи нагрузок через элементы подвешивания и шарнирные соединения. Сопоставление расчетных и экспериментальных результатов позволяет оценивать взаимосвязь между внешними эксплуатационными нагрузками и напряжениями в контрольных зонах продольных балок.

Полученные экспериментальные данные о характере и уровне нагружения продольных балок могут быть использованы для формирования эксплуатационного спектра нагрузок, а также при последующей оценке прочности и усталостной долговечности рамы тележки низкопольного трамвая.

Список литературы

1. Легкорельсовые транспортные средства. Общие технические требования. Методы проверки: ГОСТ 34809-2021. — Введ. 01.09.2021. — М.: Стандарт, 2021. — 45 с.
2. Нормы для расчета и проектирования механической части новых вагонов трамвая колеи 1524 мм. — Введ. 01.07.1970. — М.: ВНИИВ, 1989. — 100 с.
3. Рельсовый транспорт. Правила проектирования и испытаний конструкции рамы тележки: ГОСТ Р 53077-2008. — Введ. 01.07.2009. — М.: Стандарт, 2008. — 23 с.
4. Railway applications – Wheelsets and bogies – Method of specifying the structural requirements of bogie frames: EN 13749:2021. — Brussels: European Committee for Standardization (CEN), 2021.
5. Railway applications – Wheelsets and bogies – Design and verification of bogie frames: EN 15827:2011. — Brussels: European Committee for Standardization (CEN), 2011.
6. Fatigue life assessment methods for railway vehicle bogie frames / R. Xiu, M. Spiryagin, Q. Wu [et al.] // Engineering Failure Analysis. — 2020. — Vol. 116. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104725.
7. Kassner, M. Fatigue strength analysis of a welded railway vehicle structure by different methods / M. Kassner // International Journal of Fatigue. — 2012. — Vol. 34, iss. 1. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2011.01.020.
8 Fatigue design evaluation of railway bogie with full-scale fatigue test / J. Seo, H. Hur, H. Jun [et al.] // Advances in Materials Science and Engineering. — 2017. — DOI: https://doi.org/10.1155/2017/5656497.
9. Measuring scheme for determination of loads acting on the side frame of the bogie from a wheelset / R. Rahimov, A. Nekrasova, L. Ogorodnikova [et al.] // E3S Web of Conferences: Intern. Scient. Conf. “Construction Mechanics, Hydrailucs and Water Resources Engineering”, Tashkent, 1–3 April 2021. — 2021. — Vol. 264. — DOI: https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126405035.
10. Расчетно-экспериментальная оценка нагруженности конструкций тележки низкопольного трамвая при движении в кривой / А.В. Шмелёв, В.А. Мендель, С.В. Хитриков [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2025. — Вып. 14. — С. 227–234.
11. Railway applications – Wheel-rail contact geometry parameters – Definitions and methods for evaluation: EN 15302:2021. — Brussels: European Committee for Standardization (CEN), 2021.

Mendel V.A., Shmialiou A.V., Kiselkov A.L., Shukurov A.O., Litvinko I.V.

Investigation of the loading of load-bearing bogie components of a low-floor tram under operational loading

The paper presents the results of full-scale strain-gauge tests of the bogie frame of the T811 low-floor tram during operation on curved track sections (a right-hand turn, an S-shaped curve) in tare and loaded conditions. Particular attention is paid to the loading of the longitudinal beams of the bogie frame, which directly withstand vertical and lateral loads during the negotiation of curves. An asymmetric distribution of stresses between the longitudinal beams and between their inner and outer sides was established, while an increase in the vehicle load was accompanied by an increase in both the stress level and stress range by 11.5–50.3 %. A finite element model of the bogie frame was developed and validated against the results of experimental investigations. The model accounts for two stages of suspension and makes it possible to determine the relationship between the external loads acting on the structure and the stresses in the measurement zones. The average relative error between the calculated and experimental values of axial stresses for a loaded tram was 8.4 %, which confirms that the calculated results correspond to experimental data. The obtained results can be used to develop an operational load spectrum for fatigue life assessment of the bogie frame.

Поступила в редакцию 04.09.2026.

УДК 62-82-112.6

М.А. ЯНКОВЕЦ; В.В. ПИНЧУК, д-р техн. наук, доц.
Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь

О.К. ГУРБАН
Гомельский государственный машиностроительный колледж, г. Гомель, Республика Беларусь

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ КАНАЛОВ

Дана оценка параметрам гидравлических каналов элементов гидропривода, а также их влиянию на результаты показателей гидроблоков управления. Рассмотрена вариативность структурных решений в процессе их конструирования, которая является одной из причин снижения эффективности гидроблоков управления приводов технологического оборудования. Решение задачи расчета и конструирования элементов гидропривода путем оптимизации параметров гидравлических каналов монтажных корпусов обеспечивает повышение эффективности проектирования гидроблоков управления. Проведенные исследования и анализ полученных результатов подтверждают, что рациональный выбор параметров каналов монтажного корпуса обеспечивает повышение экономической и эксплуатационной эффективности проектируемой гидравлической системы.

Ключевые слова: *приводы технологического оборудования, гидроблоки управления, технологические машины, гидроаппараты, критерий оптимальности*

Введение. Гидроблоки управления (ГУ) приводом технологического оборудования — это компактные функциональные узлы, объединяющие гидроаппаратуру (распределители, клапаны) для регулирования потока рабочей жидкости в гидроприводах станков, прессов, литейных машин. Они обеспечивают автоматизацию, надежную работу и упрощают кинематику механизмов. ГУ, как правило, состоят из наукоемких компонентов — аппаратов и агрегатов, серийно изготовляемых специализированными заводами [1], соединенных между собой согласно принципиальной схеме (ПС) посредством монтажных корпусов (МК) с просверленными в его теле гидравлическими каналами. Поэтому проблема повышения эффективности на стадии проектирования ГУ является актуальной для каждого машиностроительного предприятия [2].

Отметим, что в последние годы возрос интерес к повышению эффективности ГУ. Так, в зарубежной литературе приведены примеры оценки параметров, а также их влияние на результаты показателей гидроблоков управления. Одной из главных причин снижения эффективности ГУ является вариативность структурных решений в процессе их конструирования, которая существенно усложняет процесс.

Это, в свою очередь, ставит задачу формирования структурных решений ГУ при их проектировании путем оптимизации параметров гидравлических каналов МК, что обеспечит повышение эффективности проектирования через внедрение автономных модулей, декомпозицию задач и выбор оптимальных решений из альтернатив.

Постановка задачи и цели исследования. Конструкция гидропривода и его основные параметры определяются типом машины, для которого он предназначен.

После составления ПС привода приступают к подбору гидроаппаратов и других узлов гидропривода по их функциональному назначению и величине условного прохода, рассчитывают сечения трубопроводов в зависимости от расхода рабочей жидкости Q, проходящей по тому или иному участку гидросистемы, и рекомендуемой скорости потока рабочей жидкости.

На основе ПС привода и выбранных гидроаппаратов и узлов выполняют проектирование ГУ. При этом гидравлические схемы приводов современных машин, как правило, составляются из нормализованных аппаратов и агрегатов, выпускаемых серийно специализированными заводами. Это позволяет упростить процесс проектирования, монтаж гидравлических систем и их эксплуатацию. Из нормализованных аппаратов (или функциональных узлов) создаются разнообразные системы, обеспечивающие работу по сложным циклам с широким диапазоном регулирования скорости. Конструктивное совершенство входящих в ГУ компонентов позволит сформулировать задачу многокритериальной оптимизации гидроблоков. Ранее установлено, что для выполнения параметрической оптимизации ГУ необходимо учитывать его объем и массу, гидравлические потери давления в системе (энергетические характеристики), трудоемкость и стоимость изготовления [3]. Очевидно, что эти требования должны распространяться и на каждый компонент ГУ.

Установлено также [3, 4], что разработка и обоснование параметров монтажных корпусов ГУ на основе таких критериев, как объем и масса, гидравлические потери давления, трудоемкость и стоимость изготовления, позволяют выполнить структурный синтез ГУ.

Для оптимизации параметров МК ГУ получено выражение общего критерия оптимальности [4]:

$$X = \left(C_1 \frac{V}{V^*} + C_2 \frac{S}{S^*} + C_3 \frac{\Delta P_{\text{в}}}{\Delta P_{\text{в}}^*} + C_4 \frac{\Delta P_{\text{г}}}{\Delta P_{\text{г}}^*} \right) \to \min, \quad (1)$$

где C_1–C_4 — коэффициенты взаимной важности критериев, назначаемые экспертным путем; $\Delta P_{\text{в}}$, $\Delta P_{\text{г}}$ — потери давления в вертикальных и горизонтальных каналах корпуса соответственно; V и S — объем и площадь поверхности МК соответственно; $\Delta P_{\text{в}}^*$, $\Delta P_{\text{г}}^*$, V^*, S^* — нормирующие множители.

Однако общий критерий оптимальности МК ГУ (1) лишь сужает допустимое количество вариантов проектируемой конструкции, задавая в нем множество компромиссно-оптимальных проектов — область Парето [5].

То есть рассчитать параметры МК ГУ возможно на основе исследований общего критерия оптимальности X, используя в качестве варьируемых параметров коэффициенты важности критериев C_1–C_4 и соотношения диаметров вертикальных $d_в$ и горизонтальных $d_г$ каналов $d_в/d_г$. Результаты таких исследований критерия X позволяют разработать алгоритм проектирования компонентов ГУ для машин с различными условиями эксплуатации [6]. Вместе с тем процесс конструирования, включающий оптимизацию параметров МК при таком подходе, без учета параметров гидравлических каналов существенно затруднен, так как в этом случае приходится рассматривать чрезмерно большое количество значений критерия оптимальности X [8].

Цель исследования — упрощение процесса конструирования элементов гидропривода путем оптимизации параметров гидравлических каналов МК.

Методы исследования. Принимая во внимание критерии оптимальности МК ГУ, получено выражение общего критерия оптимальности X, где рубль является единым параметром для всех частей уравнения (1), а оптимизация будет сводиться к расчету минимальной стоимости готового изделия. В результате формула (1) приняла следующий вид [9]:

$$X = \left(C_1 \frac{Ц_м}{Ц_м^*} + C_2 \frac{Ц_о}{Ц_о^*} + C_3 \frac{Ц_{св}}{Ц_{св}^*} + C_4 \frac{Ц_э}{Ц_э^*} \right) \to \min, \quad (2)$$

где $\frac{Ц_м}{Ц_м^*}$ — отношение стоимостей объема первоначальной заготовки; $\frac{Ц_о}{Ц_о^*}$ — отношение стоимостей площадей обработанных поверхностей МК; $\frac{Ц_{св}}{Ц_{св}^*} + \frac{Ц_э}{Ц_э^*}$ — стоимость структуры каналов МК, которая включает стоимость потерь энергии при проходе рабочей жидкости по каналам МК и стоимость сверления этих каналов.

Численные исследования выражения (2) показали, что затратами на стоимость материала и обработку заготовки можно пренебречь, а разработку конструкции МК вести исключительно на основе учета гидравлических потерь давления в его каналах [9].

С учетом изложенного, принимая во внимание конструктивное устройство МК, для решения поставленной нами задачи рассмотрим соединение каналов, схематично представленное на рисунке 1.

Тогда выражение зависимости гидравлических потерь давления в каналах от линейных размеров МК ГУ, согласно рисунку 1, будет выглядеть следующим образом:

$$\Delta p_{i,j} = \frac{8\rho Q^2}{\pi^2} \left(\sum_{k=1}^{m} \frac{L_k}{d_k^4} + \sum_{s=1}^{n} \frac{\xi_s}{d_{m,s}^4} \right), \quad (3)$$

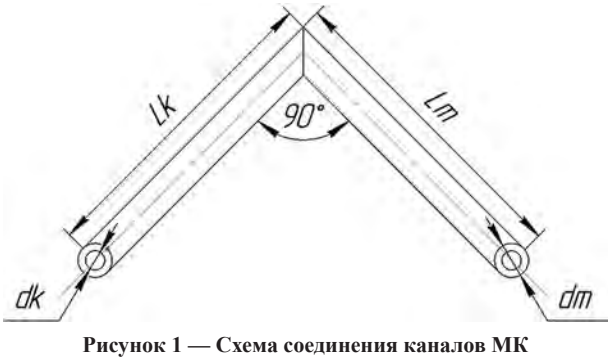


Рисунок 1 — Схема соединения каналов МК

где ρ — плотность жидкости, кг/м³; Q — расход жидкости, м³/с; d_k — диаметр коммуникационного канала, мм; d_m — диаметр магистрального канала, мм; ξ — коэффициент местного сопротивления; L_k — длина коммуникационного канала, мм; L_m — длина магистрального канала, мм.

При этом стоимость потерь энергии за год будем рассчитывать по формуле:

$$Ц_э = \Delta p \cdot Q \cdot t_{год} \cdot T, \quad (4)$$

где $Ц_э$ — стоимость потерь энергии; Δp — гидравлические потери давления; Q — расход жидкости; $t_{год}$ — годовой фонд времени; T — тариф на электроэнергию.

После подстановки выражений (3) и (4) в (2) и соответствующих преобразований получим:

$$X = C \frac{Q}{Ц_э} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2} \left(\sum_{k=1}^{m} \frac{L_k}{d_k^4} + \sum_{s=1}^{n} \frac{\xi_s}{d_{m,s}^4} \right) \to \min. \quad (5)$$

С целью решения поставленной нами задачи проведем численные исследования выражения (5), для чего зададим исходные данные для расчетов (таблица 1).

Результаты численных исследований выражения (5) приведены в таблицах 2–5 и на рисунках 2–5. В расчетах использовалось $L_k = L_m$.

Анализ полученных результатов, приведенных в таблице 2, показывает, что увеличение длины канала на 0,02 мм приводит к росту потерь давления на ~0,011 МПа и росту целевой функции на ~0,036.

Таблица 1 — Исходные данные

Параметр	Значение
Базовый размер α, мм	80
Диаметр коммуникационного канала d_k, мм	0,1α = 10
Диаметр магистрального канала d_m, мм	0,138α = 10
Длина коммуникационного канала L_k, мм	В таблице 3
Длина магистрального канала L_m, мм	В таблице 4
Расход жидкости Q, м³/мин	$1{,}67 \cdot 10^{-4}$
Плотность жидкости ρ, кг/м³	900 (масло)
Коэффициент Дарси λ	0,03 (принято)
Коэффициент местного сопротивления ξ (поворот 90°)	0,987
Тариф на электроэнергию T, руб/кВт · ч	0,457
Годовой фонд времени $t_{год}$, ч/год	4018

Таблица 2 — Анализ влияния длины L_k коммуникационного канала

L_k, мм	Δp, МПа	$Ц_э$, руб/год	X (целевая функция)
20	0,089	244	0,178
40	0,112	307	0,221
60	0,135	370	0,264
80	0,158	433	0,307
100	0,181	396	0,350
120	0,204	559	0,393
140	0,227	622	0,436
160	0,250	685	0,479
180	0,273	748	0,522
200	0,296	811	0,565

Таблица 3 — Анализ влияния диаметра d_k коммуникационного канала

d_k, мм	Δp, МПа	Ц$_э$, руб/год	X (целевая функция)
4	14,72	40 340	28,24
6	3,150	8630	6,050
8	0,158	433	0,306
10	0,070	192	0,141
12	0,039	107	0,083
14	0,025	68	0,056
16	0,018	49	0,045

Таблица 4 — Анализ влияния диаметра d_m и длины L_m магистрального канала

d_m, мм	Δp, МПа	Ц$_э$, руб/год
6	1,890	5179
8	0,600	1644
10	0,250	685
12	0,120	329
14	0,065	178
16	0,038	104

Таблица 5 — Анализ влияния эквивалентной длины поворота $L_э = \xi \cdot d_m / \lambda$

d_m, мм	$L_э$, мм	Доля в общих потерях, %
8	26,3	15
10	32,9	12
12	39,5	10

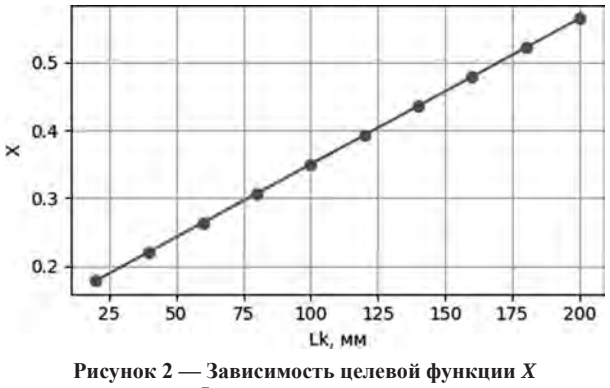


Рисунок 2 — Зависимость целевой функции X от длины L_k коммуникационного канала

Рисунок 3 — Зависимость гидравлических потерь давления Δp от диаметра d_k коммуникационного канала

Учитывая приведенные в таблице 3 результаты, можно отметить, что диаметр канала оказывает критическое влияние на потери давления. Откуда следует, что увеличение диаметра магистрального канала с 6 до 14 мм снижает потери давления в 29,7 раз, что объясняется обратной пропорциональностью d^4. При этом доля потерь на поворотах уменьшается с 92 до 29 %. Рекомендуемый оптимальный диаметр — d_m = 0,012–0,014 мм.

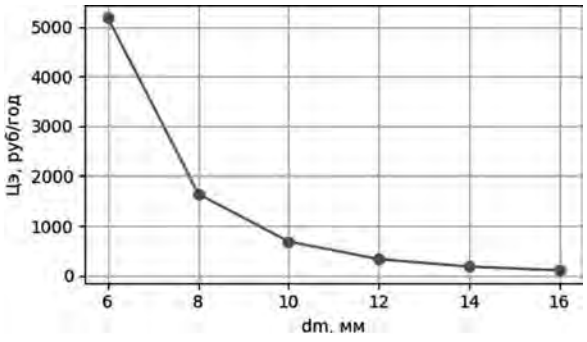


Рисунок 4 — Зависимость годовой стоимости потерь энергии Ц$_э$ от диаметра d_m магистрального канала

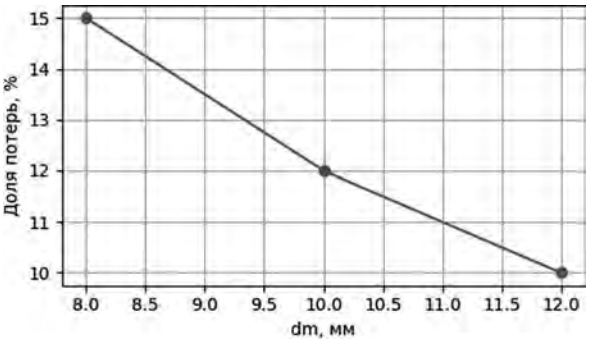


Рисунок 5 — Доля потерь от диаметра d_m магистрального канала

Таким образом, один поворот канала на 90° эквивалентен прямолинейному участку длиной 20–50 мм (в 3–6 раз больше длины прямого канала). При малых диаметрах (d_m < 8 мм) потери на поворотах составляют более 80 % от их общего числа.

Заключение. Проведенный анализ показал существенное влияние геометрических параметров гидравлических каналов на величину гидравлических потерь, энергозатрат и значение целевой функции. Установлено, что увеличение длины канала приводит к практически линейному росту гидравлических потерь и целевой функции, что обусловлено увеличением сопротивления потоку рабочей жидкости.

Исследование влияния диаметра коммуникационного канала показало, что данный параметр оказывает наибольшее влияние на эффективность системы. При увеличении диаметра наблюдается резкое снижение гидравлических потерь и стоимости потерь энергии, поскольку сопротивление потоку обратно пропорционально четвертой степени диаметра. Наибольшие потери возникают при малых диаметрах каналов, тогда как увеличение диаметра позволяет значительно повысить энергетическую эффективность гидросистемы.

Анализ влияния диаметра магистрального канала также подтвердил снижение гидравлических потерь и эксплуатационных затрат при увеличении его размеров, однако влияние данного параметра менее выражено по сравнению с диаметром коммуникационного канала.

Кроме того, установлено, что эквивалентная длина местных сопротивлений (поворотов) составляет около 10–15 % от общих гидравлических потерь. При увели-

чении диаметра канала доля местных сопротивлений уменьшается, что дополнительно повышает эффективность гидравлической системы.

Таким образом, результаты исследования подтверждают, что основным направлением оптимизации конструкции МК ГУ является рациональный выбор диаметра каналов при минимально возможной длине их трассировки. Такой подход обеспечивает снижение гидравлических потерь, уменьшение энергозатрат и минимизацию значения целевой функции, что позволяет повысить экономическую и эксплуатационную эффективность проектируемой гидравлической системы.

Список литературы

1. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников. — 4-е изд. перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 2004. — 510 с.
2. Красневский, Л.Г. Роль наукоемких компонентов в машиностроении / Л.Г. Красневский // Современные методы проектирования машин: респ. межведомств. сб. науч. тр.: в 7 т. / под общ. ред. П.А. Витязя; редкол.: П.А. Витязь [и др.]. — Мн., 2004. — Вып. 2, т. 1. — С. 47–50.
3. Пинчук, В.В. Минимизация гидравлических потерь давления в каналах соединительно-монтажного модуля при построении структурных схем агрегатно-модульных гидроблоков управления технологического оборудования / В.В. Пинчук, С.Ф. Андреев, Е.В. Иноземцева // Вестник ГГТУ имени П.О. Сухого. — 2016. — № 4. — С. 41–45.
4. Пинчук, В.В. Расчет и конструирование агрегатно-модульных гидроблоков управления гидроприводов технологических машин: монография / В.В. Пинчук, В.К. Шелег. — Гомель: ГГТУ имени П.О. Сухого, 2010. — 270 с.
5. Пинчук, В.В. Комбинированные модели гидроблоков управления / В.В. Пинчук // Вестник БНТУ. — 2006. — № 4. — С. 44–46.
6. Прохоров, А.Ф. Конструктор и ЭВМ / А.Ф. Прохоров. — М.: Машиностроение, 1987. — 272 с.
7. Фролов, К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения / К.В. Фролов. — М.: Машиностроение, 1984. — 224 с.
8. Справочник технолога машиностроителя: в 2 т / под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещярокова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1985. — Т. 1 / В.Б. Борисов, Е.И. Борисов, В.Н. Васильев [и др.]. — 656 с.
9. Пинчук, В.В. Оптимизация параметров соединительно-монтажных модулей при конструировании гидроблоков управления машин / В.В. Пинчук, А.А. Гинзбург, О.К. Гурбан // Известия Национальной академии наук Беларуси. — 2025. — Т. 70, № 2. — С. 136–144.

Yankovets M.A., Pinchuk V.V., Gurban O.K.

Calculation and design of hydraulic drive components by optimizing the parameters of hydraulic channels

The parameters of hydraulic channels in hydraulic drive components and their impact on the performance of hydraulic control units are assessed. The variability of structural solutions during their design is considered, which is one of the reasons for the reduced efficiency of hydraulic control units (HCUs) for process equipment drives. Optimizing the parameters of hydraulic channels in mounting housings for calculating and designing hydraulic drive components improves the efficiency of HCUs design. The conducted research and analysis of the obtained results confirm that rational selection of mounting housing channel parameters improves the economic and operational efficiency of the designed hydraulic system.

Поступила в редакцию 29.07.2026.

УДК 658.512.2; 004.896

В.В. БОХОНКО; А.В. ШМЕЛЁВ, канд. техн. наук, доц.; В.И. ИВЧЕНКО;
А.А. КОНСТАНТИНОВА
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь,

РАЗРАБОТКА КОНЦЕПЦИИ УНИВЕРСАЛЬНОЙ КИБЕРФИЗИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭРГОНОМИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО МЕСТА ВОДИТЕЛЯ

Разработана концепция универсальной киберфизической системы (КФС) для комплексной эргономической оценки рабочего места водителя (РМВ) на ранних стадиях проектирования. Структура КФС включает физический, интеграционный и виртуальный компоненты. Система интегрирует параметрическое CAD/CAE-моделирование, цифровой двойник, антропометрическое моделирование, компьютерное зрение, VR/AR, а также автоматизированную оценку эргономических характеристик РМВ с учетом требований нормативных документов. Реализация КФС предусматривает использование MediaPipe Pose, CAD/CAE-систем, Unreal Engine 5, OpenXR и VR/AR для автоматизированного анализа эргономических данных. Предлагаемая концепция КФС может быть использована в качестве нового решения при эргономическом проектировании рабочих мест водителей транспортных средств, обеспечивая сокращение количества итераций физического макетирования, повышение обоснованности конструкторских решений и эффективности процесса проектирования.

Ключевые слова: *эргономика, дизайн-проектирование, рабочее место водителя, цифровое моделирование человека, нейронные сети, киберфизическая система*

Введение. В условиях высокой конкуренции в автомобилестроении повышение эффективности процессов проектирования приобретает стратегическое значение. Дизайн является одним из ключевых факторов повышения конкурентоспособности продукции [1]. Развитие цифровых технологий, включая машинное обучение, технологии расширенной реальности (XR) и искусственный интеллект, создает новые возможности для сокращения сроков разработки, снижения затрат и повышения качества изделий при одновременном соблюдении технических и потребительских требований [2].

Одним из важнейших этапов дизайн-проектированиятранспортных средств является разработка интерьера, в частности эргономическое проектирование РМВ. Рациональная организация РМВ обеспечивает повышение безопасности управления, снижение физиологической нагрузки и утомляемости водителя, а также улучшение эксплуатационных характеристик транспортного средства [3].

При этом эргономическое проектирование РМВ остается трудоемким процессом, поскольку требует учета антропометрических характеристик человека, взаимного расположения органов управления, сиденья и элементов интерьера. Существенной проблемой является ограниченная возможность оперативной и объективной оценки эргономических параметров на ранних стадиях разработки.

Совокупность подходов, инструментов и аппаратно-программных решений, предназначенных для проектирования, моделирования, анализа и оценки эргономических характеристик РМВ на различных этапах разработки транспортных средств, составляют технологии эргономического проектирования. В настоящее время в эргономическом проектировании применяются следующие технологии: цифровое, физическое макетное и гибридное (киберфизическое) моделирование [4]. Однако существующие решения имеют ряд ограничений: цифровые методы не обеспечивают полного эффекта взаимодействия с объектом, а физические макеты зачастую не интегрированы с инженерными CAD/CAE-данными и не обеспечиваются строгой методологией эргономического анализа.

Актуальные исследования, представленные в открытой печати в области эргономики, ориентированы преимущественно на разработку легковых автомобилей. В сегменте коммерческого транспорта сохраняется недостаток методик проектирования РМВ, учитывающих специфику грузовых и пассажирских транспортных средств: широкий диапазон антропометрических характеристик водителей, длительное время пребывания за рулем, повышенные динамические нагрузки, выполнение вторичных задач и разнообразие компоновок кабин [5, 6]. При этом мало развиты методы, позволяющие объединить аналитические расчеты, CAD-моделирование и иммерсивную оценку эргономики в единой цифровой среде.

Одним из перспективных направлений развития эргономического проектирования является применение КФС, объединяющих цифровые двойники человека и транспортного средства, технологии виртуальной и дополненной реальности, средства автоматизированного анализа и управления инженерными данными. Их использование позволяет реализовать многовариантную оценку компоновок, снизить количество физических прототипов и обеспечить интеграцию объективных расчетных данных с результатами взаимодействия пользователя в виртуально-физической среде [7].

В настоящее время активно развиваются направления, связанные с созданием цифровых двойников водителя, применением XR-технологий для оценки эргономики кабин и использованием методов искусственного интеллекта для оптимизации расположения органов управления и анализа взаимодействия человека с интерфейсами [8–10]. Однако в открытых источниках отсутствуют описания методик разработки КФС, обеспечивающих совместную работу с цифровыми манекенами, CAD-системами, средствами автоматизированной

эргономической оценки и иммерсивными технологиями применительно к различным типам транспортных средств.

Таким образом, разработка методики эргономического проектирования РМВ на основе КФС, объединяющей методы цифрового моделирования, математического анализа, технологий расширенной реальности и инженерного проектирования, является актуальной научной задачей. Реализация такого подхода позволит создать единую цифровую среду для проектирования, анализа и оценки эргономики РМВ, сократить сроки разработки и снизить затраты на изготовление физических прототипов.

Современные технологии эргономического проектирования РМВ, их преимущества и недостатки. Классификация современных технологий эргономического проектирования РМВ по степени интеграции физического и цифрового моделирования включает цифровое, физическое макетное и гибридное (киберфизическое) моделирование.

Ключевыми эргономическими характеристиками, оцениваемыми с использованием средств названных технологий, являются антропометрическая совместимость, рабочая поза (положение тела), параметры зоны досягаемости, размещение и компоновка органов управления, давление на контактные поверхности, поля обзора, усилия на органах управления, показатели комфорта, а также общий эргономический индекс (интегральная оценка). Эти показатели позволяют проводить количественную оценку рабочей позы и ее соответствия физиологическим возможностям человека. В таблице 1 представлены основные эргономические характеристики и измеряемые параметры [11].

Методы и средства цифрового моделирования предназначены для создания математических и геометрических моделей объекта, позволяющих выполнять анализ и оценку его характеристик с использованием программных средств CAD/CAE. В практике цифрового моделирования широко применяются методы, реализуемые непосредственно в специализированных программных комплексах CAD и системах цифровых антропоморфных моделей. К ним относятся имитационное моделирование рабочих задач и последовательностей движений с использованием цифровых манекенов, автоматизированный анализ рабочих поз и нагрузок по стандартизированным эргономическим методикам, построение и оценка зон досягаемости и полей зрения, а также виртуальная сборка с проверкой коллизий и доступности элементов. Для выявления современных технических решений, относящихся к данной технологии, был проведен анализ патентной документации. Обобщение результатов показывает, что большинство охраняемых разработок, в частности патенты [12–16], посвящены методам антропометрического или эргономического проектирования. Предлагаемые в них методы базируются на математическом моделировании человека, учете диапазонов регулировок и автоматизированной оценке досягаемости, углов видимости и других параметров.

Методы цифрового моделирования характеризуются высокой степенью формализации, возможностью проведения эргономической оценки на ранних стадиях проектирования, сравнительно низкой стоимостью применения и высокой модульностью, обеспечивающей оперативное изменение параметров моделей. К основным недостаткам данных методов относятся отсутствие иммерсивного взаимодействия с проектируемым рабочим местом, ограниченное пространственное восприятие, отсутствие тактильной обратной связи, что снижает точность оценки эргономических параметров, а также необходимость высокой квалификации специалистов для корректной интерпретации результатов.

Средства технологии цифрового моделирования представлены современным специализированным программным обеспечением и цифровыми инструментами. К ним относятся системы автоматизированного проек-

Таблица 1 — Основные оцениваемые эргономические характеристики и параметры

Эргономическая характеристика	Измеряемый показатель
Антропометрическая совместимость	Степень соответствия размеров рабочего места антропометрическим параметрам водителя, % аккомодации или мм
Зоны досягаемости органов управления	Расстояния до органов управления без чрезмерного наклона, мм или %
Поле обзора	Угол и площадь видимого пространства (приборная панель, зеркала, дорога), °, м^2 или % охвата
Углы суставов	Углы в ключевых суставах (плечо, локоть, бедро, колено, шея), °
Диапазоны регулировок сиденья и органов управления миллиметры	Диапазон перемещения элементов рабочего места, мм
Усилия на органах управления	Сила, необходимая для взаимодействия с органами управления, Н или Н·м
Распределение давления на опорные поверхности	Распределение давления на сиденье, спинку, подлокотники, кПа
Параметры посадки	Положение тела водителя относительно элементов рабочего места, ° или мм
Комфорт пользователя	Субъективный и объективный уровень удобства и утомляемости, баллы (по шкале)
Время выполнения операций	Продолжительность выполнения типовых действий, с
Траектории движений	Пути перемещения конечностей и тела, мм или °
Когнитивная нагрузка	Уровень умственной нагрузки при взаимодействиис интерфейсом, баллы
UX/HMI-взаимодействие	Эффективность взаимодействия водителя с органами управления и интерфейсами, баллы (по шкале) или время реакции (с)
Общий эргономический индекс	Интегральная оценка эргономичности рабочего места, условные единицы (0–100)

тирования CAD/CAE (Catia, Siemens NX), программные комплексы для математического и имитационного моделирования, а также цифровые антропоморфные модели — Jack, RAMSIS, DELMIA Ergonomics, AnyBody Modeling System [17].

Методы физического макетного моделирования основаны на экспериментальной оценке эргономических характеристик рабочего места водителя с использованием физических макетов и посадочных стендов. Эргономическая оценка выполняется на основе экспертного анализа и инструментальных измерений параметров посадки, досягаемости, обзорности и удобства управления. Испытания проводятся путем последовательной регулировки положения сиденья, рулевого колеса, педального узла и других элементов рабочего места с последующей оценкой эргономических характеристик представителями различных антропометрических групп.

В качестве средств реализации данного подхода используются антропометрические манекены, посадочные стенды и симуляторы, выполняемые в натуральную величину или в масштабе в зависимости от этапа проектирования и решаемых задач. Данные стенды не используют виртуальную визуализацию — оценка эргономики проводится непосредственно на физическом объекте с участием испытателя. Они могут быть модульными, но чаще адаптированы под конкретный тип техники и требуют значительных усилий для перенастройки. Физические стенды редко интегрируются с CAD-системами и обычно применяются как автономные испытательные установки.

Анализ патентной информации показывает, что развитие технологий физического макетного моделирования направлено преимущественно на совершенствование адаптивных элементов рабочего места водителя, конфигурируемых интерьеров и систем автоматической настройки параметров посадки под пользователя. Указанные направления отражены в патентах [18–21].

Одним из примеров реализации методов физического макетного моделирования является модульный эргономический стенд компании Daimler AG (рисунок 1) [22]. Стенд представляет собой модульную физическую платформу, которая позволяет оперативно реализовать и оценить различные конфигурации интерьера автомобиля. Это достигается благодаря возможности широкого диапазона настроек положения сиденья, рулевого колеса и педалей для изучения комфорта, досягаемости, поз водителя, а также имитации геометрии интерьера от спорткаров до грузовиков, трамваев и концептов. Модульные блоки двигаются по направляющим с помощью электроприводов.

Рассматриваемые решения носят преимущественно пользовательско-ориентированный характер, так как направлены на повышение комфорта и удобства водителя. Они не предназначены для поддержки процесса проектирования и не ориентированы на нужды инженеров и дизайнеров на этапах разработки. Данные решения не образуют единой целостной среды разработки, позволяющей интегрировать все этапы проектирования, симуляции и верификации в рамках одной киберфизической платформы.

Физические стенды обеспечивают высокую точность оценок контролируемых параметров, позволяют проводить достоверные испытания с участием человека, эффективны для оценки статических рабочих поз и динамических процессов взаимодействия оператора с органами управления, дают возможность взаимодействовать с реальными органами управления и подходят для финальной валидации решений. Однако они характеризуются низкой модульностью — любая корректировка компоновки требует частичной или полной переделки макета, что делает неэффективным их применение на ранних стадиях проектирования, когда изменения вносятся постоянно. Кроме того, такие стенды имеют высокую стоимость и слабую интеграцию с инженерными данными (3D-модели и параметрические данные из CAD-систем, результаты расчетов и симуляций из CAE-систем, компоновочные параметры), в связи с чем они практически не используются до момента, когда основные компоновочные решения уже приняты в CAD/CAE [23].

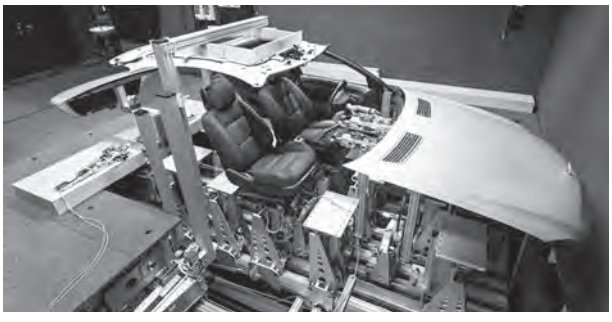


Рисунок 1 — Модульный эргономический стенд компании Daimler AG [22]

Методы гибридного (киберфизического) моделирования основаны на интеграции физического взаимодействия испытателя с реальными органами управления и виртуальной иммерсивной средой. Основными методами являются комплексная эргономическая оценка, включающая субъективные ощущения испытателя и объективные измерения параметров посадки, досягаемости, обзорности, углов видимости и динамических характеристик. Методика предусматривает быстрое изменение виртуальных сценариев (интерьер, приборная панель, внешнее окружение, условия освещения) при сохранении реальной физической обратной связи от органов управления. Это позволяет проводить сравнительные испытания различных конфигураций РМВ в короткие сроки с участием испытателей разной антропометрии.

Средства киберфизического моделирования представляют собой интеграцию реального физического каркаса рабочего места (сиденье, рулевое колесо, педальный узел и другие органы управления) с системами иммерсивных технологий. К ним относятся средства виртуальной, дополненной и смешанной реальности, системы проекционной визуализации, отслеживания движений, а также специализированное программное обеспечение, синхронизирующее физическую и цифровую части. Данные системы активно интегрируются с CAD/CAE-платформами и цифровыми двойниками изделия и человека, образуя полноценные КФС.

Согласно анализу патентной информации, основными направлениями развития технологий гибридного (киберфизического) моделирования являются интеграция физических и виртуальных компонентов рабочего места, расширение применения XR-технологий, автоматизация эргономической оценки и создание киберфизических платформ. Данные направления отражены в патентах [24–28].

Некоторые автомобильные компании имеют собственные разработки, относящиеся к гибридным системам. Например, компания BMW имеет высокодинамические стенды с подвижными платформами и визуализацией (рисунок 2). Они применяются для оценки посадки, обзорности, взаимодействия с интерфейсами и поведения водителя в различных сценариях [29].

Аналогичный стенд VI-grade DiM250 с уникальной запатентованной архитектурой 9 DoF, позволяющей точно воспроизводить высокочастотные вибрации, имеет компания Ford Motor Company (рисунок 3). Ford использует его для ускоренной отработки динамики, комфорта, управляемости и систем ADAS [30].

Компания Porsche AG использует стенд с подвижной платформой и многосторонней визуализацией (рисунок 4) [31], а также неподвижный стенд с многоэкранной системой для оперативной проработки эргономики, HMI и калибровки систем.

Отдельным направлением в рамках киберфизического моделирования являются КФС, в которых используются технологии расширенной реальности с различной степенью интеграции с инженерными системами. Например, HMD-based (рисунок 5) компании Volkswagen Group — это КФС, сочетающая регулируемый физический прототип кабины, систему движения и визуализацию через шлем виртуальной реальности. Система позволяет анализировать интерьер с точки зрения водителя в полностью виртуальной среде и дает возможность оценки эргономики на ранней стадии проектирования [32].

К данным решениям относится КФС Concept Lab от компании Italdesign (рисунок 6), в которой объединены физическая составляющая, иммерсивная XR-среда, совместная работа специалистов и интеграция с CAD/PLM. Concept Lab позволяет инженеру погружаться в виртуальную среду проектируемого продукта, взаимодействовать с ним и принимать решения совместно с другими участниками процесса в одно и то же время. Concept Lab в большей степени ориентирована на визуализацию и совместную работу, чем на формализованную методику эргономического проектирования [33].

КФС создают высокий уровень погружения и реалистичное пространственное восприятие, поддерживают совместную работу специалистов, позволяют проводить раннюю эргономическую оценку, обладают высокой модульностью, обеспечивают интеграцию с инженерными системами и предоставляют возможность оценки динамических параметров деятельности водителя, включая анализ рабочих движений, кинематики, временных характеристик выполнения операций и взаимодействия с органами управления в различных сценариях эксплуатации. Среди недостатков можно выделить ограниченную тактильную и силовую обратную связь, высокие требования к вычислительным ресурсам и оборудованию, необходимость в специальной подготовке пользователей для работы с XR-оборудованием и ПО. В ряде решений отсутствует методологическая формализованность и возможны проблемы с точностью трекинга движений и калибровкой.

Несмотря на активное развитие цифровых технологий и средств иммерсивного моделирования, существующие технологии эргономического проектирования по-прежнему ориентированы на решение отдельных задач и не обеспечивают комплексную поддержку всего процесса разработки РМВ. Проведенный анализ пока-

Рисунок 2 — Стенд компании BMW [29]

Рисунок 3 — Стенд VI-grade DiM250 компании Ford Motor Company [30]

Рисунок 4 — Стенд компании Porsche AG [31]

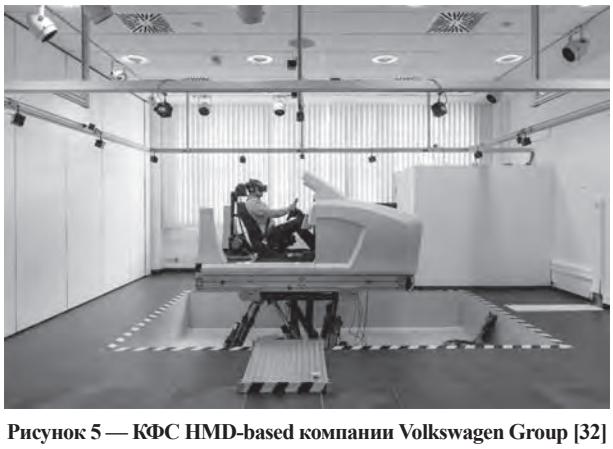


Рисунок 5 — КФС HMD-based компании Volkswagen Group [32]

Рисунок 6 — КФС Concept Lab компании Italdesign [33]

зывает, что развитие указанных технологий направлено на переход от традиционного проектирования к цифровым, иммерсивным и интегрированным технологиям.

В таблице 2 приведено сравнение рассмотренных технологий проектирования РМВ по особенностям оценки различных эргономических характеристик.

Для объективного сравнения существующих технологий эргономического проектирования были выбраны критерии, основанные на анализе научных публикаций по проектированию и оценке эргономики транспортных средств, оценке достоверности симуляторов и вопросам интеграции указанных технологий в процесс проектирования [34–42]. Выбранные критерии отражают основные требования к современным средствам эргономического проектирования РМВ и позволяют комплексно оценить их технические возможности, достоверность результатов, экономическую эффективность и перспективность для использования в разработке новых или модернизируемых машин.

Предлагаемые критерии сравнительной оценки эффективности технологий эргономического проектирования РМВ:

- модульность: характеризует возможность быстрой адаптации системы к различным вариантам компоновки и конструктивным изменениям рабочего места [35];
- иммерсивность: отражает степень реалистичности восприятия и взаимодействия пользователя с проектируемым рабочим местом в виртуальной среде [36];
- физическая достоверность: определяет соответствие моделируемых воздействий реальным условиям эксплуатации транспортного средства [37];
- методологическая формализованность: характеризует наличие стандартизированных процедур, количественных показателей и объективных методов оценки эргономики [38];
- интеграция с CAD/CAE-системами: показывает возможность использования инструмента в существующем процессе цифрового проектирования [39];
- возможность оценки эргономики на ранних этапах проектирования: характеризует применимость технологии эргономического проектирования для анализа конструкции до изготовления физических прототипов [40];
- анализ динамической эргономики и поведения водителя в различных сценариях: отражает способность анализировать движения человека, изменение позы, когнитивную нагрузку и различные сценарии эксплуатации, включая автоматизированное управление [41];
- стоимость и ориентация на процесс проектирования: характеризуют практическую доступность внедрения метода и средства в условиях промышленного предприятия [42];
- трудоемкость подготовки специалистов: характеризует затраты времени, ресурсов и уровень квалификации, необходимые для обучения персонала работе с технологией, а также сложность освоения ее средств и методов [42].

Таблица 2 — Сравнение технологий проектирования РМВ по особенностям оценки эргономических характеристик

Эргономическая характеристика	Метод оценки эргономических характеристик		
	цифровое моделирование	физическое макетное моделирование	гибридное (киберфизическое) моделирование
Антропометрическая совместимость	Расчет по цифровому манекену	Экспериментальная проверка с участием испытуемых	Автоматизированная оценка в реальном времени
Зоны досягаемости органов управления	Геометрический анализ	Измерение на посадочном стенде	Автоматический анализ траекторий движения
Поле обзора	Расчет углов обзора	Измерение обзорности	Анализ обзора в виртуальной / смешанной среде
Суставные углы	Расчет кинематики	Измерение суставных углов с применением системы отслеживания движений	Отслеживание движений в режиме реального времени
Диапазоны регулировок сиденья и органов управления	Параметрическое моделирование	Измерение физических диапазонов	Автоматическая регистрация регулировок
Усилия на органах управления	Не оцениваются	Прямое инструментальное измерение	Измерение с регистрацией данных
Распределение давления на опорные поверхности	Не оценивается	Измерение давления датчиками	Измерение давления датчиками с синхронизацией
Параметры посадки	Расчетные значения	Экспериментальные измерения	Автоматическое определение положения тела
Комфорт пользователя	Экспертная оценка	Анкетирование и субъективные шкалы	Комплексная субъективно-объективная оценка
Время выполнения операций	Не оценивается	Хронометраж	Автоматическая регистрация
Траектории движений	Ограниченное моделирование	Видеозапись	Отслеживание движений в режиме реального времени
Когнитивная нагрузка	Не оценивается	Ограниченная экспертная оценка	Комплексная оценка совместно с XR
UX/HMI взаимодействие	Ограниченная экспертная оценка	Пользовательское тестирование	Интерактивная оценка в XR
Общий эргономический индекс	Расчет по цифровой модели	Расчет по экспериментальным данным	Автоматический интегральный расчет

Таблица 3 — Сравнение технологий эргономического проектирования РМВ по критериям эффективности

Критерий	Технологии эргономического проектирования		
	цифровое моделирование	физическое макетное моделирование	гибридное (киберфизическое) моделирование
Модульность	Присутствует	Присутствует	Присутствует
Иммерсивность	Отсутствует	Отсутствует	Присутствует
Физическая достоверность	Отсутствует	Присутствует	Присутствует
Методологическая формализованность	Присутствует	Присутствует	Присутствует
Интеграция с CAD/CAE	Присутствует	Отсутствует	Присутствует
Оценка эргономики на ранних этапах проектирования	Присутствует	Отсутствует	Присутствует
Оценка динамической эргономики и поведения водителя в различных сценариях	Отсутствует	Присутствует	Присутствует
Стоимость технологии	Низкая	Высокая	Высокая
Ориентация на процесс проектирования	Присутствует	Присутствует	Присутствует
Трудоемкость подготовки специалистов	Присутствует	Присутствует	Присутствует

В таблице 3 рассмотренные технологии эргономического проектирования РМВ соотнесены с выбранными критериями эффективности.

Результаты сравнительного анализа показывают, что гибридное (киберфизическое) моделирование является наиболее совершенной технологией эргономического проектирования РМВ, поскольку в полной мере соответствует всем рассмотренным критериям. С этой целью в работе предлагается концепция универсальной КФС для эргономического проектирования рабочего места водителя. Данная концепция акцентирует внимание на устранении выявленного пробела — обеспечении высокой методологической формализованности и внедрении четкой, воспроизводимой методики эргономического проектирования, сохраняя при этом все сильные стороны гибридного (киберфизического) моделирования.

В отличие от большинства существующих решений, ориентированных преимущественно на легковые автомобили, предлагаемая концепция КФС сформирована с учетом характерных особенностей грузовых и пассажирских транспортных средств: более широкого диапазона антропометрических данных водителей, обусловленного частой сменой персонала, повышенных динамических нагрузок и существенных различий в компоновке кабин (от магистральных тягачей до городских автобусов). Это позволяет обеспечить адаптируемость системы к широкому спектру типов коммерческого транспорта на ранних стадиях проектирования.

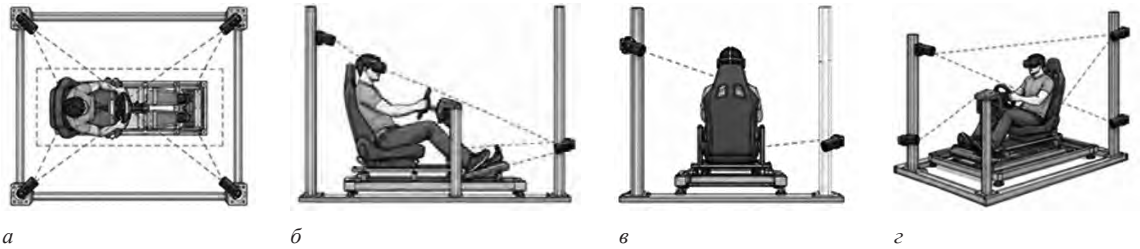
Концепция киберфизической системы для эргономического проектирования и оценки РМВ. Концепция КФС основана на гибридном взаимодействии физического и виртуального прототипов РМВ (рисунок 7). Научная новизна предлагаемой концепции заключается в комплексной интеграции технологий цифрового и физического макетного моделирования, цифровых двойников, XR-технологий, методов автоматизированной эргономической оценки и инженерных систем CAD/CAE в рамках единой КФС, обеспечивающей непрерывную связь (обмен данными) между физическим макетом, цифровым двойником РМВ и алгоритмами объективной эргономической оценки.

На рисунке 8 представлено схематическое описание КФС. Предлагаемый подход объединяет три функциональных уровня: физический, интеграционный, виртуальный (см. рисунок 8). Система построена на принципе цифрового двойника, обеспечивающего непрерывную синхронизацию между физическим макетом и виртуальной моделью.

Физический уровень представлен модульным макетом РМВ и обеспечивает взаимодействие оператора-испытателя с реальным рабочим местом водителя и получение первичных данных о его позе, движениях и действиях. На этом уровне реализуется возможность проведения натурных испытаний с участием человека, оценки взаимодействия с органами управления, а также сбора исходной информации для последующей обработки на интеграционном уровне.

Интеграционный уровень обеспечивает обработку первичных данных, полученных, например, с RGB-камеры, создание цифрового двойника и проведение эргономического анализа. Цифровой двойник является центральным компонентом интеграционного уровня. Взаимодействие между компонентами уровня осуществляется с минимальной задержкой по протоколам UDP/TCP.

Виртуальный уровень отвечает за визуализацию данных (с помощью устройств расширенной реальности) и интерфейсы взаимодействия: визуализируются отчеты, уведомления и рекомендации по результатам эргономического анализа, а также интерактивная вир-



а *б* *в* *г*

Рисунок 7 — Схематичное представление физической части КФС: вид: *а* — сверху; *б* — сбоку; *в* — сзади; *г* — 3/4

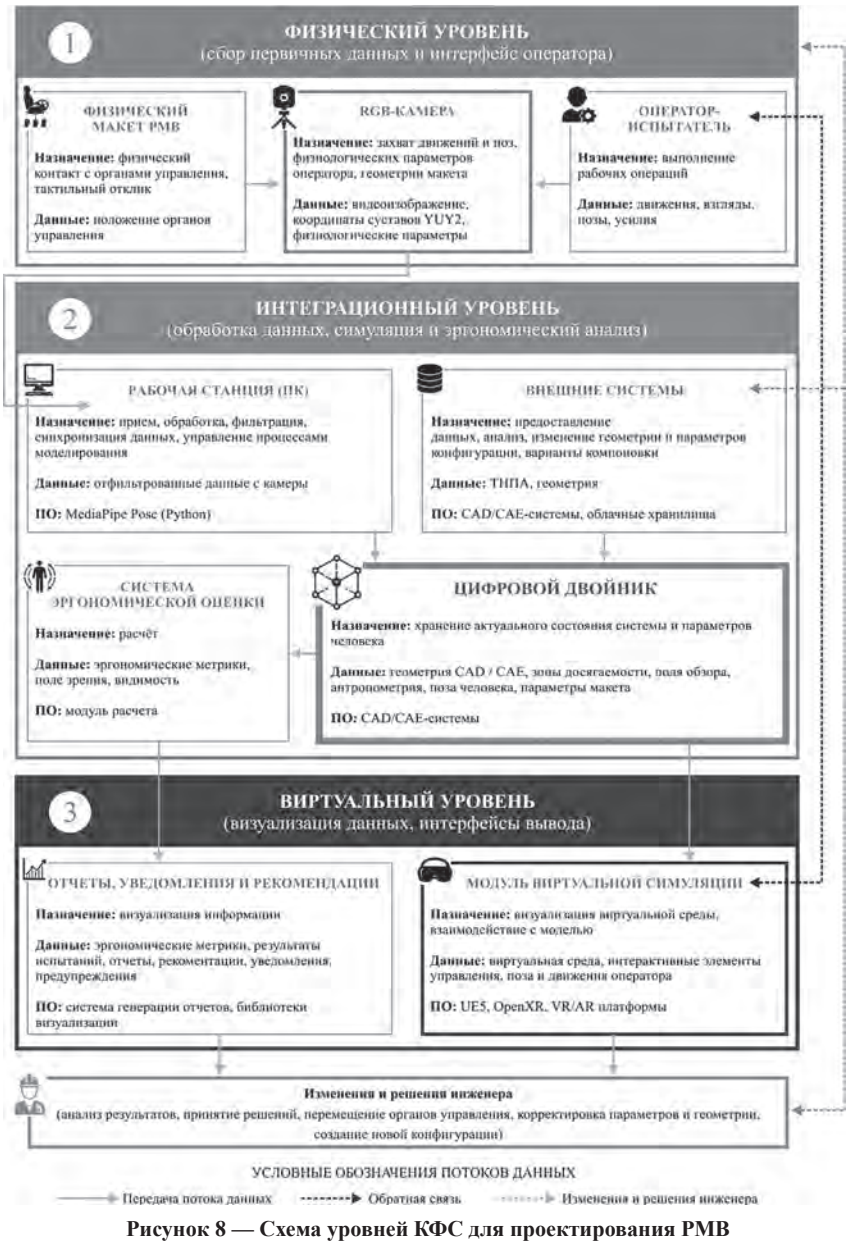


Рисунок 8 — Схема уровней КФС для проектирования РМВ

туальная среда кабины с возможностью иммерсивного взаимодействия.

КФС обеспечивает цикл обмена данными между уровнями: данные от физического уровня через интеграционный поступают на виртуальный, где визуализируются результаты и генерируются отчеты и рекомендации. Инженер анализирует полученную информацию, принимает решения, вносит изменения в конфигурацию макета РМВ и геометрию CAD, затем осуществляет соответствующие корректировки физического макета.

Функционирование КФС основано на совместном использовании четырех взаимосвязанных математических моделей.

1. Антропометрическая модель человека описывает геометрические параметры пользователя (рост, масса, длины сегментов конечностей) и применяется для масштабирования цифрового манекена. Для получения длины конкретного сегмента тела (например, длины бедра, голени, плеча или предплечья) для целевой группы водителей используется формула нормального (Гауссова) распределения [43]:

$$L_i = \mu_i + z_p \cdot \sigma_i, \tag{1}$$

где μ_i — среднее арифметическое длины сегмента тела для репрезентативной выборки (из справочников ISO 7250, ANSUR или национальных антропометрических баз данных); σ_i — стандартное отклонение для данного сегмента; $z_p = \Phi^{\{-1\}}(p)$ — квантиль нормального распределения для заданного перцентиля p.

2. Кинематическая модель человека представляет тело человека в виде совокупности звеньев и суставов с заданными степенями свободы, обеспечивая расчет пространственного положения и ориентации сегментов цифрового манекена. Для определения положения каждого звена относительно предыдущего используется метод однородных преобразований Денавита–Хартенберга, в котором переход между системами координат описывается матрицей размерностью 4×4 [44, 45]:

$$^{\{i-1\}}_{i}T = \begin{bmatrix} R(\theta_i, a_i) & \vec{p}(\theta_i, a_i, d_i) \\ 0^T & 1 \end{bmatrix}, \tag{2}$$

где R — матрица вращения, задающая угловую ориентацию сегмента; $\vec{p}$ — вектор перемещения, определяющий координаты центра сустава; 0^T и 1 — вспомогательные элементы однородных координат, позволяющие математически объединить поворот и перенос в одну операцию матричного умножения. Геометрические параметры a_i и d_i определяются на основе длин сегментов L, рассчитанных в антропометрической модели по (1). Это позволяет последовательно вычислять положение всех сегментов манекена в пространстве с учетом заданных анатомических ограничений суставов.

Для исключения воспроизведения математически возможных, но физиологически недопустимых (неестественных) движений виртуального манекена на каждый обобщенный суставной угол θ_j накладываются жесткие двусторонние граничные условия неравенства:

$$\theta_{min} \le \theta_j \le \theta_{max},$$

где θ_{min} и θ_{max} — анатомически допустимые пределы изменения угла в суставе j. Дополнительно выделяются комфортный и допустимый диапазоны углов, используемые при оценке степени удобства позы. Модель обеспечивает корректное воспроизведение позы пользователя и является основой для расчета суставных углов, используемых на этапе эргономического анализа [44, 45].

Биомеханическая модель человека предназначена для анализа диапазонов движений и оценки соответствия позы физиологическим возможностям человека. На основе координат анатомических точек, полученных от MediaPipe Pose, формируются пространственные векторы смежных сегментов тела $\vec{u}$ и $\vec{v}$. Для расчета углов в суставах применяется формула скалярного произведения векторов [46]:

$$\theta = \arccos\left(\frac{\vec{u}\cdot\vec{v}.}{|\vec{u}|\cdot|\vec{v}|}\right), \quad (3)$$

где $\vec{u}$ и $\vec{v}$ — векторы, соединяющие сустав с соседними анатомическими точками. Полученные значения суставных углов используются для оценки диапазонов движений, выявления отклонений от рекомендуемых поз и последующего эргономического анализа [45, 46].

Эргономическая модель человека реализует количественную оценку рабочей позы посредством вычисления эргономических характеристик и их сравнения с критериями международных стандартов ISO 11226, ISO 9241 и других нормативных документов [47].

Все перечисленные модели интегрированы в цифровой двойник рабочего места, представляющий собой единую информационную среду, формирующую цифровую модель РМВ и пользователя, обеспечивающую автоматизированную оценку расположения органов управления и показателей эргономики.

В таблице 4 представлены способы реализации основных целевых показателей эффективности предлагаемой КФС и практический эффект.

Модульность достигается за счет использования разборной рамы с перестраиваемыми креплениями. Иммерсивность обеспечивается взаимодействием с реальными органами управления при одновременном восприятии виртуального интерьера в масштабе 1:1 средствами VR (VR-шлем). Физическая достоверность достигается использованием реального сиденья и органов управления, чье положение синхронизируется с виртуальной моделью. Методологическая формализованность реализуется встроенной последовательностью оценки, включающей сбор антропометрических характеристик, расчет углов и формирование отчета. Интеграция CAD позволяет импортировать модели интерьеров для работы на ранних этапах. Ключевым отличием от аналогов является поддержка динамической эргономики — оценка позы не в статике, а в процессе имитации сценариев управления транспортным средством во времени.

В таблице 5 представлен предлагаемый состав средств аппаратно-программного комплекса для практической реализации предлагаемой КФС. При этом возможно использование альтернативных технических средств

Таблица 4 — Способы реализации основных целевых показателей эффективности предлагаемой КФС и практический эффект

Критерий	Способ реализации	Результат
Модульность	Унифицированная регулируемая платформа	Быстрая адаптация под различные транспортные средства
Иммерсивность	VR и физические органы управления	Повышение точности оценки рабочего места
Физическая достоверность	Реальное сиденье, руль, педали	Повышение достоверности оценки позы и движений
Методологическая формализованность	Автоматизированная методика оценки	Повышение повторяемости результатов
Интеграция с CAD	Импорт CAD-моделей	Возможность использования на ранних этапах проектирования
Возможность оценки динамической эргономики и поведения водителя в различных сценариях	Моделирование сценариев движения	Возможность оценки поведения водителя в динамике (во времени)

Таблица 5 — Предлагаемый состав средств аппаратно-программного комплекса КФС

Аппаратная часть		Программная часть	
компонент	назначение	ПО	функция
Камера (RGB)	Захват позы водителя	MediaPipe Pose (Python)	Извлечение координат суставов
Реальное сиденье	Формирование посадочной позы	Модуль расчета	Вычисление углов, параметров поз
Руль, педали	Реальные точки взаимодействия	Unreal Engine 5	Визуализация, оценка, VR
VR-очки (OpenXR)	Иммерсивное восприятие	OpenXR	Синхронизация VR
Рабочая станция	Обработка и визуализация	UDP / TCP	Передача данных в реальном времени

и программных решений в зависимости от конкретных задач исследования, доступных ресурсов и требований проекта, что позволяет гибко адаптировать систему без потери основных функциональных возможностей.

Модульный макет РМВ включает регулируемую разборную раму, воспроизводящую геометрию РМВ, регулируемое сиденье с контролем положения H-point, рулевое колесо и педальный узел. Конструкция стенда обеспечивает возможность быстрой реконфигурации под различные типы транспортных средств. RGB-камера обеспечивает отслеживание движений, поз, взгляда оператора-испытателя.

Основным инструментом извлечения данных о позе и движениях оператора является технология MediaPipe Pose, которая выполняет определение трехмерных координат 33 анатомических точек пользователя без использования маркерных костюмов. Выбор 33 ключевых точек обусловлен необходимостью детального учета положения головы, корпуса и конечностей для корректного расчета суставных углов при эргономическом анализе [48].

Для виртуальной симуляции целесообразно использовать платформу Unreal Engine 5 (UE5). Выбор данной платформы обусловлен ее развитой системой визуализации в реальном времени, широкими возможностями создания реалистичных физических взаимодействий объектов, а также полноценной поддержкой стандарта OpenXR. Кроме того, UE5 предоставляет инструменты анимации и систему Full Body IK, которая эффективно используется для адаптации координат пользователя к цифровому манекену с учетом анатомических ограничений суставов.

Алгоритм работы КФС состоит из 5 этапов: инициализация, захват, трансляция, анализ, фиксация. При инициализации происходит калибровка соответствия реального пола и «нулевой точки» макета с виртуальными координатами в UE5 через OpenXR. На этапе захвата видеопоток с камеры обрабатывается алгоритмом MediaPipe, формируя массив 3D-координат суставов. Координаты транслируются в UE5, где анимационный блюпринт (AnimBP) обновляет позу манекена. На этапе анализа математический модуль вычисляет суставные углы (сгибание/разгибание, отведение, ротацию) и линейные размеры (расстояния между ключевыми точками). На этапе фиксации полученные значения визуализируются в VR-интерфейсе (цветовая индикация) и записываются в лог-файл для последующей аналитической обработки — статистического анализа, сравнения с нормативными диапазонами (например, ISO 11226) и оптимизации компоновочных параметров.

Реализация предложенной концепции позволит сократить количество физических прототипов, выявить границы комфортных поз при вождении, а также детально учесть факторы взаимодействия водителя с транспортным средством, повысить достоверность и объективность принимаемых проектных решений и обеспечить проведение эргономической оценки на ранних этапах разработки транспортных средств.

Перспективы развития предлагаемой КФС. Развитие предлагаемой КФС предполагает интеграцию ИИ, который будет сохранять и анализировать данные тестов, с помощью средств машинного обучения формировать предпочтительные эргономические настройки под антропометрию пользователя, выявлять связи между параметрами рабочего места и характеристиками человека, а также накапливать базу решений. Это обеспечит переход от разовых оценок к системе накопленной экспертизы и интеллектуальной поддержке проектирования, отсутствующих в рассмотренных стендах и КФС [49].

Современные нейросетевые модели в эргономике на основе данных о позе человека генерируют конфигурации, совмещают физику и нейросети, выдавая рекомендации по углам суставов, положению тела и нагрузкам [50]. Однако нейросети с открытым исходным кодом не существует — коммерческие разработки (BMW, Toyota) закрыты. Универсальные модели, интегрированные в XR-среды и обученные на эмпирических данных для выдачи инженерных рекомендаций, также отсутствуют.

Интеграция ИИ в методику эргономического проектирования РМВ, объединяющую цифровое моделирование, XR и CAD, позволит перейти от экспертных оценок к интеллектуальной поддержке: автоматизации анализа данных, генерации оптимальных конфигураций, выявлению закономерностей и формированию рекомендаций. Поскольку универсальных открытых нейросетевых решений пока нет, развитие системы целесообразно вести с мониторингом и интеграцией перспективных достижений в области ИИ, а также разрабатывать и применять собственные решения.

Заключение. За последние пять лет крупные автомобильные компании (BMW, Volkswagen, Ford, Porsche) зарегистрировали значительное число разработок в области эргономического проектирования. Ожидается, что в ближайшие 2–3 года количество таких разработок продолжит расти, а акцент сместится на их активное практическое применение и внедрение лабораторных запатентованных методов эргономического проектирования РМВ в производственные процессы [12–16].

Цифровые технологии, включая XR, активно интегрируются в процессы проектирования на всех этапах, повышая конкурентоспособность разрабатываемых автомобилей. При этом эргономика РМВ остается одной из самых трудоемких и длительных задач, что стимулирует постоянное совершенствование подходов к ее решению.

Анализ существующих технологий эргономического проектирования РМВ показал, что общие тенденции развития направлены на цифровизацию, адаптивность, модульность и иммерсивность. Проведены сравнение рассмотренных технологий по особенностям оценки различных эргономических характеристик, обзор и анализ их методов и средств. Выявлено, что ни одно из средств рассмотренных технологий не позволяет полностью решить задачу повышения качества эргономического проектирования РМВ.

По результатам проведенного исследования предложена концепция КФС для эргономического проектирования и оценки РМВ, построенная на принципе цифрового двойника и организованная как замкнутый цикл, в котором передача данных и внесение корректировок инженером происходят на трех уровнях. Система функционирует за счет совместного использования четырех взаимосвязанных математических моделей и обеспечивает проведение комплексного эргономического проектирования и оценки РМВ на ранних этапах разработки с высокой степенью достоверности, объективности и адаптируемости к различным типам кабин коммерческого транспорта. Это позволяет повысить эффективность эргономического проектирования в целом за счет сокращения числа физических прототипов, более обоснованного выбора геометрических параметров и своевременного выявления эрго-

номических ограничений. Предлагаемая концепция КФС объединяет преимущества большинства рассмотренных решений.

Выявлено, что технологии ИИ внедряются в процесс эргономического проектирования: нейронные сети ускоряют оценку и накапливают базы решений, но пока остаются узкоспециализированными и закрытыми. Учитывая высокие темпы развития ИИ, можно прогнозировать их дальнейшую эволюцию в сторону универсальности, мультимодельности и открытости данных.

Список литературы

1. Singh, S. The role of innovation in achieving competitive advantage: a review of automobile industry trends / S. Singh, G.S. Rao // Journal of Informatics Education and Research. — 2025. — Vol. 5, iss. 2. — P. 6253–6259.
2. Despot, K. The role of artificial intelligence in automotive design / K. Despot, S. Srebrenkoska, V. Sandeva // KNOWLEDGE - International Journal. — 2023. — Vol. 61, iss. 3. — P. 423–429.
3. Rathod, A.B. A comprehensive review of the evolution, me thods, and emerging directions of automotive ergonomics in human vehicle systems / A.B. Rathod, R.T. Vyavahare // Discover Vehicles. — 2026. — Vol. 2. — DOI: https://doi.org/10.1007/s44465-026-00020-5.
4. Extended reality in industry and healthcare / B. Aruanno, M. Bordegoni, M. Carulli [et al.] // Journal of Computing and Information Science in Engineering. — 2025. — Vol. 25, iss. 12. — DOI: https://doi.org/10.1115/1.4070203.
5. Musculoskeletal disorders associated with occupational driving: a systematic review spanning 2006–2021 / O. Pickard, P. Burton, H. Yamada [et al.] // International Journal of Environmental Research and Public Health. — 2022. — Vol. 19, iss. 11. — DOI: https://doi.org/10.3390/ijerph19116837.
6. Fonseca, T. Monitoring technologies for truck drivers: a systematic review of safety and driving behavior / T. Fonseca, S. Ferreira // Applied Sciences. — 2025. — Vol. 15, iss. 12. — DOI: https://doi.org/10.3390/app15126513.
7. Human digital twins: a systematic literature review and concept disambiguation for industry 5.0 / B. Gaffinet, J.A.H. Ali, Y. Naudet, H. Panetto // Computers in Industry. — 2025. — Vol. 166. — DOI: https://doi.org/10.2139/ssrn.4911522.
8. Design guidelines for combining digital human modeling and virtual reality to foresee workplaces ergonomics issues during product development / A.G. Silva, R.V. Miguez, L.G.G. de Almeida [et al.] // Applied Sciences. — 2025. — Vol. 15. iss. 13. — DOI: https://doi.org/10.3390/app15137083.
9. Lawson, G. Future directions for the development of virtual reality within an automotive manufacturer / G. Lawson, D. Salanitri, B. Waterfield // Applied Ergonomics. — 2016. — Vol. 53, pt. B. — P. 323–330. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.apergo.2015.06.024.
10. Braidy, A. Research perspectives on innovation in the automotive sector / A. Braidy, S. Pokharel, T.Y. El Mekkawy // Sustainability. — 2025. — Vol. 17, iss. 7. — DOI: https://doi.org/10.3390/su17072795.
11. Automotive ergonomics / eds. H. Bubb, K. Bengler, R.E. Grunen, M. Vollrath. — Hessen: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021. — 714 p. — DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-658-33941-8.
12. 특허 KR 101053284B1, IPC G06F 17/50 (2006.01), G06F 17/40 (2006.01). 인체측정학적 제품 설계방법 및 그 방법을 이용한 컴퓨터 프로그램을 저장한 기록매체: № 10-2008-0120733: 출원일자 01.12.2008: 공개일자 06.10.2010 / 유희천, 정기효, 이원섭, 박장운, 강병길, 이정효, 엄주호, 박세권; 특허권자 한국항공우주산업 주식회사 = Patent KR 101053284B1, IPC G06F 17/50 (2006.01), G06F 17/40 (2006.01). Method for designing ergonomic products and recording media storing computer programs using the method: № 10-2008-0120733: filing date 01.12.2008: publ. date 06.10.2010 / Yoo H., Jeong K., Lee W., Park J., Kang B., Lee J., Um J., Park S.; applicant Korea Aerospace Industry Co., Ltd. — 36 p.
13. 專利 CN 105539854A, IPC B64D11/06 (2006.01), B64C13/06 (2006.01), B64D43/00 (2006.01). 一种飞机座舱驾驶工效设计与评估系统平台: № 201610041388.9: 申请日 21.01.2016: 申请公布日 04.05.2016 / 孙有朝, 张燕军, 王强, 胡宇群, 徐争前, 吴红兰, 刘璐; 申请人 南京航空航天大学 = = Patent CN 105539854A, IPC B64D11/06 (2006.01), B64C13/06 (2006.01), B64D43/00 (2006.01). Cockpit driving work efficiency designing and evaluating system platform: № 201610041388.9: filing date 21.01.2016: publ. date 04.05.2016 / Sun Y., Zhang Y., Wang Q., Hu Y., Xu Z., Wu H., Liu L.; applicant Nanjing University of Aeronautics and Astronautics. — 13 p.
14. 專利 CN 104575155A, IPC G09B 9/04 (2006.01). 一种全风挡平视显示的驾驶工效设计平台: № 201510055072.0: 申请日 03.02.2015: 申请公布日 29.04.2016 / 张燕军, 孙有朝; 申请人 扬州大学 = Patent CN 104575155A, IPC G09B 9/04 (2006.01). Driving ergonomics designing platform for all-windshield head-up display: № 201510055072.0: filing date 03.02.2015: publ. date 29.04.2016 / Zhang Y., Sun Y.; applicant Yangzhou University. — 7 p.
15. Patent US 8465078B2, IPC B60N 2/02 (2006.01). Method of designing a driver's compartment: № 13/191,266: filing date 26.07.2011: publ. date 18.06.2013 / Kahn N.; applicant Pladan Sasa Ltd. — 12 p.
16. Patent EP 3075591A3, IPC B60K 37/00 (2006.01), G06F 17/50 (2006.01), B60K 37/04 (2006.01), B62D 25/14 (2006.01), B60K 35/00 (2006.01). Method for improving ergonomics of a vehicle cockpit: № 15165221.1: filing date 27.04.2015: publ. date 05.10.2016 / Sendhoff B.; applicant Honda Research Institute Europe GmbH. — 3 p.
17. Polášek, P. Comparison of digital tools for ergonomics in practice / P. Polasek, M. Bureš, M. Šimon // Procedia Engineering. — 2015. — Vol. 100. — P. 1277–1285. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.01.494.
18. Application WO 2021116987, IPC B60N 2/42 (2006.1), B60N 2/68 (2006.1), B60N 2/888 (2018.1), B60N 2/90 (2018.1), B60N 2/879 (2018.1), B60N 2/02 (2006.1), B60N 2/22 (2006.1). Active upholstery for a vehicle seat: № PCT/IB2020/061799: filing date 27.04.2015: publ. date 05.10.2016 / Del Gaudio E.; applicant Italdesign-Giugiaro S.P.A. — URL: https://clck.ru/3VfogQ (date of access: 01.09.2026).
19. Patent US 11673520B2, IPC B60R 16/037 (2006.01), G06T 7/521 (2017.01). Method, device and system for automatically adjusting driver-related in-vehicle equipment: № 17/189,375: filing date 02.03.2021: publ. date 12.06.2023 / Li W., Fan Z., Li Y., Xu Y., Zhang X.; applicant Volvo Car Corporation. — 16 p.
20. Patent US 11654807B2, IPC B60N 2/68 (2006.01), B60N 2/809 (2018.01). Monocoque and semi-monocoque passenger seats with ergonomic design: № 16/560,477: filing date 04.09.2019: publ. date 23.05.2023 / Le N.T.P., Mansouri R., Parker C.M., Sikorski J.L.; applicant Safran Seats USA LLC. — 44 p.
21. Патент RU 2657141C2, МПК B60N 2/54 (2006.01), B60N 2/50 (2006.01), B60N 2/64 (2006.01), B60N 2/62 (2006.01), B60N 2/70 (2006.01), B60N 2/72 (2006.01), A47C 7/46 (2006.01). Сиденье транспортного средства с регулируемой подвеской: № 2015101942: заявлено 22.01.2015: опубл. 08.06.2018 / Лайн Дж.Э., Колич М., Ферретти Д.; заявитель ФОРД ГЛОУБАЛ ТЕКНОЛОДЖИЗ, ЭлЭлСи. — 28 с.
22. Bubb, I. Modular Ergonomic Mockup (MEPS) / I. Bubb // TUM School of Engineering and Design Technical University of Munich. — URL: https://www.mec.ed.tum.de/en/lfe/research/labs/modular-ergonomic-mockup/ (date of access: 30.06.2026).
23. Computer aided ergonomics: evaluation study of a interaction model for digital human models / A. Wolf, K. Fackler, M. Reulbach [et al.] // Proceedings of the Design Society. — 2022. — Vol. 2. — P. 663–672. — DOI: https://doi.org/10.1017/pds.2022.68.
24. 專利 CN 220752897U, IPC G09B 9/04 (2006.01). 一种模块化的汽车驾驶模拟器: № 202322259688.2: 申请日 22.08.2023: 申请公布日 09.04.2024 / 曾纪国, 郑朋玮, 张俊承; 申请人 南昌墨泥软件有限公司 = Patent CN 220752897U, IPC G09B 9/04 (2006.01). Modularized automobile driving simulator: № 202322259688.2: filing date 22.08.2023: publ. date 09.04.2024 / Zeng J., Zheng P., Zhang J.; applicant Mo Ni Xue Che (Jiangxi) Technology Co., Ltd. — 14 p.
25. 專利 CN 220137809U, IPC G09B 9/04 (2006.01), G09B 9/05(2006.01). 一种多模式一体的 VR 驾驶模拟机: №202320409699.1: 申请日07.03.2023: 申请公布日05.12.2023 / 马佰钰, 王涛, 陈超跃, 许凯龙, 张天祥, 于济铭, 陈梦璐; 申请人 大连科技学院 = Patent CN 220137809U, IPC G09B 9/04 (2006.01), G09B 9/05 (2006.01). Multi-mode integrated VR driving simulator: № 202320409699.1: filing date 07.03.2023: publ. date 05.12.2023 / Bai Y., Wang T., Chen C., Xu K., Zhang T., Yu J., Chen M.; applicant Dalian University of Technology. — 11 p.

26. 專利 CN 215770135U, IPC G09B 9/04 (2006.01). 一种VR模拟驾驶训练器: № № 202121123720.9: 申请日 25.05.2021: 申请公布日 08.02.2022 / 雷鹏飞, 张焕龙; 申请人 河北奥锐通用机械设备有限公司 = Patent CN 215770135U, IPC G09B 9/04 (2006.01). VR simulation driving training ware: № 202121123720.9: filing date 25.05.2021: publ. date 08.02.2022 / Lei P., Zhang H.; applicant Hebei Aureli General Machinery Equipment Co., Ltd. — 8 p.
27. Патент RU 2730697C2, МПК G09B 9/05 (2006.01). Симулятор подъемного крана, строительной машины или вилочного погрузчика: № 2018128141: заявлено 10.01.2017: опубл. 25.08.2020 / Палберг М., Реш Ю., Брандт С., Штайб Т.; заявитель ЛИБХЕРР-КОМПОНЕНТС БИБЕРАХ ГМБХ. — 20 с.
28. Patent US 20200035114A1, IPC G09B 9/04 (2006.01), A47C 1/00 (2006.01), A47C 3/025 (2006.01). Seat support mechanism of driving simulator for four-wheeled automobile: № 16/487,814: filing date 23.03.2018: publ. date 30.01.2020 / Koga T.; applicant IROC CO., LTD. — 10 p.
29. Tholund, M. BMW Group sets new standards for driving simulation. - #NEXTGen 2020 offers exclusive insights before the new Driving Simulation Centre starts work / M. Tholund // BMW Group. — URL: https://clck.ru/3VfvTX (date of access: 30.06.2026).
30. FCA automotive research & development centre houses DiM250, most advanced driving simulator in North America / VI-grade GmbH // PresseBox. — URL: https://www.pressebox.com/pressrelease/vi-grade-gmbh/fca-automotive-research-development-centre-houses-dim250-most-advanced-driving-simulator-in-north-america/boxid/975573 (date of access: 30.06.2026).
31. Objective criteria for motion-cueing evaluation / A. Ronellenfitsch, S. Dong, E. Baumgartner // Proc. of The Driving Simulation Conf. Europe 2019 VR, Strasbourg, 4–6 Sept. 2019 / Driving Simulation Association; ed. A. Kemeny. — 2019. — Vol. 4. — P. 85–91.
32. VRゴーグルを使った車両の開発：フォルクスワーゲンが仮想ワークフローを使用する方法 // Volkswagen = Development using VR glasses: How Volkswagen uses virtual workflows // Volkswagen. — URL: https://sp.volkswagen.co.jp/way-to-zero/development-using-vr-glasses-how-volkswagen-uses-virtual-workflows/ (date of access: 30.06.2026).
33. New Concept Lab // ITALDESIGN. — URL: https://www.italdesign.it/en/services/xr-concept-lab/new-concept-lab/ (date of access: 20.10.2026).
34. Driving simulator validation studies: a systematic review / S. Zhang, C. Zhao, Z. Zhang, Y. Lv // Simulation Modelling Practice and Theory. — 2025. — Vol. 138. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.simpat.2024.103020.
35. Digital twins to enhance the integration of ergonomics in the workplace design / F. Caputo, A. Greco, M. Fera, R. Macchiaroli // International Journal of Industrial Ergonomics. — 2019. — Vol. 71. — P. 20–31. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.ergon.2019.02.001.
36. Postelnicu, C.C. Extended reality in the automotive sector: a bibliometric analysis of publications from 2012 to 2022 / C.C. Postelnicu, R.G. Boboc // Heliyon. — 2024. — Vol. 10, iss. 2. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e24960.
37. Wynne, R.A. Systematic review of driving simulator validation studies / R.A. Wynne, V. Beanland, P.M. Salmon // Safety Science. — 2019. — Vol. 117. — P. 138–151. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.ssci.2019.04.004.
38. Ruspa, C. Validity of virtual reality driving simulators for ergonomic studies / C. Ruspa, R. Scheuchenpflug, S. Quattrocolo // Human Factors in the Age of Virtual Reality/ ed. D. de Waard, K. Brookhuis, S. Sommer, W. Verwey. — Maastricht: Shaker Publishing, 2002.
39. XRSISE: an XR training system for interactive simulation and ergonomics assessment / M. Pavlou, D. Laskos, E.I. Zacharaki [et al.] // Frontiers in Virtual Reality. — 2021. — Vol. 2. — DOI: https://doi.org/10.3389/frvir.2021.646415.
40. Green, J. Automotive innovation at DAC / J. Green // SIEMENS Blog. — URL: https://blogs.sw.siemens.com/expertinsights/2018/06/15/automotive-innovation-at-dac/ (date of access: 20.10.2026).
41. Jose, A. A comprehensive review of digital twin applications in electric vehicles: evolution, classification, and future directions towards Industry 5.0 / A. Jose, S. Shrivastava // Results in Engineering. — 2025. — Vol. 27. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.rineng.2025.106570.
42. A systematic review of major evaluation metrics for simulator-based driving assessments of driving after stroke / P. Taveekitworachai, G. Chanmas, P. Paliyawan [et al.] // Heliyon. — 2024.—Vol.10,iss,12.—DOI:https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e32930.
43. Pheasant, S. Bodyspace: anthropometry, ergonomics and the design of work / S. Pheasant, C.M. Haslegrave. — 2nd ed. — London; Philadelphia: Taylor & Francis, 1996. — 244 p.
44. Denavit, J. A kinematic notation for lower-pair mechanisms based on matrices / J. Denavit, R.S. Hartenberg // Journal of Applied Mechanics. — 1955. — Vol. 22, iss. 2. — P. 215–221. — DOI: https://doi.org/10.1115/1.4011045.
45. Зенкевич, С.Л. Основы управления манипуляционными роботами: учеб. для вузов / С.Л. Зенкевич, А.С. Ющенко. — 2-е изд., стер. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. — 478 с. — Гл. 2: Описание положения и ориентации твердого тела. Метод Денавита-Хартенберга.
46. Real-time automated ergonomic monitoring: a bio-inspired system using MediaPipe and 3D vector algebra / G.A.Z. Nunez, N. Norambuena, I.C. Quezada [et al.] // Biomimetics. — 2026. — Vol. 11, iss. 2. — DOI: https://doi.org/10.3390/biomimetics11020088.
47. Inertial motion capture-driven digital human for ergonomic validation: a case study of core drilling / Q. Zhao, T. Lu, M. Tao [et al.] // Sensors. — 2024. — Vol. 24, iss. 18. — DOI: https://doi.org/10.3390/s24185962.
48. A deep dive into MediaPipe pose for postural assessment: a comparative investigation / C. Ferraris, G. Amprimo, S. Cerfoglio [et al.] // IEEE Access. — 2025. — Vol. 13. — DOI: https://doi.org/10.1109/ACCESS.2025.3643126.
49. The validity of driving simulation for assessing differences between in-vehicle informational interfaces: a comparison with field testing / Y. Wang, B. Mehler, B. Reimer [et al.] // Ergonomics. — 2010. — Vol. 53, iss. 3. — P. 404–420. — DOI: https://doi.org/10.1080/00140130903464358.
50. Leão, C.P. Exploring the intersection of ergonomics, design thinking, and AI/ML in design innovation / C.P. Leão, V. Silva, S. Costa // Applied System Innovation. — 2024. — Vol. 7, iss. 4. — DOI: https://doi.org/10.3390/asi7040065.

Bokhonko V.V., Shmialiou A.V., Ivchenko V.I., Konstantinova A.A.

Development of the concept of a universal cyberphysical system to improve the efficiency of ergonomic design of the driver's workplace

The concept of a universal cyberphysical system (CPS) has been developed for a comprehensive ergonomic assessment of the driver's workplace (DW) at the early stages of design. The CPS structure includes physical, integration, and virtual components. The system integrates parametric CAD/CAE modeling, digital twin, anthropometric modeling, computer vision, VR/AR, as well as automated assessment of the ergonomic characteristics of the DW, taking into account the requirements of regulatory documents. The implementation of the CPS involves the use of MediaPipe Pose, CAD/CAE systems, Unreal Engine 5, OpenXR and VR/AR for automated analysis of ergonomic data. The proposed CPS concept can be used as a new solution in the ergonomic design of vehicle drivers' workplaces, reducing the number of iterations of physical layout, increasing the validity of design decisions and the efficiency of the design process.

Поступила в редакцию 01.09.2026.

УДК 621.3.08

А.В. БЕЛЕВИЧ; В.Г. РУССУ; Д.Н. АХРЕМЕНКО; И.В. ИГНАТЧИК
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОДХОДЫ К ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМУ ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ СХЕМЫ ЗАМЕЩЕНИЯ ЛИТИЙСОДЕРЖАЩЕГО АККУМУЛЯТОРНОГО ЭЛЕМЕНТА

В статье рассмотрен методический подход к экспериментальному определению параметров эквивалентной схемы замещения литий-железо-фосфатного аккумуляторного элемента для оценки его технического состояния в составе тяговой аккумуляторной батареи электромобиля. Обоснован выбор эквивалентной схемы первого порядка, содержащей омическое сопротивление R, RC-цепь с параметрами R_1 и C_1, а также источник электродвижущей силы. Данная модель обеспечивает приемлемый баланс между точностью описания переходных электрохимических процессов и вычислительной эффективностью, необходимой для реализации алгоритмов BMS в режиме реального времени. Экспериментальные исследования аккумуляторного элемента емкостью 280 А·ч выполнены с использованием нагрузочной установки Neware CT-4004-5V250A-NFA и климатической камеры DGBELL HT-S-100H. Определение зависимостей R(SOC), R_1(SOC), C_1(SOC) осуществлялось путем обработки данных о токе и напряжении, полученных при импульсных режимах заряда и разряда во всем диапазоне изменения уровня заряда и эксплуатационных температур. На основе анализа характеристики напряжения при включении и отключении нагрузки, а также последующей релаксации определялись активные сопротивления, постоянная времени RC-цепи и ее емкость. Практическая апробация методики в составе системы управления тяговой аккумуляторной батареей легкового электромобиля показала, что расчет остаточного уровня заряда SOC с использованием параметров идентифицированной RC-модели выполняется с величиной отклонения не больше 5 %. Отмечена необходимость применения измерительного оборудования с высокой точностью и разрешающей способностью, а также четырехпроводной схемы подключения для исключения влияния переходных сопротивлений соединительных элементов.

Ключевые слова: *аккумуляторный элемент, уровень заряда, схема замещения, напряжение, ток, сопротивление, BMS, SOC, RC-цепь, емкость*

Введение. Современные тенденции развития колесной техники характеризуются электрификацией силовых установок и применением аккумуляторных батарей. В основу конструкции данных аккумуляторов положено использование литий-ионных элементов, обладающих высокой плотностью энергии и длительным сроком службы. При этом условием безопасной эксплуатация таких аккумуляторов является необходимость контроля температуры, напряжения и уровня заряда входящих в его состав элементов, нарушение допустимых режимов эксплуатации которых приводит к снижению срока службы и деградации аккумулятора в целом. Для исключения данных последствий в конструкции аккумуляторных батарей предусматривается использование электронных систем управления (BMS — Battery Management System), задачей которых является непрерывный мониторинг состояния отдельных элементов и контроля их функционирования по ключевым показателям.

В общем случае к параметрам технического состояния аккумуляторной батареи относят уровень заряда (SOC (State of Charge) — количество доступного заряда в текущий момент времени); уровень деградации (SOH (State of Health) — способность батареи обеспечивать свою номинальную емкость в течение срока службы); уровень мощности (SOP (State of Power) — величина, описывающая мощностные возможности батареи) и функциональность (SOF (State of Function) — бинарный параметр «да/нет», представляющий собой интегральный показатель, указывающий на фактическую работоспособность батареи).

Учитывая, что прямое измерение перечисленных выше параметров является практически нереализуемым, для их оценки используются расчетные методы, построенные на базе математического описания электрохимических процессов [1–3]. Точность данного описания определяет точность оценки технического состояния аккумуляторной батареи и качество работы силовой установки транспортного средства в целом. При этом, кроме максимально точной оценки состояний аккумуляторных элементов батареи, одним из ключевых критериев практической применимости является вычислительная эффективность применяемой расчетной модели. Должен быть соблюден баланс между точностью и сложностью модели, чтобы ее можно было встроить в контроллер, применяемый в аппаратном обеспечении BMS транспортного средства.

Обзор литературных источников показывает, что в настоящее время для математического описания процессов функционирования аккумуляторных элементов используются модели следующих категорий:
- электрохимические (физические);
- эмпирические;
- на базе эквивалентных электрических цепей.

Электрохимические модели описывают динамическое поведение аккумуляторных элементов на макроскопическом уровне и часто достигают высокой точности. При этом их точность определяется большим количеством параллельно решаемых уравнений в частных производных, что приводит к существенному повышению требований к вычислительной мощности используемой аппаратной платформы. Другой проблемой, часто исключающей эти модели из применения в задачах реального времени, является большое количество неизвестных,

что ведет к «переобучению» и увеличивает неопределенность выходных данных. Решением данного противоречия является уменьшение глубины детализации процессов и использования уравнений «пониженного порядка» за счет введения граничных условий и дискретизации. Это приводит к снижению точности расчетов SOC, а требуемые при этом вычислительные мощности остаются крайне высокими по сравнению с остальными подходами.

Эмпирические модели основаны на методах аппроксимации экспериментальных данных для вывода взаимосвязей между различными параметрами батареи (напряжение на клеммах, протекающий ток, температура, SOC). Основным достоинством данных моделей является простота и легкость реализации, при этом уровень неточностей достигает 20 %, что обусловлено нелинейностью характеристик батареи при динамическом профиле нагрузки. Кроме того, использование данного подхода требует значительного объема экспериментальных данных для каждой модели применяемых элементов.

Модели на базе эквивалентных электрических цепей используют в структуре пассивные электрические компоненты, такие как резисторы и конденсаторы, что позволяет выполнить их математическое описание с использованием простейших математических зависимостей. Благодаря этому, а также достаточно высокой точности получаемых результатов моделирования, данный подход получил наибольшее распространение у разработчиков систем управления аккумуляторных батарей применяемых в электрических силовых установках мобильных машин.

Выбор структуры и описание математической модели аккумуляторного элемента на базе эквивалентной электрической цепи. Самым простым вариантом эквивалентной электрической цепи единичного аккумуляторного элемента является активное сопротивление, включенное последовательно с регулируемым источником. Такая схема замещения моделирует внутреннее омическое сопротивление батареи, создаваемое материалами электродов и электролита, на которых наблюдается падение напряжения и выделение тепла, обуславливающие эффективность аккумуляторного элемента (рисунок 1) [4].

Для учета переходных процессов, характерных для транспортных применений, при моделировании такая цепь должна быть дополнена реактивными элементами, появление которых соответствует таким электрохимическим явлениям как двойной электрический слой в контакте «электрод — электролит» и образование пассивной пленки на электродах [5]. Общий вид эквивалентной схемы замещения аккумуляторного элемента на основе RC-цепей первого порядка представлен на рисунке 2.

Рисунок 1 — Эквивалентная схема замещения аккумуляторного элемента (IR)

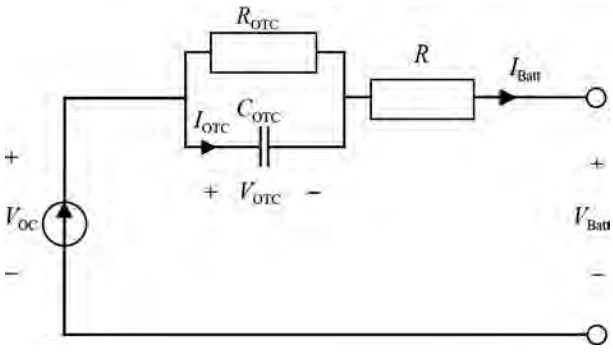


Рисунок 2 — Эквивалентная схема замещения аккумуляторного элемента (RC первого порядка)

Для более детального описания электрохимических процессов, происходящих в аккумуляторных элементах, используются эквивалентные схемы второго, третьего и более высоких порядков. Типовой пример эквивалентной схемы замещения RC-цепью второго порядка представлен на рисунке 3, а ее применение рассмотрено в работах [6–8].

Количественное сравнение результатов моделирования с использованием различных типов эмпирических моделей содержится в работе [8]. В ней показано, что схемы замещения RC-типа более точно описывают процесс функционирования аккумуляторного элемента по сравнению с IR и другими типами схем. При этом повышение порядка RC-цепей хоть и увеличивает точность модели, но на практике не применяется ввиду увеличения сложности вычислений и сложностью практического получения адекватных параметров схемы замещения.

Учитывая изложенное, имеющиеся исходные данные по характеристикам аккумуляторных элементов, предоставляемых их производителем, а также практические возможности по их получению в приемлемые сроки в лабораторных условиях, для решения задач по определению уровня SOC аккумуляторной батареи в качестве схемы замещения аккумуляторного элемента принята эквивалентная схема первого порядка, общий вид которой представлен на рисунке 2. Для дальнейшего математического описания принятой эквивалентной схемы замещения представим ее в виде, приведенном на рисунке 4.

Таким образом, в разрезе исследуемой задачи определения уровня SOC аккумуляторной батареи каждый ее элемент рассматривается как динамическая система, входными параметрами которой являются ток и температура, воздействующие на элемент, а выходными — уровень заряда и напряжение на его клеммах. При этом вектор состояния (набор величин, полностью описывающих состояние динамической системы в конкретный момент времени) включает величины SOC (характеризует уро-

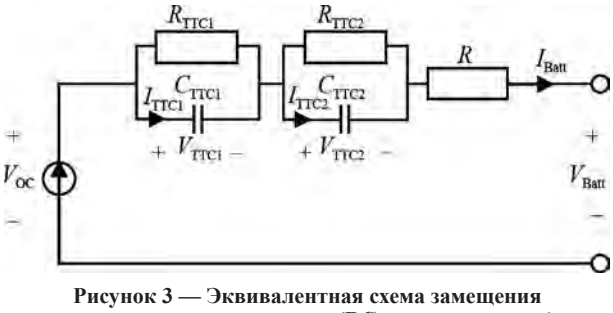


Рисунок 3 — Эквивалентная схема замещения аккумуляторного элемента (RC второго порядка)

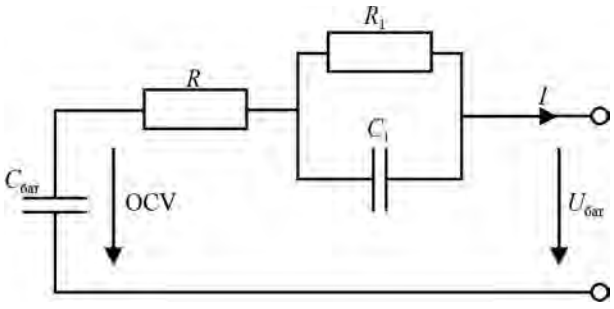


Рисунок 4 — Расчетная схема замещения аккумуляторного элемента на базе RC-цепи первого порядка: $C_{бат}$ — емкость аккумуляторной ячейки; OCV — напряжение холостого хода аккумуляторной ячейки после релаксации; R — внутреннее сопротивление, характеризующее активные потери на протекание тока в ячейке; R_1, C_1 — параметры RC-цепи, характеризующие динамические процессы в ячейке, включая процесс релаксации; I — ток, протекающий через ячейку (при разряде величина тока считается положительной, при заряде — отрицательной); $U_{бат}$ — напряжение на клеммах аккумуляторной ячейки

вень заряда) и напряжение RC-контура U_{C1}, которое характеризует процессы релаксации и эффект гистерезиса.

С учетом изложенного, математическое описание единичного аккумуляторного элемента может быть представлено в виде следующей системы уравнений:

$$\mathrm{SOC}(t) = \mathrm{SOC}(t - dt) + \frac{I(t)}{C_{бат}} dt \cdot 100\ \%; \qquad (1)$$

$$U_{C1}(t) = U_{C1}(t - dt) \cdot e^{-\frac{dt}{T}} + I(t) \cdot R_1 \left(1 - e^{-\frac{dt}{T}}\right), \qquad (2)$$

где SOC(t) и SOC(t – dt) — значения SOC в текущий и предыдущий момент времени соответственно, %; $I(t)$ — значение тока, протекающего через ячейку в текущий момент времени, А; $C_{бат}$ — значение полной емкости ячейки, А/с; dt — изменение времени, с; $U_{C1}(t)$ и $U_{C1}(t – dt)$ — напряжение на RC-контуре аккумуляторной ячейки в текущий и предыдущий момент времени соответственно, В; T — постоянная времени системы, определяемая экспериментально; R_1 — активное сопротивление RC-контура аккумуляторной ячейки, определяемое экспериментально, Ом.

Постоянная времени системы определяется выражением:

$$T = R_1 \cdot C_1, \qquad (3)$$

где C_1 — емкость RC-контура аккумуляторной ячейки, Ф.

Напряжение на клеммах аккумуляторной ячейки $U_{бат}(t)$ описывается уравнением:

$$U_{бат}(t) = \mathrm{OCV}_{\mathrm{SOC}}(t) - U_{C1}(t) - I(t) \cdot R, \qquad (4)$$

где $U_{бат}(t)$ — напряжение на клеммах аккумуляторной ячейки в текущий момент времени, В; $\mathrm{OCV}_{\mathrm{SOC}}(t)$ — напряжение холостого хода аккумуляторной ячейки при текущем уровне заряда, В; R — внутреннее сопротивление, характеризующее активные потери на протекание тока в ячейке, Ом.

Величины R_1, C_1, $\mathrm{OCV}_{\mathrm{SOC}}(t)$ и R представляют собой сложные многопараметрические функции, в том числе определяемые температурой и степенью заряда аккумуляторной ячейки. Аналитическое представление указанных зависимостей на практике не применимо в связи со сложностью получаемых зависимостей и связанными с этим требованиями по вычислительным ресурсам. При этом указанные зависимости с достаточной для алгоритмов на базе фильтра Калмана точностью описываются набором экспериментально получаемых данных, сохраняемых в памяти микроконтроллера и затем рассчитываемых методами двумерной интерполяции в процессе реализации вычислительного алгоритма.

Характеристики испытательной установки. Испытания по определению параметров схемы замещения литий-железо-фосфатного аккумуляторного элемента емкостью 280 А · ч проводились с использованием нагрузочной установки CT-4004-5V250A-NFA компании Neware и климатической камеры HT-S-100H компании DGBELL.

Нагрузочная установка CT-4004-5V250A-NFA обладает следующими техническими характеристиками [10]:
- количество измерительных каналов — 4;
- диапазон контроля напряжения — 0,025…5 В (минимальное напряжение для поддержки глубокого разряда ячеек — 0 В);
- диапазон выходного тока — от ±1,25 до ±250 А;
- погрешность измерения напряжения — ±0,1 % от полной шкалы;
- погрешность измерения тока — ±0,1 % от полной шкалы;
- разрядность ЦАП/АЦП — 16 бит;
- максимальная частота регистрации данных — 10 Гц;
- время отклика по току — ≤20 мс (время нарастания сигнала от 10 до 90 % от полной шкалы при силовой нагрузке);
- минимальная длительность импульса — 500 мс;
- схема подключения — 4-проводная (схема Кельвина): реализовано разделение силовых и измерительных линий, что полностью исключает из погрешности измерений падение напряжения на силовых кабелях;
- температурный дрейф — не более ±50 ppm/°C.

Определение параметров схемы замещения аккумуляторного элемента на базе RC-цепи первого порядка выполняется путем обработки экспериментальных данных (зависимость тока заряда/разряда и напряжения на клеммах от времени) при импульсном заряде/разряде аккумуляторного элемента от 0 до 100 % во всем диапазоне эксплуатационных температур. Основными параметрами, определяющими качество полученных зависимостей R(SOC), R_1(SOC), C_1(SOC) и OCV(SOC), являются точность измерения, как правило составляющая не меньше 0,01 А и 0,0001 В; расчетный шаг (энергия единичного импульса заряда/разряда, как правило принимают равной от 1 до 5 % от номинальной емкости элемента); величина нагрузочного тока (составляет от 50 до 150 % от величины номинального тока разряда аккумуляторного элемента) и время релаксации (время между двумя импульсами).

Для описания подходов по расчету указанных выше параметров на основании результатов экспериментальных исследований рассмотрим представленный на рисунке 5 типовой вид единичного импульса нагрузки током разряда 0,5C литий-железо-фосфатного аккумуляторного элемента емкостью 280 А · ч.

В рамках указанного цикла для расчетной оценки величин параметров схемы замещения аккумуляторного элемента принимаем точки I_1 (300; 0), I_2 (300; –139,9978), U_1 (300; 3,2918), U_2 (300; 3,2749), I_3 (660; –140,0029), I_4 (660; 0), U_3 (660; 3,1745), U_4 (660; 3,2113), U_5 (15 060; 32 889), U_6 (29 460; 3,2912), где первое число означает время, а второе — величину переменной (ток в амперах или напряжение в вольтах).

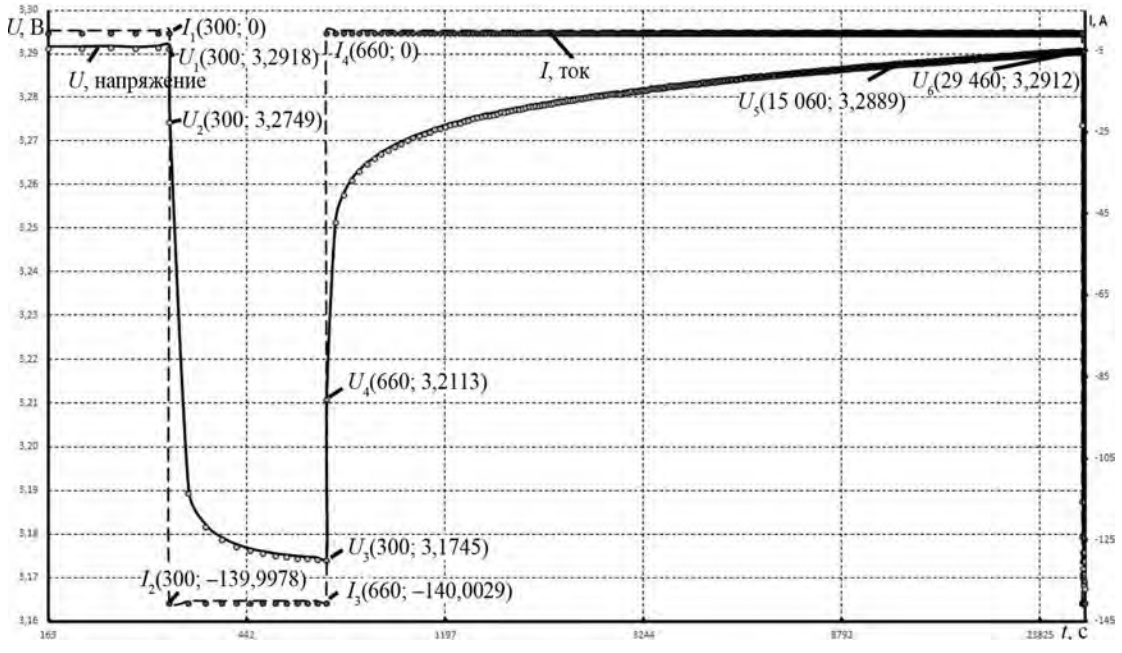


Рисунок 5 — Типовой вид единичного импульса нагрузки током разряда 140 А

Расчет параметров схемы замещения R(SOC), R_1(SOC), C_1(SOC) и OCV(SOC) на каждом из испытательных импульсов выполняется на основании приведенных ниже зависимостей:

- величина R определяется отношением падения напряжения к величине протекающего тока на этапе подачи нагружающего импульса (точки I_1, I_2, U_1, U_2). Предполагается, что в данный момент времени сопротивление R_1 шунтируется емкостью C_1 и не оказывает значимого влияния на полученное значение. Таким образом, на основании закона Ома принимаем:

$$R = \frac{U_1 - U_2}{I_1 - I_2}.$$

Соответственно, для величины SOC (определяется количеством импульсов заряда/разряда к данному моменту времени) в точке t = 300 с величина R составляет:

$$R = \frac{3,2918 - 3,2749}{0 + 139,9978} = 0,12 \text{ мОм};$$

- аналогично на этапе выключения нагружающего импульса (точки I_3, I_4, U_3, U_4) выполняется оценка суммарной величины $R + R_1$, исходя из предположения, что в указанный момент времени шунтирующая емкость полностью заряжена и не оказывает влияния на активное сопротивление цепи. Следовательно, для величины SOC в точке t = 660 с величина $R + R_1$ составляет:

$$R_1 + R = \frac{U_3 - U_4}{I_3 - I_4} = \frac{3,1745 - 3,2113}{-140,0029 - 0} = 0,2 \text{ мОм};$$

- величина R_1 как разница между $R_1 + R$ и R. Важно отметить, что в данном случае величину R необходимо брать из следующего импульса разряда, т. к. в момент времени t = 660 с величина SOC уже изменилась на величину единичного импульса. В рассматриваемом примере, для наглядности представляемых расчетов, изменением величины R за один нагрузочный импульс пренебрегаем. С учетом изложенного величина R_1 составит:

$$R_1 = (R_1 + R) - R = 0,2 - 0,12 = 0,08 \text{ мОм};$$

- расчет постоянной времени релаксации RC выполняется на участке U_4–U_5 как наиболее характерно описывающем процессы, происходящие в аккумуляторном элементе при отсутствии внешнего воздействия. Расчет постоянной времени определяется следующей зависимостью:

$$R_1 C_1 = \frac{t_5 - t_4}{\ln\left(\frac{U_4 - \text{OCV}}{U_5 - \text{OCV}}\right)}.$$

При этом величина OCV для данной величины SOC принимается равной величине U_6 в конце этапа релаксации и для данного примера составляет 3,2912 В. С учетом представленных выше значений расчетная величина R_1C_1 составляет:

$$R_1 C_1 = \frac{15\,060 - 660}{\ln\left(\frac{3,2113 - 3,2912}{3,2889 - 3,2912}\right)} =$$

$$= \frac{14\,400}{\ln\left(\frac{-0,0799}{-0,0023}\right)} = \frac{14\,400}{\ln(34,739)} = 4058;$$

- величина C_1 определяется как отношение R_1C_1 к R_1. В рассматриваемом случае она составляет:

$$C_1 = \frac{R_1 C_1}{R_1} = \frac{4058}{0,08 \cdot 10^{-3}} = 50,725 \cdot 10^6.$$

Данный расчет повторяется для каждого разрядного/зарядного импульса, что в конечном счете позволяет получить полный набор зависимостей R(SOC), R_1(SOC), C_1(SOC) и OCV(SOC), необходимых для моделирования работы аккумуляторного элемента.

Заключение. Представленный в работе подход позволяет определить параметры схемы замещения аккумуляторной ячейки на базе RC-цепи первого порядка, что в конечном итоге обеспечивает практическую применимость методов прогнозирования технического состояния аккумуляторных элементов с использованием средств предиктивной аналитики. Результаты практической апробации указанной методики в составе системы управления

тяговой аккумуляторной батареи легкового электромобиля показали, что величина отклонения расчета остаточного уровня SOC с использованием схемы замещения аккумуляторной ячейки на базе RC-цепи первого порядка и ее параметрами, определенными согласно представленной выше методике, составляет не более 5 %.

При этом, учитывая фактические значения расчетных величин, важным аспектом проведения данного класса исследований является использование специализированного оборудования с высокой разрешающей способностью и точностью проводимых измерений. Также существенным аспектом проведения рассматриваемых работ является правильность подключения оборудования, в части исключения влияния переходных сопротивлений, величина которых кратно превышает расчетные величины внутреннего сопротивления аккумуляторного элемента.

Список литературы

1. Codeca, F. On battery State of Charge estimation: a new mixed algorithm / F. Codeca, S.M. Savaresi, G. Rizzoni // 17th IEEE Intern. Conf. on Control Applications, San Antonio, 3–5 Sept. 2008. — 2008. — P. 102–107. — DOI: https://doi.org/10.1109/CCA.2008.4629635.
2. 改进粒子滤波算法对电动汽车电池SOC的估计 / 高建树, 刘浩, 王明强 [等.] // 机械科学与技术. — 2017. — Iss. 9. — P. 1428–1433 = Estimation of SOC of electric vehicle battery by improved particle filter algorithm / J. Gao, H. Liu, M. Wang [et al.] // Mechanical Science and Technology. — 2017. — Iss. 9. — P. 1428–1433. — DOI: https://doi.org/10.13433/j.cnki.1003-8728.2017.0919.
3. A new method of modeling and state of charge estimation of the battery / C. Liu, W. Liu, L. Wang [et al.] // Journal of Power Sources. — 2016. — Vol. 320. – P. 1–12. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2016.03.112.
4. Chen, M. Accurate electrical battery model capable of predicting runtime and I-V performance / M. Chen, G.A. Rincon-Mora // IEEE Transactions on Energy Conversion. — 2006. — Vol. 21, iss. 2. — P. 504–511. — DOI: https://doi.org/10.1109/TEC.2006.874229.
5. Mathematical model reformulation for lithium-ion battery simulations: galvanostatic boundary conditions / V.R. Subramanian, V. Boovaragavan, V. Ramadesigan, M. Arabandi // Journal of The Electrochemical Society. — 2009. — Vol. 156, iss. 4. — P. 260–271. — DOI: https://doi.org/10.1149/1.3065083.
6. Dubarry, M. Development of a universal modeling tool for rechargeable lithium batteries / M. Dubarry, B.Y. Liaw // Journal of Power Sources. — 2007. — Vol. 174. iss. 2. — P. 856–860. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2007.06.157.
7. A technique for dynamic battery model identification in automotive applications using linear parameter varying structures / Y. Hu, S. Yurkovich, Y. Guezennec, B.J. Yurkovich // Control Engineering Practice. — 2009. — Vol. 17, iss. 10. — P. 1190–1201. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2009.05.002.
8. A study on battery model parametrisation problem – application-oriented trade-offs between accuracy and simplicity / A. Fotouhi, D.J. Auger, K. Propp, S. Longo // IFAC-PapersOnLine. — 2016. — Vol. 49, iss. 11. — P. 48–53. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.08.008.
9. Борисевич, А.В. Моделирование литий-ионных аккумуляторов для систем управления батареями: обзор текущего состояния / А.В. Борисевич // Современная техника и технологии. — 2014. — № 5. — URL: https://technology.snauka.ru/2014/05/3542 (дата обращения: 26.07.2022).
10. Battery test equipment-NEWARE: CT-4000 battery testing system // NEWARE. — URL: https://www.neware.net/products/ctce-4000-series/ct-4008-5v20a-a/18.html (date of access: 24.07.2026).

Belevich A.V., Russu V.G., Ahremenko D.N., Ignatchik I.V.

Methodological approaches to the experimental determination of the parameters of an equivalent circuit for a lithium-based rechargeable cell

The paper presents a methodological approach to the experimental determination of the parameters of an equivalent circuit model for a lithium iron phosphate battery cell for assessing its technical condition as part of an electric vehicle traction battery. The selection of a first-order equivalent circuit consisting of an ohmic resistance R, an RC network with parameters R_1 and C_1, and an electromotive force source is substantiated. This model provides an acceptable balance between the accuracy of describing transient electrochemical processes and the computational efficiency required for real-time implementation of battery management system algorithms. Experimental studies of a 280 A·h battery cell were conducted using a Neware CT-4004-5V250A-NFA battery test system and a DGBELL HT-S-100H climatic chamber. The dependencies R(SOC), R_1(SOC), and C_1(SOC) were determined by processing current and voltage data obtained during pulsed charge and discharge operation over the full state-of-charge range and operating temperature range. The active resistances, the time constant of the RC network, and its capacitance were determined by analyzing the voltage response during load application and removal, as well as the subsequent relaxation process. Practical validation of the proposed method as part of the traction battery management system of a passenger electric vehicle demonstrated that the remaining state of charge (SOC) can be calculated using the parameters of the identified RC model with an error not exceeding 5 %. The study emphasizes the need to use measuring equipment with high accuracy and resolution, as well as a four-wire connection scheme, to eliminate the influence of contact and lead resistances.

Поступила в редакцию 15.09.2026.

УДК 629.3.014

Ч.И. ЖДАНОВИЧ, канд. техн. наук, доц.
Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Н.В. КАЛИНИН
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЯГОВОГО АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА

В статье выполнено сравнение режимов работы тягового электродвигателя (ТАД) трактора в диапазоне регулирования от номинальной частоты $f_{1,н}$ напряжения и выше для трех способов регулирования режима нагружения ТАД: 1) поддержанием постоянной потребляемой ТАД активной мощности P_1, равной своему номинальному значению $P_{1,н}$ при $f_{1,н}$; 2) поддержанием постоянным потребляемого ТАД полного тока I_1, равного своему номинальному значению при $f_{1,н}$; 3) поддержанием постоянного скольжения s ТАД, равного своему номинальному значению при $f_{1,н}$. Диапазон частот f_1 был взят от $f_{1,н}$ = 73 до 260 Гц. Установлено, что после 224 Гц уже невозможно поддерживать значение мощности $P_{1,н}$, потому что достигается критическое скольжение; от 73 до 224 Гц поддержание $P_{1,н}$ обеспечивает незначительное падение мощности на выходном валу с увеличением f_1, но при этом существенно растут потери мощности; работа на остальных двух режимах приводит к существенно большему падению мощности на выходном валу с увеличением f_1.

Ключевые слова: *активная мощность, полный ток, скольжение критическое, скольжение номинальное, тяговый асинхронный двигатель, частота напряжения*

Введение. В [1] рассматривали работу тягового асинхронного электродвигателя (ТАД) [2, 3] трактора с учетом трех ограничений: по мощности, которую ДВС может передать в трансмиссию; по сцеплению с учетом допустимого буксования; по моменту ТАД при его номинальном либо критическом скольжении. В [4–6] подробно рассматривали работу ТАД трактора с электромеханической трансмиссией при работе на частоте напряжения f_1 ниже номинальной $f_{1,н}$ и оценивали потери мощности, которые могут быть при различных передаточных отношениях механической части трансмиссии (МЧТ). В [5] оценивали эффективность работы ТАД трактора на всем диапазоне частот при возможности использовать накопители энергии и при ограничении по мощности ДВС и моменту на колесах M_φ.

Цель данной работы — сравнить эффективность ТАД при работе выше номинальной частоты напряжения $f_{1,н}$ для различных способов регулирования: при постоянной потребляемой ТАД активной мощности P_1, при постоянном потребляемом им полном токе I_1 и при постоянном скольжении s ТАД.

Выбор режимов работы ТАД трактора. В соответствии с расчетами в [4], при работе на высшей передаче с принятым передаточным отношением МЧТ $u_{МЧТ}$ = 35,57 при $f_1 \geq f_{1,н}$ момент ТАД при номинальном скольжении не достигает момента $M_{ТАДφ}$, ограниченного по сцеплению. Согласно [5], при отсутствии ограничения по максимальной передаваемой мощности ДВС в трансмиссию при $f_1 = f_{1,н}$ и несколько выше $f_{1,н}$ момент ТАД $M_{ТАД}$ достигает своего допустимого значения по сцеплению колес с опорной поверхностью $M_{ТАДφ}$ (рассчитать $M_{ТАДφ}$ при известном значении допустимого на колесах момента по сцеплению M_φ можно по [1]). Поскольку трактор может работать и на транспортом режиме на различной опорной поверхности [7–9], рассчитаем более точно, какой момент ТАД трактора мог бы развить на передаче $u_{МЧТ}$ = 35,57 при работе только с ограничением по $M_{ТАДφ}$ для различных значений коэффициента сцепления $\varphi_{сц}$ колес с опорной поверхностью, по методике [4], где, в отличие от методики [1], $\varphi_{сц}$ принимается постоянным. Также рассчитаем отношение максимально возможных суммарных потерь мощности ТАД [10, 11] ΔP_{max} при $f_1 \geq f_{1,н}$ к суммарным потерям мощности ТАД $\Delta P_н$ при $f_1 = f_{1,н}$ и номинальном скольжении $s_н$ и отношение максимального значения развиваемой мощности $P_{1,max}$ при $f_1 \geq f_{1,н}$ к его номинальному значению $P_{1,н}$ при $f_1 = f_{1,н}$ и $s = s_н$.

Как видно из таблицы 1, даже при $\varphi_{сц}$ = 0,6 при возможности ТАД работать только по ограничению по $M_{ТАДφ}$ потери мощности могут превысить свое номинальное значение в 7,2 раза, в то время как в [6] удалось подобрать $u_{МЧТ}$ так, чтобы при наличии двух передач вместо используемых в [2, 3] четырех передаточных отношений не превысить либо незначительно превысить номинальные потери, то есть даже чисто теоретически незачем рассматривать работу трактора с тем же ТАД и более мощным ДВС, который бы позволил ТАД работать с существенным превышением номинальной мощности и генерировать при этом потери более чем в 7 раз выше номинальных, что потребовало бы конструировать более сложную систему охлаждения. Поэтому один из режимов будем рассматривать, когда максимальная активная мощность, которую может развить ТАД, равна той активной мощности $P_{1,н}$, которую он развивает при номинальном скольжении и номинальной частоте. Соответственно, ДВС и генератор должны быть подобраны так, чтобы ДВС мог отдать мощность генератору, достаточную для $P_{1,н}$.

Таблица 1 — Значения $P_{1,max}$ / $P_{1,н}$ и ΔP_{max} / $\Delta P_н$

$\varphi_{сц}$	f_1 при $M_{ТАД}$ = $M_{ТАДφ}$, Гц	f_1 при P_1 = $P_{1,max}$, Гц	$P_{1,max}$ / $P_{1,н}$	ΔP_{max} / $\Delta P_н$
0,6	73–90	92	2,44	7,20
0,7	73–84	85	2,64	8,27
0,8	73–78	79	2,84	9,39

В [1, 4, 5, 12] мы рассматривали работу ТАД при ограничении по номинальному скольжению — при его увеличении КПД ротора будет падать. Чтобы сравнить такой режим работы ТАД с другими режимами, рассмотрим его снова.

Изучим также режим работы при ограничении по потребляемому ТАД току, он же режим при постоянной потребляемой полной мощности в [1]. Это режим будем рассматривать по той причине, что провода, преобразователи и другое оборудование рассчитываются по полному току и работа при превышении $I_{1,н}$ потребует рассчитывать оборудование на больший протекающий через него ток.

Для используемого ТАД [2, 3] расчеты в [1, 4–6, 12] проводились до частоты 180 Гц, когда $f_{1,max} / f_{1,н} = 2{,}4658$. Для физической модели [13], на которой сейчас проводятся опыты, тоже взяли $f_{1,max} = 180$ Гц, чтобы синхронная частота была такой же, как и у ТАД трактора, а $f_{1,н}$ модели соответствует промышленной частоте 50 Гц, то есть $f_{1,max} / f_{1,н} = 3{,}6$. Попробуем для ТАД трактора тоже взять значение около 3,6 и посмотреть, что будет, если расширить диапазон его работы. Этому значению будет соответствовать значение частоты $73 \cdot 3{,}6 = 262{,}8$ Гц. Возьмем частоту $f_{1,max} = 260$ Гц.

Сравнение эффективности ТАД трактора при работе на разных режимах. Проведем расчет в Delphi XE по методике [1, 12, 14] для ограничения по активной мощности, по полному току и при номинальном скольжении. Модель в [1, 12, 14] считает полный ток как геометрическую сумму активного и реактивного токов аналогично [10, 11, 15–19], подробно зависимости расчета тока приведены в [14]; расчет мощности искажения, которая упоминается, например, в [20–24], не производится.

Поскольку в диапазоне работы ТАД от номинальной частоты f_1 и выше напряжение постоянно и равно номинальному [12], допустимое скольжение по полному току определяется так же, как и ограничение по полной мощности в [1].

Возьмем ограничение по активной мощности и по полному току такими, чтобы в точке $f_1 = f_{1,н}$ значения всех параметров (в частности, выходной мощности P_2 на валу ТАД) для всех трех случаев совпадали, то есть будем выполнять расчет для трех режимов:

- при поддержании потребляемой активной мощности P_1, равной ее номинальному значению $P_{1,н}$ (то есть при номинальной частоте, номинальном напряжении и номинальном скольжении) — $P_1 = P_{1,н} = \text{const}$;
- при поддержании постоянным полного тока I_1, равного его номинальному значению $I_{1,н}$ (тоже при номинальной частоте, номинальном напряжении и номинальном скольжении) — $I_1 = I_{1,н} = \text{const}$;
- при постоянном скольжении s, равном его номинальному значению $s_н$ (то есть, допустим, если при номинальных частоте, напряжении и нагрузке скольжение равно 1 %, то и при отклонении от номинальной частоты оно тоже будет равно 1 %) — $s = s_н = \text{const}$.

График изменения выходной мощности на валу в зависимости от частоты f_1, подаваемой на ТАД, представлен на рисунке 1, потребляемой активной мощности и полного тока — на рисунках 2 и 3 соответственно.

Как видно по графикам активной мощности, для первого режима работы мощность удается поддерживать при таком значении только до 224 Гц, далее она начинает падать. Также для этого режима после 224 Гц начинает

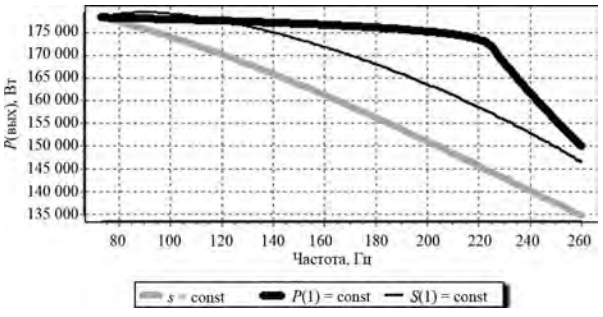


Рисунок 1 — Выходная мощность P_2 (обозначена как P(вых) на оси графика) на валу ТАД для режимов работы: при постоянном скольжении (s = const), постоянном полном токе — постоянной потребляемой полной мощности ($S(1)$ = const) и постоянной активной мощности ($P(1)$ = const), переходящего в режим работы ТАД при критическом скольжении при $f_1 > 224$ Гц

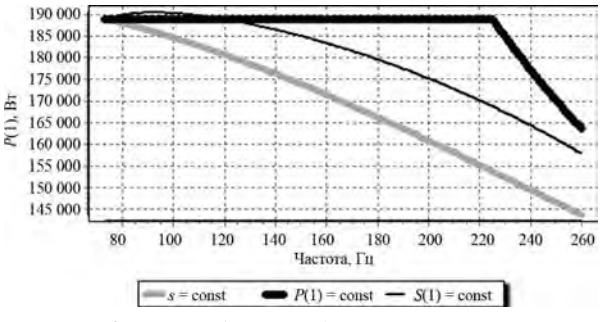


Рисунок 2 — Потребляемая ТАД активная мощность P_1

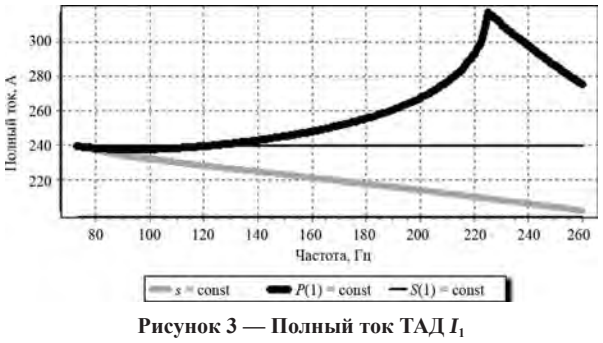


Рисунок 3 — Полный ток ТАД I_1

сильно падать мощность на колесах (см. рисунок 1). Чтобы понять, почему так происходит, выполним расчет критического скольжения ТАД по [12] и сравним его значение с величиной скольжения для режима 1 (рисунок 4). Также приведем на рисунке 5 график скольжения s для частот от $f_{1,н}$ до $f_{1,max}$ для всех трех режимов.

Как видно по рисунку 4, после $f_1 = 224$ Гц критическое скольжение, которое с увеличением частоты f_1

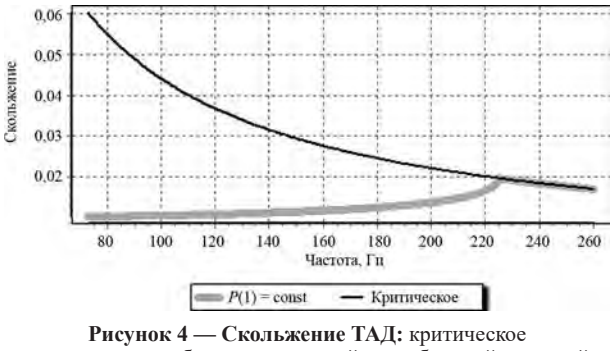


Рисунок 4 — Скольжение ТАД: критическое и при режиме работы с постоянной потребляемой активной мощностью ($P(1)$ = const), переходящем в режим работы при критическом скольжении при $f_1 > 224$ Гц

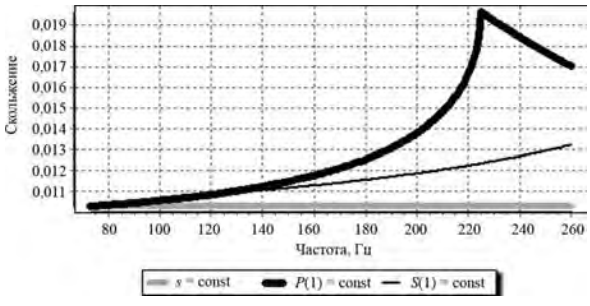


Рисунок 5 — Скольжение ТАД для режимов работы: при $s = s_н$ (s = const), постоянном полном токе — постоянной потребляемой полной мощности ($S(1)$ = const) и постоянной активной мощности ($P(1)$ = const), переходящего в режим работы ТАД при критическом скольжении при $f_1 > 224$ Гц

уменьшается [12], уже не позволяет развить требуемую мощность, поэтому получается, что режим $P_1 = P_{1,н}$= const при заданном значении мощности существует только до 224 Гц, а от 224 до 260 Гц это уже будет предельно возможный режим работы двигателя, определяемый критическим скольжением [12], потребляемая мощность с увеличением f_1 будет падать (см. рисунок 2). На рисунке 5 видно, что после точки 224 Гц (назовем ее $f_{1,\lim(P)}$ — частота, ограничивающая режим P_1 = = const) скольжение для этого режима работы резко падает. Остальные режимы работы в заданном диапазоне частот обеспечиваются.

Следует отметить, что на определенных значениях частот ограничение только по $I_1 = I_{1,н}$ приводит к небольшому превышению $P_{1,н}$ на участке 74–118 Гц (см. рисунок 2) — до 0,8 %; если мощности ДВС недостаточно, чтобы обеспечить это превышение, то будет дополнительное ограничение по $P_{1,н}$ для этого участка, то есть ТАД трактора не сможет работать выше кривой $P_1 = P_{1,н}$.

Сравним эффективность режимов работы: на рисунке 6 приведем график потерь, на рисунке 7 — график КПД ТАД. В таблице 2 покажем, как отличаются значения параметров для всех трех режимов при 180 Гц (граница участка, который был рассмотрен нами ранее в работах [1, 4–6, 12]), 224 Гц (точка $f_1 = f_{1,\lim(P)}$, при повышении которой уже невозможно поддержание мощности $P_1 = P_{1,н}$) и 260 Гц (точка $f_1 = f_{1,max}$ для расматриваемого нами участка в данной работе).

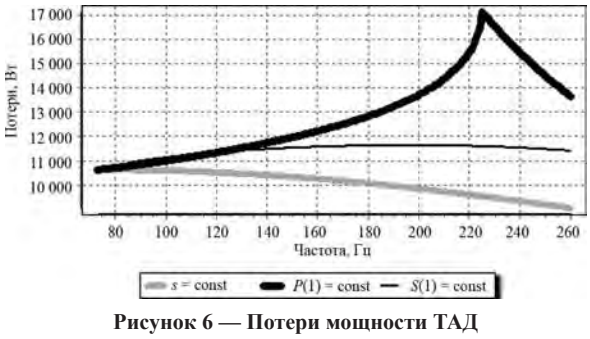


Рисунок 6 — Потери мощности ТАД

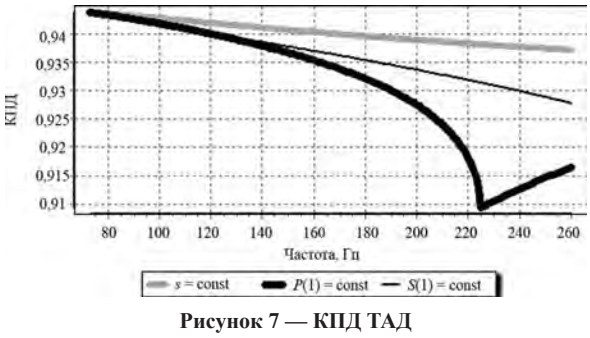


Рисунок 7 — КПД ТАД

Режим $P_1 = P_{1,н}$ при работе в диапазоне от 73 до 180 Гц обеспечивает работу с падением мощности на выходном валу до 1,24 % при 180 Гц. Мы можем расширить диапазон частот до 224 Гц, при котором мощность $P_1 = P_{1,н}$ будет обеспечиваться, а падение мощности на выходном валу составит 3,28 % относительно той, которая будет при $P_1 = P_{1,н}$ и $f_1 = f_{1,н}$. Но если потери мощности ТАД для такого режима при 180 Гц вырастут на 20,92 %, а полный ток — на 6,82 %, то потери при 224 Гц относительно потерь при $f_1 = f_{1,н}$ вырастут уже на 55,20 %, а полный ток — на 28,75 %. В [6] нам удалось подобрать передаточные отношения так, что на участке $f_1 < f_{1,н}$ при наличии двух передач потери мощности ТАД трактора могут либо вообще не превысить свои номинальные значения, либо превысить их несущественно. Здесь же увеличение потерь более чем в 1,5 раза, что потребует большего отвода тепла системой охлаждения.

Работа при постоянном скольжении $s = s_н$, обеспечивающая постоянный КПД ротора, даст даже снижение потерь мощности, но и мощность на выходном валу ТАД при этом с увеличением частоты f_1 будет уменьшаться и упадет на 12,47 % при 180 Гц, на 18,82 % при 224 Гц, и на 24,25 % при 260 Гц.

Работа при постоянном полном токе $I_1 = I_{1,н}$ приведет к увеличению потерь ТАД менее чем на 10 %, но и мощность на валу ТАД P_2 будет падать с увеличением f_1, и при частоте 180 Гц она будет меньше на 5,82 %, чем при частоте 73 Гц, а при частотах 224 и 260 Гц — на 11,78 и 18 % соответственно.

Выводы. Была рассмотрена работа ТАД трактора в диапазоне частот f_1 питающего напряжения от номинальной $f_{1,н}$ = 73 Гц до принятого максимального значения $f_{1,max}$ = 260 Гц для трех режимов работы:

- при постоянной потребляемой активной мощности P_1, соответствующей своему номинальному значению $P_{1,н}$ при $f_1 = f_{1,н}$;
- постоянном потребляемом полном токе I_1, соответствующем своему номинальному значению $I_{1,н}$ при $f_1 = f_{1,н}$;
- постоянном скольжении s, соответствующем номинальному значению $s_н$ при номинальной нагрузке при $f_1 = f_{1,н}$.

Установлено, что режим $P_1 = P_{1,н}$ может поддерживаться только до частоты $f_{1,\lim(P)}$ = 224 Гц, выше которой максимальная мощность P_1, ограниченная критическим скольжением ТАД, становится ниже $P_{1,н}$ и далее с увеличением P_1 уменьшается. Этот режим позволяет максимально использовать на всем диапазоне частот от $f_{1,н}$ до $f_{1,\lim(P)}$ передаваемую от ДВС мощность; при этом мощность на выходном валу падает незначительно (до –1,24 % при f_1 = 180 Гц и до –3,28 % при f_1 = = $f_{1,\lim(P)}$ = 224 Гц), но существенно растут потери мощности в абсолютном выражении: на 20,92 % при 180 Гц и на 55,20 % при 224 Гц. То есть при расширении диапазона частот со 180 [1, 4–6, 12] до 224 Гц вырастут и потери мощности, что, помимо снижения эффективности, приведет и к необходимости большего отвода тепла.

Работа при постоянном скольжении обеспечивает постоянные потери в роторе и даже некоторое уменьшение потерь мощности, но при этом будет падать P_2 с увеличением f_1: по сравнению с P_2 при $f_1 = f_{1,н}$ для f_1 = 180 Гц P_2 упадет на 12,47 %, для f_1 = 224 Гц — на 19,02 %.

Таблица 2 — Отличие значений параметров при частотах 180, 224 и 260 Гц от их значений при номинальной частоте 73 Гц

Параметр	Частота f_1, Гц	Отличие от значения при указанной частоте от значения при частоте 73 Гц, %		
		при постоянном скольжении, равном номинальному	при постоянной потребляемой активной мощности (для f_1 = 180 и 224 Гц) и при критическом скольжении (для f_1 = 260 Гц)	при постоянном полном токе (постоянной потребляемой полной мощности)
Выходная мощность на валу	180	–12,47	–1,24	–5,82
	224	–19,02	–3,28	–11,78
	260	–24,54	–10,36	–18,00
Потребляемая активная мощность	180	–12,39	0,00	–5,27
	224	–18,82	0,00	–10,91
	260	–24,25	–13,76	–16,87
Полный ток	180	–9,10	6,82	0,00
	224	–12,61	28,75	0,00
	260	–15,62	15,13	0,00
Потребляемая реактивная мощность	180	6,69	39,99	25,09
	224	16,13	134,18	47,27
	260	22,26	116,31	66,41
Потребляемая полная мощность	180	–9,09	6,79	0,00
	224	–12,60	28,72	0,00
	260	–15,63	15,10	0,00
Потери ТАД	180	–5,37	20,92	9,39
	224	–10,23	55,20	9,11
	260	–14,92	28,71	7,36
КПД	180	–0,45	–1,24	–0,90
	224	–0,60	–3,28	–1,30
	260	–0,71	–2,89	–0,71
Скольжение	180	0,00	22,09	12,35
	224	0,00	79,60	19,87
	260	0,00	65,64	28,78
cosφ	180	–3,63	–6,36	–5,27
	224	–7,11	–22,31	–10,91
	260	–10,21	–25,07	–16,87

Режим работы при постоянном полном токе $I_1 = I_{1,н}$ позволяет работать без превышения номинального тока $I_1 = I_{1,н}$, но дает некоторое увеличение потерь (менее 10 %) и снижение мощности на выходном валу (по сравнению с P_2 при $f_1 = f_{1,н}$: на 5,82 % при f_1 = 180 Гц и на 11,78 % при f_1 = 224 Гц).

При расширении диапазона частот в сторону увеличения значения $f_{1,max}$ характеристики двигателя ухудшаются: либо сильно падает мощность на выходном валу, либо сильно растут потери мощности в двигателе, либо в меньшей степени оба этих фактора.

Список литературы

1. Жданович, Ч.И. Реализация тяговых возможностей трактора с электромеханической трансмиссией / Ч.И. Жданович, Н.В. Калинин // Механика машин, механизмов и материалов. — 2021. — № 1(54). — С. 5–14. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2020-1-54-5-14.
2. Тракторы XXI века: состояние и перспективы / С.Н. Поддубко, П.А. Амельченко, А.Г. Стасилевич [и др.]. — Мн.: Бел. навука, 2019. — 207 с.
3. Тяговый электропривод и электроотбор мощности как этап развития теории и конструкции сельскохозяйственного трактора / П.А. Амельченко, И.Н. Жуковский, А.П. Пугачев [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2014. — Вып. 3. — С. 88–94.
4. Жданович, Ч.И. Определение передаточных отношений механической части электромеханической трансмиссии трактора / Ч.И. Жданович, Н.В. Калинин // Наука и техника. — 2016. — Т. 15, № 1. — С. 29–36. — DOI: https://doi.org/10.21122/2227-1031-2016-15-1-29-36.
5. Жданович, Ч.И. Анализ эффективности использования накопителей энергии на тракторе с электромеханической трансмиссией / Ч.И. Жданович, Н.В. Калинин // Наука и техника. — 2017. — Т. 16, № 1. — С. 73–82. — DOI: https://doi.org/10.21122/2227-1031-2017-16-1-73-82.
6. Жданович, Ч.И. Выбор диапазона передаточных отношений механической части электромеханической трансмиссии трактора / Ч.И. Жданович, Н.В. Калинин // Механика машин, механизмов и материалов. — 2022. — № 3(60). — С. 52–60. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-3-60-52-60.
7. Тракторы: в 8 ч. / В.В. Гуськов, И.П. Ксеневич, Ю.Е. Атаманов, А.С. Солонский; под общ. ред. В.В. Гуськова. — Мн.: Выш. шк., 1981. — Ч. 3. Конструирование и расчет. — 383 с.
8. Тракторы. Дипломное проектирование / А.Ф. Андреев, Ю.Е. Атаманов, В.В. Будько [и др.]; под общ. ред. В.В. Будько. — Мн.: Выш. шк., 1985. — 160 с.
9. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов [и др.]; под общ. ред. В.В. Гуськова. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.
10. Кацман, М.М. Электрические машины / М.М. Кацман. — 3-е изд., испр. — М.: Высш. шк., 2000. — 463 с.

11. Сыромятников, И.А. Режимы работы асинхронных и синхронных двигателей / И.А. Сыромятников; под ред. Л.Г. Мамиконянца. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 240 с.
12. Жданович, Ч.И. Выбор способа регулирования тягового асинхронного электродвигателя трактора и построение механической характеристики / Ч.И. Жданович, Н.В. Калинин // Наука и техника. — 2015. — № 3. — С. 60–64.
13. Жданович, Ч.И. Обоснование параметров физической модели электромеханической трансмиссии трактора / Ч.И. Жданович, Н.В. Калинин // Актуальные вопросы машиностроения: сб. научн. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2023. — Вып. 12. — С. 121–126.
14. Жданович, Ч.И. Определение тока статора тягового асинхронного электродвигателя трактора / Ч.И. Жданович, Н.В. Калинин // Автотракторостроение и автомобильный транспорт: сб. науч. тр.: в 2 т. / БНТУ; редкол.: Д.В. Капский (отв. ред.) [и др.]. — Мн., 2020. — Т. 1. — С. 207–212.
15. Дементьев, Ю.Н. Автоматизированный электропривод: учеб. пособие / Ю.Н. Дементьев, А.Ю. Чернышев, И.А. Чернышев. — Томск: Томский политехн. ун-т, 2009. — 224 с.
16. Вешеневский, С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе / С.Н. Вешеневский. — 6-е изд., испр. — М.: Энергия, 1977. — 432 с.
17. Электрические трансмиссии пневмоколесных транспортных средств / Ю.М. Андреев, А.Б. Миндлин, А.П. Пролыгин, И.С. Ефремов. — М.: Энергия, 1976. — 256 с.
18. Копылов, И.П. Электрические машины: учеб. для вузов / И.П. Копылов. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 360 с.
19. Вольдек, А.И. Электрические машины: учеб. для студентов втузов / А.И. Вольдек. — 3-е изд., перераб. — Л.: Энергия, 1978. — 832 с.
20. Пудкова, Т.В. Применение принципов учета электроэнергии согласно теории мощности при наличии искажений / Т.В. Пудкова, А.И. Барданов, В.С. Добуш // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. — 2019. — № 9. — С. 586–593.
21. Чижма, С.Н. Составляющие мощности при несинусоидальных и несимметричных режимах работы систем электроснабжения железных дорог / С.Н. Чижма // Известия Трансиба. — 2010. — № 4(4). — С. 94–103.
22. Осипов, Д.С. Анализ несинусоидальных нестационарных режимов электрических сетей на основе вейвлет-преобразования / Д.С. Осипов // Вестник Югорского государственного университета. — 2023. — Т. 19, № 3. — С. 117–126. — DOI: https://doi.org/10.18822/byusu202303117-126.
23. Тихомиров, В.А. Сравнительный анализ гармонического состава сетевого тока управляемых выпрямителей и преобразователей частоты / В.А. Тихомиров, С.В. Хватов // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р. Е. Алексеева. — 2011. — № 3. — С. 204–214.
24. Пудкова, Т.В. Совершенствование учета потребления электроэнергии в электротехнических комплексах предприятий при наличии искажений: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.09.03 / Пудкова Тамара Валерьевна; Санкт-Петербургский горный университет. — СПб., 2020. — 22 с.

Zhdanovich Ch.I., Kalinin N.V.

Influence of control parameters on the efficiency of a tractor's traction induction motor

The article presents a comparison of the operating modes of a tractor traction induction motor (TIM) in the control range from the nominal voltage frequency $f_{1,н}$ and higher for three methods of regulating the TIM loading mode: 1) maintaining a constant active power P_1 consumed by the TIM equal to its nominal value $P_{1,н}$ at $f_{1,н}$; 2) maintaining a constant total current I_1consumed by the TIM equal to its nominal value at $f_{1,н}$; 3) maintaining a constant TIM slip s equal to its nominal value at $f_{1,н}$. The frequency range f_1 was taken from $f_{1,н}$ = 73 to 260 Hz. It was found that after 224 Hz it is no longer possible to maintain the power value $P_{1,н}$, because critical slip is reached; from 73 to 224 Hz maintaining $P_{1,н}$ provides an insignificant drop in power on the output shaft with increasing f_1, but power losses increase significantly. Operation in the other two modes leads to a significantly greater drop in power at the output shaft with an increase in f_1.

Поступила в редакцию 04.09.2026.

УДК 62-82-112.6(083.13)

О.К. ГУРБАН
Гомельский государственный машиностроительный колледж, г. Гомель, Республика Беларусь

В.В. ПИНЧУК, д-р техн. наук, доц.; М.А. ЯНКОВЕЦ
Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь

ФОРМИРОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ КАНАЛОВ МОНТАЖНОГО КОРПУСА ГИДРОБЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Формирование функциональных параметров гидравлических каналов монтажного корпуса гидроблоков управления (ГУ) на стадии проектирования включает пространственную компоновку гидроаппаратов, выбор оптимального сечения каналов и минимизацию потерь давления, что обеспечивает заданную динамику и производительность гидропривода. Эффективность гидравлических приводов технологического оборудования напрямую зависит от качества проектирования монтажных корпусов ГУ. Поиск компромисса между эксплуатационной энергоемкостью внутренних каналов и технологической себестоимостью их механической обработки является критически важной задачей, решение которой необходимо переносить на самые ранние этапы синтеза конструкций. Предложенные расчетные зависимости предназначены для интеграции в автономные системы автоматизированного проектирования (САПР). Это позволяет на предпроектной стадии обоснованно назначать диаметры каналов и габариты блоков, минимизируя совокупную стоимость изготовления и эксплуатации ГУ.

Ключевые слова: *приводы технологического оборудования, гидроблоки управления, технологические машины, гидроаппараты, критерий оптимальности*

Введение. Процесс формирования функциональных параметров ГУ на стадии проектирования представляет собой комплексную инженерно-научную задачу, направленную на создание высокоэффективной и надежной гидросистемы. В основе этого процесса лежит последовательный переход от абстрактной принципиальной схемы к конкретной пространственно-геометрической структуре моноблока. На начальном этапе проектировщик осуществляет логическую трансляцию гидравлической схемы, связывая функциональные узлы системы в единую сеть потоков рабочей жидкости. Это требует глубокого анализа режимов работы оборудования, прогнозирования объемных расходов и рабочих давлений, которые будут циркулировать внутри будущего корпуса.

Дальнейшее проектирование переходит в плоскость агрегатно-модульного компонования, где решается задача оптимального пространственного размещения гидроаппаратов на гранях монтажного корпуса. Геометрические параметры внутренних каналов, такие как их диаметры и длины, формирующие функциональные параметры монтажного корпуса, рассчитываются на базе фундаментальных законов гидродинамики. Ограничение скорости движения жидкости в напорных и сливных магистралях позволяет избежать кавитации и чрезмерного разогрева системы. При этом конструктор стремится максимально сократить протяженность трасс и минимизировать количество поворотов, поскольку каждое такое изменение направления потока создает существенное местное сопротивление. Вопросом повышения качества ГУ уделяется большое внимание [1–4]. Однако решение указанной задачи носит несистематизированный характер и основывается на эвристическом подходе, что далеко не всегда приводит к оптимальному ее решению, что в свою очередь ставит задачу научно обоснованного формирования функциональных параметров гидравлических каналов монтажного корпуса ГУ.

Постановка задачи и методы исследований. *Целью предлагаемых исследований* является повышение эффективности проектирования путем интеграции автономных модулей, которые будут формировать структуру создаваемых монтажных корпусов ГУ на уровне инновационных результатов (изобретений) на ранних стадиях проектирования ГУ приводов технологического оборудования.

Как установлено ранее [1–4], критериями эффективности монтажного корпуса ГУ являются:

- критерий минимизации габаритов (объема) блока:

$$f_1(X) = V(X) \to \min; \quad (1)$$

- критерий минимизации суммарных потерь давления:

$$f_2(X) = \Delta P_\Sigma(X) = \sum_{i=1}^{n}\left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{j=1}^{m}\zeta_i\right)\frac{\rho v_i^2}{2} \to \min. \quad (2)$$

Взаимосвязь между конструктивными и режимными параметрами гидросистемы устанавливается на основе уравнения неразрывности потока. Расчет внутреннего диаметра канала d по заданному объемному расходу и средней скорости движения жидкости производится по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}, \quad (3)$$

где Q — объемный расход рабочей среды через канал, м^3/с; v — средняя скорость потока в канале, м/с.

Ограничение по числу Рейнольдса (условие ламинарности):

$$R_e = \frac{v \cdot d}{v} \le R_{e\,\text{кр}}. \quad (4)$$

С целью решения поставленной нами задачи формирования функциональных параметров гидравлических

каналов монтажного корпуса ГУ на стадии проектирования рассмотрим вопрос практического применения выражения общего критерия оптимальности [5]:

$$X = \left(C_1 \frac{Ц_м}{Ц_м^*} + C_2 \frac{Ц_о}{Ц_о^*} + C_3 \frac{Ц_{св}}{Ц_{св}^*} + C_4 \frac{Ц_э}{Ц_э^*} \right) \to \min, \quad (5)$$

где $\frac{Ц_м}{Ц_м^*}$ — отношение стоимостей объема первоначальной заготовки; $\frac{Ц_о}{Ц_о^*}$ — отношение стоимостей площадей обработанных поверхностей монтажного корпуса; $\frac{Ц_{св}}{Ц_{св}^*} + \frac{Ц_э}{Ц_э^*}$ — стоимость структуры каналов монтажного корпуса, которая включает стоимость потерь энергии при проходе рабочей жидкости по каналам монтажного корпуса и стоимость сверления этих каналов.

На предоставленном чертеже (рисунок 1) изображен классический монтажный корпус (гидроблок) с ортогональной системой каналов и встроенными посадочными местами под гидроаппаратуру.

На рисунке 1 центральный горизонтальный канал диаметром 7,0 мм соединяется с вертикальными распределительными полостями под углом 90°.

В местах посадочных мест под клапаны выполнены технологические фаски под углами 15°, 16° и 45°, а также торцевые подрезки глубиной 16 мм и шириной 1,8 мм. Эти элементы создают резкие сужения и расширения потока (внезапное расширение/диффузорный эффект), что кардинально меняет структуру течения [7, 8].

Анализ геометрии сопряжения каналов монтажного корпуса (см. рисунок 1) показывает наличие выраженных ортогональных пересечений рабочих линий с распределительными полостями аппаратуры. В зонах стыка горизонтального канала диаметром 7,0 мм и вертикальных расточек при течении жидкости формируется сложная трехмерная структура потока [9, 10].

Ввиду отсутствия конструктивных скруглений на острой кромке пересечения, в области поворота на 90° происходит необратимый отрыв пограничного слоя. Это приводит к образованию стабильной вихревой зоны (рециркуляционного кармана). Внутри данного технологического кармана кинетическая энергия транзитного потока частично расходуется на поддержание вращательного движения вихря, что обуславливает динамический рост коэффициента местного сопротивления с увеличением числа Рейнольдса.

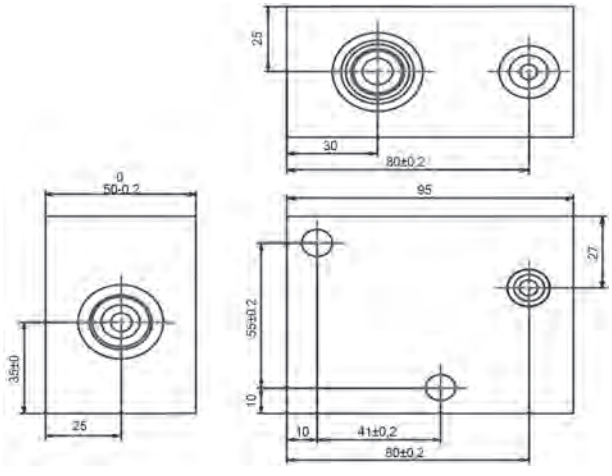
Наличие фасок под углами 15°, 16° и 45° в смежных полостях частично компенсирует турбулизацию, выполняя роль ступенчатого конфузора/диффузора, стабилизирующего эпюру скоростей на выходе из блока.

Суммарные потери давления (по длине и в местных сопротивлениях) рассчитываются по уравнениям гидродинамики (уравнение Дарси–Вейсбаха):

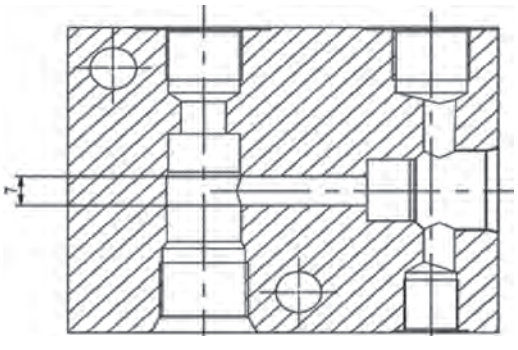
$$\Delta P = \Sigma \Delta P_l + \Sigma \Delta P_m = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{\rho v^2}{2}, \quad (6)$$

где λ — коэффициент трения; ζ — коэффициент местного сопротивления; ρ — плотность рабочей жидкости.

Выполненные численные исследования выражения (6) показывают, что увеличение диаметра гидравлического канала с базовых 7,0 мм снижает потери давления на 24 % уже при достижении размера 7,5 мм за счет экспо-



а



б

Рисунок 1 — Монтажный корпус гидроблока управления (*а*) и вид в разрезе (*б*)

ненциальной зависимости гидравлического сопротивления от геометрических параметров. Для математического анализа динамики изменения потерь давления использованы стандартные условия работы промышленных гидросистем: расход рабочей жидкости Q = 46 дм³/мин при температуре 40 °С, плотность ρ = 870 кг/м³, кинематическая вязкость ν = 46 мм²/с. Авторами в качестве граничного условия моделирования было задано и зафиксировано постоянное значение локального расхода на уровне 15 дм³/мин в исследуемом прямолинейном канале длиной L = 41 мм. Расчет выполнен на основе классического уравнения Дарси–Вейсбаха для ламинарного режима движения потока, поскольку число Рейнольдса Re на всем исследуемом интервале не превышает критического значения 2300. Результаты исследований приведены в таблицах 1, 2 и на рисунках 2, 3.

Добавление одного поворота на 90° увеличивает суммарные потери давления в канале более чем в 4 раза — до 0,3082 кгс/см² при диаметре 7,0 мм. В коротких каналах монтажных корпусов (41 мм) местные гидравлические сопротивления вносят определяющий вклад в общие энергопотери, кратно превосходя потери на трение по длине.

На базовом диаметре 7,0 мм потери на повороте (0,2386 кгс/см²) составляют около 77 % от общей величины. Жидкость при резком изменении направления формирует зоны отрыва потока и вихреобразования, на что расходуется кинетическая энергия.

Локальные потери зависят от квадрата скорости $\Delta P_{мест} \sim v^2$. Поскольку скорость обратно пропорциональна площади сечения $1/d^2$, местные потери снижаются

Таблица 1 — Зависимость потерь давления от диаметра канала

Диаметр канала d, мм	Скорость потока v, м/с	Число Рейнольдса Re	Потери давления ΔP, кгс/см^2	Снижение потерь, %
7,0	6,50	988,5	0,0696	База
7,1	6,31	974,6	0,0658	–5,5
7,2	6,14	961,1	0,0622	–10,7
7,3	5,97	947,9	0,0589	–15,5
7,4	5,81	935,1	0,0557	–19,9
7,5	5,66	922,6	0,0528	–24,1

Таблица 2 — Зависимость потерь давления от диаметра канала (с учетом поворота 90°)

Диаметр канала d, мм	Скорость потока v, м/с	Линейные потери, бар	Местные потери 90°, кгс/см^2	Суммарные потери, бар	Снижение потерь, %
7,0	6,50	0,0696	0,2386	0,3082	База
7,1	6,31	0,0658	0,2255	0,2912	–5,5
7,2	6,14	0,0622	0,2132	0,2754	–10,7
7,3	5,97	0,0589	0,2018	0,2606	–15,5
7,4	5,81	0,0557	0,1911	0,2468	–19,9

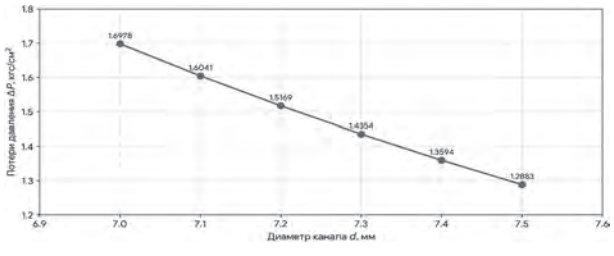


Рисунок 2 — Зависимость потерь давления ΔP от диаметра канала d

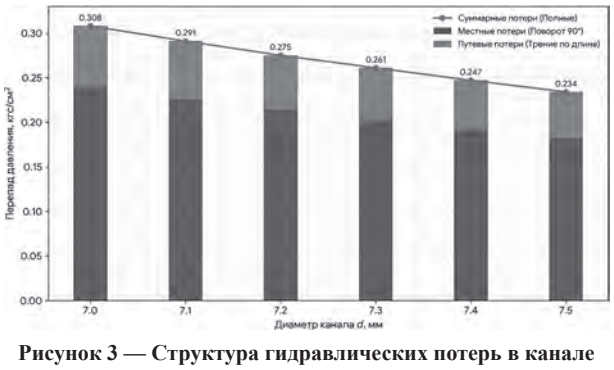


Рисунок 3 — Структура гидравлических потерь в канале

пропорционально четвертой степени диаметра $1/d^4$. Это обеспечивает идентичную динамику падения (–24,1 % при увеличении до 7,5 мм) как для линейных, так и для локальных сопротивлений. Структура гидравлических потерь в канале L = 41 мм с одним поворотом 90° представлена на рисунке 2.

В ходе проведенного гидродинамического исследования процесса формирования параметров гидравлических каналов монтажного корпуса ГУ на стадии проектирования была детально проанализирована зависимость совокупных потерь давления от геометрии тракта. Компьютерное моделирование и аналитические расчеты короткого участка канала длиной 41 мм с учетом одного ортогонального изменения направления потока на 90° наглядно продемонстрировали доминирующее влияние местных гидравлических сопротивлений. На базовом диаметре 7,0 мм локальные вихреобразования в зоне поворота генерируют до 77 % от общего объема энергетических потерь системы (0,238 кгс/см^2 из 0,3082 кгс/см^2), что подтверждает критическую важность оптимизации именно геометрии сопряжений каналов при минимизации габаритов моноблока. Изменение диаметра канала в исследуемом диапазоне от 7,0 до 7,5 мм выявило устойчивую экспоненциальную зависимость падения сопротивления, обусловленную закономерностями ламинарного режима движения рабочей среды, где гидравлическое сопротивление обратно пропорционально диаметру в четвертой степени.

Применение принципа Парето к данной инженерной задаче показывает, что 80 % ожидаемого эффекта от снижения гидропотерь достигается на первых 40 % интервала увеличения диаметра (в диапазоне от 7,0 до 7,2–7,3 мм). Дальнейшая расточка канала до 7,5 мм хоть и продолжает снижать сопротивление, дает угасающий удельный прирост эффективности на каждый шаг изменения размера, но при этом начинает критически увеличивать риски истончения межканальных стенок корпуса и необоснованно завышает общие габариты гидроблока.

Заключение. На основании принципа Парето, предписывающего поиск компромисса между вложенными ресурсами и полученным результатом, для проектируемого монтажного корпуса ГУ наиболее обоснованным и оптимальным является выбор диаметра каналов 7,2–7,3 мм.

Данное техническое решение базируется на следующих критериях эффективности:

- переход от базового диаметра 7,0 мм к значению 7,2 мм обеспечивает наиболее интенсивное «смысловое» снижение совокупных потерь давления — сразу на 10,7 % (до 0,2754 кгс/см^2), тогда как дальнейшее расширение канала до 7,5 мм замедляет темп прироста эффективности. Приращение диаметра на каждые последующие 0,1 мм приносит все меньшую удельную долю снижения сопротивления;
- диаметр 7,2–7,3 мм выступает точкой перегиба на условной кривой компромисса. Он позволяет существенно разгрузить гидросистему от паразитных тепловых нагрузок, но при этом не требует критического увеличе-

ния межосевых расстояний между соседними каналами в теле моноблока;

- отказ от чрезмерного увеличения сверлений до 7,5 мм в пользу диапазона 7,2–7,3 мм гарантирует сохранение необходимой толщины металлических стенок (перемычек) между смежными магистралями, предотвращая риск усталостного разрушения и межполосного перетекания жидкости под высоким рабочим давлением.

Список литературы

1. Янковец, М.А. Формирование структурных решений гидроблоков управления приводов технологического оборудования при их проектировании / М.А. Янковец, О.К. Гурбан, В.В. Пинчук // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления: материалы XXV Междунар. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых, Гомель, 24–25 апр. 2025 г.: в 2 ч. / Гомел. гос. техн. ун-т им. П.О. Сухого; под общ. ред. А.А. Бойко. — Гомель, 2025. — Ч. 1. — С. 40–43.
2. Гурбан, О.К. Выбор критериев оптимальности гидроблоков управления технологического оборудования / О.К. Гурбан, В.В. Пинчук, А.А. Гинзбург // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2023. — С. 71–74.
3. Гурбан, О.К. Оптимизация гидроблоков управления приводов технологического оборудования при их проектировании / В.В. Пинчук, А.А. Гинзбург, О.К. Гурбан // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра: сб. науч. ст. 7-й междунар. науч.-практ. конф., Гомель, 17 нояб. 2023 г.: в 2 ч. / НТЦК ОАО «Гомсельмаш». — Гомель, 2023. — С. 68–73.
4. Гурбан, О.К. Оптимизация критериев при расчете и проектировании монтажных корпусов гидроблоков управления О.К. Гурбан, В.В. Пинчук, А.А. Гинзбург // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2024. — С. 131–133.
5. Пинчук, В.В. Оптимизация параметров соедоединительно-монтажных модулей при конструировании гидроблоков управления машин / В.В. Пинчук, А.А. Гинзбург, О.К. Гурбан // Весці Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. Серыя фізіка-тэхнічных навук. — 2025. — Т. 70, № 2. — С. 136–144. — DOI: https://doi.org/10.29235/1561-8358-2025-70-2-136-144.
6. Дорошенко, В.А. Исследование эксплуатационной надежности гидросистемы установки ЛО-15А / В.А. Дорошенко, О.В. Залогин // Омский научный вестник. — 2015. — № 1(137). — С. 57–60.
7. Хазеев, Е.В. Повышение энергоэффективности гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузке / Е.В. Хазеев, Д.Л. Стасенко // Вестник Брестского государственного технического университета. — 2024. — № 1(133). — С. 110–115.
8. Янковец, М.А. Проектирование гидроблоков управления приводов технологического оборудования / М.А. Янковец, В.В. Пинчук // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра: сб. науч. ст. 9-й междунар. науч.-практ. конф., Гомель, 5 нояб. 2025 г.: в 2 ч. / Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш». — Гомель, 2025. — Ч. 1. — С. 160–190.
9. Выбор гидравлической схемы для оптимальной работы забоечной машины / Т.С. Сахапова, А.С. Караваев, О.В. Сидоров, В.А. Тихонов // Горная промышленность. — 2022. — № 1. — С. 59–64. — DOI: https://doi.org/10.30686/1609-9192-2022-1-59-64.
10. Громов, В.К. Математическое моделирование гидравлических расчетов при проектировании систем ЦЗС / В.К. Громов, С.В. Громов // Научный вестник МГТУ ГА. — 2014. — № 206. — С. 12–16.

Gurban O.K., Pinchuk V.V., Yankovets M.A.

Formation of the functional parameters of hydraulic channels in the mounting block of hydraulic control units at the design stage

The formation of the functional parameters of hydraulic channels in the mounting block of hydraulic control units (HCUs) at the design stage includes the spatial layout of hydraulic equipment, the selection of optimal channel cross-sections, and the minimization of pressure losses, thereby ensuring the specified dynamics and performance of the hydraulic drive. The efficiency of hydraulic drives in technological equipment directly depends on the design quality of the mounting blocks for HCUs. Finding a compromise between the operational energy consumption of internal channels and the technological cost of their machining is a critically important task, the solution to which must be shifted to the earliest stages of structural synthesis. The proposed calculation relationships are intended for integration into autonomous computer-aided design modules. This enables the justifiable determination of channel diameters and block dimensions at the pre-design stage, minimizing the combined manufacturing and operating costs of the HCU.

Поступила в редакцию 31.08.2026.

УДК 629.3.03

А.Т. СКОЙБЕДА, д-р техн. наук, проф.; Е.М. РОБИЛКО, магистр техн. наук
Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

ПОДВЕСНЫЕ СИСТЕМЫ МОБИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ, СОДЕРЖАЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ С КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ

Представлен обзор подвесных систем мобильных машин и технологического оборудования, содержащих элементы с квазинулевой жесткостью. Приведена сравнительная оценка эффективности систем с квазинулевой жесткостью и линейных виброизоляторов, подтверждающая перспективность данного направления для создания эффективных систем виброзащиты мобильных и технологических машин.

Ключевые слова: *квазинулевая жесткость, виброзащита, виброизоляция, мобильные машины, технологическое оборудование, нелинейная упругая характеристика, динамическое виброгашение*

Введение. Работа мобильных и технологических машин сопровождается вибрациями, которые создают повышенные динамические нагрузки, снижают несущую способность конструкций и приводят к усталостным разрушениям. Для борьбы с этим применяются активные и пассивные виброзащитные системы, основанные на вибродемпфировании, виброизоляции и динамическом виброгашении.

Особый интерес представляет направление, основанное на упругих системах с квазинулевой жесткостью, работающих по принципу фермы Мизеса [1, 2]. Такие системы обеспечивают крайне низкую собственную частоту колебаний, что критически важно для виброизоляции в области низких частот. Благодаря нелинейной упругой характеристике систем с квазинулевой жесткостью удается подобрать параметры элементов так, что жесткость в определенном диапазоне перемещений близка к нулю, что дает широкую область эффективной виброизоляции по сравнению с линейными аналогами.

Основная часть. Существуют активные и пассивные системы виброзащиты, при этом управление параметрами вибрации можно производить только в активных системах, потому что они предполагают изменения параметров. Существует ряд методов парирования вибрации. Наиболее распространены вибродемпфирование, виброизоляция и динамическое виброгашение. Вибродемпфирование и виброизоляция относятся к пассивным системам, а динамическое виброгашение — к активной системе защиты от вибрации.

Ранее одним из наиболее распространенных методов защиты от вибрации считалось применение линейных виброизоляторов. Они представляли собой, как правило, совокупность металлических пружин, подчиняющихся закону Гука, или жидкостных демпферов, сила сопротивления в которых прямо пропорциональна скорости. Однако на достаточно широком диапазоне частот применение линейных виброизоляторов неэффективно [1]. Дополнительное демпфирование уменьшает коэффициент передачи силы $K_п$ (равен отношению наибольшей силы, передаваемой основанию, к амплитуде гармонической возмущающей силы) только в околорезонансной зоне, где он больше единицы, и увеличивает его (по сравнению со случаем низкого демпфирования) в области высоких частот.

Зависимость возвращающей силы от перемещения для фермы Мизеса (две пружины длиной l и жесткостью c_1) напоминает синусоиду (рисунок 1). Для данного случая здесь: l = 0,5 м; c_1 = 20 000 Н/м; α = 45°. Как видно из рисунка 1, на значительном участке (примерно 0,25÷0,45 м по горизонтали) зависимость возвращающей силы от перемещения линейна. Для других углов α диапазон перемещений, при которых возвращающая сила линейна, примерно такой же.

Идея заключается в том, чтобы подобрать такую третью вертикальную пружину, чтобы угол наклона прямой $c_2 \cdot x$ совпадал с углом наклона линейного участка (0,25÷0,45 м) зависимости возвращающей силы от перемещения для фермы Мизеса, представленной на рисунке 1. Тогда при сложении усилий появится участок (примерно от 0,25 до 0,45 м) с квазинулевой жесткостью. При c_2 = 15 000 Н/м получим зависимость, представленную на рисунке 2.

Следует отметить, что для виброзащиты от низкочастотных колебаний желательно иметь крайне низкую частоту собственных колебаний виброзащитной установки. Изготовление и эксплуатация виброзащитной установки

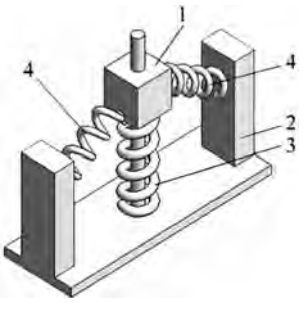
Рисунок 1 — Зависимость возвращающей силы от перемещения для фермы Мизеса [1] (прямая проведена для наглядности)

Рисунок 2 — Зависимость возвращающей силы от перемещения для виброзащитной системы Алабужева [1]

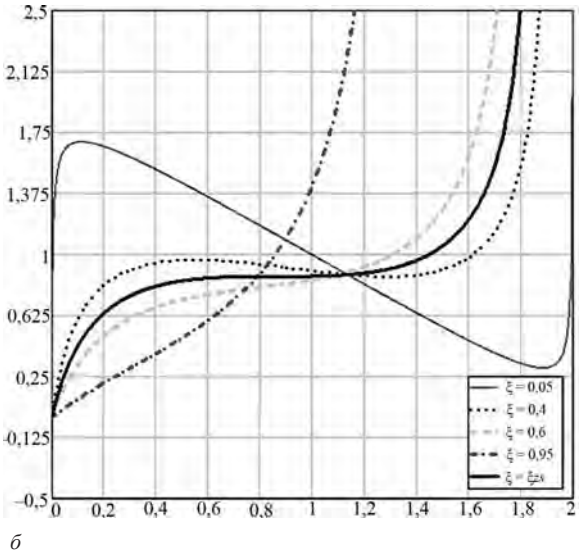
с линейной характеристикой, обладающей собственной частотой колебаний ниже 2 Гц, сопряжены с большими техническими трудностями. Однако если упругая характеристика виброизоляции нелинейна, то параметры упругих элементов можно подобрать таким образом, чтобы жесткость системы в некотором диапазоне статических перемещений виброизолированного объекта равнялась нулю.

Рассмотрим конструкцию фермы Алабужева [1, 2], которая представляет собой ферму Мизеса, состоящую из двух наклонных пружин жесткостью c_1 и одной вертикальной пружины жесткостью c_2. Упругая характеристика такой системы представлена на рисунке 3 *б*. Описана методика расчета параметров системы, приводящих к участку квазинулевой жесткости. Оказалось, что на появление участков квазинулевой жесткости оказывает влияние соотношение размеров установки, а также соотношение коэффициентов жесткости наклонных и вертикальной пружин. Концепция такой виброзащитной системы (см. рисунок 3 *а*) заключается в комбинации двух упругих элементов — так называемых грузового элемента и корректора жесткости, которые в определенном диапазоне статических перемещений имеют положительную и отрицательную жесткости соответственно. Таким образом, в заданном диапазоне статических перемещений система имеет точку, в которой жесткость равна 0. Это видно на графиках рисунка 3 *б* при различных параметрах системы. При этом в окрестности этой точки жесткость системы имеет крайне низкие значения.

На основе созданной Алабужевым П.М. концепции виброзащиты с использованием виброизоляторов квазинулевой жесткости им был разработан целый класс виброзащитных систем, преимущественно для целей виброзащиты ручного виброактивного оборудования (а/с № 203556, а/с № 192132, а/с № 365513) [1].



а



б

Рисунок 3 — Ферма Алабужева [1]: *а* — расчетная схема; *б* — упругая характеристика

Применение механизмов с квазинулевой жесткостью в подвесках сидений операторов строительных и дорожных машин исследуется в работах [3–6]. Рассмотрим конструкцию виброзащитной системы с квазинулевой жесткостью сиденья оператора. Данная полезная модель относится к подвескам сидений для транспортных средств. Виброзащитная система с квазинулевой жесткостью сиденья содержит основание, направляющий шарнирно сочлененный механизм параллелограммного типа, состоящий из неподвижного звена, жестко закрепленного на основании, и подвижного бокового звена. На неподвижном звене шарнирно закреплены нижнее и верхнее звенья, к которым шарнирно прикреплено подвижное боковое звено. Достигается возможность реализовывать режим квазинулевой жесткости при вертикальных колебаниях сиденья оператора, без ударов ограничивать вертикальные перемещения сиденья относительно основания при выходе за границы зоны квазинулевой жесткости, упрощение конструкции устройства и уменьшение габаритов.

Схема данного технического решения приведена на рисунке 4, где представлен вид слева этой виброзащитной системы.

Горизонтальные вибрации гасятся механизмом стабилизации крена 6, подстройка под массу оператора — механизмом натяжения 14 (шток 13, пружина 12), вертикальные вибрации — за счет вертикальных перемещений подвижного звена 5, которое через звенья 3 и 4 меняет расстояние между точкой крепления троса 11 на звене 2 и направляющим роликом 8. Это изменяет натяжение троса 11 и деформацию пружины 12, уравновешивая вертикальные силы от сиденья 7.

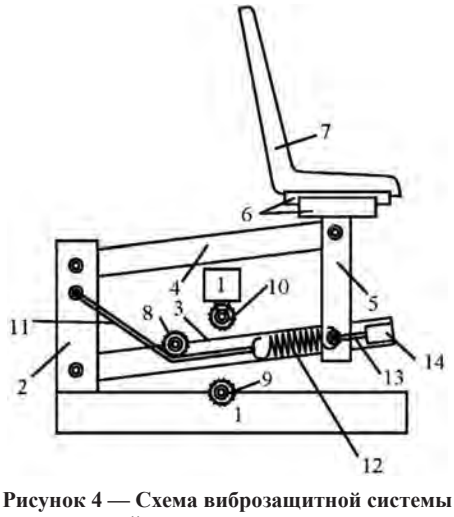


Рисунок 4 — Схема виброзащитной системы с квазинулевой жесткостью сиденья оператора:
1 — основание, жестко прикрепленное к кабине оператора;
2 — неподвижное звено параллелограммного механизма;
3 — нижнее звено параллелограммного механизма;
4 — верхнее звено параллелограммного механизма;
5 — подвижное звено параллелограммного механизма;
6 — механизм стабилизации крена; 7 — сиденье;
8 — вращающийся направляющий ролик; 9 — нижний вращающийся тормозной ролик; 10 — верхний вращающийся тормозной ролик; 11 — гибкий нерастяжимый трос;
12 — пружина растяжения; 13 — подвижный шток механизма натяжения пружины; 14 — механизм натяжения пружины

Трос 11 может занимать три положения относительно тормозных роликов 9 и 10:
- между роликами, не касаясь их — режим квазинулевой жесткости: вертикальные силы от сиденья и параллелограммного механизма взаимно компенсируются;
- при уменьшении веса сиденье 7 поднимается, звено 3 поворачивается против часовой стрелки, расстояние уменьшается, пружина 12 сжимается, ее сила уменьшается и уравновешивает вес. При дальнейшем подъеме трос 11 ложится на верхний ролик 10, натягивается, растягивает пружину 12 и плавно тормозит подъем до остановки — без ударов;
- при увеличении веса сиденье 7 опускается, звено 3 поворачивается по часовой стрелке, расстояние увеличивается, пружина 12 растягивается, ее сила растет и уравновешивает вес. При дальнейшем опускании трос 11 ложится на нижний ролик 9, натягивается, растягивает пружину 12 и плавно тормозит опускание до остановки — без ударов. При выходе за границы зоны квазинулевой жесткости вертикальная сила плавно возрастает и возвращает сиденье 7 в эту зону.

Механизм натяжения 14 с пружиной 12 и штоком 13 на нижнем звене 3, трос 11 через ролик 8 и закрепление на звене 2 обеспечивают режим квазинулевой жесткости, плавное ограничение перемещений без ударов, уменьшение габаритов и регулировку под вес оператора прямо из кабины.

Для виброизоляции различных виброактивных объектов предлагается опора с эффектом квазинулевой жесткости, изготовленная на базе широко применяемых и надежных винтовых пружин (рисунок 5) [7].

Опора состоит из нижнего 1 и верхнего 2 основания, между которыми устанавливается одна, две или несколько опорных винтовых пружин 3, воспринимающих статическую нагрузку на опору. К основаниям крепятся и элементы корректора жесткости. Корректор включает в себя четыре пружины 4, расположенные горизонтально в положении равновесия и предварительно сжатые. Концы пружин 4 опираются в шарнирные опоры 5 и 6. Центральные опоры 5 соединены с верхним основанием 2,

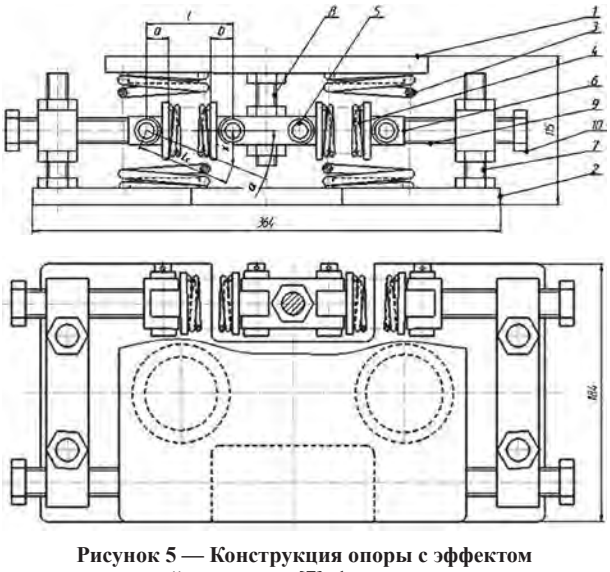


Рисунок 5 — Конструкция опоры с эффектом квазинулевой жесткости [7]: 1 — верхнее основание; 2 — нижнее основание; 3 — опорные винтовые пружины; 4 — пружины корректора жесткости; 5 — центральные шарнирные опоры; 6 — периферийные шарнирные опоры; 7, 8 — штыри; 9 — винты; 10 — шестигранная головка винта

а периферийные опоры 6 — с нижним основанием 1. Такое соединение позволяет пружинам 4 корректора при колебаниях верхнего основания 2 вместе с виброизолируемым объектом поворачиваться в шарнирных опорах. Оси пружин корректора отклоняются от горизонтали и компенсируют силу упругости опорных пружин 3, создавая эффект квазинулевой жесткости в определенном диапазоне смещений.

Конструкция опоры позволяет изменять высоту статического горизонтального расположения пружин корректора, а значит, перенастраивать опору при изменении статической нагрузки без ухода рабочей точки с середины участка с квазинулевой жесткостью. Для этого шарнирные опоры 5 и 6 могут перемещаться по вертикали вдоль штырей 7, 8 и фиксироваться гайками в новом положении. Кроме этого, опора позволяет легко устанавливать пружины корректора между своими опорами в недеформированном положении, а затем легко осуществлять их необходимое статическое поджатие или регулировать его. Для этого используются винты 9, которые при вращении шестигранной головки 10 ключом позволяют сжимать или разжимать пружины корректора.

Для оценки динамики и эффективности виброизоляции предложенной опоры определено выражение для упругой силы, создаваемой пружинами корректора [7]:

$$P_k = 4c_k\left[l_{\text{ст}} - \left(l_x - 1\right)\right]\sin\alpha, \qquad (1)$$

где c_k — жесткость одной пружины корректора; $l_{\text{ст}}$ — статическое поджатие пружины; l_x и l — расстояние между осями шарниров опор пружины корректора при смещении из положения равновесия на величину x и когда $x = 0$; α — текущий угол поворота оси пружины корректора с горизонталью.

Так как $\sin\alpha = x / l_x$, $l + l_{\text{ст}} = l_0 + a + b$, где l_0 — свободная длина пружины, a, b — расстояния от оси шарнира до опорной плоскости пружины корректора слева и справа, то выражение (1) примет вид:

$$P_k = 4c_k\left(\frac{l_0 + a + b}{l_x - 1}\right)x, \qquad (2)$$

а если учесть, что $l_x = \sqrt{\left(l_0 + a + b - l_{\text{ст}}\right)^2 + x^2}$, то (2) можно записать так:

$$P_k = 4c_k\left[\frac{l_0 + a + b}{\left(\sqrt{\left(l_0 + a + b - l_{\text{ст}}\right)^2 + x^2}\right) - 1}\right]x. \qquad (3)$$

Из последнего выражения, приравняв x нулю в квадратных скобках, можно получить выражение для статической жесткости пружин корректора:

$$c_k^{\text{ст}} = 4c_k\left(\frac{n}{1-n}\right), \qquad (4)$$

где $n = l_{\text{ст}} / l_{\text{const}}$; $l_{\text{const}} = l_0 + a + b$ — величина, постоянная для выбранной пружины корректора.

Для того чтобы получить участок квазинулевой жесткости вблизи положения равновесия опоры, необходимо приравнять выражение (4) величине жесткости всех опорных пружин c_0. Тогда можно легко выбрать жесткость одной пружины корректора c_0, если задана n, или наоборот.

В качестве расчетного примера выбрана опора со статической нагрузкой на нее 1000 Н. Принято $c_k/c_0 = 0{,}5$, $n = 0{,}33$. Задана суммарная жесткость двух опор-

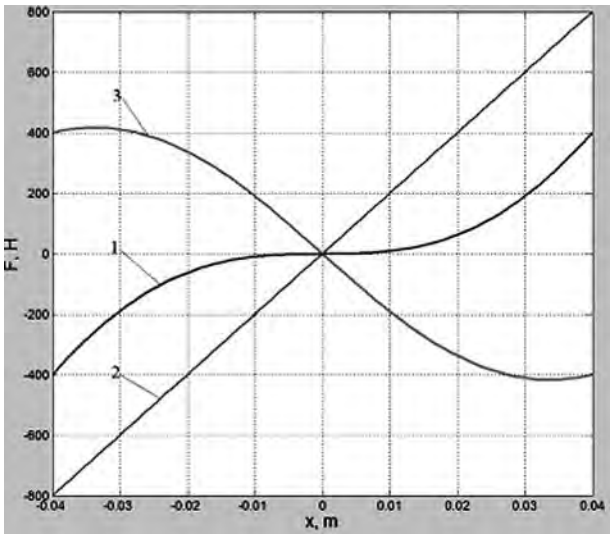


Рисунок 6 — Графики изменения динамической нагрузки на виброизолируемый объект от его смещения из положения равновесия [7]: 1 — суммарная сила, равная разности вертикальных сил опорных пружин и пружин корректора; 2 — сила двух опорных пружин; 3 — сила четырех пружин корректора

ных пружин, исходя из их статической деформации x_0 = = 0,05 м. Тогда суммарная жесткость опорных пружин c_0 = 20 000 Н/м, жесткость одной пружины корректора c_k = 10 000 Н/м. Выбор самих пружин осуществлен при помощи программы «Компас». При этом заданы ограничения на внешний диаметр пружин, учтены x_0 и рабочая деформация опорных пружин, а также статическая деформация пружин корректора по найденному значению n с учетом размеров a и b (см. рисунок 5). Для расчетного примера выбрана в качестве опорной пружина диаметром 0,07 м (диаметр проволоки 0,007 м) со свободной длиной 0,019 м и возможной деформацией 0,011 м. Пружина корректора имеет диаметр 0,04 м (диаметр проволоки 0,0035 м), свободную длину 0,057 м и статическую деформацию 0,03 м.

На рисунке 6 показаны графики изменения динамической нагрузки на виброизолируемый объект от его смещения из положения равновесия. На кривой 1 виден участок с квазинулевой жесткостью шириной порядка 0,02 м.

Для оценки эффективности виброизоляции предложенной опоры необходимо на различных частотах находить коэффициент передачи силы на основание $K_п$ как отношение амплитуд реакции основания и вибровозбуждающей силы. Реакция основания рассчитывалась по теореме о движении центра масс системы:

$$R(t) = P_0 \sin\omega t - m\ddot{x}, \qquad (5)$$

где P_0, ω — амплитуда и частота вибровозбуждающей силы; m — масса виброизолируемого объекта, приходящаяся на одну опору; $\ddot{x}$ — ускорение массы m, определяемое при решении нелинейного уравнения движения:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + c_0 x - P_k(x) = P_0 \sin\omega t, \qquad (6)$$

где $P_k(x)$ — сила, создаваемая пружинами корректора и определяемая из (3).

Расчеты проведены на ЭВМ в программе MATLAB / Simulink. На основе решения дифференциального уравнения (6) определялись параметры движения виброизолируемого объекта. Подстановка их на каждом шаге интегрирования в выражение (5), деленного на P_0, позволила определить величину $K_п$ по огибающей амплитуды колебаний безразмерной реакции в функции от частоты вибровозбуждения. Частота при этом менялась в диапазоне от 0,1 до 16 Гц постоянной скоростью 0,01 Гц/с — достаточно малой для того, чтобы на каждой частоте успевал установиться режим вынужденных колебаний (квазистационарное изменение частоты).

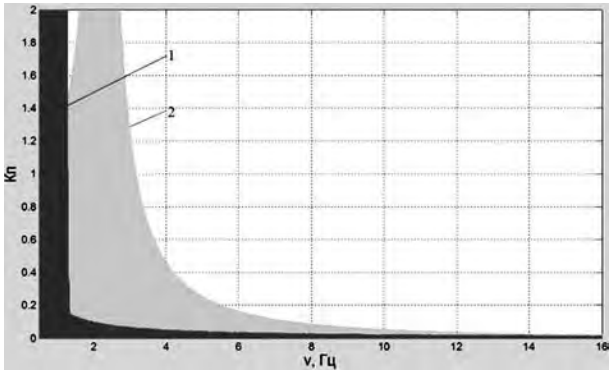


Рисунок 7 — Зависимость коэффициента передачи силы на основание от частоты, когда значение коэффициента ограничено интервалом от 0 до 2 [7]:
1 — для виброизолирующей опоры с квазинулевой жесткостью; 2 — для опоры только на винтовую пружину с одинаковой статической деформацией при том же нарушении

Из рисунка 7 видно, что предложенная опора, имеющая участок с квазинулевой жесткостью на нагрузочной характеристике, позволяет существенно улучшить виброизоляцию различного виброактивного технологического оборудования по сравнению с установкой только на винтовые пружины. Кроме того, опора отличается простотой конструкции, возможностью регулировать положение рабочей точки, оставляя ее посередине участка с квазинулевой жесткостью при изменении статической нагрузки на опору. Такую схему опоры можно использовать и при больших нагрузках — порядка нескольких тысяч ньютонов, и при малых — порядка сотен или десятков ньютонов. При больших нагрузках в шарнирных опорах пружин корректора необходимо устанавливать подшипники качения, т. к. приведенная сила трения скольжения, соизмеримая с вибровозбуждающей силой, негативно влияет на виброизоляцию объекта на рабочих частотах [7].

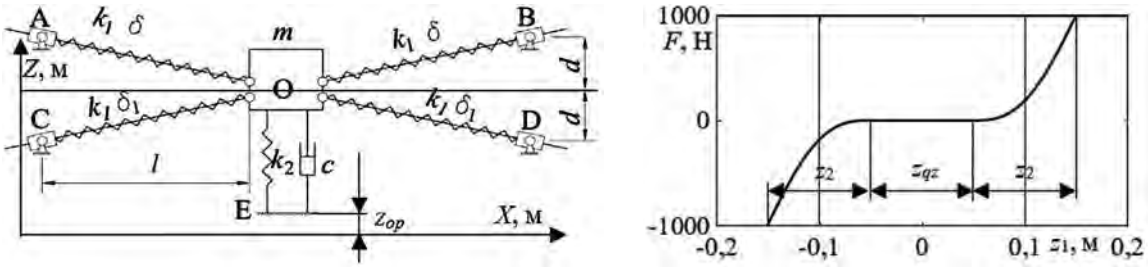
Предложенные зависимости позволяют выбирать как опорные пружины, так и пружины корректора для получения эффекта квазинулевой жесткости и уменьшения коэффициента передачи силы на основание, особенно на низких частотах, порядка 1–10 Гц.

На рисунке 8 приведена расчетная схема виброизолирующего механизма с участком квазинулевой жесткости на основе двух наклонных пружин, создающих отрицательную жесткость, и статическая характеристика подвески [5, 6].

Из рисунка 8 *б* видно, что статическая характеристика подвески представляет собой трехсегментный сплайн, средний сегмент которого является горизонтальной линией (участок квазинулевой жесткости), а два крайних — криволинейные сплайны произвольного порядка.

Дифференциальное уравнение движения виброзащищаемой массы без учета силы тяжести (что полностью эквивалентно перемещениям той же массы с учетом силы тяжести, когда статическая силовая характеристика смещается вверх вдоль оси силы на величину силы тяжести):

$$m \cdot a + b \cdot v_1 + F = 0. \qquad (7)$$



а *б*

Рисунок 8 — Расчетная схема виброизолирующего механизма с участком квазинулевой жесткости (*а*) и статическая характеристика подвески (*б*) [5]: *l*, *d* — расстояния между центром масс системы и центрами кулис A, B, C, D; *c* и k_2 — коэффициент жесткости упругого элемента и коэффициент сопротивления демпфирующего элемента виброзащитного кресла оператора; z_{op} — высота основания; z_2, z_{qz} — размеры сегментов статической силовой характеристик подвески

Таблица — Уровень вибрации и коэффициент передачи силы при различных способах монтажа оборудования

Параметр	Жесткое соединение	Пружинные виброизоляторы	Виброизоляторы с квазинулевой жесткостью	
			без динамического гасителя колебаний	с динамическим гасителем колебаний
Дата внедрения	XVIII в.	1930-е гг.	1990 г.	2019 г.
Частота собственный колебаний, Гц	18,6	8,0	1,0	
Жесткость монтажа, Н/м	5,667	1,048	0,016	
Амплитуда колебаний, мкм	83,7	74,0	72,1	14,0
Виброскорость, мм/с	4,18	3,70	3,61	0,70
Передаваемая на фундамент сила, Н	474,27	77,58	1,18	0,23
Коэффициент передачи силы	0,16061	0,02627	0,00040	0,00008

При кинематическом возбуждении, если использовать в дифференциальном уравнении (7) переменную координаты основания z_{op}, это уравнение примет вид:

$$a = \frac{-b \cdot \dfrac{d\left(z - z_{op}\right)}{dt} - F}{m} = \frac{-b \cdot \left(v - A \cdot \omega \cdot \cos\left(\omega \cdot t\right)\right) - F}{m}, \quad (8)$$

где статическая сила F, создаваемая виброзащитным механизмом, в случае использования трехсегментного сплайна определялась по выражению:

$$F = \begin{cases} \operatorname{sgn}\left(z_{11}\right) \cdot \sum_{i=1}^{6} s_i \cdot \left|z_{11}\right|^{7-i}, & \text{при} \left|z_1\right| > \dfrac{z_{qz}}{2}; \\ 0, & \text{при} \left|z_1\right| \le \dfrac{z_{qz}}{2}, \end{cases} \quad (9)$$

где $\left|z_{11}\right| = \left|z_1\right| - \dfrac{z_{qz}}{2}$.

Таблица показывает устойчивую и кратно выраженную тенденцию улучшения виброизоляционных характеристик при переходе от жесткого соединения к пружинным виброизоляторам, затем к системам с квазинулевой жесткостью и, наконец, к системе с квазинулевой жесткостью и динамическим гасителем колебаний: частота собственных колебаний снижается с 18,6 до 1 Гц, жесткость — с 5,667 до 0,016 МН/м, амплитуда — с 83,7 до 14,0 мкм, виброскорость — с 4,18 до 0,70 мм/с, передаваемая на фундамент сила — с 474,27 до 0,23 Н, а коэффициент передачи силы — с 0,16061 до 0,00008, т. е. на 2–3 порядка, причем наибольший скачок эффективности обеспечивает переход к системам с квазинулевой жесткостью (1990 г.) [1, 2], а добавление динамического гасителя (2019 г.) [8–10] дает дополнительное пятикратное снижение передаваемой силы, что в совокупности подтверждает принципиальное преимущество предложенного технического решения, особенно в области низких частот, где традиционные виброизоляторы малоэффективны.

Таким образом, применение систем с квазинулевой жесткостью, т. е. упругих систем, имеющих в своей силовой характеристике пологий участок (участок с жесткостью, близкой к нулю), является перспективным направлением при создании эффективных систем виброзащиты мобильных и технологических машин.

Однако существующие системы с нелинейными статическими характеристиками с участком квазинулевой жесткости не обеспечивают торможение при выходе за границы квазинулевой жесткости и не подстраиваются под частоту оборотов. Дальнейшее совершенствование таких систем устраняет этот недостаток.

Заключение. Вибрации, сопровождающие работу мобильных и технологических машин, вызывают повышенные динамические нагрузки, снижение несущей способности конструкций и усталостные разрушения, что требует разработки эффективных виброзащитных систем.

Системы с квазинулевой жесткостью на основе фермы Мизеса обеспечивают крайне низкую собственную частоту колебаний и широкую область эффективной виброизоляции, что делает их перспективным направлением. Сравнительный анализ коэффициентов виброизоляции показывает: область эффективной работы виброизолятора с квазинулевой жесткостью значительно шире, чем у линейного, а максимальные значения коэффициента — ниже.

Разработанные конструкции подтверждают практическую применимость технологии с квазинулевой жесткостью. Применение виброизоляции с квазинулевой жесткостью и динамическим гасителем колебаний снижает уровень вибрации до 0,7 мм/с и практически

исключает передаваемую силу (коэффициент передачи — до $8 \cdot 10^{-5}$).

Однако существующие системы не обеспечивают торможение при выходе за границы зоны квазинулевой жесткости и не подстраиваются под частоту вращения, что определяет необходимость их дальнейшего совершенствования. Применение систем с квазинулевой жесткостью остается перспективным направлением для виброзащиты мобильных и технологических машин, а его развитие связано с устранением отмеченных недостатков и расширением областей практического применения.

Список литературы

1. Виброзащитные системы с квазинулевой жесткостью: монография / П.М. Алабужев, А.А. Гритчин, Л.И. Ким [и др.]. — М.: Машиностроение, 1986. — 100 с.
2. Vibration protecting and measuring systems with quasi-zero stiffness / P. Alabuzhev, A. Gritchin, L. Kim [et al.]; ed. E. Rivin. — New York: Hemisphere Publ. Corp., 1989. — 100 p.
3. Томлеева, С.В. Моделирование оптимальной виброзащитной характеристики универсального виброзащитного подвешивания для операторов строительных и дорожных машин с использованием рядов Фурье / С.В. Томлеева, А.Г. Савельев // Строительные и дорожные машины. — 2023. — № 12. — С. 10–14.
4. Влияние силы вязкого трения на виброзащитные качества механизма с квазинулевой жесткостью для сидений операторов строительных и дорожных машин / С.В. Томлеева, Г.Д. Моисеев, П.Г. Колесников [и др.] // Journal of Advanced Research in Technical Science. — 2020. — № 19. — С. 12–16. — DOI: https://doi.org/10.26160/2474-5901-2020-19-12-16.
5. Корытов, М.С. Методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы сиденья автогрейдера с квазинулевой статической характеристикой / М.С. Корытов, И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков // Вестник СибАДИ. — 2023. — Т. 20, № 2. — С. 180–193. — DOI: https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-180-193.
6. Корытов, М.С. Исследование виброзащитной системы сиденья с квазинулевой жесткостью при стохастических воздействиях на элементы ходового оборудования автогрейдера / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. — 2023. — Т. 7, № 1. — С. 61–69. — DOI: https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-1-61-69.
7. Бурьян, Ю.А. Конструкция и оценка виброизоляции опоры для технологического оборудования с использованием эффекта квазинулевой жесткости / Ю.А. Бурьян, М.В. Силков // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. — 2019. — Т. 3, № 2. — С. 9–14. — DOI: https://doi.org/10.25206/2588-0373-2019-3-2-9-14.
8. Виброгаситель с квазинулевой жесткостью / М.А. Кузнецов, К.А. Кувшинов, А.Н. Гаврилин, Б.Б. Мойзес // Современные проблемы машиностроения: труды XII Междунар. науч.-техн. конф., Томск, 28 окт. – 1 нояб. 2019 г. / под ред. А.Ю. Арляпова. — Томск: Изд-во ТПУ, 2019. — С. 286–289.
9. Xing, Z. A combined vibration isolation system with quasi-zero stiffness and dynamic vibration absorber / Z. Xing, X. Yang // International Journal of Mechanical Sciences. — 2023. — Vol. 256. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2023.108508.
10. Zhang Y. Isolation performances of combined system with large amplitude nonlinearity and dynamic vibration absorber / Y. Zhang, X. Sun, J. Xu // International Journal of Non-Linear Mechanics. — 2025. — Vol. 179. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2025.105243.

Skoybeda A.T., Robilko E.M.

Suspension systems for mobile machines and technological equipment containing elements with quasi-zero stiffness

An overview is presented for suspension systems for mobile machines and technological equipment containing elements with quasi-zero stiffness. A comparative assessment of the effectiveness of systems with quasi-zero stiffness and linear vibration isolators is provided, confirming the promising potential of this approach for creating effective vibration protection systems for mobile and technological machines.

Поступила в редакцию 18.09.2026.

УДК 621.01 + 621.8

А.В. КОТОВ, магистр техн. наук
ОАО «Сейсмотехника», г. Гомель, Республика Беларусь
Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь

Д.Г. КРОЛЬ, канд. физ.-мат. наук, доц.
Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь

АНАЛИТИЧЕСКИЙ СПОСОБ СИЛОВОГО АНАЛИЗА МЕХАНИЗМОВ СЛОЖНОЙ СТРУКТУРЫ НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ КОМПЛЕКСНЫХ ЧИСЕЛ

В статье предложен аналитический способ силового анализа плоских рычажных механизмов, содержащих группу Ассура III класса, с применением особых точек Ассура. Математическая модель реализована с применением комплексных чисел. Предложены аналитические выражения, определяющие положения особых точек (точек Ассура) через операции с комплексно-сопряженными числами. Выполнен расчет реакций в кинематических парах. Проведена верификация полученных результатов в пакете MSC ADAMS, подтвердившая адекватность предложенного способа.

Ключевые слова: *плоский рычажный механизм, группа Ассура III класса, силовой анализ, комплексные числа, метод особых точек, точки Ассура, реакции связей, MSC ADAMS, PTC MathCAD*

Введение. Плоские рычажные механизмы сложной структуры находят все большее применение в современном машиностроении благодаря своим широким кинематическим и динамическим возможностям, позволяя реализовывать сложные программные движения одной, двух (и более) рабочих точек [1]. В связи с этим наблюдается постоянный рост интереса к вопросам анализа и синтеза данных механизмов, о чем свидетельствуют работы [2, 3].

Особенностью механизмов сложной структуры является то, что их исследование методами, традиционно применяемыми для рычажных механизмов II класса, которые составляют подавляющее большинство в машиностроении, затруднено [4], а в ряде случаев является нетривиальной научной задачей. При этом если вопросы кинематического анализа и синтеза таких механизмов освещены достаточно широко [5, 6], то их силовой [7], динамический [8] анализ и синтез исследованы в значительно меньшей степени. Это главным образом связано с отсутствием простых аналитических способов, позволяющих исключить составление и решение громоздких систем уравнений.

Известные графоаналитические методы силового анализа [9, 10], несмотря на свою простоту и наглядность, не отличаются высокой точностью, трудоемки, плохо адаптируются к изменению кинематической схемы механизма и не пригодны для синтеза механизмов. Аналитические методы требуют составления большого числа векторных [11] или алгебраических [12] уравнений равновесия сил и моментов. Применение современных математических пакетов и языков программирования в силовом анализе несколько облегчает поиск решения таких систем уравнений [13], например, методом Гаусса [14] или с помощью обратной матрицы [15]. Но все равно вопрос автоматизации проведения силового анализа и уменьшения трудоемкости так и не был решен до конца.

Оригинальным решением этой задачи могла бы стать возможность перевода известных графоаналитических методов силового анализа в разряд полностью аналитических. Так, традиционный графоаналитический метод особых точек (так называемых точек Ассура) эффективно используется при силовом анализе плоских рычажных механизмов, содержащих группу Ассура III класса, но требует графического нахождения этих точек [16]. В данной работе предлагается аналитический способ силового анализа плоского рычажного механизма III класса с нахождением особых точек.

Цель исследования — силовой анализ плоского рычажного механизма с группой Ассура III класса аналитическим методом особых точек на основе теории комплексных чисел. Задача исследования — для модели плоского рычажного механизма разработать оригинальный способ аналитического нахождения особых точек, позволяющий автоматизировать процесс проведения силового анализа плоского рычажного механизма с группой Ассура III класса 1-го типа.

Постановка задачи. В качестве объекта исследования возьмем плоский рычажный механизм, содержащий группу Ассура III класса 1-го типа, кинематическая схема которого на комплексной плоскости (в системе координат Re–Im) приведена на рисунке 1. Во избежание загромождения рисунка будем считать, что в каждой S_i

Рисунок 1 — Кинематическая схема рычажного механизма с группой Ассура III класса: 0 — стойка; 1 — кривошип; 2–4 — поводок; 5 — базисное звено

точке *i*-го звена расположен его центр масс (обозначен соответствующим символом). В результате каждое звено нагружено следующими силовыми факторами, приложенными в его центре масс: силой тяжести G_i, главным вектором сил инерции Φ_i и главным моментом сил инерции M_i. Центры масс линейных звеньев приняты расположенными в их геометрических центрах, а центр масс базисного звена (треугольника) совпадает с его центром тяжести.

Рассматриваемый механизм имеет одну степень свободы. Угол φ поворота кривошипа 1 принят в качестве обобщенной координаты. Входными параметрами являются координаты неподвижных точек, длины звеньев и углы на жестких звеньях, а также их массово-инерционные характеристики.

Методы исследований. Считаем, что кинематический анализ рассматриваемого рычажного механизма уже выполнен и реализован на основе теории комплексных чисел — например, методом замкнутых векторных контуров [17] или методом замены ведущего звена [18]. Как показано в [19, 20], использование комплексных чисел в математических моделях рычажных механизмов, образованных группами Ассура II класса, дает высокую эффективность в сочетании с современными математическими пакетами и языками программирования, способными оперировать комплексными числами. Данная работа является логическим развитием этого подхода — теперь для анализа плоских рычажных механизмов, образованных группами Ассура III класса.

Применение метода особых точек в силовом анализе предполагает их предварительное нахождение из решения 1-й задачи кинематического анализа. При этом каждая особая точка принадлежит базисному звену группы и находится как точка пересечения линий двух любых поводков группы Ассура III класса.

В работах [9, 10] данные точки традиционно находятся графическим способом. В работе [21] предложен аналитический способ определения особых точек для плоских рычажных механизмов сложной структуры при помощи оригинального векторного выражения. Однако данный способ реализован применительно к математическим моделям, построенным на языке векторной алгебры. Для моделей, использующих теорию комплексных чисел, это выражение может быть преобразовано посредством операций с комплексно-сопряженными числами на основе известной их аналогии с векторными и скалярными операциями [22]:

$$\overline{r}_1 \cdot \overline{r}_2 \equiv \mathrm{Re}\left(\underline{r}_1^* \cdot \underline{r}_2\right);\ \overline{e}_Z \cdot \left(\overline{r}_1 \times \overline{r}_2\right) \equiv \mathrm{Im}\left(\underline{r}_1^* \cdot \underline{r}_2\right),$$

где $\overline{e}_Z$ — единичный вектор оси *Z*; $\overline{r}_1$ и $\overline{r}_2$ — два перемножаемых геометрических вектора; $\underline{r}_1^*$ — первый перемножаемый вектор комплексно-сопряженного числа к вектору $\underline{r}_1$; $\underline{r}_2$ — второй перемножаемый вектор комплексного числа; Re и Im — функция выделения действительной и мнимой части комплексного числа соответственно.

Здесь и далее для обозначения векторов в комплексной форме будем использовать знак нижнего подчеркивания. Это позволит различать математические модели рычажных механизмов, построенные на языке векторной алгебры, и модели, сформированные на языке комплексных чисел.

Полученное в результате несложных математических преобразований выражение для нахождения особых точек применительно к математическим моделям на основе теории комплексных чисел будет иметь следующий вид:

$$\underline{r}_S = \frac{\left(\underline{r}_B - \underline{r}_A\right) \cdot \mathrm{Im}\left(\underline{r}_D^* \cdot \underline{r}_C\right) - \left(\underline{r}_D - \underline{r}_C\right) \cdot \mathrm{Im}\left(\underline{r}_B^* \cdot \underline{r}_A\right)}{\mathrm{Im}\left(\left(\underline{r}_D - \underline{r}_C\right)^* \cdot \left(\underline{r}_B - \underline{r}_A\right)\right)}, \quad (1)$$

где $\underline{r}_A$, $\underline{r}_B$ и $\underline{r}_A^*$, $\underline{r}_B^*$ — радиус-векторы точек комплексных и комплексно-сопряженных чисел первого вектора (звена) соответственно; $\underline{r}_C$, $\underline{r}_D$ и $\underline{r}_C^*$, $\underline{r}_D^*$ — радиус-векторы точек комплексных и комплексно-сопряженных чисел второго вектора (звена) соответственно.

Выражение (1) позволяет на языке комплексных чисел находить точку пересечения двух отрезков, которая может располагаться как в пределах самих отрезков, так и на продолжении их линий. Для проверки предложенного выражения (1) была использована известная формула [23] для нахождения точки пересечения двух отрезков, заданных комплексными числами.

В дальнейшем для сокращения математических записей вместо выражения (1) для нахождения особых точек в математических моделях, построенных с применением теории комплексных чисел, будем применять пользовательскую функцию аналогично [21]:

$$\underline{r}_S = \mathrm{CrossRI}\left(\underline{r}_A,\ \underline{r}_B,\ \underline{r}_C,\ \underline{r}_D\right). \quad (2)$$

Используя данную функцию (2), а также результаты кинематического анализа рассматриваемого рычажного механизма, найдем положение всех трех особых точек для группы Ассура III класса в зависимости от изменения обобщенной координаты (см. рисунок 1):

$$\underline{S}_{24}(\varphi) = \mathrm{CrossRI}\left(\underline{A}(\varphi), \underline{B}(\varphi), \underline{F}, \underline{C}(\varphi)\right); \quad (3)$$

$$\underline{S}_{34}(\varphi) = \mathrm{CrossRI}\left(\underline{F}, \underline{C}(\varphi), \underline{E}, \underline{D}(\varphi)\right); \quad (4)$$

$$\underline{S}_{23}(\varphi) = \mathrm{CrossRI}\left(\underline{A}(\varphi), \underline{B}(\varphi), \underline{E}, \underline{D}(\varphi)\right). \quad (5)$$

Силовой анализ механизма. Представим все активные силы (силы тяжести) и силы инерции, действующие на рычажный механизм, в виде следующих векторов комплексных чисел (см. рисунок 1):

$$\underline{G}_i = -j \cdot G_i^y;\ \underline{\Phi}_i = \Phi_i^x - j \cdot \Phi_i^y;\ \underline{M}_i = M_i^z,$$

где $\underline{G}_i$ и $\underline{\Phi}_i$ — векторы комплексных чисел силы тяжести и силы инерции, приложенные в соответствующем центре масс *i*-го звена; $\underline{M}_i$ — момент силы, приложенный к соответствующему *i*-му звену, направление действия которого будет определяться алгебраическим знаком действительного числа.

В работе [20] предложены аналитические зависимости для нахождения тангенциальных и нормальных составляющих реакций связей в кинематических парах с применением теории комплексных чисел для группы Ассура II класса 1-го типа. Используя эти зависимости, а также пользовательские функции из работы [24], адаптированные для работы с комплексными числами, проведем силовой анализ группы Ассура III класса 1-го типа методом особых точек. Расчетная схема силового анализа рассматриваемого рычажного механизма приведена на рисунке 2.

Для каждого поводка группы Ассура III класса находим тангенциальные составляющие реакции связей в кинематических парах *A*, *E* и *F* путем решения уравнения равновесия моментов сил относительно шарниров, связанных с базисным звеном 5 (см. рисунок 2):

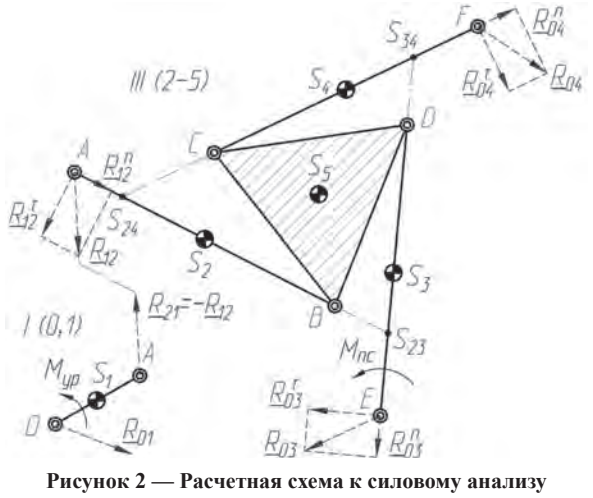


Рисунок 2 — Расчетная схема к силовому анализу рычажного механизма

$$\underline{R}_{12}^{\tau}(\varphi)=Rt_{\text{III.1}}\left(\underline{B}(\varphi),\underline{A}(\varphi),\left(\underline{S}_2(\varphi)\right),\left(\underline{G}_2+\underline{\Phi}_2(\varphi)\right),\underline{M}_2(\varphi)\right);$$

$$\underline{R}_{03}^{\tau}(\varphi)=Rt_{\text{III.1}}\left(\underline{D}(\varphi),\underline{E},\left(\underline{S}_3(\varphi)\right),\left(\underline{G}_3+\underline{\Phi}_3(\varphi)\right),\right.$$

$$\left.\underline{M}_3(\varphi)+\underline{M}_{\text{ПС}}\right)\Big);$$

$$\underline{R}_{04}^{\tau}(\varphi)=Rt_{\text{III.1}}\left(\underline{C}(\varphi),\underline{F},\left(\underline{S}_4(\varphi)\right),\left(\underline{G}_4+\underline{\Phi}_4(\varphi)\right),\underline{M}_4(\varphi)\right);$$

Нормальные составляющие реакции связей в кинематических парах для каждого поводка находим путем составления уравнения равновесия моментов сил относительно каждой найденной особой точки (см. выражения (3)–(5)) с помощью следующих функций пользователя:

$$\underline{R}_{12}^{n}(\varphi)=Rn_{\text{III.1}}\left(\underline{B}(\varphi),\underline{A}(\varphi),\underline{S}_{34}(\varphi),\right.$$

$$\left.\underline{P}_{\Sigma}(\varphi),\underline{F}_{\Sigma}(\varphi),\underline{M}_{\Sigma}(\varphi)\right);$$

$$\underline{R}_{03}^{n}(\varphi)=Rn_{\text{III.1}}\left(\underline{D}(\varphi),\underline{E},\underline{S}_{24}(\varphi),\underline{P}_{\Sigma}(\varphi),\right.$$

$$\left.\underline{F}_{\Sigma}(\varphi),\underline{M}_{\Sigma}(\varphi)\right);$$

$$\underline{R}_{04}^{n}(\varphi)=Rn_{\text{III.1}}\left(\underline{C}(\varphi),\underline{F},\underline{S}_{23}(\varphi),\underline{P}_{\Sigma}(\varphi),\right.$$

$$\left.\underline{F}_{\Sigma}(\varphi),\underline{M}_{\Sigma}(\varphi)\right),$$

где $\underline{P}_{\Sigma}$ и $\underline{F}_{\Sigma}$ — массивы [7×1] комплексных чисел векторов-точек и векторов-сил внешних нагрузок, приложенных в данных точках соответственно; $\underline{M}_{\Sigma}$ — суммарный вектор моментов сил. Для рассматриваемого рычажного механизма данные параметры задаются как:

$$\underline{P}_{\Sigma}(\varphi)=\left(\underline{S}_2(\varphi)\quad\underline{S}_3(\varphi)\quad\underline{S}_4(\varphi)\quad\underline{S}_5(\varphi)\quad\underline{A}(\varphi)\quad\underline{E}\quad\underline{F}\right)^{T};$$

$$\underline{F}_{\Sigma}(\varphi)=\left(\underline{G}_2+\underline{\Phi}_2(\varphi)\quad\underline{G}_3+\underline{\Phi}_3(\varphi)\quad\underline{G}_4+\underline{\Phi}_4(\varphi)\ldots\right.$$

$$\left.\ldots\underline{G}_5+\underline{\Phi}_5(\varphi)\quad\underline{R}_{12}^{\tau}(\varphi)\quad\underline{R}_{03}^{\tau}(\varphi)\quad\underline{R}_{04}^{\tau}(\varphi)\right)^{T};$$

$$\underline{M}_{\Sigma}(\varphi)=\underline{M}_2(\varphi)+\underline{M}_3(\varphi)+\underline{M}_4(\varphi)+\underline{M}_5(\varphi)+\underline{M}_{\text{ПС}}.$$

Используемые функции пользователя созданы для удобства описания приведенной математической модели силового анализа и представляют собой отдельные подпрограммы, реализованные в математическом пакете PTC MathCAD. Указанные функции пользователя позволяют для заданных входных параметров определять один или несколько выходных параметров, заменяя большое число рутинных и лишенных наглядности промежуточных математических операций.

Полные реакции связей в кинематических парах *A*, *E* и *F* найдем как:

$$\underline{R}_{03}(\varphi)=\underline{R}_{03}^{\tau}(\varphi)+\underline{R}_{03}^{n}(\varphi);\ \underline{R}_{04}(\varphi)=\underline{R}_{04}^{\tau}(\varphi)+\underline{R}_{04}^{n}(\varphi);$$

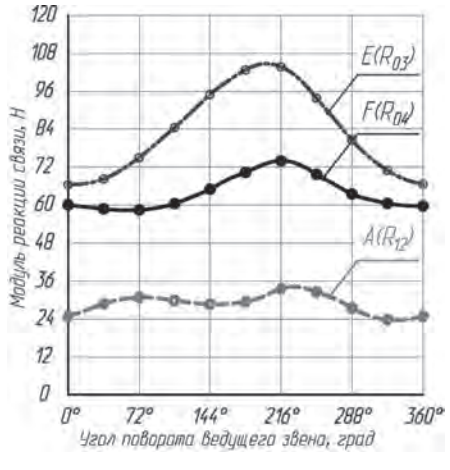
$$\underline{R}_{12}(\varphi)=\underline{R}_{12}^{\tau}(\varphi)+\underline{R}_{12}^{n}(\varphi).$$

Дальнейший силовой анализ базисного и ведущего звена рассматриваемого рычажного механизма ведется в классической последовательности и не представляет особого труда, поэтому в данной работе не приводится.

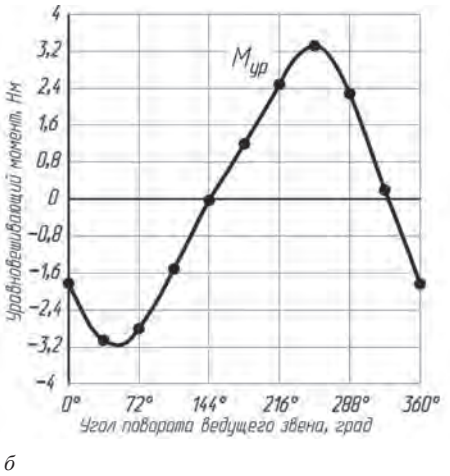
Результаты и обсуждение. Приведем результаты силового анализа рассматриваемого рычажного механизма при следующих входных параметрах: L_{OA} = 0,1 м; L_{AB} = L_{DE} = L_{CF} = 0,3 м; L_{BD} = L_{BC} = L_{CD} = 0,2 м; X_F = 0,5 м; Y_F = 0,2 м; X_E = 0,4 м; Y_E = –0,2 м; m_1 = 0,6 кг; m_2 = m_3 = = m_4 = 1,8 кг; m_5 = 6 кг; J_1 = 2 кг·м^2; J_2 = 13,5 кг·м^2; J_3 = J_4 = = 54 кг·м^2; J_5 = 40 кг·м^2; ω_1 = 1 с$^{-1}$; ε = 0 с$^{-2}$; $M_{\text{ПС}}$ = 10 Н·м.

Результаты расчета модуля реакций связей в кинематических парах *A*, *E* и *F* группы Ассура III класса в зависимости от угла поворота ведущего звена приведены на рисунке 3 *а*, а уравновешивающего момента на ведущем звене — на рисунке 3 *б*.

Проверка адекватности полученных аналитических результатов силового расчета проведена при помощи пакета динамического анализа систем твердых тел MSC ADAMS. Данный программный комплекс уже давно показал свою высокую эффективность при виртуальном

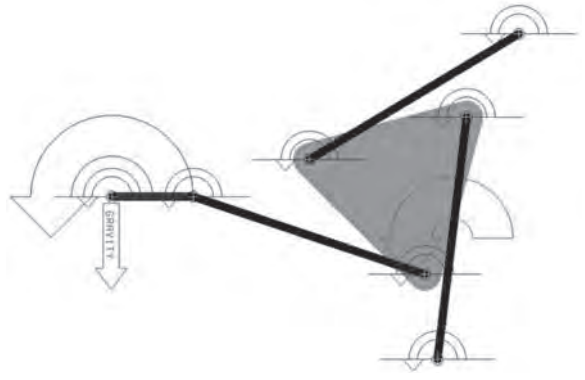


а

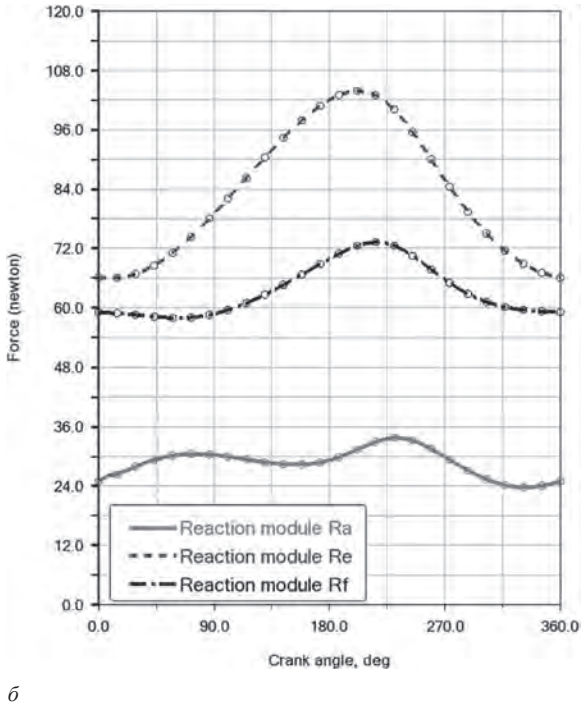


б

Рисунок 3 — Графики изменения реакций связей в кинематических парах $A(R_{12})$, $F(R_{04})$, $E(R_{03})$ группы Ассура III класса (*а*) и уравновешивающего момента (*б*)



а



б

Рисунок 4 — Виртуальная модель рычажного механизма (*а*) и результаты анализа (*б*)

моделировании как плоских [17], так и пространственных [25] рычажных механизмов. На рисунке 4 *а* приведена виртуальная модель рассматриваемого рычажного механизма, а на рисунке 4 *б* — результаты расчета модуля реакций связей в кинематических парах *A*, *E* и *F*. Сравнение результатов силового анализа, полученных предложенным аналитически способом и с помощью виртуального моделирования, показало их абсолютное сходство, что позволяет сделать вывод об адекватности предложенного аналитического решения с применением теории комплексных чисел.

Выводы. Предложен способ определения реакций связей в кинематических парах плоского рычажного механизма, содержащего группу Ассура III класса 1-го типа, с помощью особых точек с применением теории комплексных чисел, что позволяет получить полную аналитическую реализацию. Проверка полученных результатов силового анализа в пакете динамического анализа систем твердых тел показала их полную адекватность с предложенным аналитическим решением. Данный способ может найти свое эффективное применение при моделировании и анализе рычажных механизмов, содержащих группу Ассура III класса 1-го типа.

Список литературы

1. Теоретический и экспериментальный силовой анализ шарнирно-рычажного подъемника / У.А. Джолдасбеков, С.У. Джолдасбеков, Е.С. Темирбеков, Е.Н. Савельев // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2004. — № 6. — С. 91–94.
2. Гебель, Е.С. Проектирование рычажных механизмов высокоточного позиционирования: монография / Е.С. Гебель, В.Г. Хомченко. — Омск: ОмГТУ, 2014. — 136 с.
3. Диденко, Е.В. Разработка и анализ плоских многоконтурных механизмов на основе теории графов: дис. … канд. техн. наук: 05.02.18 / Диденко Елена Владимировна; ИМАШ им. Благонравова РАН. — М., 2019. — 125 с.
4. Бычков, И.В. Кинетостатический анализ четырёхзвенной группы Ассура с замкнутым контуром на примере механизма металлургических ножниц с параллельными ножами / И.В. Бычков, Л.Т. Дворников, И.А. Жуков // Вестник Кузбасского государственного технического университета. — 2018. — № 4. — С. 32–38. — DOI: https://doi.org/10.26730/1999-4125-2018-4-32-37.
5. Осипова, О.И. Кинематический анализ и синтез механизмов с шестизвенной четырехповодковой структурной группой и выстоями выходных звеньев: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.02.18 / Осипова Ольга Ивановна; ОмГТУ. — Омск, 2012. — 20 с.
6. Кіницький, Я.Т. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки на базі напрямних механізмів: монографія / Я.Т. Кіницький, В.О. Харжевський, М.В. Марченко. — Хмельницький, 2013. — 432 с.
7. Стариков, С.П. Обоснование кинематической и кинетостатической разрешимости шестизвенных шарнирных плоских групп Ассура: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.02.18 / Стариков Степан Павлович; НГТУ. — Новосибирск, 2008. — 20 с.
8. Дракунов, Ю.М. Динамический синтез плоских и пространственных рычажных механизмов: автореф. дис. … д-ра техн. наук: 05.02.18 / Дракунов Юрий Михайлович; Ин-т механики и машиноведения им. академика У.А. Джолдасбекова МОН РК. — Алматы, 2010. — 37 с.
9. Джолдасбеков, У.А. Графоаналитические методы анализа и синтеза механизмов высоких классов / У.А. Джолдасбеков. — Алма-Ата: Наука, 1983. — 256 с.
10. Артоболевский, И.И. Теория механизма и машин: учебник / И.И. Артоболевский. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспортная компания, 2023. — 640 с.
11. Dynamic analysis of the press automation / K. Tulegenova, G. Abdraimova, B. Kyrykbaev [et al.] // International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research. — 2019. — Vol. 8, no. 1. — P. 41–45. — DOI: https://doi.org/10.18178/ijmerr.8.1.41-45.
12. Dien, N.P. Dynamic force analysis of a six-link planar mechanism under consideration of friction at the joints / N.P. Dien, N.V. Khang // Vietnam Journal of Mechanics. — 2004. — Vol. 26, iss. 2. — P. 65–75. — DOI: https://doi.org/10.15625/0866-7136/26/2/5690.
13. Змейкова, Т.А. Векторный метод кинетостатического анализа механизма 5-го класса в системе Maple / Т.А. Змейкова, Ю.М. Дракунов // Известия Ошского технологического университета. — 2013. — № 2. — С. 135–139.
14. Гебель, Е.С. Оптимизационный кинематический синтез плоских рычажных механизмов IV класса с приближенным выстоем выходного звена: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.02.18 / Е.С. Гебель; НГТУ. — Новосибирск, 2009. — 20 с.
15. Dynamic force analysis of a six-link planar mechanism / Y. Umbetkulov, Y. Yeleukulov, A. Atalykova [et al.] // MATEC Web of Conferences. — 2018. — Vol. 251. — DOI: https://doi.org/10.1051/matecconf/201825104028.
16. Дворников, Л.Т. Кинетостатическое исследование плоского восьмизвенного механизма шестого класса с поступательной парой / Л.Т. Дворников, В.В. Гаряшин // Вестник КузГТУ. — 2012. — № 1(89). — С. 72–73.
17. Zhauyt, A. The kinematic analysis of the mechanisms of sewing machine / A. Zhauyt, M. Azilkiyasheva // Вестник Алматинского университета энергетики и связи. — 2020. — № 4(51). — С. 155–163. — DOI: https://doi.org/10.51775/1999-9801_2020_51_4_155.
18. Тимофеев, Г.А. Обобщение метода Виллиса на рычажные механизмы высоких классов / Г.А. Тимофеев, Е.Г. Мор,

Н.Н. Барбашов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. — 2015. — № 6(663). — С. 3–8.
19. Котов, А.В. Способ и программная реализация кинематического анализа кулисного механизма / А.В. Котов, Д.Г. Кроль // Механика машин, механизмов и материалов. — 2025. — № 4(73). — С. 25–30. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-4-73-25-30.
20. Котов, А.В. Аналитический метод силового анализа плоских рычажных механизмов с применением теории комплексных чисел / А.В. Котов, Д.Г. Кроль // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П.О. Сухого. — 2025. — № 4(103). — С. 5–15. — DOI: https://doi.org/10.62595/1819-5245-2025-4-5-15.
21. Котов, А.В. Аналитический способ определения особых точек при исследовании плоских рычажных механизмов сложной структуры / А.В. Котов // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления: материалы XXV Междунар. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых, Гомель, 24–25 апр. 2025 г.: в 2 ч. / под общ. ред. А.А. Бойко. — Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2025. — Ч. 2. — С. 242–245.
22. Котов, А.В. Кинематический и силовой анализ механизма подъема наклонной камеры зерноуборочного комбайна с применением теории комплексных чисел / А.В. Котов, Д.Г. Кроль // Конструирование, использование и надежность машин сельскохозяйственного назначения: сб. науч. работ. — 2025. — № 1(24). — С. 40–48.
23. Zwikker, C. The advanced geometry of plane curves and their applications / C. Zwikker. — New York: Dover Publications, 1963. — 299 p.
24. Котов, А.В. Силовой анализ плоских рычажных механизмов векторным методом / А.В. Котов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2024. — № 2(67). — С. 36–43. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-2-67-36-43.
25. Сравнительная оценка силовой нагруженности рулевого управления самосвала 8×8 с использованием твердотельных и упругих моделей рулевых штанг и рычагов / Д.Г. Лопух, А.Н. Колесникович, М.В. Романенко [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2019.— Вып. 8. — С. 104–107.

Kotov A.V., Krol D.G.

Analytical method of force analysis of mechanisms of complex structure based on the theory of complex numbers

The article proposes an analytical method for the force analysis of flat lever mechanisms containing an Assur group of class 3 using special Assur points. The mathematical model is implemented using complex numbers. Analytical expressions are proposed that determine the positions of singular points (Assur points) through operations with complex conjugate numbers. The reactions in kinematic pairs are calculated. The results were verified in the MSC ADAMS package, which confirmed the adequacy of the proposed method.

Поступила в редакцию 09.06.2026.

УДК 631.358.2:621.635

А.В. ЕРМАК; С.И. ЧЕРНЕЦКИЙ; А.С. КОРЧЕВСКИЙ
ОАО «Гомсельмаш», г. Гомель, Республика Беларусь

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ ПОЛОВОРАЗБРАСЫВАТЕЛЬ ДЛЯ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ С ШИРОКОЗАХВАТНЫМИ ЖАТКАМИ

В статье исследуется проблема равномерного распределения половы — легкой фракции зернового вороха, образующейся в процессе обмолота и сепарации в системах очистки современных высокопроизводительных зерноуборочных комбайнов. Актуальность исследования обусловлена стремительным увеличением ширины захвата жаток (до 15 м) и ростом производительности зерноуборочных машин, что требует создания новых технических средств, обеспечивающих равномерное распределение половы по поверхности поля для сохранения плодородия почв и подготовки к последующему севу озимых культур. На основе анализа мирового опыта в области конструирования половоразбрасывателей установлено, что эволюция их развития проходила от простых механических устройств до более сложных конструкций. Исследования показывают, что отсутствие сбора половы приводит к неконтролируемому распространению семян сорняков, а неравномерное распределение создает комплекс агротехнических проблем: ухудшение работы сеялок, неравномерные всходы, иммобилизацию азота и развитие болезней [1].

Ключевые слова: *зерноуборочный комбайн, система очистки, полова, половоразбрасыватель, скорость витания, центробежный вентилятор*

Введение. В современных технологиях ресурсосберегающего и точного земледелия эффективное управление пожнивными остатками и побочными продуктами уборки играет ключевую роль в сохранении плодородия почв, повышении урожайности зерновых культур и обеспечении устойчивости агроэкосистем.

Важной операцией данного цикла является равномерное распределение половы и измельченной соломы по поверхности поля непосредственно в процессе уборки, что позволяет возвращать органическое вещество в почву, снижать риски ветровой и водной эрозии, а также создавать оптимальные условия для последующего сева озимых культур.

Ширина захвата жаток современных зерноуборочных комбайнов неуклонно возрастает и достигает 15 м, что позволяет существенно повысить производительность уборочных работ. Однако увеличение ширины захвата влечет за собой пропорциональное возрастание объема перерабатываемой растительной массы, в том числе легкой фракции — половы, мелких фрагментов стеблей и частиц обмолоченных колосьев [2].

В зависимости от агротехнической стратегии, применяемой в хозяйстве, существуют два принципиально различных подхода к обращению с половой: сбор и удаление с поля либо измельчение и равномерное распределение по поверхности [3].

Анализ мирового опыта конструирования половоразбрасывателей показывает, что эволюция их развития проходила от простых механических устройств к сложным аэродинамическим системам. Ранние разработки заложили базовый принцип использования вращающихся лопастей для центробежного разбрасывания растительных остатков [4].

Современные системы распределения, применяемые ведущими мировыми производителями (John Deere, Case IH, Claas, New Holland), могут быть разделены на три основных типа:

- механические разбрасыватели с вращающимися дисками или лопастями, которые центробежной силой отбрасывают полову в стороны. Однако механические системы имеют ограниченную дальность выноса, особенно для легкой половы, склонной к зависанию в воздушных потоках [5];
- пневматические системы, использующие энергию воздушного потока для транспортирования половы в поперечном направлении. Такие системы интегрируются с основным вентилятором очистки или используют дополнительные вентиляционные агрегаты, создающие направленные струи для выноса половы за пределы габарита комбайна [6];
- комбинированные системы, сочетающие механический и аэродинамический принципы, применяются для достижения максимальной ширины и равномерности распределения.

Для достижения поставленной цели — распределения половы за очисткой комбайна — необходимо решить следующие задачи

- провести анализ физико-механических свойств половы и определить критические скорости витания ее компонентов для различных зерновых культур;
- обосновать параметры аэродинамической системы (тип вентилятора, частота вращения, расход воздуха, энергопотребление) на основе расчета потребной скорости транспортирования половы;
- разработать конструкцию половоразбрасывателя с оригинальной геометрией выходного лотка, обеспечивающей равномерное распределение по ширине, и регулируемым углом наклона для адаптации к различным условиям эксплуатации;
- выполнить численное моделирование аэродинамических потоков в системе очистки комбайна с установленным половоразбрасывателем для оценки влияния на характеристики воздушного потока и процесс сепарации [7].

Результаты исследования. Поскольку скорость витания половы не превышает 2–3 м/с, а скорость воздушно-половистой смеси на выходе из торца очистки в подкапотное пространство составляет около 4–5 м/с, то для половоразбрасывателя целесообразно использовать принцип инжекционного сбора и дальнейшего транспортирования половы путем ее разброса поперек движения комбайна.

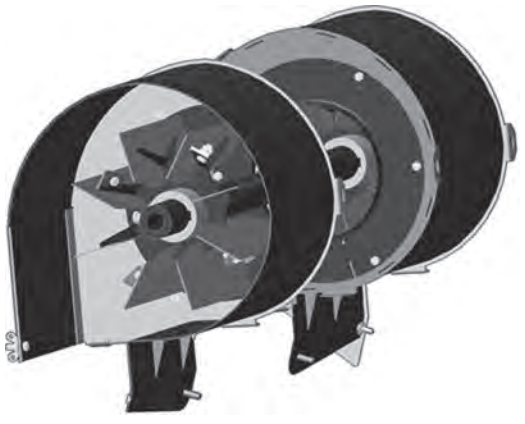


Рисунок 1 — Корпус и крыльчатка половоразбрасывателя

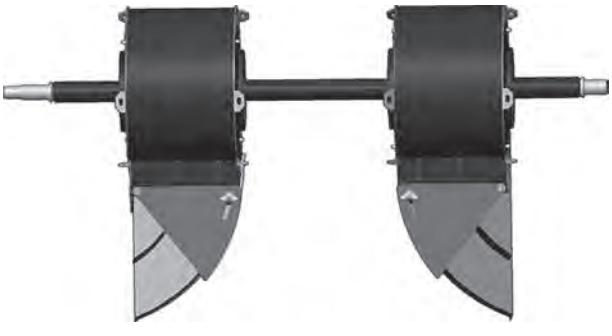


Рисунок 2 — Направители половоразбрасывателя

Для этих целей подходит центробежный вентилятор типа ВЦП 6-46 № 3, 15 [8] с диаметром ротора 315 мм, который используют для отсоса и пневмотранспортирования древесной стружки в циклон. Так как длина трубопроводов таких пневмотранспортеров достигает несколько десятков метров, полное давление ~1400 Па при расходе воздуха 3000 м^3/г и скорости входа и выхода из вентилятора 21,9 м/с, то необходима скорость ротора 2850 об/мин, а энергопотребление — 2,2 кВт.

Учитывая, что скорость витания половы ниже, чем у станочной стружки, а длина лотка-пневмотранспортера не превышает 0,6 м, то для транспортировки половы 3 т/ч при коэффициенте 0,5 концентрации воздушно-половистой смеси расход воздуха для двух вентиляторов составит около 6000 м^3/г.

При скорости входа и выхода воздуха около 11 и 15 м/с соответственно (скорость витания половы менее 3 м/с) таким условиям удовлетворяет предполагаемый вентилятор ротора половоразбрасывателя, где диаметр равен 315 мм, частота вращения крыльчатки половоразбрасывателя равна 2000 об/мин и потребляемая им мощность N = 1,06 кВт (около 2,2 кВт для двух вентиляторов) (рисунок 1).

Для более равномерного распределения половы по всей ширине захвата жатки, лоток на выходе из вентилятора выполнен с цилиндрической рабочей поверхностью, торцы которой не параллельны. По мере продвижения половы по цилиндрической поверхности лотка от его начала к концу с открытой скошенной кромки лотка будут непрерывно сходить порции половы, векторы скоростей которых изменяют направление от вертикального (вниз) до 20° наклонного к горизонту [9].

Кроме того, лоток на кожухе вентилятора закреплен шарнирно и может устанавливаться под различным углом к горизонту (рисунок 2).

Поля распределения скоростей воздушных потоков в проточной области системы очистки комбайна для исходной конструкции без установленного половоразбрасывателя приведены на рисунке 3.

На рисунке 4 представлены поля распределения скоростей воздушных потоков в проточной области сис-

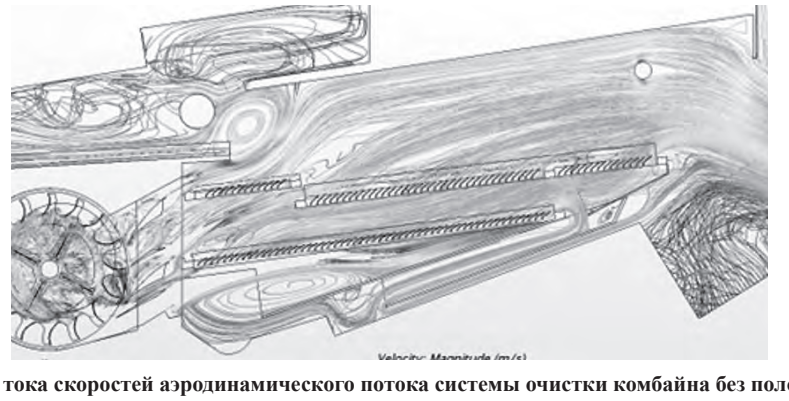


Рисунок 3 — Линии тока скоростей аэродинамического потока системы очистки комбайна без половоразбрасывателя

Рисунок 4 — Линии тока скоростей аэродинамического потока системы очистки комбайна с исходной конструкцией половоразбрасывателя (вентилятор очистки 725 об/мин, половоразбрасыватель 2000 об/мин)

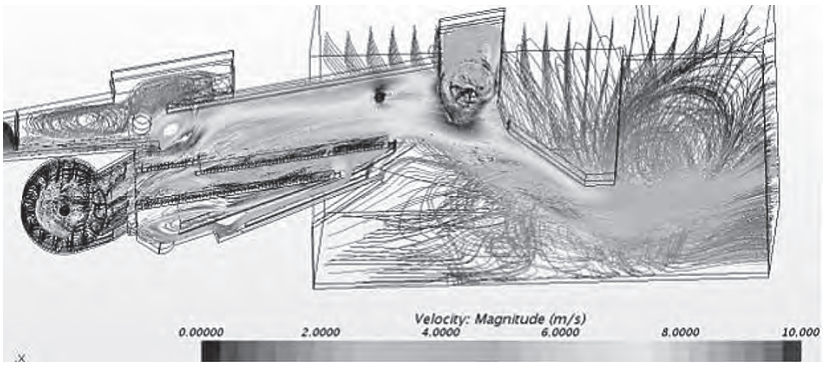


Рисунок 5 — Линии тока скоростей аэродинамического потока на выходе из системы очистки комбайна половоразбрасывателя (вид сбоку)

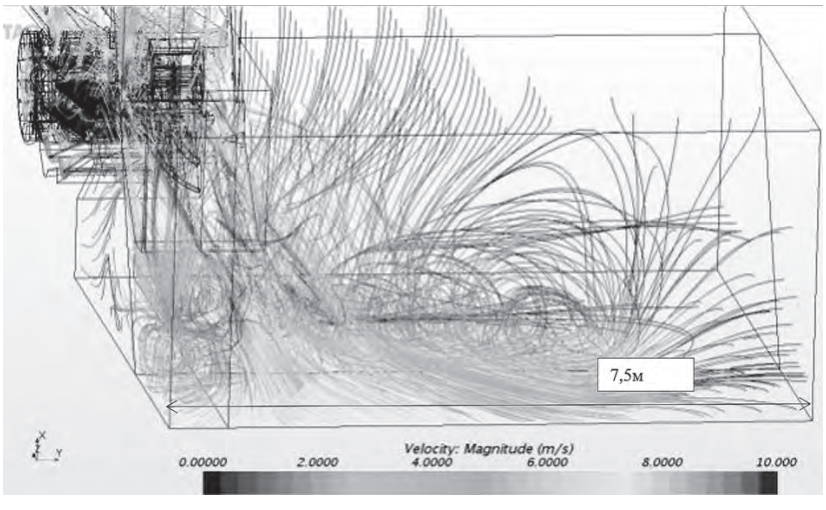


Рисунок 6 — Линии тока скоростей аэродинамического потока на выходе из системы очистки комбайна половоразбрасывателя (вид сзади)

темы очистки комбайна с установленным половоразбрасывателем.

Как показали расчеты, установленные половоразбрасыватели увеличивают скорости воздушных потоков в системе очистки на 10–20 %, не оказывая значительного влияния на распределение скоростей воздушного потока.

На рисунках 5–6 приведены векторы распределения скоростей и линии тока аэродинамического потока для исходной конструкции половоразбрасывателя.

Как показали расчеты, половоразбрасыватель дает воздушный поток, который забирает воздух в верхней части системы очистки вместе с половой (основная часть половы, легкой фракции, идет поверху). Также половоразбрасыватель создает аэродинамический поток, который будет подхватывать полову и мелкие соломистые части и равномерно распределять их на поле.

Корпуса половоразбрасывателя устанавливают через швеллеры к боковинам очистки. Гидромотор привода половорозбрасывателя крепят через кронштейн к боковине очистки, при этом обороты от гидромотора на валу половоразбрасывателя передаются через муфту (рисунок 7).

Рабочую скорость воздушного потока устанавливают в зависимости от качества вороха, поступающего на

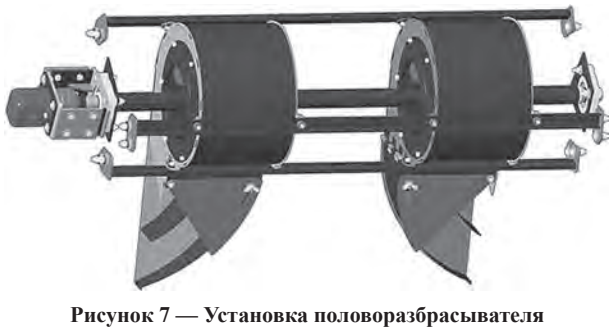


Рисунок 7 — Установка половоразбрасывателя

Таблица 1 — Сравнительный анализ скорости витания половы

Название семян	Скорость витания, м/с	
	за очисткой комбайна	на выходе из половоразбрасывателя
Пшеница	10,20	14,28
Рожь	9,15	12,81
Ячмень	9,60	13,44
Овес	8,60	12,04
Соя	18,75	26,25

Таблица 2 — Сравнительный анализ ширины разброса половы

Название семян	Ширина разброса половы за очисткой комбайна, м	
	механический	аэродинамический
Пшеница	6,0	10,0
Рожь	5,5	9,5
Ячмень	6,5	12,0
Овес	7,0	11,0
Соя	8,0	13,0

очистку. Она должна превышать критическую скорость (скорость витания) $V_{кр}$ тех элементов, которые должны быть вынесены за пределы машины.

Принимая это во внимание, $C_{ср}$ находим по выражению [10]:

$$C_{ср} = (1{,}4…1{,}75)\ V_{кр}.$$

Приняв минимальную критическую скорость для зерен пшеницы $V_{кр}$ = 10,2 м/с, определим скорость воздушного потока на выходе из половоразбрасывателя (таблицы 1 и 2):

$$C_{ср} = 1{,}4 \cdot 10{,}2 = 14{,}28 \text{ м/с}.$$

Выводы. 1. На основе анализа физико-механических свойств половы и аэродинамических характеристик компонентов зернового вороха установлено, что скорость витания половы составляет 2–3 м/с, что значительно ниже скорости витания зерна (8,6–18,75 м/с в зависимости от культуры).

2. На основе расчета потребной производительности и аэродинамических параметров обоснован выбор центробежного вентилятора типа ВЦП 6-46 № 3, 15 с диаметром ротора 315 мм в качестве базового элемента половоразбрасывателя. Выбранные параметры обеспечивают скорость воздушно-половистой смеси на входе и выходе из вентилятора 11 и 15 м/с соответственно, что значительно превышает скорость витания половы и гарантирует надежную транспортировку при длине пневмотрассы не более 0,6 м.

3. Научная новизна выполненного исследования заключается в комплексном обосновании рациональных параметров аэродинамического половоразбрасывателя на основе учета аэродинамических свойств половы различных культур. Практическая значимость состоит в создании конструкции, позволяющей при умеренном энергопотреблении и сохранении эксплуатационной доступности системы очистки увеличить дальность равномерного распределения половы на 4–5 м по сравнению с механическими аналогами.

Список литературы

1. Centrifugal spreading: an analytical model for the motion of fertiliser particles on a spinning disc / S. Vilette, F. Cointault, E. Piron, B. Chopinet // Biosystems Engineering. — 2005. — Vol. 92, iss. 2. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2005.06.013.
2. Астафьев, В.Л. Анализ качества работы измельчителей-разбрасывателей соломы зерноуборочных комбайнов / В.Л. Астафьев, Т.А. Мурзабеков // Техника и оборудование для села. — 2022. — № 3. — С. 26–29. — DOI: https://doi.org/10.33267/2072-9642-2022-3-26-29.
3. Портнов, М.Н. Зерноуборочные комбайны: учеб. пособие / М.Н. Портнов. — М.: Агропромиздат, 1985. — 304 с.
4. Douglas Jr., C.L. Nutrient distribution following wheat-residue dispersal by combines / C.L. Douglas Jr., P.E. Rasmussen, R.R. Allmaras // Soil Science Society of America Journal. — 1992. — Vol. 56, iss. 4. — P. 1171–1177.
5. Казанский, В.В. Справочное пособие по зерноуборочным комбайнам / В.В. Казанский. — Гомель: Полеспечать, 2000. — 386 с.
6. Patent US 20080234019A1, A01F 12/444, A01D 41/1243. Combine harvester with suction fan: № 12/061,919: filing date 03.04.2008: publ. date 25.09.2008 / Teroerde S., Bellmann R., Baumgarten J., Claes U., Schulz W., Niermann M.; applicant Claas Selbstfahrende Erntemaschinen GmbH. — 7 p.
7. Veseth, R. Combine residue distribution / R. Veseth // Pacific Northwest Conservation Tillage Handbook Series. — 1985. — Chapter 3: Residue Management Considerations, No. 3. — URL: https://pnwsteep.wsu.edu/pnw-conservation-tillage-handbook/combine-residue-distribution (date of access: 22.06.2026).
8. Вентилятор ВЦП 6-46 №3,15 исполнение 5 // Lufter. — URL: https://www.lufter.ru/product/vcp-6-46-315-ispoln-5/ (дата обращения: 23.06.2026).
9. Брусиловский, И.В. Аэродинамика осевых вентиляторов / И.В. Брусиловский. — М.: Машиностроение, 1984. — 240 с.
10. Миренков, В.В. Анализ работы вентилятора системы очистки зерноуборочного комбайна / В.В. Миренков, В.Ф. Хиженок, П.Е. Роздевич // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. — 2012. — № 2. — С. 18–25.

Ermak A.V., Chernetskij S.I., Korchevskiy A.S.

Aerodynamic chaff spreader for combine harvesters with wide-cut headers

This paper investigates the problem of uniform distribution of chaff, the light fraction of grain heap generated during threshing and separation in the cleaning systems of modern high-performance combine harvesters. The relevance of the study is driven by the rapid increase in header working width (up to 15 m) and the growing productivity of harvesting machines, which necessitates the development of new technical means ensuring uniform chaff distribution over the field surface to maintain soil fertility and prepare for subsequent winter crop sowing. Based on the analysis of global experience in the design of chaff spreaders, it has been established that their evolution progressed from simple mechanical devices to more complex designs. Research shows that the absence of chaff collection leads to uncontrolled dispersal of weed seeds, while uneven distribution creates a complex of agrotechnical problems: deterioration of seeder performance, uneven germination, nitrogen immobilization, and disease development [1].

Поступила в редакцию 23.06.2026.

УДК 621.43.068

Г.И. БЕЛОХВОСТОВ, канд. техн. наук, доц.
Белорусский государственный аграрный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Д.А. ДУБОВИК, д-р техн. наук, доц.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

С.М. АРАБЕЙ, д-р физ.-мат. наук, доц.; Н.Г. СЕРЕБРЯКОВА, канд. пед. наук, доц.
Белорусский государственный аграрный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

А.С. КЛИМУК; Д.Л. ЯНОВИЧ
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМАХ ВЫПУСКА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В статье систематизированы современные математические подходы к моделированию физико-химических процессов в системах выпуска поршневых двигателей внутреннего сгорания. Рассмотрены нестационарная газодинамика пульсирующих потоков, конвективно-лучистый теплообмен, кинетика каталитических реакций нейтрализации токсичных компонентов, акустические явления и термомеханическая усталость материалов. Для каждого из перечисленных процессов приведены базовые математические модели и указаны границы их применимости. Обоснована необходимость мультидисциплинарного подхода, учитывающего взаимное влияние газодинамических, тепловых, химических и акустических подсистем. Предложена иерархическая схема комплексного моделирования с обратными связями, перспективным развитием которой является создание цифрового двойника выпускной системы. Результаты работы создают научно-вычислительную основу для проектирования систем выпуска с улучшенными газодинамическими, акустическими и экологическими характеристиками.

Ключевые слова: *система выпуска отработавших газов, поршневой двигатель внутреннего сгорания, газодинамика нестационарных потоков, каталитический нейтрализатор, тепломассообмен, акустическое моделирование, термомеханическая усталость, мультидисциплинарное моделирование, цифровой двойник*

Введение. В современном двигателестроении система выпуска отработавших газов поршневого двигателя внутреннего сгорания перестала выполнять сугубо утилитарную функцию отвода продуктов сгорания. Как справедливо отмечают В.Н. Луканин и Ю.В. Трофименко [1], она представляет собой сложный многофункциональный элемент силовой установки, в котором одновременно протекают разнородные физико-химические процессы. Среди них определяющее значение имеют нестационарные газодинамические течения пульсирующего характера, интенсивный конвективно-лучистый теплообмен между потоком и стенками тракта, гетерогенные каталитические реакции окисления и восстановления токсичных компонентов, акустические явления, а также циклические термомеханические нагрузки, приводящие к деформациям и накоплению усталостных повреждений элементов конструкции.

Разработка методов прогнозирования интегральных характеристик выпускной системы — противодавления, теплового состояния, эффективности нейтрализации, уровня шума и назначенного ресурса — требует построения физически обоснованных математических моделей [2]. Как подчеркивает Р.З. Кавтарадзе [2], эмпирические подходы к оптимизации, не опирающиеся на глубокое понимание рабочих процессов, теряют свою эффективность при переходе к новым типам двигателей и ужесточении нормативных требований.

Цель настоящей работы состоит в систематизации базовых математических подходов к описанию ключевых физико-химических процессов в системах выпуска и разработке схемы их комплексного мультидисциплинарного моделирования. Рассматриваются нестационарная газодинамика, теплообмен, кинетика каталитических реакций, акустика и термомеханика как взаимосвязанные подсистемы единого объекта.

Моделирование газодинамических процессов в выпускном тракте. Течение отработавших газов в выпускной системе поршневого двигателя носит резко выраженный нестационарный характер. Момент открытия выпускного клапана сопровождается истечением сверхзвуковой струи продуктов сгорания из цилиндра в коллектор. Возникающая при этом волна сжатия распространяется вдоль тракта, претерпевает отражения от границ и стыков, интерферирует с волнами от соседних цилиндров и формирует сложную пульсирующую картину. Как показано в фундаментальной работе Дж. Хейвуда [3], корректное описание этих волновых процессов определяет точность расчета не только гидравлических потерь, но и эффективности продувки цилиндров, что непосредственно влияет на мощностные и экономические характеристики двигателя.

Базовым математическим аппаратом для описания таких течений служит полная система уравнений Навье–Стокса для сжимаемого вязкого теплопроводного газа. В дифференциальной форме она включает:

- уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0, \qquad (1)$$

где ρ — плотность газа; t — время; v — вектор скорости движения газа; ∇ — скорость изменения потока массы в данной точке;

- уравнение движения:

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t}+(v\cdot\nabla)v\right)=-\nabla p+\mu\nabla^2 v+\left(\frac{\mu}{3}+\lambda\right)\nabla(\nabla\cdot v), \quad (2)$$

где p — статическое давление газа; ∇p — градиент давления; μ — тензор вязких напряжений; λ — объемная или дилатационная вязкость, отвечающая за внутреннее трение при объемном сжатии или расширении газа;

- и уравнение энергии:

$$\rho c_p\left(\frac{\partial T}{\partial t}+v\cdot\nabla T\right)=\nabla\cdot(k\nabla T)+\Phi+Q_{\text{хим}}, \quad (3)$$

где T — абсолютная температура газа; k — коэффициент теплопроводности газа; ∇T — градиент температуры; $\nabla\cdot(k\nabla T)$ — слагаемое, описывающее перенос тепла за счет теплопроводности; Φ — вязкая диссипация энергии.

Вывод этих соотношений и постановка граничных условий подробно изложены в классической гидродинамике [4].

Прямое численное решение трехмерной системы Навье–Стокса для всей выпускной системы с учетом реальной геометрии и турбулентного режима сопряжено с высокой вычислительной стоимостью, что ограничивает его применение на этапах параметрической оптимизации. В инженерной практике широко используются упрощенные подходы, в частности одномерное моделирование методом характеристик [5]. Количественным критерием, позволяющим оценить степень нестационарности, служит число Струхаля:

$$\text{Sh} = \frac{f\cdot L}{U}, \quad (4)$$

где f — частота пульсаций; L — характерный размер; U — осредненная скорость потока. Согласно данным [5], при $\text{Sh} > 0{,}1$ пренебрежение пульсационными эффектами становится недопустимым.

Отдельный интерес представляет взаимодействие ударно-волновых и вихревых структур в коллекторных узлах. Экспериментальные исследования с применением оптических методов визуализации (PIV, лазерная доплеровская анемометрия) показывают, что схлопывание волн давления в зонах соединения патрубков от разных цилиндров способно формировать локальные области повышенного давления и вызывать заброс отработавших газов в соседний цилиндр [6]. Это явление требует отдельного моделирования при проектировании коллекторов.

Тепловое состояние и термомеханический ресурс элементов выпускного тракта. Высокая температура отработавших газов, достигающая на режиме номинальной мощности 900–1000 °C, обусловливает интенсивный теплоперенос от потока к стенкам выпускного тракта. Доминирующую роль в этом процессе играет конвективный теплообмен, однако при температурах выше 800 °C возрастает вклад лучистой составляющей, особенно в зонах, примыкающих к выпускным клапанам [2].

Согласно закону Ньютона–Рихмана, локальная плотность теплового потока от газа к стенке определяется выражением

$$q = h\cdot(T_{\text{г}} - T_{\text{ст}}), \quad (5)$$

где h — коэффициент теплоотдачи; $T_{\text{г}}$ — температура газа; $T_{\text{ст}}$ — температура стенки.

Данный коэффициент не является постоянной величиной; он зависит от скорости и турбулентности потока, теплофизических свойств газа, геометрии канала и интенсивности пульсаций. Для его расчета применяются критериальные зависимости вида (число Нуссельта)

$$\text{Nu} = C\cdot\text{Re}^m\cdot\text{Pr}^n, \quad (6)$$

где Re — число Рейнольдса, характеризующее соотношение сил инерции и вязкости; Pr — число Прандтля; C, m, n — эмпирические константы, зависящие от геометрии канала и режима движения.

Классическое уравнение Диттуса–Белтера:

$$\text{Nu} = 0{,}023\cdot\text{Re}^{0{,}8}\cdot\text{Pr}^{0{,}4}, \quad (7)$$

справедливое для стационарного турбулентного течения в трубах, приведено в [7]. Однако пульсирующий режим течения вносит существенные коррективы: при высоких числах Струхаля коэффициент теплоотдачи может возрастать на 20–30 % по сравнению со стационарным случаем [6], что необходимо учитывать при построении тепловых моделей.

Циклическое изменение температурного состояния элементов выпускного тракта (нагрев при работе и охлаждение после остановки) генерирует знакопеременные термомеханические напряжения. Как показано в работах [2], после определенного числа циклов (обычно 10^4–10^6) в областях концентрации напряжений возникают усталостные трещины, что ограничивает ресурс системы. Прогнозирование усталостного разрушения выполняется с использованием критерия Коффина–Мэнсона (8):

$$\Delta\varepsilon_p = C\cdot(2Nf)b, \quad (8)$$

где $\Delta\varepsilon_p$ — амплитуда пластической деформации; Nf — число циклов до разрушения; C — константа материала. Для жаропрочных сталей и чугунов, применяемых в выпускных коллекторах, показатель b обычно лежит в диапазоне от –0,5 до –0,7. Применение данного критерия требует задания корректных граничных условий по температуре и коэффициентам теплоотдачи, что замыкает связь тепловой и механической подзадач в рамках единой модели.

Моделирование каталитической нейтрализации токсичных компонентов отработавших газов. Жесткие нормативные требования к токсичности отработавших газов (Евро-5, Евро-6, ГОСТ Р 51250-99, ГОСТ 31967-2012) делают каталитические нейтрализаторы неотъемлемым элементом современных выпускных систем [1]. Как отмечено в монографии Дж. Фрикке и Ф. Эммериха [9], в трехкомпонентных нейтрализаторах бензиновых двигателей одновременно протекают реакции окисления CO и CH до CO_2 и H_2O, а также восстановления NO_x до N_2. Для дизельных двигателей задачи усложняются необходимостью дополнительной очистки от сажи и оксидов азота в условиях избытка кислорода.

Математическое описание кинетики каталитических реакций базируется на законе действующих масс с аррениусовской зависимостью константы скорости от температуры. Например, для реакции окисления CO скорость процесса выражается как

$$r_{\text{CO}} = k_0\cdot\exp\left(-\frac{E_a}{R\cdot T}\right)_{\text{C_CO_CO}_2}. \quad (9)$$

Для платиновых катализаторов энергии активации составляют

$$E_a = 80\text{–}120 \text{ кДж/моль}. \quad (10)$$

Точность прогноза степени конверсии непосредственно зависит от корректности задания кинетических параметров, что требует их идентификации по экспериментальным данным для конкретных составов катализаторов.

Одной из ключевых проблем, усложняющих моделирование, является резкое падение каталитической активности при температурах ниже 250–300 °C — так называемый холодный пуск. В первые минуты работы двигателя выбросы токсичных компонентов максимальны [9], и математическая модель должна адекватно описывать переходный режим прогрева нейтрализатора. Перспективными путями решения считаются разработка катализаторов с пониженной температурой зажигания, электрический прогрев и применение плазменных активаторов.

В процессе эксплуатации каталитический нейтрализатор подвергается деградации — отравлению, спеканию активного слоя и термическому старению. Снижение активности во времени может быть описано эмпирической зависимостью

$$A(t) = A \cdot \exp(-k \cdot t^n), \tag{11}$$

где $A(t)$, A — текущая и начальная активность соответственно; k — константа скорости деградации; t — время эксплуатации. Показатель n варьируется от 0,5 (диффузионно-контролируемый процесс) до 1 (кинетически-контролируемый) [9]. Эффективность нейтрализатора оценивается степенью конверсии:

$$\eta = \frac{C_{\text{вх}} - C_{\text{вых}}}{C_{\text{вх}}} \cdot 100\ \%, \tag{12}$$

где $C_{\text{вх}}$ — входная концентрация улавливаемого компонента (например, дисперсных частиц, пыли, капель жидкости или примесного газа) в потоке на входе в устройство или рассматриваемый участок канала; $C_{\text{вых}}$ — выходная концентрация того же компонента в потоке газа на выходе из устройства (после процесса очистки/сепарации).

Прогнозирование ресурса катализатора требует совместного решения кинетических уравнений и уравнений тепломассопереноса, что делает этот раздел неотъемлемой частью комплексной мультидисциплинарной модели.

Моделирование акустических характеристик выпускных систем. Генерация шума в выпускной системе поршневого двигателя обусловлена пульсациями давления, возникающими при выпуске отработавших газов из цилиндров. Нормативные ограничения по уровню внешнего и внутреннего шума транспортных средств, установленные соответствующими стандартами, требуют количественного прогнозирования акустических характеристик на этапе проектирования. Распространение акустических волн в элементах тракта описывается волновым уравнением (13):

$$\frac{\partial^2 p_{\text{акуст}}}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p_{\text{акуст}}}{\partial t^2} = 0, \tag{13}$$

где c — скорость звука в газе.

Уровень звукового давления определяется как

$$L_p = 20 \lg \frac{p_{\text{акуст}}}{p_0}, \tag{14}$$

где $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па [5].

Снижение шума достигается применением глушителей, разделяемых на два основных типа: реактивные, работающие на отражении и интерференции волн, и абсорбционные, использующие поглощение звуковой энергии в пористых материалах. Каждый из типов имеет частотные диапазоны наибольшей эффективности: реактивные предпочтительны на низких частотах, абсорбционные — на средних и высоких. Наиболее эффективными признаются комбинированные системы, объединяющие оба принципа.

Ключевая сложность при построении акустических моделей, отмеченная в справочной литературе [5], заключается в неразрывной связи акустических и газодинамических процессов. Форма и скорость потока влияют на распространение звуковых волн, а акустические колебания, в свою очередь, способны модифицировать структуру течения, вызывая дополнительную турбулизацию и изменение локальных сопротивлений. Это требует совместного решения уравнений газодинамики и акустики, что делает данный раздел неотъемлемой частью комплексной мультидисциплинарной модели.

Комплексная мультидисциплинарная модель и цифровой двойник выпускной системы. Проведенный в предыдущих разделах анализ показывает, что ни один из рассмотренных физико-химических процессов в выпускной системе не может быть корректно описан изолированно. Газодинамические, тепловые, химические и акустические явления тесно переплетены и оказывают взаимное влияние. Как справедливо отмечает Р. Стоун [11], построение адекватной математической модели системы выпуска требует последовательного мультидисциплинарного подхода. Аналогичная позиция высказана в работе [12], где современные выпускные системы характеризуются как сложные многофизические объекты.

В настоящей работе предлагается иерархическая схема комплексного моделирования. В ее основе лежит газодинамическая модель, решающая полную систему уравнений Навье–Стокса и формирующая начальные поля скоростей, давлений и температур. На следующем уровне подключается тепловая модель, которая уточняет коэффициенты теплоотдачи с учетом пульсационного характера потока и рассчитывает нестационарное прогревание стенок тракта. Затем вступает химическая модель, использующая поля температур и концентраций для вычисления скоростей каталитических реакций и степени конверсии токсичных компонентов. Параллельно с этими этапами акустическая модель на основе пульсаций давления определяет спектр генерируемого шума. Завершающим звеном является модель прочности, которая по циклическим температурным полям рассчитывает накопленные усталостные повреждения и прогнозирует остаточный ресурс элементов выпускной системы.

Важной особенностью предложенной схемы является наличие обратных связей между подмоделями. Например, появление усталостной трещины изменяет граничные условия для газодинамической модели, а накопление сажи в нейтрализаторе влияет на гидравлическое сопротивление и тепловой режим. Это делает систему моделирования замкнутой и способной к самоуточнению.

Практическая реализация столь сложной вычислительной среды сопряжена с высокими требованиями к производительности и объему памяти. Наиболее перспективным направлением развития признается создание цифрового двойника выпускной системы — интегрированной программно-аппаратной платформы, которая

в реальном времени принимает данные от датчиков давления, температуры и состава газов, установленных на работающем двигателе, и на их основе прогнозирует текущее и будущее состояние системы [9]. Такой подход позволяет не только отслеживать параметры, но и оперативно корректировать режимы работы двигателя для поддержания оптимальных газодинамических, акустических и экологических характеристик.

Заключение. Систематизация фундаментальных подходов к моделированию рабочих процессов в системах выпуска поршневых двигателей внутреннего сгорания подтверждает актуальность и сложность рассматриваемой задачи. В работе выполнено последовательное описание ключевых физико-химических подпроцессов: нестационарной газодинамики, теплообмена, кинетики каталитических реакций, акустических явлений и термомеханической усталости. Для каждого из них приведены базовые математические модели и обсуждены границы их применимости.

Показано, что газодинамические, тепловые, химические и акустические задачи не могут решаться независимо — между ними существуют обратные связи, требующие комплексного подхода. Предложена иерархическая схема сопряжения подмоделей. Перспективным направлением ее реализации признано создание цифрового двойника выпускной системы.

Приоритетными направлениями дальнейших исследований являются развитие методов численного моделирования турбулентных течений, экспериментальное изучение структуры потока оптическими методами [6], уточнение кинетических параметров каталитических реакций [10], создание методик оценки термоусталостного ресурса [8], развитие мультидисциплинарных моделей и цифровых двойников [9, 12].

Решение перечисленных задач создаст основу для проектирования систем выпуска нового поколения с улучшенными газодинамическими, акустическими и экологическими характеристиками.

Список литературы

1. Луканин, В.Н. Промышленно-транспортная экология: учебник для вузов / В.Н. Луканин, Ю.В. Трофименко; под ред. В.Н. Луканина. — М.: Высш. шк., 2003. — 295 с.
2. Кавтарадзе, Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы / Р.З. Кавтарадзе. — 2-е изд., испр. и доп. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. — 592 с.
3. Heywood, J.B. Internal combustion engine fundamentals / J.B. Heywood. — New York: McGraw-Hill, 1988. — 930 p.
4. Ландау, Л.Д. Теоретическая физика: учеб. пособие для вузов: в 10 т. / Л.Д. Ландау, Е.М. Лившиц. — Т. VI: Гидродинамика. — 5-е изд., стер. — М.: Физматлит, 2001. — 736 с.
5. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик; под ред. М.О. Штейнберга. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1992. — 672 с.
6. Сабуров, З.Н. Теплообмен и аэродинамика закрученного потока в циклонных устройствах / З.Н. Сабуров, С.В. Карпов, С.И. Осташев; под ред. Э.Н. Сабурова. — Л.: ЛГУ, 1989. — 276 с.
7. Cengel, Y.A. Heat and mass transfer: a practical approach / Y.A. Cengel, A.J. Ghajar. — 4th ed. — New York: McGraw-Hill, 2011. — 924 p.
8. Schlichting, H. Boundary-layer theory / H. Schlichting, K. Gersten. — 9th ed. — Berlin; Heidelberg: Springer, 2017. — 800 p.
9. Fricke, J. Exhaust gas aftertreatment: fundamentals and applications / J. Fricke, F. Emmerich. — Cham: Springer, 2018. — 320 p.
10. Денисов, Е.Т. Кинетика гомогенных химических реакций / Е.Т. Денисов. — 2-е изд. — М.: Высш. шк., 1988. — 391 с.
11. Stone, R. Introduction to internal combustion engines / R. Stone. — 5th ed. — Cham: Springer International Publishing, 2018. — 568 p.
12. Булыгин, Ю.И. Моделирование внутрицилиндровых процессов транспортных двигателей с целью повышения их экономичности и экологичности / Ю.И. Булыгин // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Серия: Естественные науки. — 2005. — № S12. — С. 52–60.

Belokhvostov G.I., Dubovik D.A., Arabey S.M., Serebryakova N.G., Klimuk A.S., Yanovich D.L.

Modeling of physicochemical processes in exhaust systems of reciprocating internal combustion engines

The paper systematizes modern mathematical approaches to modeling of physicochemical processes in exhaust systems of reciprocating internal combustion engines. Unsteady gas dynamics of pulsating flows, convective-radiative heat transfer, kinetics of catalytic reactions for toxic component neutralization, acoustic phenomena, and thermomechanical fatigue of materials are considered. For each of the processes, basic mathematical models are presented and their applicability limits are discussed. The necessity of a multidisciplinary approach accounting for the mutual influence of gas-dynamic, thermal, chemical, and acoustic subsystems is substantiated. A hierarchical scheme of coupled modeling with feedback loops is proposed, with the development of a digital twin of the exhaust system considered as a promising direction. The results provide a scientific and computational framework for designing exhaust systems with improved gas-dynamic, acoustic, and environmental performance.

Поступила в редакцию 06.07.2026.

УДК 004.451; 539.3

М.А. НИКОЛАЙЧИК, канд. физ.-мат. наук, доц.; К.А. ВУСОВ
Белорусский государственный университет, г. Минск, Республика Беларусь

РАЗРАБОТКА СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОЙ ОПЕРАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ИНЖЕНЕРНЫХ РАСЧЕТОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

В статье рассматривается разработка специализированной аппаратно-изолированной операционной системы, предназначенной для выполнения ресурсоемких математических вычислений при решении задач механики методом конечных элементов. Продемонстрировано, что отказ от универсальных ОС (Windows, Linux) в пользу специализированных решений устраняет накладные расходы планировщика задач и многократно ускоряет процесс численного моделирования. Данный подход обладает высокой актуальностью для нужд современного машиностроения, где критически важна скорость расчетов без зависимости от облачной инфраструктуры.

Ключевые слова: *операционная система, метод конечных элементов, машиностроение, оптимизация вычислений, bare-metal, кэш-память*

Введение. Современное машиностроение требует проведения колоссального объема сложных инженерных расчетов, таких как прочностной анализ узлов механизмов, моделирование аэродинамики лопаток турбин или оценка деформаций кузовов при краш-тестах. Для решения подавляющего большинства дифференциальных уравнений, описывающих поведение сплошной среды, традиционно применяется метод конечных элементов (МКЭ), требующий существенных вычислительных ресурсов [1, 2].

Как правило, инженеры вынуждены полагаться на облачные сервисы для доступа к вычислительным мощностям, однако доступность, скорость и пропускная способность сети накладывают серьезные ограничения при работе на удаленных объектах или в условиях жестких требований к безопасности данных [3, 4]. Размещение информации о стратегических разработках на сторонних серверах несет недопустимые риски утечек [3]. Фундаментальные концепции облачных вычислений [5], а также развитие парадигм туманных и граничных вычислений [6] предлагают в первую очередь сетевую децентрализацию, оставляя проблему высоких программных накладных расходов на конечном оборудовании нерешенной.

Классические подходы к разработке архитектуры вычислительных комплексов доказывают, что современные универсальные операционные системы (ОС), такие как Windows или Linux, сильно перегружены абстракциями, сложными планировщиками и фоновыми службами [7, 8]. Созданные для обеспечения многозадачности и удобства пользователя, эти механизмы потребляют значительную долю процессорного времени и оперативной памяти, что недопустимо при выполнении ресурсоемких математических вычислений на ограниченном аппаратном обеспечении инженера-проектировщика [7]. Практический опыт показывает, что для достижения максимальной аппаратной производительности (bare-metal performance) наиболее эффективным является отказ от универсальности в пользу узкоспециализированных решений или изоляции процессов [7–9]. В связи с этим *целью работы* является разработка высокооптимизированного ПО самого низкого уровня (специализированной ОС), напрямую управляющего аппаратным обеспечением для наиболее быстрого численного решения задач механики деформируемого твердого тела.

Архитектура специализированной ОС. Фундаментальная концепция предложенного решения основывается на устранении ресурсоемких системных вызовов и программных прерываний, на которые в традиционных системах тратится значительная часть времени. Для запуска и выполнения инженерных расчетов базовая логика системы сведена к двум критически необходимым компонентам:

- загрузчик (Bootloader): обеспечивает подготовку процессора и загрузку ядра с диска в оперативную память [8];
- файловая система (FAT16): используется для абстракции физического носителя, чтобы инженер мог считывать входные параметры (геометрию, материалы, нагрузки) и сохранять результаты [8]. Ввиду направленности ОС на оптимизацию математики, выбран легковесный драйвер FAT16, не перегружающий систему. В ней файл представлен в виде связного списка кластеров. Различия между архитектурами универсальных и bare-metal ОС представлены на рисунке 1.

Постановка модельной задачи. В качестве примера инженерного анализа элементов машиностроительных конструкций (таких как валы, колонны пресс-форм или элементы ферм) рассматривается одномерная (1D) задача механики деформируемого твердого тела [1]. Исследуе-

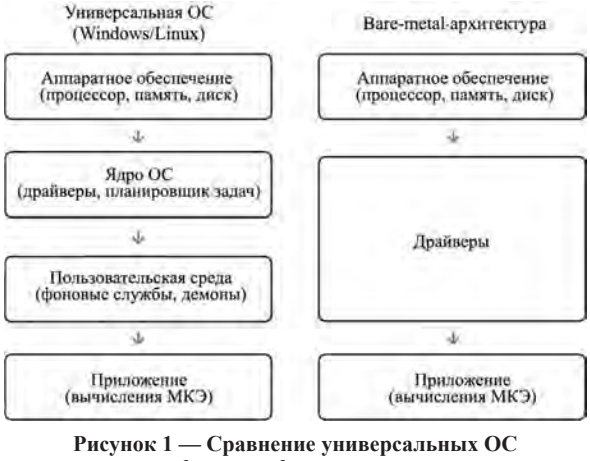


Рисунок 1 — Сравнение универсальных ОС и bare-metal-архитектуры

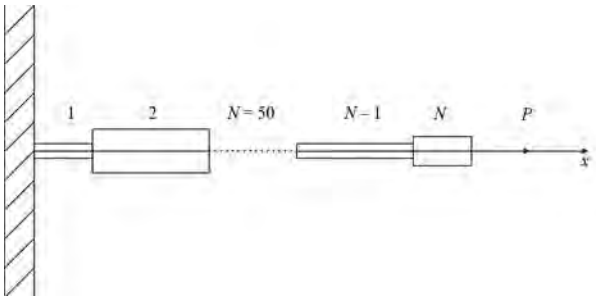


Рисунок 2 — Расчетная схема конструкции

мая область расчетной конструкции (стержень) дискретизируется на конечное множество непересекающихся геометрических подобластей. На рисунке 2 представлена расчетная схема исследуемой конструкции. В базовой конфигурации расчетная сетка включает в себя 50 узлов, образующих непрерывную цепочку одномерных конечных элементов, работающих на растяжение/сжатие и представляющих собой математические аналоги упругих пружин. Для проведения высокоразмерных стресс-тестов вычислительной среды сетка масштабируется до 2000 узлов.

В рамках тестовых расчетов были заданы следующие конкретные физико-механические и геометрические характеристики (исходные данные), соответствующие реальной конструкционной углеродистой стали марки Ст3 [10]:

- модуль продольной упругости (модуль Юнга) материала $E = 2{,}06 \cdot 10^{11}$ Па;
- площадь поперечного сечения стержня $A = 1 \cdot 10^{-4}$ м^2;
- общая длина стержня L_total = 1,0 м. Длина отдельного конечного элемента L определялась как L = L_total / (N – 1), где N — количество узлов;
- сосредоточенная продольная растягивающая сила P = = 10 000 Н.

Переход от локального линейного поведения единичного элемента к напряженно-деформированному состоянию всей конструкции осуществляется посредством сборки глобальной системы линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) на основе принципа суперпозиции:

$$\{F\} = [K]\{U\},$$

где $\{F\}$ — вектор узловых сил; $\{U\}$ — вектор искомых перемещений; $[K]$ — матрица жесткости элемента.

Для одномерного элемента продольная жесткость вычисляется по формуле:

$$k = \frac{EA}{L},$$

где E — модуль Юнга материала; A — площадь поперечного сечения; L — длина элемента.

Локальная матрица жесткости первого элемента принимает вид:

$$[K_1] = \begin{pmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{pmatrix}.$$

Глобальная СЛАУ формируется путем суперпозиции: локальные коэффициенты добавляются в соответствующие ячейки глобальной матрицы. На торцах детали применяются граничные условия в виде жесткого защемления с одной стороны и сосредоточенная нагрузки с другой. Решение СЛАУ осуществляется вычислительно эффективным итерационным методом Гаусса–Зейделя [11].

Граничные условия. Наложение граничных условий является критически важным этапом подготовки СЛАУ к решению [1]. Без задания связей и определения внешних воздействий глобальная матрица жесткости остается вырожденной (ее определитель равен нулю), что физически означает возможность свободного перемещения стержня в пространстве как абсолютно жесткого тела без возникновения внутренних напряжений.

В разработанном программном комплексе для оптимизации расчетов реализовано раздельное наложение двух типов граничных условий.

1. Кинематическое граничное условие (условие Дирихле). Применяется на левом торце конструкции для жесткого закрепления (заделки) начального узла детали, что исключает его перемещение под нагрузкой [1]. Физическое выражение данного условия: перемещение в нулевом узле $u_0 = 0$.

Поскольку прямое исключение уравнения нарушает исходную размерность и структуру глобальной СЛАУ, математическая реализация условия подразумевает применение метода модификации матрицы. Уравнение для левого защемленного узла принудительно заменяется тождеством $1 \cdot u_0 = 0$. Для этого в первой строке и первом столбце глобальной матрицы жесткости все элементы обнуляются, кроме главной диагонали, где задается единичное значение.

Программный код в ядре ОС:

«K[0][0] = 1; // Задание единицы на главной диагонали для узла 0
K[0][1] = 0; // Обнуление смежной связи в строке
K[1][0] = 0; // Обнуление смежной связи в столбце
F_load = 0; // Обнуление соответствующей компоненты вектора сил».

2. Силовое граничное условие (условие Неймана). Применяется на правом торце стержня для моделирования воздействия эксплуатационной нагрузки на проектируемый элемент машины [1]. Физическое выражение данного условия: к последнему узлу расчетной сетки прикладывается сосредоточенная внешняя растягивающая или сжимающая сила P.

Математическая реализация условия не требует изменения структуры матрицы жесткости конструктивного элемента. Реализация заключается в прямой модификации вектора внешних нагрузок F_load. Соответствующей компоненте вектора, отвечающей за последний узел цепи (NUM_NODES - 1), присваивается точное значение действующей силы P: «F_load[NUM_NODES - 1] = P;».

После корректного раздельного наложения условий Дирихле и Неймана СЛАУ становится строго определенной и передается на итерационный решатель Гаусса–Зейделя для вычисления распределения перемещений и напряжений по всей длине рассматриваемой конструкции. Этот метод эффективно применяется для работы с большими разреженными матрицами, что делает его предпочтительным выбором для вычислений в МКЭ [11].

Результаты численного моделирования. Для объективной верификации и профилирования производительности предложенной архитектуры были проведены сравнительные стендовые испытания. Аппаратная конфигурация исследовательского стенда базировалась на центральном процессоре AMD Ryzen 7 5800. Данный процессор обладает 8 физическими ядрами с поддержкой 16 вычислительных потоков, имеет базовую тактовую частоту 3,4 ГГц с возможностью автоматического уско-

рения (Precision Boost) до 4,6 ГГц. Критическое значение для анализируемого процесса матричных вычислений имеет топология встроенной кэш-памяти: кэш первого уровня (L1) составляет суммарно 512 КБ (по 64 КБ на каждое ядро: 32 КБ для данных и 32 КБ для инструкций), кэш второго уровня (L2) — 4 МБ (по 512 КБ на ядро), а монолитная разделяемая кэш-память третьего уровня (L3) равна 32 МБ.

Тестирование алгоритма проводилось в два этапа, охватывающих задачи разной вычислительной сложности.

1. Задача малой размерности. На первом этапе исследовалась базовая модель МКЭ (малая сетка, целочисленная арифметика). Объем обрабатываемых данных составлял порядка 10 КБ, что позволило матрице жесткости полностью разместиться в быстрой кэш-памяти первого уровня (L1) процессора. Замеры показали, что время выполнения такой задачи исчисляется долями миллисекунды (около 1 млн тактов). Было установлено, что для малого количества узлов влияние планировщика операционной системы минимально, поскольку программа завершает работу до наступления системных прерываний, а главные издержки приходятся на системные вызовы ввода-вывода.

2. Ресурсоемкая задача высокой размерности. На втором этапе была реализована масштабированная модель, включающая сетку на 2000 узлов. Расчеты выполнялись с использованием арифметики с плавающей точкой двойной точности (до 15–17 значащих десятичных цифр). Данный подход был выбран для того, чтобы предотвратить эффект критического накопления машинной ошибки округления в ходе множественных итераций, что особенно важно для сохранения сходимости и точности решения на плотных сетках. Объем матрицы жесткости превысил 30 МБ, что вышло за пределы емкости кэш-памяти процессора.

Аппаратные замеры выявили существенную разницу в производительности: в стандартной среде операционной системы Windows на решение задачи было затрачено порядка 25,5 млрд тактов, что эквивалентно приблизительно 8,5 с машинного времени. При выполнении того же кода в изолированной среде время исполнения сократилось до 6,3 млрд тактов, составив около 2,1 с.

Таким образом, можно утверждать, что производительность при использовании специализированной аппаратно-изолированной ОС при проведении одномерных прочностных расчетов повысилась более чем в 4 раза (на 305 %) в сравнении со стандартной вычислительной средой Windows.

Выводы. Разработка специализированной операционной системы показала ускорение инженерных расчетов методом конечных элементов в 4 раза (с 8,5 до 2,1 с на тестовой выборке). Столь существенная разница обусловлена тем, что в мультизадачной среде планировщик Windows непрерывно вытесняет кэш (cache thrashing) для обслуживания фоновых процессов. Исполнение расчетного кода в аппаратно-изолированной ОС полностью устраняет данные издержки, гарантируя непрерывную загрузку конвейера процессора. Применение таких узкоспециализированных систем открывает новые перспективы при решении прикладных задачи механики для автономного и ускоренного расчета локальных конечно-элементных моделей без необходимости прибегать к удаленным серверам.

Список литературы

1. Бате, К.-Ю. Методы конечных элементов / К.-Ю. Бате. — М.: Физматлит, 2010. — 1022 с.
2. Jae, S.A. A computationally efficient p-refinement finite element method approach for the fracture analysis of axially cracked pipes with composite patch reinforcement / S.A. Jae // Applied Sciences. — 2025. — Vol. 15, iss. 5. — DOI: https://doi.org/10.3390/app15052711.
3. Edge computing for critical environments: vision and existing solutions / I. Ahmad, A. Gentili, R. Singh [et al.] // ITU Journal on Future and Evolving Technologies. — 2023. — Vol. 4, iss. 4. — P. 697–710. — DOI: https://doi.org/10.52953/VIBQ8773.
4. Edge computing in the industrial internet of things: architecture, advances and challenges / T. Qui, J. Chi, X. Zhou [et al.] // IEEE Communications Surveys & Tutorials. — 2020. — Vol. 22, no. 4. — P. 2462–2488. — DOI: https://doi.org/10.1109/COMST.2020.3009103.
5. Erl, T. Cloud computing: concepts, technology & architecture / T. Erl, Z. Mahmood, R. Puttini. — Upper Saddle River: Prentice Hall, 2013. — 528 p.
6. Fog and edge computing: principles and paradigms / eds. R. Buyya, S.N. Srirama. — Hoboken: John Wiley & Sons, 2019. — 512 p.
7. Таненбаум, Э. Современные операционные системы / Э. Таненбаум, Х. Бос. — 4-е изд., стер. — СПб.: Питер, 2015. — 1120 с.
8. Silberschatz, A. Operating system concepts / A. Silberschatz, P.B. Galvin, G. Gagne. — 10th ed. — Hoboken: John Wiley & Sons, Inc., 2018. — 1040 p.
9. Wassen, G. Bare-metal execution of hard real-time tasks within a general-purpose operating system / G. Wassen, S. Lankes // Proc. of the 15th Intern. Workshop on Worst-Case Execution Time Analysis (WCET 2015), Lund, 7 July 2015. — Vol. 47. — Dagstuhl, 2015. — P. 75–84. — DOI: https://doi.org/10.4230/OASIcs.WCET.2015.75.
10. Стальные конструкции. Актуализированная редакция СНиП II-23-81: СП 16.13330.2017. — Взамен СП 16.13330.2011; введ. 28.08.2017. — М.: Минстрой России, 2017. — 140 с.
11. Partitioning and reordering for spike-based distributed-memory parallel Gauss–Seidel / T. Torun, F.S. Torun, M. Manguoglu, C. Aykanat // SIAM Journal on Scientific Computing. — 2022. — Vol. 44, iss. 2. — DOI: https://doi.org/10.1137/21M1411603.

Nikolaitchik M.A., Vusov K.A.

Development of a specialized operating system for optimizing engineering calculations using the finite element method

The article discusses the development of a specialized, hardware-isolated operating system designed to perform demanding mathematical calculations when solving mechanics problems using the finite element method. It is demonstrated that abandoning universal operating systems (Windows, Linux) in favor of specialized solutions eliminates task scheduler overhead and significantly accelerates the numerical modeling process. This approach is highly relevant to the needs of modern mechanical engineering, where the speed of structural calculations without reliance on cloud infrastructure is critical.

Поступила в редакцию 30.06.2026.

УДК 621.793; 533.9; 620.197.6; 519.876.5; 004.942

М.А. НИКОЛАЙЧИК, канд. физ.-мат. наук; И.Н. КАРПОВИЧ; К.А. КОБУСЬ
Белорусский государственный университет, г. Минск, Республика Беларусь

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ФОРМЫ СОПЛА НА ПАРАМЕТРЫ ПЛАЗМЕННОГО НАПЫЛЕНИЯ ПОРОШКОВ

В данной работе рассматривается моделирование процесса нанесения защитного покрытия на изделия плазменным способом. Исследуются различные конфигурации сопел, а также проведен сравнительный анализ эффективности осаждения частиц из различных материалов. Анализ результатов расчетов помогает понять, как геометрия расчетной области и тип напыляемого материала влияет на эффективность нанесения защитного слоя.

Ключевые слова: *численное моделирование, плазменное напыление, CFD, DPM, конфигурации сопел*

Введение. Одним из ключевых элементов конструкций плазменного напыления являются сопла. Они входят в состав газовых напылителей — устройств, предназначенных для нанесения защитных покрытий на детали, эксплуатируемые в условиях высоких температур и механических нагрузок. Данная технология широко применяется для упрочнения лопаток турбин, поршней, клапанов и других ответственных элементов двигателей, подверженных интенсивному износу, нагреву и коррозии [1]. Плазменное напыление — это метод нанесения покрытий, при котором частицы материала нагреваются и разгоняются в высокотемпературной плазменной струе, затем сталкиваются с подложкой, деформируются и формируют поверхностное покрытие [2]. Применение таких технологий существенно продлевает срок службы деталей, повышает надежность техники и снижает эксплуатационные затраты [3, 4].

Схема устройства плазменного напылителя представлена на рисунке 1.

Часть работ посвящена исследованию влияния газодинамических параметров на скорость и нагрев частиц при газотермическом напылении [5]. В ряде исследований установлено, что скорость и траектория движения частиц вблизи подложки играют ключевую роль в формировании структуры покрытия, поскольку определяют характер деформации частиц при соударении и их закреплении на поверхности [6]. В других работах показано, что скорость и температура частиц в момент соударения с подложкой существенно влияет на степень их деформации и, как следствие, на пористость и микроструктуру покрытия [2]. Также рассматриваются геометрические параметры сопла, а именно форма и размеры насадки: они влияют на газодинамические и тепловые характеристики струи, что, в свою очередь, определяет траекторию, скорость и температуру частиц, достигающих подложки, и, следовательно, качество формируемого покрытия [7]. Кроме того, термическое напыление широко применяется для защиты оборудования от износа. При этом выбор материала частиц играет ключевую роль, поскольку плотность и теплоемкость определяют их способность к разгону и нагреву в газовом потоке [8].

Рисунок 1 — Устройство плазменного напылителя:
1 — входное отверстие для основного потока;
2 — вспомогательный поток для увеличения скорости и температуры; 3 — канал для введения частиц; 4 — область плазменного потока; 5 — напыляемый образец

На основе приведенных данных в настоящей работе проведен сравнительный анализ двух конфигураций сопел и двух типов напыляемых материалов с целью выявления наиболее эффективного сочетания, обеспечивающего максимальные скоростные и температурные характеристики частиц.

Постановка модельной задачи. На рисунке 2 изображены расчетные области двух конфигураций плазменного напылителя с центральными входными соплами, имеющими сужение на различных участках, через которые поступает плазменный поток. В начальном участке трубы длиной 10 мм размещен источник плазмообразования. Двенадцать вспомогательных отверстий служат для подачи смеси пропана и кислорода, формируя дополнительный поток. На расстоянии 4 мм от выходного среза сопла расположена трубка подачи частиц для напыления радиусом 1 мм. На расстоянии 15 см от выходного отверстия сопел размещен напыляемый образец площадью 240 см.

Для проведения численных экспериментов были выбраны два напыляемых материала с различными теплофизическими свойствами — никелевый сплав и карбид вольфрама [9–13].

Для решения модельной задачи использовался метод вычислительной гидродинамики (CFD), который является эффективным инструментом для описания движения потоков [14].

Базовая система уравнений рассматриваемой модельной задачи включает [15, с. 103–113]:

- уравнение неразрывности:

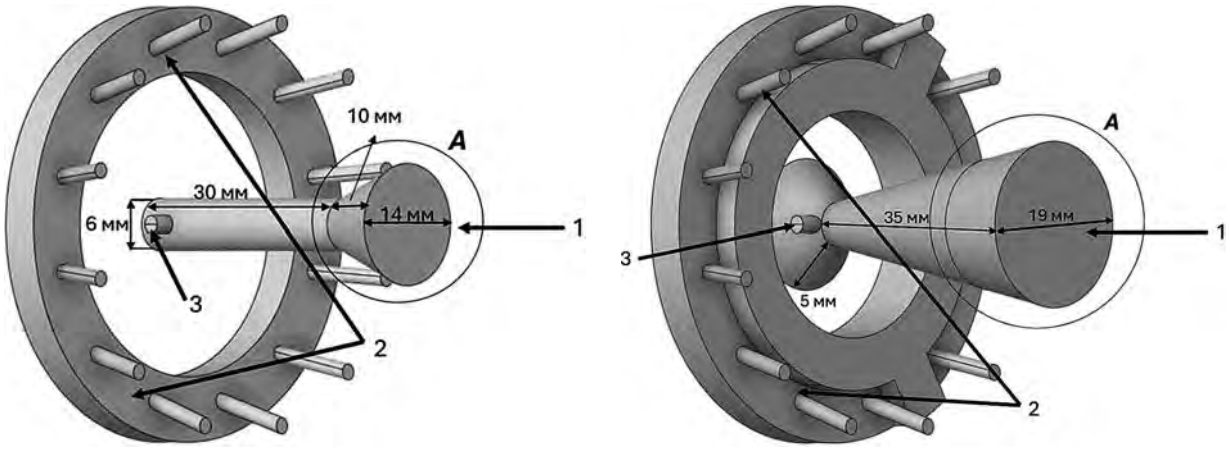
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla\left(\rho \vec{v}\right) = 0;$$

- уравнение Навье–Стокса:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \vec{v}\right) + \nabla\left(\rho \vec{v}\vec{v}\right) = -\nabla p + \nabla\left[\vec{\tau}\right] + \rho\vec{g} + \vec{F},$$

где p — статическое давление; $\rho\vec{g}$ и $\vec{F}$ — гравитационная объемная сила и внешние объемные силы соответственно; $\vec{\tau}$ — тензор напряжений:

$$\vec{\tau} = \mu\left[\left(\nabla\vec{v} + \nabla\vec{v}^{T}\right) - \frac{2}{3}\nabla\vec{v}I\right],$$



а *б*

Рисунок 2 — Исследуемые конфигурации плазменного напылителя: *а* — сопло № 1; *б* — сопло № 2; 1 — входное отверстие для азота; 2 — вспомогательные отверстия для кислорода с пропаном; 3 — канал для транспортировки частиц с кислородом; *А* — область формирования плазменного потока

где μ — молекулярная вязкость; *I* — единичный тензор, а второй член в правой части — эффект расширения объема;

- уравнение энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E)+\nabla\left(\vec{v}(\rho E+p)\right)=-\nabla\left(k_{\text{eff}}\nabla T-\sum_j h_i\overrightarrow{J_i}+\left(\vec{\tau}\vec{v}\right)\right)+S_h,$$

где k_{eff} — эффективная теплопроводность; S_h — скорость генерации тепла от химических реакций; E — полная энергия (энтальпия); $\overrightarrow{J_i}$ — диффузионный поток вещества i; h_i — удельная энтальпия вещества i;

- уравнение переноса веществ:

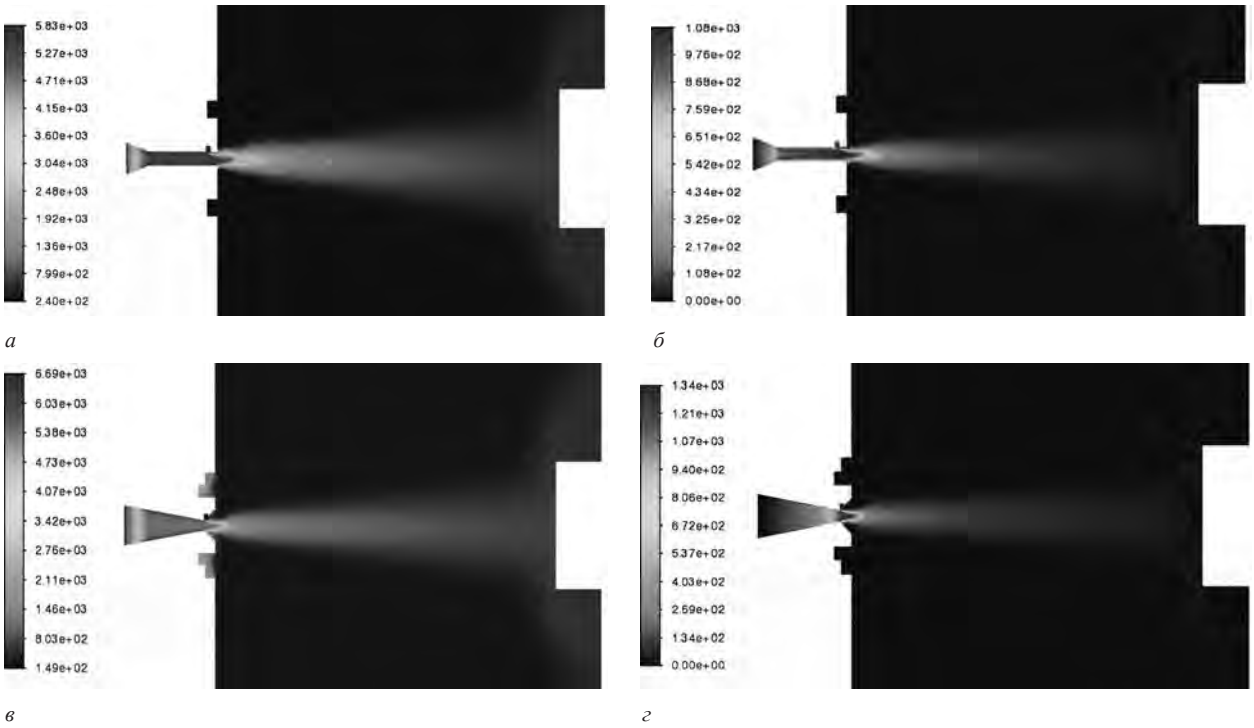
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i)+\nabla\left(\rho\vec{v}Y_i\right)=-\nabla\overrightarrow{J_i}+R,$$

где Y_i — массовая доля вещества i; R_i — скорость производства вещества i химической реакции [15].

Численные расчеты выполняются с использованием метода конечных объемов. Суть данного метода заключается в том, что расчетная область разбивается на множество малых непересекающихся контрольных объемов (ячеек сетки), после чего уравнения газовой динамики интегрируются для каждого такого объема [16].

Граничные условия. На входе в сопла был задан расход азота 6 м^3/ч. В плазмообразующий канал первого сопла азот поступает со скоростью 11 м/с и давлением 45 кПа, во втором — со скоростью 6 м/с при аналогичном давлении. На начальном участке сопел размещен источник энергии мощностью 20 кВт, с помощью которого азот ионизируется.

Помимо этого, задействована дополнительная конструкция с двенадцатью отверстиями, через которые поступает горючая смесь со скоростью 1,75 м/с, состоящая из 57 % O_2 и 43 % C_3H_8. При взаимодействии смеси



а *б*

в *г*

Рисунок 3 — Температурное поле рабочей области сопла № 1 (*а*) и 2 (*в*) и распределение скоростей в рабочей области сопла № 1 (*б*) и 2 (*г*)

а

б

Рисунок 4 — Распределение температуры частиц для сопла № 1 (*а*) и 2 (*б*)

с плазмой происходит процесс горения, уравнение которого имеет вид [12]:

$$C_3H_8 + 5O_2 \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O.$$

На расстоянии 4 мм от выходного отверстия сопла размещена трубка подачи частиц, транспортируемых кислородом со скоростью 88 м/с. На стенках установлено условие непроницаемости $v_n = 0$. На остальных границах смесь выходит при условиях атмосферного давления.

Результаты численного моделирования. В рамках численных экспериментов рассмотрено четыре случая: нанесение покрытия двумя различными материалами с использованием двух конфигураций сопел.

Результаты расчета полей скорости и температуры для двух сопел представлены на рисунке 3. В расчетах предполагалось, что частицы движутся в уже сформированном газовом потоке и не оказывают на него обратного влияния, то есть не тормозят его и не изменяют его температуру. Это допущение позволяет значительно упростить расчеты, сохраняя при этом достаточную точность для оценки траекторий и температурного режима частиц в рабочей области сопла.

Сравнительный анализ показал, что сопло № 2 превосходит сопло № 1 по ключевым параметрам. Максимальная температура газа в рабочей области для сопла № 2 достигает 8690 К, что на 49,1 % выше, чем 5830 К у сопла № 1, а скорость потока возрастает на 24,1 % с 1080 до 1340 м/с. Однако высокая температура газа в сопле № 2 создает повышенную тепловую нагрузку на конструкцию, поэтому его применение требует тщательного подбора материала конструкций напылителя. При правильном выборе сопло № 2 остается более эффективным по скоростным характеристикам потока.

На рисунке 4 приведены графики распределения температур на напыляемом образце.

При напылении частиц сопло № 2 обеспечивает прирост максимальной скорости на обрабатываемой поверхности на 42,0 % для сплава никеля и на 10,4 % для карбида вольфрама, при этом максимальная температура частиц карбида вольфрама достигает 2754 К в обоих случаях, тогда как никелевый сплав нагревается сильнее в сопле № 1 — на 24,2 % выше, чем в сопле № 2. Сопло № 2 показало лучшие результаты по скорости и температуре газового потока, а карбид вольфрама показал более высокие температурные характеристики, тогда как сплав никеля достиг максимальной скорости, но при более низком нагреве.

Выводы. В ходе исследования была разработана численная модель плазменного напылителя. Определены температура и скорость потока для двух различных конфигураций расчетной области и двух типов напыляемых материалов. Найдены скорость и температура частиц, попавших на образец. Результаты моделирования показали, что сопло № 2 обеспечивает более высокие скорости и температуры частиц в потоке по сравнению с соплом № 1, а частицы карбида вольфрама демонстрируют лучшие температурные и скоростные характеристики, чем сплав никеля. Практическая ценность исследования состоит в том, что полученные результаты позволяют обоснованно выбирать конструкцию сопла и материал напыляемых частиц для достижения оптимальных температурно-скоростных параметров потока, а также прогнозировать качество формируемого покрытия.

Список литературы

1. Коробов, Ю.С. Анализ свойств газотермических покрытий: учеб. пособие: в 2 ч. / Ю.С. Коробов. — Екатеринбург: Изд-во Уральского ун-та, 2016. — Ч. 1. Основные методы и материалы газотермического напыления / Ю.С. Коробов, В.И. Панов, Н.М. Разиков. — 80 с.
2. 涂层等离子喷涂技术进展研究: 从粒子飞行到飞溅形成 / 刘琨, 郭梦宇, 何文斌 // 工程科学学报. — 2026. — Vol. 48, iss. 4. — P. 750–765 = Advances in plasma spraying technology for coatings: from particle flight to splat formation / K. Liu, M. Guo, W. He [et al.] // Chinese Journal of Engineering. — 2026. — Vol. 48, iss. 4. — P. 750–765. — DOI: https://dx.doi.org/10.13374/j.issn2095-9389.2025.07.30.001.
3. Rezzoug, A. Innovative thermal spray deposition techniques for polymer and polymeric matrix composite substrates: methodologies, characteristics, and real-world applications / A. Rezzoug, R.B. Gholenji, M. Yandouzi // Journal of Thermal Spray Technology. — 2025. — Vol. 34. — P. 2037–2080. — DOI: https://doi.org/10.1007/s11666-025-02023-2.
4. Material system and tribological mechanism of plasma sprayed wear resistant coatings: overview / R. Gao, Y. Huang, X. Zhou [et al.] // Surface and Coatings Technology. — 2024. — Vol. 483. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2024.130758.
5. Численное моделирование процессов высокотемпературного напыления / М.А. Николайчик, А.В. Горбунов, И.Н. Карпович, А.Н. Поляков // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2025. — Вып. 14. — С. 208–211.
6. Experimental study of the impact of substrate shape and tilting on particle velocity in suspension plasma spraying / A. Dolmaire, S. Goutier, A. Joulia [et al.] // Journal of Thermal Spray Technology. — 2020. — Vol. 29. — P. 358–367. — DOI: https://doi.org/10.1007/s11666-019-00977-8.
7. Булычев, В.В. Численное моделирование параметров высокотемпературной струи аргона при ее истечении через насадку в процессах плазменного напыления / В.В. Булычев, Д.В. Шевелев, В.В. Коротков // Современные проблемы науки и образования. — 2014. — № 3. — URL: https://science-education.ru/ru/article/view?id=13638 (дата обращения: 26.06.2025).
8. Corrosion, wear, erosion, and abrasion in hydropower plants by thermal spray coatings / H. Singh, M. Kumar, S. Kumar, S. Singh // Thermal Spray Coatings: Materials, Techniques & Applications / eds. S. Kumar, V. Khanna. — Singapore, 2024. — Ch. 6. — P. 127–158.
9. Haynes, W.M. CRC handbook of chemistry and physics: a ready-reference book of chemical and physical data / W.M. Haynes. — 95th ed. — Boca Raton: CRC Press, 2014. — 2704 p.

10. Самсонов, Г.В. Тугоплавкие соединения: справочник по свойствам и применению / Г.В. Самсонов, И.М. Виницкий. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Металлургия, 1976. — 558 с.
11. Endo, R. Thermal-conductivity measurements and predictions for Ni–Cr solid solution alloys / R. Endo, M. Shima, M. Susa // International Journal of Thermophysics. — 2010. — Vol. 31. — P. 1991–2003. — DOI: https://doi.org/10.1007/s10765-010-0813-x.
12. Алексеев, А.Г. Свойства, получение и применение тугоплавких соединений: справочник / А.Г. Алексеев; под ред. Т.Я. Косолаповой. — М.: Металлургия, 1986. — 927 с.
13. Murphy, A.B. Transport coefficients of argon, nitrogen, oxygen, argon-nitrogen, and argon-oxygen plasmas / A.B. Murphy, C.J. Arundell // Plasma Chemistry and Plasma Processing. — Vol. 14. — P. 451–490. — DOI: https://doi.org/10.1007/BF01570207.
14. Moukalled, F. The finite volume method in computational fluid dynamics: an advanced introduction with OpenFOAM® and Matlab / F. Moukalled, L. Mangani, M. Darwish. — Cham: Springer International Publishing, 2016. — 791 p.
15. Numerical analysis of the activated combustion high-velocity air-fuel spraying process: a three-dimensional simulation with improved gas mixing and combustion mode / F. Liu, Zh. Li, M. Fang, H. Hou // Materials. — 2021. — Vol. 14, iss. 3. — DOI: https://doi.org/10.3390/ma14030657.
16. Терехов, К.М. Граничное условие на давление для решения стационарных уравнений Навье–Стокса методом конечных объемов с совмещенным расположением степеней свободы / К.М. Терехов // Журнал вычислительной математики и математической физики. — 2022. — Т. 62, № 8. — С. 1374–1385. — DOI: https://doi.org/10.31857/S0044466922080142.

Nikolaitchik M.A., Karpovich I.N., Kobus K.A.

Numerical analysis of the effect of nozzle shape on the parameters of plasma powder spraying

This paper examines the modeling of the process of applying a protective coating to products using a plasma method. Various nozzle configurations are investigated, and a comparative analysis of the deposition efficiency of particles made of different materials is conducted. Analysis of the calculation results helps to understand how the geometry of the computational domain and the type of sprayed material affect the efficiency of applying the protective layer.

Поступила в редакцию 02.07.2026.

УДК 622.271; 519.876.5

П.А. ДАМАРАД, магистр техн. наук
ОАО «Беларуськалий», г. Солигорск, Республика Беларусь

М.А. НИКОЛАЙЧИК, канд. физ.-мат. наук, доц.; М.А. ЖУРАВКОВ, д-р физ.-мат. наук, проф.
Белорусский государственный университет, г. Минск, Республика Беларусь

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРАВЛЕНИЯ ОЧИСТНЫМ КОМПЛЕКСОМ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ ПОДЗЕМНОЙ ДОБЫЧИ КАЛИЙНОЙ РУДЫ

В статье рассматривается задача оперативного управления процессами подземной добычи полезных ископаемых. Существующие системы планирования базируются преимущественно на субъективных решениях и не обеспечивают стабилизацию качественных характеристик сырья при выполнении плановых объемов добычи. Предложена комплексная математическая модель, объединяющая детальное описание работы очистного комплекса, логистику движения материальных потоков с учетом транспортных запаздываний и узлов слияния, а также алгоритм стабилизации качества сыпучего материала с безусловным приоритетом выполнения плана по объему. Разработанная модель представляет собой основу для построения цифровых двойников технологических процессов горного предприятия.

Ключевые слова: *математическое моделирование, очистной комплекс, управление производством, столбовая система разработки, процессы добычи, логистика материальных потоков, автоматизированные системы, управление конвейерным транспортом*

Введение. Анализ текущего состояния систем оперативного управления процессами добычи полезных ископаемых на рудниках свидетельствует о наличии системных недостатков, обусловленных недостаточной автоматизацией, низкой объективностью процедур планирования и ограниченной информационной обеспеченностью [1]. Оперативное планирование в значительной степени базируется на субъективных оценках руководящего состава и личном опыте специалистов, что создает высокие риски при принятии решений в условиях информационной неопределенности и жестких временных ограничений [2]. Это негативно отражается на выполнении плановых показателей добычи, стабилизации качественных характеристик исходного сырья и технико-экономической эффективности производства в целом [3].

Дополнительным фактором, усугубляющим обозначенную проблематику, выступает увеличение масштабов добычи, обусловленное ростом спроса на минеральные удобрения и модернизацией технических средств. Расширение производственных мощностей сопровождается сбоями в планомерности и согласованности горных операций. Одновременно с этим истощение минерально-сырьевой базы и усложнение технологических процессов переработки требуют повышения оперативности в контроле, учете и управлении материальными потоками [4]. Высокая вариабельность свойств горных пород, определяемая геологическими особенностями залегания и технологическими методами добычи, делает стабилизацию качественных показателей сырья одним из наиболее значимых аспектов [5].

В сложившихся условиях разработка математических моделей технологических процессов приобретает характер стратегической необходимости. Математическое моделирование позволяет анализировать сложные технологические сценарии, оценивать ресурсы и прогнозировать затраты на добычу [6, 7].

Цель настоящего исследования — разработка математической модели, описывающей работу очистного комплекса и логистику перемещения материальных потоков от забоев до шахтного ствола, а также алгоритма стабилизации качества транспортируемой горной породы, работающего в условиях безусловного приоритета выполнения плана по объему добычи.

Технологическая схема работы очистного комплекса и логистики материальных потоков. *1. Организация технологического процесса.* Технологический цикл очистной выемки включает следующие основные операции: отбойка горной массы выемочной машиной, погрузка на забойный конвейер, транспортировка по панельным и магистральным конвейерам, выдача на поверхность [8]. Режим работы бригады — четырехсменный, пятидневная рабочая неделя с двумя выходными днями по скользящему графику. Продолжительность смены составляет 6 часов. Три смены являются добычными, четвертая — ремонтной.

Выемочная машина работает в комплексе с механизированной крепью и скребковым конвейером. Технологический цикл включает зарубку в массив, выемку полосы, передвижку конвейера и крепи, отгон машины с зачисткой, оформление кровли и вспомогательные операции [9].

2. Логистика транспортировки материальных потоков. Основным средством транспортировки горной массы в подземных условиях являются ленточные конвейеры, характеризующиеся высокой пропускной способностью, надежностью и простотой конструкции. При использовании длинных очистных забоев реализуется полная конвейеризация транспорта от места добычи до ствола [8].

Материальный поток от забоя до ствола последовательно проходит через:
- забойный конвейер (ЗК);
- штрековый конвейер (ШК);
- панельные конвейеры (ПК);
- магистральные конвейеры (МК).

Схема прохождения материального потока представлена на рисунке.

При этом забойные, панельные и штрековые конвейеры работают с постоянной скоростью:

$$v_{ЗК} = v_{ШК} = v_{ПК}. \quad (1)$$

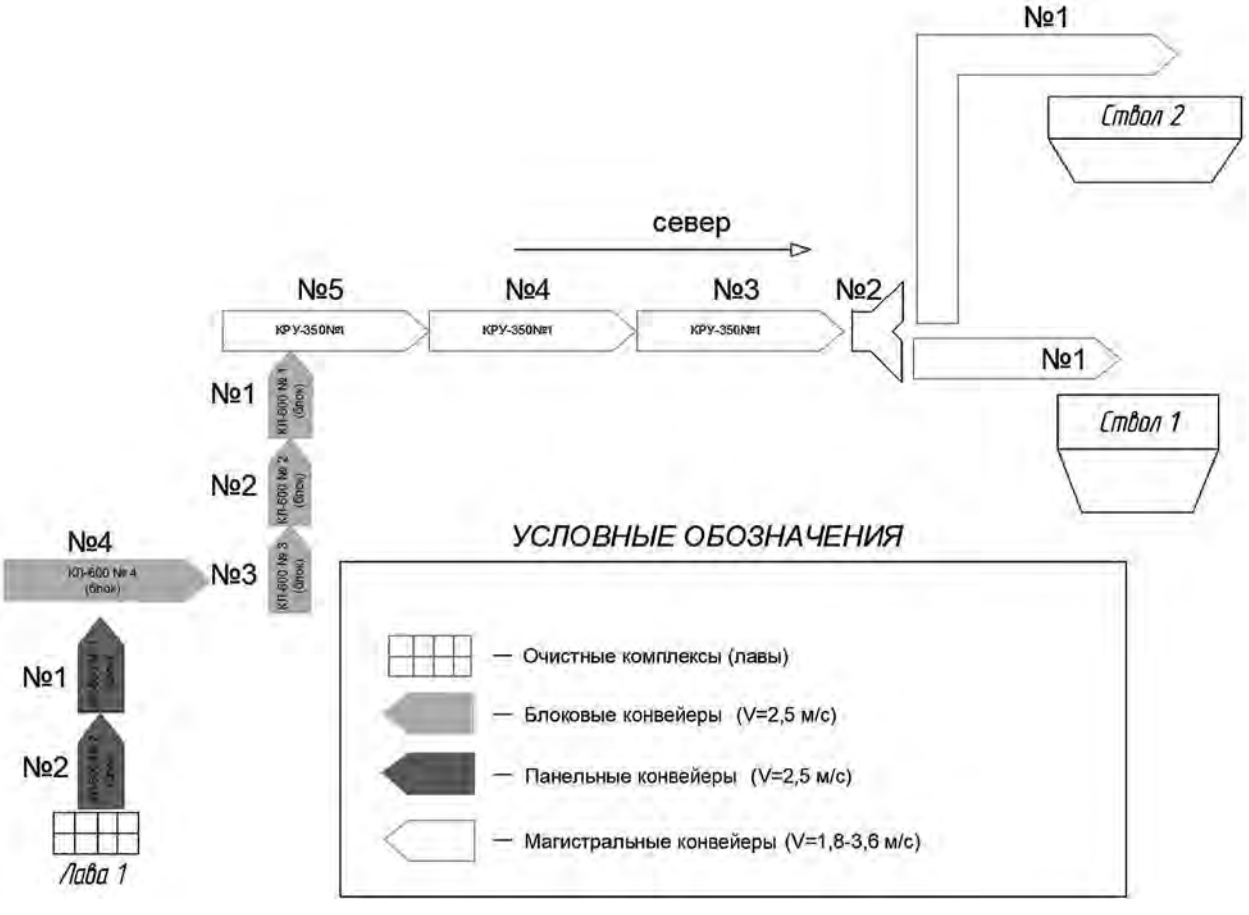


Рисунок — Структурная схема движения материального потока по конвейерной сети рудника

Магистральные конвейеры работают с регулируемой в зависимости от нагрузки скоростью [8]:

$$v_{\text{МК}}(t) \in \left[v_{\text{МК}}^{\min}, v_{\text{МК}}^{\max} \right]. \quad (2)$$

Математическая модель работы очистного комплекса. *Расчет времени и производительности лавы на базе подробного изучения технологии и организации работ.* Время по добыче в сутки $t_{\text{сут}}$ составляет:

$$t_{\text{сут}} = (t_{\text{ч.с.}} \cdot t_{\text{мин}} - t_{\text{пзр}} - t_{\text{личн.н.}}) \cdot n_{\text{см}}, \quad (3)$$

где $t_{\text{сут}}$ — время по добыче в сутки с выполнением вспомогательных операций; $t_{\text{ч.с.}}$ — продолжительность одной смены в часах (6-часовые смены); $t_{\text{мин}}$ — для перевода в минуты (60 мин); $t_{\text{пзр}}$ — время на подготовительно-заключительные работы (30 мин); $t_{\text{личн.н.}}$ — время на личные нужды работника в смену (10 мин); $n_{\text{см}}$ — количество добычных смен в сутках (3 добычные смены + 1 ремонтная).

Очистной цикл:

$$t_{\text{оч.цикл}} = \frac{l_{\text{лавы}} - \left((l_{\text{вш}} + 2) + l_{\text{бш}} + l_{\text{кз}} \right)}{v_{\text{оч.в.}}}, \quad (4)$$

где $l_{\text{лавы}}$ — длина лавы, м; $l_{\text{вш}}$ — длина вентиляционного штрека (применяются все выработки, которые переходит комбайн в поле лавы, так как при пересечении вспомогательных выработок комбайн за 1 м до выработки и после идет со сниженной подачей до 1 м/мин); $l_{\text{бш}}$ — длина вырубки на бортовой штрек (так как комбайн за метр до выработки идет со сниженной подачей до 1 м/с — это оконтуривающий штрек, поэтому режущим органом он оформляет 1 м выработки); $l_{\text{кз}}$ — длина зарубки косым заездом (при выполнении этой операции комбайн идет на забой со сниженной подачей); $v_{\text{оч.в.}}$ — средняя скорость комбайна в процессе очистной выемки.

Оперативное время $t_{\text{опер}}$ при выполнении одного цикла составляет:

$$t_{\text{опер}} = t_{\text{оч.цикл}} + t_{\text{о.з}} + t_{\text{о.н}} + t_{\text{о.п}} + t_{\text{кз}} + t_{\text{обсл}} + t_{\text{гроз}}, \quad (5)$$

где $t_{\text{опер}}$ — время на выполнение очистного цикла, мин; $t_{\text{о.з}}$ — время на отгон комбайна с зачисткой руды, мин; $t_{\text{о.н}}$ — время на оформление кровли на вспомогательном ВШ, мин; $t_{\text{о.п}}$ — время на отгон с подбором просыпи руды, мин; $t_{\text{кз}}$ — время на зарубку косым заездом, мин; $t_{\text{обсл}}$ — время на замену зубков (резцов) и проверку смазки, мин; $t_{\text{гроз}}$ — время на оказание помощи горнорабочему очистного забоя, мин.

Количество циклов в сутки:

$$n_{\text{циклов}} = \frac{t_{\text{сут}}}{t_{\text{отд}} + t_{\text{пр}} + t_{\text{опер}}}, \quad (6)$$

где $t_{\text{сут}}$ — время по добыче в сутки с выполнением вспомогательных операций; $t_{\text{отд}}$ — время на отдых и принятие пищи, которое составляет 10 % от оперативного времени; $t_{\text{пр}}$ — время, затрачиваемое на прочие работы (разбивка негабаритов, зачистка штыба, мелкий ремонт).

Выход руды с цикла при средних значениях ширины захвата:

$$Q_{\text{цикл}} = ((l_{\text{лавы}} - l_{\text{вш}}) \cdot h_{\text{лавы}} \cdot l_{\text{реж}} + Q_{\text{коз}}) \cdot K_{\text{пр}}, \quad (7)$$

где $h_{\text{лавы}}$ — высота лавы, м; $l_{\text{реж}}$ — средняя ширина вынимаемой полосы режущими органами очистного комбайна, м; $Q_{\text{коз}}$ — объем горной массы, образовавшейся

в результате отбития руды с козырьков выработок и камер в процессе очистной выемки (0,4 м^3); $K_{пр}$ — коэффициент, учитывающий просыпь руды.

Добыча руды в сутки, м^3:

$$Q_{сут} = Q_{цикл} \cdot n_{циклов}, \quad (8)$$

где $Q_{цикл}$ — выход руды с цикла при средних значениях ширины захвата; $n_{циклов}$ — количество циклов в сутки.

Интенсификация горных работ, обусловленная ростом рыночного спроса на минеральные удобрения и технологическим обновлением производственных фондов, сопряжена с возрастанием рисков нарушения календарных графиков отработки выемочных столбов.

Достижение плановых производственных показателей лимитируется комплексом горно-геологических, технологических и организационных факторов. К числу наиболее значимых относятся:
- изменение параметров применяемой технологической схемы разработки;
- разубоживание горной массы при смешении потоков руды различного качества;
- внедрение нового оборудования, изменяющее ритмичность и производительность процессов;
- технические отказы и ремонтные простои, приводящие к внеплановым отклонениям.

Эффективное управление производственным процессом должно осуществляться на уровне горного горизонта с учетом его стратегических задач и текущих ограничений по мощности оборудования.

Для обеспечения выполнения плановых показателей по объему добываемой горной массы на конкретном горизонте в условиях ремонта и простоев отдельных очистных комплексов разработана математическая модель, учитывающая динамическое перераспределение нагрузки между забоями.

Алгоритм работы математической модели может быть представлен следующим образом:
- общая сумма добычи по горизонту должна составлять не менее суммарного плана:

$$\sum_{i=1}^{n} V_i^{\text{fact}} \geq \sum_{i=1}^{n} V_i^{\text{plan}}, \quad (9)$$

где V_i^{fact} — фактический объем добычи в забое i; V_i^{plan} — плановый объем добычи руды в забое i;
- фактический объем добычи в каждом забое ограничен производственной мощностью и режимом работы:

$$0 \leq V_{\text{fact}}^{i} \leq C_i(t), \quad (10)$$

где $C_i(t)$ — максимальная производительность забоя i в момент времени t, зависящая от состояния оборудования и ремонтных работ;
- с целью максимизации использования производственных мощностей других комплексов во избежание простоя и дефицита руды осуществляется перераспределение нагрузки. Для определения оптимального распределения добычи решается задача оптимизации

$$\max \sum_{i=1}^{n} \Delta V_i \quad (11)$$

при условии выполнения ограничения по суммарной добыче и ограничений по производственной мощности.

Решение задачи оптимизации осуществляется методами линейного программирования, что обеспечивает адаптивную коррекцию загрузки забоев на каждом шаге планирования с целью выполнения плановых показателей.

Заключение. В результате выполненного исследования разработана комплексная математическая модель управления очистным комплексом при подземной добыче калийной руды.

1. На технологическом уровне разработана детальная математическая модель работы очистного комплекса (3)–(8), позволяющая с высокой точностью рассчитывать суточную производительность в зависимости от горно-геологических и технологических параметров.

2. На логистическом уровне построена модель движения материальных потоков от забоев до шахтного ствола, включающая последовательное прохождение горной массы по забойным, штрековым, панельным и магистральным конвейерам. Учтены транспортные запаздывания на каждом участке конвейерной сети, а также узлы слияния потоков с различными качественными характеристиками.

3. Практическая значимость модели заключается в том, что она может быть использована в составе автоматизированной системы оперативного управления:
- для формирования рекомендаций диспетчеру по выбору режимов работы очистных забоев;
- оперативного перераспределения нагрузки при ремонтах и простоях;
- минимизации рисков невыполнения плана по объему добычи.

4. Экономический эффект от внедрения модели достигается за счет:
- снижения риска невыполнения плановых показателей добычи;
- поддержания качественных характеристик сырья не ниже технологически допустимого минимума;
- приоритетного использования забоев с более высокими качественными показателями, что снижает удельные затраты на обогащение;
- сокращения простоев оборудования за счет более точного планирования ремонтных работ.

Разработанная математическая модель представляет собой основу для построения цифровых двойников технологических процессов горного предприятия [10, 11]. Дальнейшие исследования будут направлены:
- на учет стохастического характера качественных показателей;
- адаптивную идентификацию параметров модели по данным систем автоматизации;
- интеграцию модели в единую систему управления предприятием.

Список литературы

1. Гец, А.К. Моделирование технологических процессов подземного горного производства / А.К. Гец, В.Н. Бокшиц // Перспективы и инновации в горном деле: сб. тр. Междунар. науч.-практ. конф. / БНТУ. — Мн., 2018. — С. 55–60.
2. Акопов, А.С. Имитационное моделирование: учебник и практикум дял вузов / А.С. Акопов. — М.: Юрайт, 2014. — 389 с.
3. Дамарад, П.А. Цифровизация производственных процессов работы рудника как инновационный элемент управления производством / П.А. Дамарад, М.А. Журавков, М.А. Николайчик // Передовые инженерные школы: материалы, технологии, конструкции: материалы II Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых, Пермь, 3–4 дек. 2024 г. / под общ. ред. Т.Р. Абляза. — Пермь, 2024. — С. 294.
4. Журавков, М.А. Построение цифровых двойников элементов рудника / М.А. Журавков, М.А. Николайчик // Горная механика и машиностроение. — 2023. — № 2. — С. 5–14.

5. Геологический словарь: в 2 т. / Х.А. Арсланов, М.Н. Голубчина, А.Д. Искандерова [и др.]; под ред. К.Н. Паффенгольца, Л.И. Боровикова, А.И. Жамойды [и др.]. — 2-е изд., испр. — М.: Недра, 1978. — Т. 2. Н–Я / под ред. Т.Н. Алиховой, Т.С. Берлина, Л.И. Боровикова [и др.]. — 456 с.
6. Дамарад, П.А. Описание непрерывных процессов работы рудника методом имитационного моделирования / П.А. Дамарад, А.И. Кулик; науч. рук. А.К. Гец // Перспективы инновационно-технологического и экономического развития минерально-сырьевого комплекса: сб. материалов XX Междунар. науч.-практ. конф., посв. 20-летию Факультета горного дела и инженерной экологии БНТУ, 5 апр. 2022 г. / БНТУ; редкол.: А.А. Кологривко [и др.]. — Мн., 2022. — Т. 2. — С. 127.
7. Zhuravkov, M.A. Modified FEM algorithm with introduced elastic blocks for geomechanical modeling of undermined rock mass / M.A. Zhuravkov, M.A. Nikolaichik, N.M. Klimkovich // Journal of Mining Science. — 2023. — Vol. 59. — P. 349–357. — DOI: https://doi.org/10.1134/S1062739123030018.
8. Кулик, А.И. Методология построения математической модели транспортировки руды от забоя до поверхности в условиях действующего рудника ОАО «Беларуськалий» / А.И. Кулик, П.А. Дамарад, А.К. Гец // Новые горизонты – 2021: сб. материалов VIII Белорусско-Китайского молодежного инновационного форума, 11–12 нояб. 2021 г. / БНТУ. — Мн., 2021. — Т. 1. — С. 170–172.
9. Дамарад, П.А. Анализ логистики перемещения потоков руды от забоев до шахтного ствола как инновационный метод прогноза объемов добытого полезного ископаемого / П.А. Дамарад, М.А. Журавков, М.А. Николайчик // Горная механика и машиностроение. — 2025. — № 2. — С. 5–18.
10. Николаев, С. Применение цифровых двойников технологических процессов на предприятиях горнодобывающей и металлургической промышленности / С. Николаев, С. Поплавский, М. Гусев // Глобус: геология и бизнес. — 2023. — № 4. — URL: https://clck.ru/3UXnPf (дата обращения: 06.05.2025).
11. Третьяк, Л.Н. Основы теории и практики обработки экспериментальных данных: учеб. пособие для вузов / Л.Н. Третьяк, А.Л. Воробьев; под общ. ред. Л.Н. Третьяк. — 2-е изд., испр. и доп. — М.: Юрайт, 2020. — 237 с.

Damarad P.A., Nikolaitchik M.A., Zhuravkov M.A.

Mathematical model of longwall complex control for optimizing underground potassium ore mining processes

The paper addresses the problem of operational control in underground mining processes. Existing planning systems rely heavily on subjective decision-making and fail to stabilize raw material quality attributes while meeting targeted production volumes. This paper proposes an integrated mathematical model that combines a detailed operational description of a longwall mining complex, material flow logistics accounting for transport delays and merging nodes, and a bulk material quality stabilization algorithm with an unconditional priority on volume target fulfillment. The developed model serves as a foundation for building digital twins of mining enterprise technological processes.

Поступила в редакцию 30.06.2026.

УДК 612.821.6 + 629.3 + 621.396

Е.А. ХОЛОД; Н.В. КАРПУК
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

М.В. ИСАЕВИЧ
ОАО «Экран», г. Борисов, Республика Беларусь

СТРУКТУРА БОРТОВОЙ СИСТЕМЫ КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ ВОДИТЕЛЯ

В статье рассмотрены современные системы мониторинга состояния водителя, приведена их классификация, а также выделены существующие ограничения, связанные с их применением. Отмечено, что видеосистемы зависят от освещенности и затрагивают вопросы конфиденциальности, носимые датчики неудобны в эксплуатации, а радарные сенсоры чувствительны к вибрациям. Для преодоления данных недостатков предложена новая архитектура бортовой системы комплексной оценки функционального состояния водителя, основанная на радарах миллиметрового диапазона и непрерывном отслеживании активных действий через информационную шину CAN. Описаны структура устройства, принципы работы подсистемы отслеживания активных действий водителя и подсистемы мониторинга дыхания и частоты сердечных сокращений. Рассмотрена возможность расширения системы за счет системы обработки видеоданных, носимых устройств и модуля мобильной связи. Таким образом, предложена архитектура системы, которая способна обеспечить бесконтактный мониторинг дыхания и сердечного ритма, а также поведенческий анализ водителя во время управления транспортным средством.

Ключевые слова: *безопасность движения, оперативная реакция водителя, функциональное состояние водителя, системы-ассистенты водителя*

Введение. Отвлечение внимания и усталость водителя по-прежнему остаются основными факторами, приводящими к дорожно-транспортным происшествиям во всем мире. В современной концепции активной безопасности автомобилей наблюдается устойчивая тенденция к непрерывному мониторингу обстановки внутри салона, что стимулирует активное развитие систем мониторинга водителя (DMS — Driver Monitoring System) [1]. DMS представляет собой комплекс аппаратно-программных средств, предназначенных для оценки уровня бдительности, внимательности и физиологического состояния водителя в режиме реального времени с целью предотвращения аварийных ситуаций посредством своевременных предупреждений или инициации защитных мер [2].

На сегодняшний день рынок технологий DMS крайне разнообразен, однако доминирующее положение в коммерческом сегменте занимают системы, основанные на методах компьютерного зрения. Данный подход предполагает использование видеокамер, установленных в области рулевой колонки или приборной панели и направленных на лицо водителя. Алгоритмы машинного обучения анализируют видеопоток, отслеживая поворот головы, частоту и длительность моргания, направление взгляда и мимические изменения [3]. Второе крупное направление развития DMS связано с использованием носимых устройств. Такие системы предполагают непосредственный контакт с телом водителя или его одеждой. Это могут быть умные часы или браслеты, синхронизированные с бортовым компьютером автомобиля, которые передают данные о пульсе, частоте сердечных сокращений и двигательной активности. В некоторых коммерческих и исследовательских проектах применяются специализированные ремни безопасности с установленными датчиками ЭКГ или тактильные сенсоры, встроенные в рулевое колесо, которые анализируют проводимость кожи и силу хвата. Такой подход позволяет выявлять признаки засыпания или внезапные проблемы со здоровьем на ранних стадиях, когда мимические проявления еще отсутствуют [4–6]. Другое популярное направление — это бесконтактные биометрические методы. В отличие от систем машинного зрения, данные комплексы фиксируют микроколебания кожи, вызванные пульсацией крови. Такой подход дает возможность измерять пульс на расстоянии, не прибегая к носимым устройствам. Перспективным решением в этой сфере стали радарные системы миллиметрового диапазона. Они не зависят от уровня освещенности в кабине автомобиля и не требуют прямой видимости лица водителя, сохраняя работоспособность через элементы одежды. Принцип работы радарных DMS основан на излучении электромагнитных волн и анализе доплеровского сдвига частоты, а также фазовых флуктуаций сигнала, отраженного от грудной клетки. Это позволяет с высокой точностью определять паттерны дыхания и ЧСС [7]. Наряду с биометрией развивается поведенческий мониторинг на основе данных шины CAN. Алгоритмы машинного обучения отслеживают движения руля и нажатия педалей, выявляя усталость или отвлечение водителя по изменению стиля вождения [8].

Каждый из рассмотренных подходов к мониторингу состояния водителя, несмотря на свои достоинства, обладает существенными ограничениями, препятствующими их повсеместному применению в качестве единственного источника информации. Видеосистемы, базирующиеся на оптических камерах, критически зависят от условий освещенности в салоне, кроме того, они напрямую затрагивают вопрос конфиденциальности. Носимые датчики требуют постоянной зарядки, правильного размещения и синхронизации с бортовым оборудованием. Из-за неудобства в использовании водители нередко отказываются от подобных устройств. Радарные сенсоры чувствительны к механическим вибрациям

кузова и салона, возникающим при движении по неровной дороге, а их сигнал может искажаться в зависимости от материала и толщины одежды водителя, что вносит погрешности в измерение дыхательных движений и сердечного ритма.

В данной статье предлагается новый комплексный подход к разработке DMS, который предполагает совместное использование радарных датчиков и отслеживание активных действий водителя на основе данных, поступающих от основной информационной шины транспортного средства (ТС).

Структура бортовой системы комплексной оценки функционального состояния водителя. Система комплексной оценки функционального состояния водителя (рисунок) представляет собой бортовое устройство, устанавливаемое в кабине ТС, которое осуществляет непрерывный мониторинг водителя во время движения.

В состав архитектуры устройства входят следующие функциональные блоки:

- источник питания, обеспечивающий корректную работу внутренних модулей и компонентов системы;
- постоянное запоминающее устройство, предназначенное для хранения встроенного программного обеспечения, конфигурационных параметров, логов данных и информации об уровне профессионально важных психофизиологических качеств водителя;
- модуль интерфейсов, обеспечивающий двусторонний обмен данными между управляющим процессором и внешними системами; в его состав входят физические порты, устройства согласования уровней и драйверы для подключения периферийных подсистем;
- внутрисистемная шина, связывающая управляющий процессор с памятью и интерфейсным модулем.

Центральным элементом устройства выступает управляющий процессор, обеспечивающий функционирование ряда программных модулей-подсистем.

Подсистема отслеживания активных действий водителя. Основой информационного обмена в современных ТС служат внутренние и внешние шины CAN и LIN. Базовым элементом этих шин выступают сетевые протоколы, функционирование которых описывается семиуровневой моделью взаимодействия открытых систем (OSI), разработанной Международной организацией по стандартизации (ISO) [9]. Передача данных по шине CAN регламентируется канальным уровнем протокола SAE J1939/21.В рамках этого стандарта идентификаторы и группы параметров сообщений в CAN-шине обозначаются аббревиатурой PGN (Parameter Group Number). Также используется идентификатор SPN (Suspect Parameter Number), который служит для кодирования конкретного сигнала, например физической величины, состояния или команды. Благодаря этому мониторинг идентификаторов входящих сообщений в шине позволяет с высокой точностью распознавать признаки активных действий водителя. В ранее выполненной работе получена классификация признаков выполнения водителем ТС алгоритмов деятельности или их фрагментов, разработанная на примере современного седельного тягача [10].

В ходе проведенного анализа выявлено 223 признака выполнения водителем алгоритмов деятельности или их фрагментов для ТС с механической коробкой передач и 221 признак для ТС с автоматической коробкой передач. Из них 107 сигналов и признаков [11] отнесены к категории требующих оперативной реакции водителя в высокоавтоматизированных транспортных средствах при ручном режиме управления. Следует учитывать, что общее количество выявленных признаков может варьироваться в зависимости от комплектации ТС.

Таким образом, непрерывный мониторинг и программный анализ идентифицированных сигналов в рамках подсистемы отслеживания активных действий позволяют объективно оценивать функциональное состояние водителя. Математическая обработка динамики и последовательности выполнения выявленных алгоритмов деятельности (до 223 признаков) дает возможность своевременно фиксировать аномалии в управлении ТС.

Подсистема мониторинга дыхания и частоты сердечных сокращений. Предлагаемая подсистема представляет собой бесконтактный комплекс, построенный на основе миллиметровых радаров, работающих в ди-

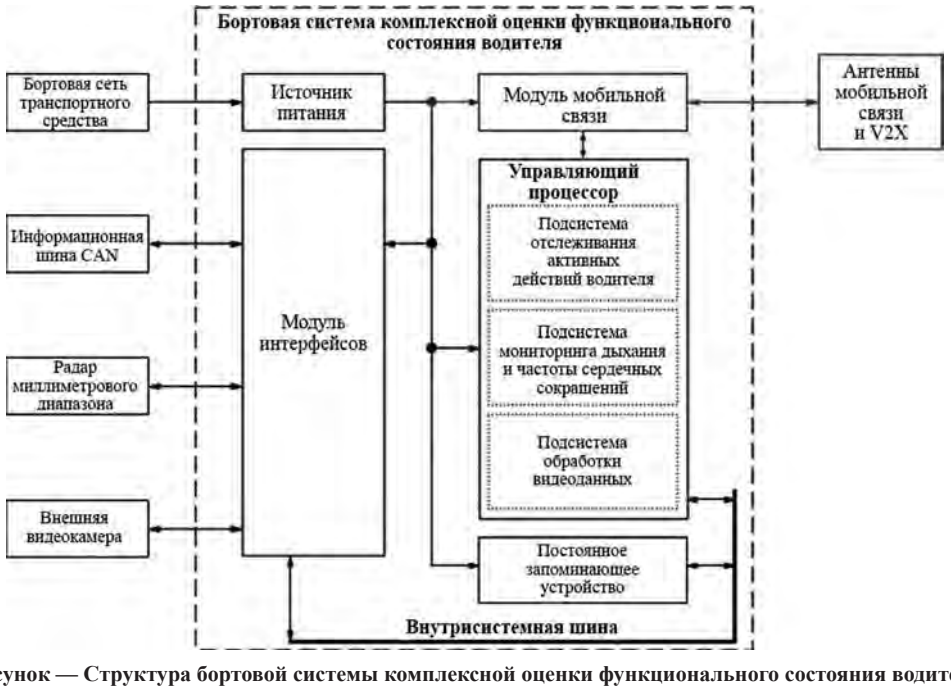


Рисунок — Структура бортовой системы комплексной оценки функционального состояния водителя

апазоне 60 ГГц. В отличие от традиционных решений, использующих видеокамеры или контактные датчики, радарная технология позволяет фиксировать микроколебания грудной клетки, обусловленные дыханием и сердечной деятельностью, через одежду и на расстоянии до полутора метров. Это особенно важно в условиях автомобильной кабины, где водитель постоянно меняет позу, а окружающая обстановка характеризуется вибрациями, шумами и перепадами температур — факторами, к которым радар остается нечувствительным.

В качестве базового элемента системы рассматривается радарный модуль HLK-LD6002 производства Shenzhen Hi-Link Electronic [12], построенный на однокристальной системе с интегрированным процессором и флеш-памятью. Модуль оснащен встроенной антенной с шириной диаграммы направленности 120° по обеим осям и обеспечивает измерение частоты дыхания в диапазоне от 9 до 48 вдохов/мин и частоты пульса в диапазоне от 60 до 150 ударов/мин с заявленной точностью 90 %. Питание модуля осуществляется напряжением 3,3 В при токе до 600 мА, а обмен данными с бортовой системой производится через UART-интерфейс.

Архитектура системы предусматривает установку одного или нескольких радаров в кабине ТС. При использовании единственного модуля его целесообразно размещать на приборной панели или в верхней части ветрового стекла таким образом, чтобы диаграмма направленности была сориентирована на грудную клетку водителя. Альтернативным вариантом является установка радара за спинкой сиденья, что позволяет сохранить эргономику кабины и скрыть сенсор от глаз водителя. Для повышения надежности измерений в условиях изменяющейся позы водителя может быть применена схема с несколькими радарами, работающими в противофазе — один со стороны приборной панели, другой со стороны спинки сиденья и дополнительные по бокам. Такая конфигурация обеспечивает непрерывное отслеживание жизненных показателей независимо от того, отклоняется ли водитель вперед или откидывается на спинку. Обработка сигналов от нескольких радаров с временным разделением каналов позволяет исключить взаимные помехи и повысить отношение «сигнал – шум».

Сигнал, принимаемый радаром, представляет собой отраженную электромагнитную волну, промодулированную микродвижениями поверхности тела. Встроенный цифровой сигнальный процессор выделяет фазовую составляющую отраженного сигнала, которая содержит информацию о дыхательном и кардиальном циклах. На выходе модуля формируются три типа данных: общая фаза, фаза дыхания и фаза сердцебиения, а также непосредственно вычисленные значения частоты дыхания и пульса. Эти данные передаются по шине CAN в управляющий процессор для последующей обработки совместно с данными, принятыми от отслеживания активных действий водителя. При проектировании системы следует учитывать ряд ограничений. Рассматриваемый радарный датчик требует стабильного питания с пульсациями не более 50 мВ и током не менее 1 А. Кроме того, на текущий момент измерение поддерживается только для одного человека в зоне детекции, что в условиях кабины грузового автомобиля не является критичным ограничением. При использовании альтернативных радаров других производителей (например, решений Infineon, Texas Instruments или Acconeer [13–15]) потребуется адаптация интерфейсов и протоколов обмена, однако общая структура системы останется неизменной.

Основной функционал разрабатываемой архитектуры бортовой DMS сосредоточен на непрерывном отслеживании активных действий водителя и обработке сигналов радарных модулей миллиметрового диапазона. При этом архитектура обладает гибкой масштабируемостью: в качестве расширения базовых возможностей предусмотрена интеграция программной подсистемы обработки видеоданных с подключением внешних видеокамер через интерфейсный модуль. Кроме того, для обеспечения расширенных функций взаимодействия с облачными сервисами, диспетчеризации, сопряжения с носимыми датчиками по радиоканалу и обмена данными по мобильным сетям и протоколам Vehicle-to-Everything (V2X), в структуру системы закладывается возможность интеграции модуля мобильной связи.

Заключение. В статье проведен анализ современных систем мониторинга состояния водителя, выявлены их основные преимущества и ограничения. Показано, что существующие подходы, основанные на видеокамерах, носимых датчиках или отдельных радарных модулях, не обеспечивают в полной мере требуемой надежности и удобства эксплуатации, что обусловливает необходимость перехода к комплексным мультимодальным решениям.

Предложена архитектура бортовой системы комплексной оценки функционального состояния водителя, объединяющая непрерывное отслеживание активных действий через информационную шину CAN и бесконтактный мониторинг дыхания и частоты сердечных сокращений на основе радаров миллиметрового диапазона с функциями расширения. Предложенное сочетание позволяет компенсировать недостатки каждого из каналов в отдельности: радарный модуль не зависит от освещенности и не требует прямого контакта, а анализ сигналов CAN обеспечивает объективную оценку поведенческих реакций водителя. Также предложенная архитектура обладает гибкостью и масштабируемостью, предусматривая возможность интеграции видеокамер, носимых устройств и модуля мобильной связи для расширения функционала.

Полученные в статье результаты могут быть использованы при разработке систем мониторинга водителя для различных категорий ТС. Предложенная структура DMS может служить основой при проектировании архитектуры бортовых систем оценки функционального состояния водителя, обеспечивая высокую достоверность контроля, конфиденциальность и удобство эксплуатации.

Работа выполнена при финансовой поддержке БРФФИ (грант Т25ИИ М-006 от 02.05.2025 г.).

Список литературы

1. Driver monitoring system market // Fortune Business Insights. — URL: https://www.fortunebusinessinsights.com/driver-monitoring-system-market-114884 (date of access: 10.08.2026).
2. Manage fleets better, empower drivers with driver monitoring system // SINTRONES — URL: https://www.sintrones.com/application/driver-monitoring-system/ (date of access: 13.08.2026).
3. The complete guide to driver monitoring system (DMS) 2025 // LiveViewGPS. — URL: https://www.liveviewgps.com/blog/driver-monitoring-system/ (date of access: 14.08.2026).
4. Lee, B. Smartwatch-based driver alertness monitoring with wearable motion and physiological sensor / B. Lee, B. Lee, W. Chung // The 37th Annual Intern. Conf. of the IEEE Eng. in Medicine and

Biology Society, Milan, 25–29 Aug. 2015. — Milan, 2015. — DOI: https://doi.org/10.1109/EMBC.2015.7319790.
5. Design of smart steering wheel for unobtrusive health and drowsiness monitoring / B. Babusiak, A. Hajducik, S. Medvecky [et al.] // Sensors. — 2021. — Vol. 21, iss. 16. — DOI: https://doi.org/10.3390/s21165285.
6. Система поддержания работоспособности, контроля усталости и предотвращения засыпания водителя СПРВ–МТ «ВИГИТОН®» // АО «НЕЙРОКОМ». — URL: https://www.neurocom.ru/products/ukb/sprv-mt-vigiton/ (дата обращения: 20.08.2026).
7. Driver monitoring systems: advances, challenges, and future directions in noncontact sensor technologies: a review / A. Rahman, F. Barber, M. Lovric [et al.] // IEEE Sensors. — 2026. — Vol. 26, iss. 3. — P. 3540–3557. — DOI: https://doi.org/10.1109/jsen.2025.3646923.
8. Driving behavior analysis through CAN bus data in an uncontrolled environment / U. Fugiglando, E. Massaro, P. Santi [et al.] // IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems. — 2019. — Vol. 20, iss. 2. — P. 737–748. — DOI: https://doi.org/10.1109/TITS.2018.2836308.
9. Information technology — Open Systems Interconnection — Basic Reference Model: The Basic Model: ISO/IEC 7498-1:1994. — Publ. 01.11.1994. — URL: https://www.iso.org/standard/20269.html (date of access: 21.08.2026).
10. Классификация признаков выполнения водителем транспортного средства алгоритмов деятельности или их фрагментов / Е.А. Холод, В.В. Савченко, В.А. Дубовский, М.А. Чернин // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2020. — Вып. 9. — С. 136–140.
11. Классификация информации требующей оперативной реакции водителя в высокоавтоматизированных транспортных средствах при ручном режиме управления / В.В. Савченко, Е.А. Холод, А.Д. Крупок, М.А. Чернин // Перспективы развития транспортного комплекса: сб. ст. / Бел. науч.-исслед. ин-т трансп. «Транстехника»; редкол.: В.С. Миленький [и др.]. — Мн., 2023. — С. 72–78.
12. 60G millimeter wave respiratory and heartbeat detection radar module HLK-LD6002 non-contact intelligent monitoring with 2T2R // HLKTech. — URL: https://www.hlktech.net/index.php?id=1180 (date of access: 27.08.2026).
13. Radar sensors // Infineon. — URL: https://www.infineon.com/products/sensor/radar-sensors (date of access: 28.08.2026).
14. MmWave radar sensors // TI.com. — URL: https://www.ti.com/product-category/sensors/mmwave-radar/overview.html (date of access: 30.08.2026).
15. A new era of radar sensing // Acconeer. — URL: https://acconeer.com/product-overview-a212/ (date of access: 31.08.2026).

Kholod E.A., Karpuk N.V., Isaevich M.V.

Structure of onboard system for comprehensive assessment of the driver's functional state

The article reviews modern driver monitoring systems, provides their classification, and highlights the existing limitations associated with their use. It is noted that video systems depend on lighting conditions and raise privacy concerns, wearable sensors are inconvenient to use, and radar sensors are sensitive to vibrations. To overcome these shortcomings, a new architecture for an onboard system for comprehensive assessment of the driver's functional state is proposed, based on millimeter-wave radars and continuous monitoring of active actions via the CAN information bus. The device structure, operating principles of the subsystem for tracking driver's active actions, and the subsystem for monitoring respiration and heart rate are described. The possibility of extending the system by adding a video data processing system, wearable devices, and a mobile communication module is considered. Thus, a system architecture is proposed that is capable of providing contactless monitoring of respiration and heart rate, as well as behavioral analysis of the driver while operating the vehicle.

Поступила в редакцию 31.08.2026.

УДК 629.353:519.876.5

А.Д. ХИЛЬКО; А.В. МИХАЙЛОВ; А.А. АНАНЧИКОВ, канд. техн. наук, доц.; А.В. БЕЛЕВИЧ
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Д.И. ЕЛИСЕЕВ
ОАО «БЕЛАЗ» — управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ», г. Жодино, Республика Беларусь

ВАЛИДАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА БЕЛАЗ-7558R ДЛЯ ЗАДАЧ АВТОНОМНОГО УПРАВЛЕНИЯ

Современная концепция «безлюдного карьера» требует наличия высокоточных цифровых двойников карьерной техники, позволяющих безопасно и эффективно отрабатывать алгоритмы автономного управления еще на этапе предварительного моделирования. В настоящей работе представлена полномасштабная динамическая модель карьерного самосвала БЕЛАЗ-7558R, разработанная в среде MATLAB/Simulink и соответствующая международному стандарту ISO 8855. Модель описывает пространственное (6DOF) движение машины и включает в себя силовую установку, нелинейную модель шин (Pacejka), гидропневматическую подвеску, рулевое управление с геометрией Аккермана, рабочую и стояночную тормозные системы, аэродинамику и сопротивление качению. В качестве входных воздействий использовались синхронные временные ряды положения органов управления (педаль газа, электродинамический и гидравлический тормоз, угол рулевого колеса). Сравнению подвергались скорости ведущих задних колес, углы поворота управляемых колес, угол рыскания и глобальные координаты GNSS-антенны. Проведенные расчеты показали высокую степень сходимости расчетных и экспериментальных данных на интервале 127 с, что подтверждает адекватность принятой системы уравнений и корректность идентификации параметров.

Ключевые слова: *карьерный самосвал, БЕЛАЗ-7558R, автономное управление, цифровой двойник, ISO 8855, математическая модель, валидация*

Введение. Современная горнодобывающая промышленность переживает этап цифровой трансформации, ключевым элементом которой является переход к полностью автономным («безлюдным») карьерам. В таких карьерах тяжелая техника — самосвалы, экскаваторы, бульдозеры — должна работать круглосуточно без непосредственного участия человека, управляясь централизованной системой диспетчеризации и бортовыми контроллерами [1].

Роботизация карьерного автотранспорта позволяет не только исключить человеческий фактор из наиболее опасных и тяжелых участков горных работ, но и существенно повысить топливно-энергетическую эффективность, а также оптимизировать логистические потоки в условиях карьерной местности [2]. В то же время внедрение алгоритмов автономного вождения на реальных машинах сопряжено с высокими рисками и стоимостью испытаний, поэтому промышленным стандартом становится предварительная отработка и валидация алгоритмов на цифровых двойниках — математических моделях, с высокой точностью воспроизводящих динамику реального транспортного средства.

Объектом настоящего исследования является карьерный самосвал БЕЛАЗ-7558R грузоподъемностью 90 т, оснащенный электромеханической трансмиссией. Эксплуатация таких машин происходит в тяжелых условиях: глубокие карьеры, крутые уклоны, низкое качество дорожного покрытия и высокая запыленность. Все это предъявляет особые требования к точности цифровой модели: она должна корректно описывать не только продольную динамику, но и пространственные колебания кузова, нелинейное поведение шин на сыпучих грунтах, работу гидропневматической подвески и сложной тормозной системы.

В научной литературе описано множество подходов к моделированию движения автомобиля: от простейших «велосипедных» моделей до детализированных многотельных сборок [3–5]. Однако для карьерных самосвалов, чья масса достигает 170 т в груженом состоянии, стандартные допущения (пренебрежение креном, линейная модель шины, постоянный коэффициент сцепления) часто оказываются неприемлемыми. В связи с этим была разработана полномасштабная нелинейная 6DOF-модель в среде MATLAB/Simulink, соответствующая международному стандарту ISO 8855 [6–8] (рисунок 1).

Целью настоящего исследования является разработка и экспериментальная валидация пространственной математической модели карьерного самосвала БЕЛАЗ-7558R, базирующейся на международном стандарте связанных осей ISO 8855 и верифицированной по массиву реальных телеметрических данных бортовых систем самосвала для обеспечения задач автономного траекторного управления.

Структура и архитектура модели карьерного самосвала. Разработанная цифровая модель карьерного самосвала БЕЛАЗ-7558R построена по модульному принципу и состоит из двух уровней. Блок-схема подсистем и информационных связей указанного цифрового двойника представлена на рисунке 2.

Первый уровень образуют независимые блоки внешних граничных условий и управляющих воздействий.

Рисунок 1 — Международная система координат ISO 8855

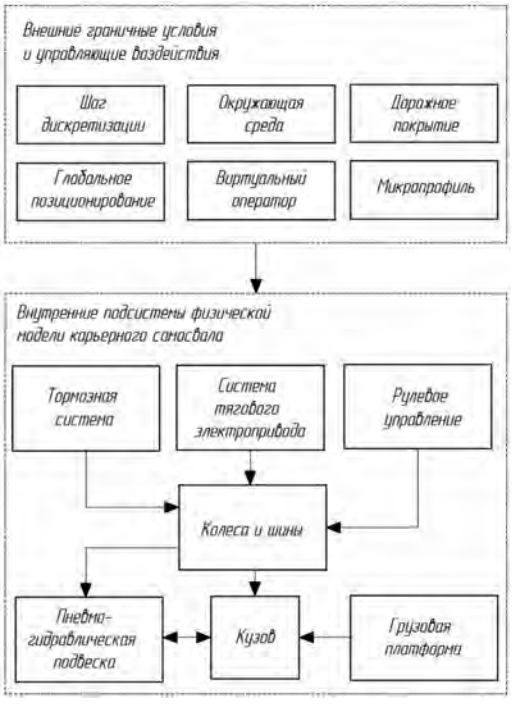


Рисунок 2 — Блок-схема архитектуры математической модели БЕЛАЗ-7558R

В них задаются параметры окружающей среды (температура, атмосферное давление, плотность воздуха, скорость и направление ветра), геометрия дорожного покрытия (коэффициенты сцепления и сопротивления качению), цифровая карта высот, начальные координаты и ориентация машины, а также сигналы органов управления (положение рулевого колеса, педалей газа и тормоза, селектора направления движения). Эти блоки позволяют как воспроизводить записанные на реальном самосвале временные ряды, так и формировать команды от виртуального оператора или автоматических алгоритмов.

Второй уровень представляет собой единый блок «Машина», объединяющий все математические модели внутренних подсистем и узлов самосвала: электромеханическую трансмиссию (дизельный ДВС, синхронный генератор, инверторы, асинхронные тяговые электродвигатели [9–13], планетарные редукторы), тормозную систему, рулевое управление, гидропневматическую подвеску (модель зависимых передних и задних стоек, основанная на термодинамике политропного сжатия азота и нелинейном скоростном дросселировании масла), грузовую платформу (динамика подъема и опускания кузова), колеса и нелинейную модель шин (вычисление сил в пятне контакта, расчет продольного скольжения и углов увода, нелинейную модель шин Pacejka и расчет стабилизирующего момента), а также пространственную динамику кузова (суммирование всех сил и моментов от подвески, шин, аэродинамики и уклона) [14, 15]. Все внешние параметры и управляющие сигналы поступают в этот блок через входные порты, и внутри него выполняются соответствующие расчеты внутренних параметров и координат.

Такое разделение обеспечивает возможность быстрой калибровки модели и позволяет оперативно менять условия испытаний, не затрагивая внутреннюю логику машины. Оно также упрощает интеграцию цифрового двойника в состав программно-аппаратных комплексов для отработки алгоритмов автономного управления.

Базовые уравнения пространственной динамики 6DOF. Динамика машины описывается системой дифференциальных уравнений в связанной правосторонней системе координат, соответствующей стандарту ISO 8855 (ось X^+ — вперед, Y^+ — влево, Z^+ — вверх; положительные вращения — по правилу правой руки). Модель включает уравнения поступательного движения центра масс и уравнения вращения вокруг него.

Поступательные ускорения. Вначале рассчитываются ускорения, измеряемые инерциальным блоком IMU, которые затем корректируются с учетом переносных и кориолисовых членов [16], порождаемых вращением кузова.

Ускорения, измеряемые инерциальным блоком IMU, описываются следующими уравнениями:

$$a_x^{\mathrm{IMU}} = \frac{\sum F_x + F_{\mathrm{aero}} + F_{\mathrm{climb}} - F_{\mathrm{turn}}}{m_{\mathrm{gross}}};$$

$$a_y^{\mathrm{IMU}} = \frac{\sum F_y + F_{\mathrm{side}}}{m_{\mathrm{gross}}};$$

$$a_z^{\mathrm{IMU}} = \frac{\sum F_{\mathrm{susp}} + F_{\mathrm{lift}} - m_{\mathrm{sprung}} \cdot g}{m_{\mathrm{gross}}},$$

где $\sum F_x$ и $\sum F_y$ — результирующие продольные и боковые силы, действующие на раму от всех четырех пятен контакта колес; F_{aero} — продольная аэродинамическая сила сопротивления воздуха; F_{climb} — гравитационная сила сопротивления продольному уклону; F_{turn} — сила, вызванная проекцией боковых сил управляемых колес при повороте; m_{gross} — полная масса самосвала; F_{side} — поперечная боковая сила сноса ветром; m_{sprung} — подрессоренная масса кузова; $\sum F_{\mathrm{susp}}$ — динамические реакции пневмогидравлических цилиндров; F_{lift} — вертикальная подъемная аэродинамическая сила; g — коэффициент ускорения свободного падения.

Истинные ускорения центра масс получаются добавлением векторного произведения ωV [14, 15]:

$$a_x = a_x^{\mathrm{IMU}} + \omega_y V_z - \omega_z V_y;$$

$$a_x = a_x^{\mathrm{IMU}} + \omega_y V_z - \omega_z V_y;$$

$$a_z = a_z^{\mathrm{IMU}} + \omega_x V_y - \omega_y V_x,$$

где ω_x, ω_y, ω_z — угловые скорости крена, тангажа и рыскания; V_x, V_y, V_z — проекции линейной скорости центра масс на связанные оси.

Численное интегрирование истинных ускорений дает скорости V_x, V_y, V_z, последующее интегрирование — линейные перемещения кузова.

Вращательные ускорения. Угловые ускорения описываются классическими уравнениями Эйлера в подвижной системе координат с учетом гироскопических перекрестных членов [14–16]. Для правосторонней системы координат ISO 8855 они записываются в виде:

$$\dot{\omega}_x = \frac{\left(M_x + M_{\mathrm{bank}}\right) - \left(I_{yy} - I_{zz}\right) \cdot \omega_y \cdot \omega_z}{I_{xx}};$$

$$\dot{\omega}_y = \frac{\left(M_y + M_{\mathrm{capsize}}\right) - \left(I_{zz} - I_{xx}\right) \cdot \omega_z \cdot \omega_x}{I_{xx}};$$

$$\dot{\omega}_z = \frac{\left(M_z + M_{\mathrm{turn}}\right) - \left(I_{xx} - I_{yy}\right) \cdot \omega_x \cdot \omega_y}{I_{zz}},$$

где I_{xx}, I_{yy}, I_{zz} — главные моменты инерции самосвала; M_x, M_y, M_z — суммарные моменты, создаваемые силами подвески, аэродинамическим воздействием и стабилизирующим моментом шин; M_{bank}, $M_{capsize}$, M_{turn} — аэродинамические моменты крена, тангажа и рыскания кузова самосвала.

Интегрирование $\dot{\omega}_x, \dot{\omega}_y, \dot{\omega}_z$ позволяет получить угловые скорости и углы крена, тангажа и рыскания.

Результаты экспериментальной валидации модели. Экспериментальная верификация разработанной математической модели карьерного самосвала БЕЛАЗ-7558R осуществлялась методом прямого натурно-математического сопоставления. На вход Simulink-модели подавался массив синхронных временных рядов, записанных с реального самосвала во время 127-секундного испытательного заезда на полигоне. При этом записанными управляющими параметрами являлись динамические положения педали газа, электродинамического и гидравлического тормозов, а также угол поворота рулевого колеса, показанные на рисунках 3–6.

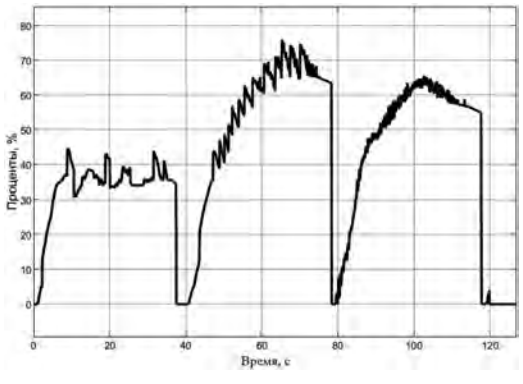


Рисунок 3 — Положение педали газа

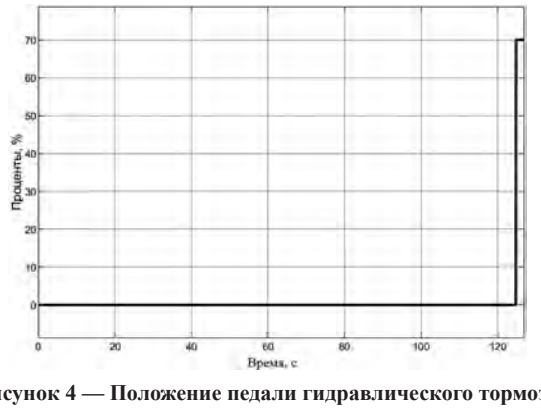


Рисунок 4 — Положение педали гидравлического тормоза

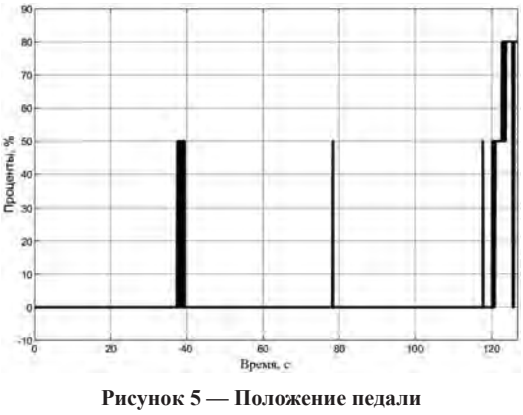


Рисунок 5 — Положение педали электродинамического тормоза

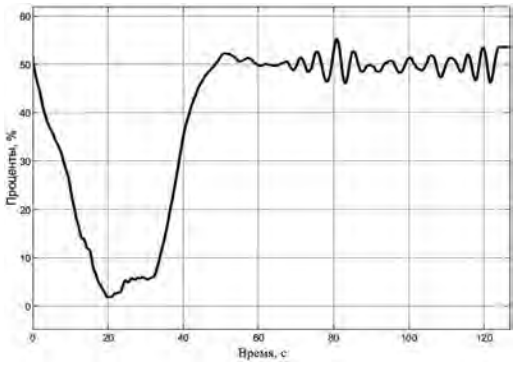


Рисунок 6 — Положение рулевого колеса

На рисунках 7–11 представлены результаты расчетных и реальных скоростей колес заднего ведущего моста, процент поворота колес переднего моста, курсовой угол (угол рыскания), а также продольная и поперечная координаты GNSS-антенны карьерного самосвала.

Для оценки точности сходимости математической модели определены среднеквадратичные σ_{rms} и максимальные σ_{max} отклонения между реальными и расчетными параметрами карьерного самосвала (таблица):

$$\sigma_{rms} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(p_r - p_c\right)^2}{n}},$$

$$\sigma_{max} = \max\left(p_r - p_c\right);$$

где p_r — реальный параметр; p_c — расчетный параметр; n — количество шагов интегрирования.

Рисунок 7 — Линейные скорости колес заднего ведущего моста: 1 — реальная скорость левого колеса; 2 — реальная скорость правого колеса; 3 — расчетная скорость левого колеса; 4 — расчетная скорость правого колеса

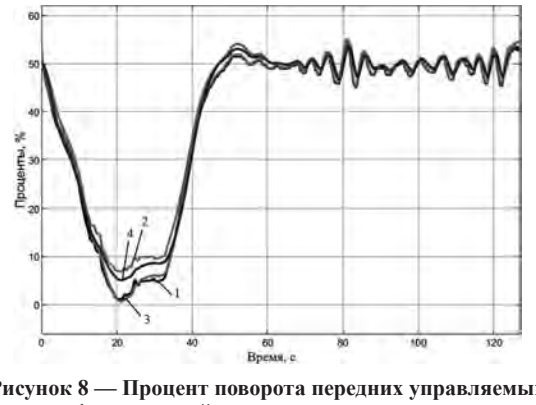


Рисунок 8 — Процент поворота передних управляемых колес: 1 — реальный процент поворота левого колеса; 2 — реальный процент поворота правого колеса; 3 — расчетный процент поворота левого колеса; 4 — расчетный процент поворота правого колеса

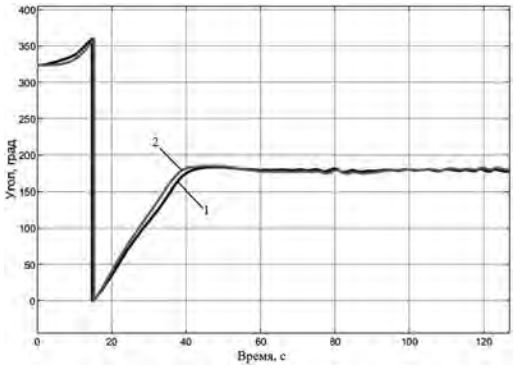


Рисунок 9 — Угол рыскания карьерного самосвала:
1 — реальный угол; 2 — расчетный угол

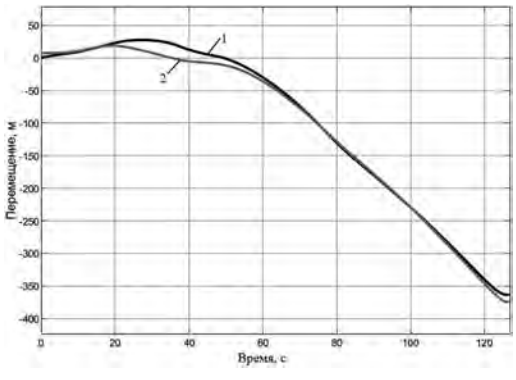


Рисунок 10 — Продольная *X*-координата GNSS-антенны карьерного самосвала: 1 — реальная координата;
2 — расчетная координата

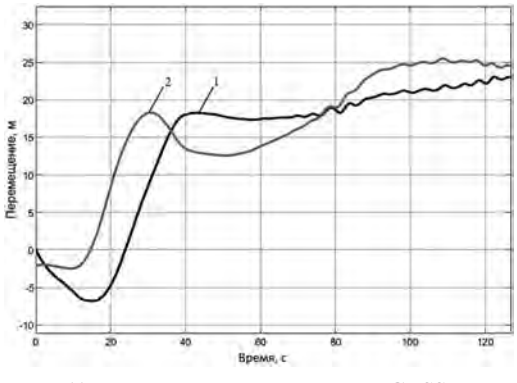


Рисунок 11 — Поперечная *Y*-координата GNSS-антенны карьерного самосвала: 1 — реальная координата;
2 — расчетная координата

При анализе результатов валидации разработанного цифрового двойника необходимо учитывать рассогласование начальных условий натурного эксперимента и численного моделирования. Запись телеметрии реального карьерного самосвала началась непосредственно в процессе поворота с начальной линейной скоростью задних колес (5 км/ч) и с уже имеющимся центробежным ускорением. В то же время математическая модель, обладая идентичным начальным курсовым углом (рысканием), инициализировалась из состояния покоя (0 км/ч), что закономерно привело к уменьшению радиуса поворота и смещению продольной и поперечной координат.

Анализ проведенной валидации математической модели карьерного самосвала БЕЛАЗ-7558R показал следующее: среднеквадратичные отклонения скоростей колес заднего ведущего моста не превысили 2,17 км/ч при максимальном отклонении в 4,13 км/ч. Наибольшее расхождение зафиксировано на начальном участке маневра, когда реальный самосвал уже двигался в повороте со скоростью около 5 км/ч и с уже имеющимся центробежным ускорением, а модель только трогалась с места и набирала ход. Эта фазовая задержка привела к тому, что в первые секунды записи разница скоростей достигала 4,13 км/ч. После того как модель вышла на сопоставимый скоростной режим, отклонение уменьшилось и оставалось в пределах 2 км/ч вплоть до остановки. Для передних управляемых колес максимальное отклонение не превысило 4,05 %, а среднеквадратичное отклонение составило 1,76 %. Максимальное отклонение по углу рыскания составило 13,43°, среднеквадратичное — 5,29°. Такая сходимость свидетельствует о корректности заложенных в модель уравнений динамики твердого тела и адекватности кинематической схемы рулевого привода.

Ошибки по координатам оказались наиболее заметными: среднеквадратичное отклонение по продольной оси *X* составило 8,13 м, по поперечной *Y* — 5,58 м, а максимальные отклонения — 19,91 и 12,26 м соответственно. Помимо начальных условий, определенный вклад в расхождения внесла неполнота сведений о дорожном покрытии.

Проведенное исследование показало, что точность результатов цифровой модели карьерного самосвала в сравнении с реальной машиной требует совпадения начальных условий модели с началом момента записи на реальном самосвале.

Заключение. Разработанная математическая модель карьерного самосвала БЕЛАЗ-7558R подтвердила свою работоспособность и физическую адекватность в ходе валидации по натурным данным. Сравнение расчетных и экспериментальных параметров показало высокую сходимость по основным динамическим переменным, что позволяет рассматривать цифровой двойник как инструмент для тестирования алгоритмов автономного управления.

Таблица — Оценка точности сходимости математической модели

Параметр сравнения	Максимальное отклонение	Среднеквадратичное отклонение
Скорость заднего левого колеса, км/ч	3,82	2,09
Скорость заднего правого колеса, км/ч	4,13	2,17
Поворот переднего левого колеса, %	4,05	1,76
Поворот переднего правого колеса, %	4,02	1,66
Угол рыскания, град	13,43	5,29
Продольная координата *X*, м	19,91	8,13
Поперечная координата *Y*, м	12,26	5,58

Модель построена по модульному принципу, благодаря чему каждая подсистема (трансмиссия, тормозная система, подвеска, рулевое управление, колеса и шины) может дорабатываться и калиброваться независимо от остальных. Такая архитектура обеспечивает гибкость и масштабируемость цифрового двойника и позволяет оперативно адаптировать его под новые исходные данные или конструктивные изменения самосвала.

В настоящее время модель находится в стадии непрерывного развития. Планируется углубление физического наполнения отдельных узлов (пневмогидравлической подвески, электромеханической трансмиссии, тормозной системы), а также добавление модуля трехмерной визуализации на базе Unreal Engine. В дальнейшем модель планируется реализовать в виде самостоятельного программного приложения, функционирующего в реальном времени и не требующего среды MATLAB/Simulink, что сделает его доступным для интеграции в промышленные системы управления карьерным транспортом.

Список литературы

1. Доможирова, О.В. Ключевые цифровые технологии в горнодобывающей промышленности / О.В. Доможирова, А.Х. Казанбиева // Финансовый университет при Правительстве Российской Федерации. — URL: https://www.fa.ru/university/structure/university/uso/press-service/press-releases/klyuchevye-tsifrovye-tekhnologii-v-gornodobyvayushchey-promyshlennosti. — Дата публ.: 03.09.2025.
2. Кучковская, Н.В. Экономическая эффективность цифровой трансформации горнодобывающих предприятий в условиях технологической модернизации и решений Индустрии 4.0 / Н.В. Кучковская // Горная промышленность. — 2025. — № 6. — С. 88–96. — DOI: https://doi.org/10.30686/1609-9192-2025-6-88-96.
3. Кравец, В.Н. Теория автомобиля: учебник / В.Н. Кравец. — 2-е изд., перераб. — Нижний Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2013. — 413 с.
4. Маркина, А.А. Теория движения колесных машин: учеб. пособие / А.А. Маркина, В.В. Давыдова. — Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2021. — 216 с.
5. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля / В.П. Тарасик. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006. — 478 с.
6. Coordinate systems in vehicle dynamics blockset // MathWorks. — URL: https://www.mathworks.com/help/vdynblks/ug/coordinate-systems-in-vehicle-dynamics-blockset.html (date of access: 23.06.2026).
7. Coordinate systems in simulink 3D animation // MathWorks. — URL: https://www.mathworks.com/help/sl3d/coordinate-systems-in-simulink-3d-animation.html (date of access: 23.06.2026).
8. Coordinate systems for 3D simulation in automated driving toolbox // MathWorks. — URL: https://www.mathworks.com/help/driving/ug/coordinate-systems-for-3d-simulation-in-automated-driving-toolbox.html (date of access: 25.06.2026).
9. Kim, S.-H. Electric motor control: DC, AC, and BLDC motors / S.-H. Kim. — Oxford: Elsevier Science, 2017. — 448 p.
10. AC electric motors control: advanced design techniques and applications / ed. F. Giri. — Chichester: John Wiley & Sons, 2013. — 608 p.
11. Фираго, Б.И. Векторные системы управления электроприводами: учеб. пособие / Б.И. Фираго, Д.С. Васильев. — Мн.: Выш. шк., 2016. — 159 с.
12. Калачев, Ю.Н. Векторное регулирование (заметки практика) / Ю.Н. Калачев. — СПб: ЭФО, 2013. — 72 с.
13. Калачев, Ю.Н. SimInTech: Моделирование в электроприводе / Ю.Н. Калачев. — М.: ДМК Пресс, 2019. — 90 с.
14. Pacejka, H.B. Tire and vehicle dynamics / H.B. Pacejka. — 3rd ed. — Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012. — 672 p.
15. Rajamani, R. Vehicle dynamics and control / R. Rajamani. — 2nd ed. — New York: Springer Science & Business Media, 2012. — 496 p.
16. Феоктистов, В.В. Гаспар-Гюстав Кориолис и эйлеровы силы инерции / В.В. Феоктистов, О.П. Феоктистова, И.Н. Чернышева // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. — 2017. — № 07. — С. 185–197.

Khilko A.D., Mikhailov A.V., Ananchikov A.A., Belevich A.V., Eliseev D.I.

Validation of a mathematical model of the BELAZ-7558R mining dump truck for autonomous control applications

The modern “unmanned quarry” concept requires high-precision digital twins of mining machinery, enabling the safe and efficient development of autonomous control algorithms even at the preliminary modeling stage. This paper presents a full-scale dynamic model of the BELAZ-7558R mining dump truck, developed in MATLAB/Simulink and compliant with the international ISO 8855 standard. The model describes the vehicle’s spatial (6DOF) motion and includes the powertrain, a nonlinear tire model (Pacejka), hydropneumatic suspension, Ackermann steering, service and parking brake systems, aerodynamics, and rolling resistance. The input signals included synchronous time series of control position data (accelerator pedal, electrodynamic and hydraulic brakes, and steering wheel angle). The comparison included the speeds of the drive rear wheels, steering wheel angles, yaw angle, and global GNSS antenna coordinates. The calculations performed showed a high degree of convergence of the calculated and experimental data in the 127 s interval, which confirms the adequacy of the adopted system of equations and the correctness of the parameter identification.

Поступила в редакцию 18.08.2026.

УДК 004.94 + 519.876.5

Я.В. КИПЦЕВИЧ; В.В. САВЧЕНКО, канд. техн. наук, доц.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

С.О. КОПЫТОК
ОАО «Экран», г. Борисов, Республика Беларусь

ПРОГРАММНЫЕ ОПТИМИЗАЦИИ В ВИЗУАЛЬНОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ДОРОЖНЫХ СИТУАЦИЙ

В статье рассмотрены методы ускорения создания кадра и управления поведением цифровых двойников. Приведена сравнительная характеристика существующих API (Application Programming Interface), позволяющих эффективно взаимодействовать с GPU (Graphics Processing Unit). Описаны подходы к исключению из процесса создания кадра объектов, не попадающих в область видимости. Представлены основные особенности подхода к объединению множества методов ускорения процесса создания кадра. Рассмотрен метод частиц для ускорения расчета состояний множества объектов, которые могут взаимодействовать друг с другом, для групп различных размеров: для больших групп — PM (Particle-Mesh) и P^3M (Particle-Particle–Particle-Mesh), для малых групп — PP (Particle-Particle). Описан алгоритм для расчета оптимального маршрута и его вариация для многоагентного планирования путей.

Ключевые слова: *ускорение генерации кадра, параллельное программирование, моделирование методом частиц, ускорения управления поведением цифровых двойников*

Введение. Для тестирования и отладки программного обеспечения (ПО) электронных блоков управления транспортного средства удобно использовать компьютерное моделирование, в том числе и визуально оценить ход такого испытания. Также может быть необходимо протестировать физические макеты электронных блоков управления, например, подключение их к компьютеру, с помощью которого можно запустить различные сценарии работы. Возможность использования внешних устройств ввода-вывода в процессе моделирования в реальном времени также является полезной функцией, помогающей в оценке работоспособности ПО.

Исходя из набора требований к такому моделированию, следует, что программа должна в реальном времени реагировать на внешние устройства, отображать на экране актуальные на данный момент моделирования кадры и быстро управлять поведением цифровых двойников реальных тестируемых объектов.

Методы ускорения создания кадра. Для отрисовки сцены достаточно лишь отправлять данные о всех ее объектах, которые будут использоваться в шейдерах на GPU. Но такой подход является медленным из-за большого количества данных, которые нужно передать на видеокарту и обрабатывать их на ней. Для уменьшения временных затрат на создание кадра необходимо уменьшить количество данных, отправляемых на GPU, до необходимого минимума [1].

Для ускорения процесса создания кадра используются параллельные вычисления как на CPU (Central Processing Unit) и GPU [2]. Также необходимо исключать из процесса создания кадра объекты, не попадающие в область видимости или перекрывающиеся другими объектами [3–5]. Использование NPU (Neural Processing Unit), а именно пространственное и временное масштабирование кадра, также помогает при визуализации сцены [6, 7].

Существуют такие методы, как пропуск отрисовки полигонов, поверхности которых повернуты от камеры (BFC — Back-face Culling), отбрасывание геометрии, которая находится за пределами области, проецируемой на экран (FC — Frustum Culling), и отбрасывание геометрии, которая перекрывается другими видимыми поверхностями (OC — Occlusion Culling) [8].

Иерархичный z-буфер (HZB) [3] вместо проверки каждого пикселя использует пирамидальную структуру буферов глубины с низким разрешением, чтобы быстро определить, скрыты ли большие группы объектов. Буфер глубины может быть сгенерирован во время выполнения программы, а ограничивающий видимость прямоугольник нового объекта может быть проверен на соответствие буферу глубины с минимальным разрешением [8].

Подход с использованием иерархичных ограничивающих видимость карт (HOMs) [4] работает таким образом, что создается пирамида карт пространства изображений, где каждая карта представляет собой проекции ограничивающих видимость объектов с разным разрешением. Эта иерархическая структура позволяет быстро проводить тесты видимости и отбрасывать большие участки модели, которые не видны [8].

Также существует подход двухпроходного отбрасывания геометрии, видимость которой ограничена другими поверхностями — Two-Pass Occlusion Culling. Этот подход предлагает отрисовать объекты, которые были видны на предыдущем кадре, на их основе построить HZB и по нему определить, какие объекты видны на текущем кадре, но не были видны на предыдущем [5].

Существует подход к объединению множества методов ускорения процесса создания кадра, который рассматривает весь процесс генерации кадра как динамическую систему с обратной связью, на которую могут действовать возмущающие сигналы, например сигналы внешних устройств ввода-вывода [1]. Такая система берет за основу предыдущий кадр, определяет объекты, которые на нем находились, и, так как между текущим и предыдущим кадром малая разница, проверяет видимость объектов по буферу глубины предыдущего кадра. Таким образом уменьшается количество рисуемых поверхностей, которые не будут видны в кадре. Резкое движение камерой приводит к увеличению перерисовки

невидимых объектов, что может приводить к понижению производительности программы. Для решения подобного воздействия внешнего сигнала вводится компенсация — понижение уровня детализации объектов в зависимости от их расположения, направления движения камеры и скорости смещения кадра.

Методы ускорения управления поведением цифровых двойников. При моделировании может возникнуть необходимость в расчете состояний множества объектов, которые могут взаимодействовать друг с другом. В таких ситуациях применяется подход Лагранжа, который состоит в описании параметров самих объектов совокупности (частиц среды). Такими параметрами могут быть координаты, скорости, ускорения для каждой частицы среды.

Подход Лагранжа стал приобретать популярность с развитием вычислительной техники. На этом подходе основано моделирование методом частиц. Метод частиц применяется в различных областях, в частности при моделировании плазмы, полупроводников, в астрофизике, в молекулярной динамике. Метод частиц прост для реализации на компьютере и очень производителен [9].

В случае с очень большими группами объектов внимание уделяется лишь общим тенденциям движения, поскольку индивидуальное моделирование каждого агента потребовало бы чрезмерных вычислительных затрат. Обычно при этом применяется потоковая модель, в которой отдельные объекты рассматриваются как компоненты или частицы жидкости [10]. При таком подходе моделирования без использования специальных методов оптимизации алгоритмическая сложность вычислений становится $O(N^2)$, где N — количество моделируемых объектов. Данная задача схожа с задачей моделирования гравитационного взаимодействия между N количеством тел. Для решения подобных задач существуют два алгоритма, которые используются для моделирования методом частиц, а именно алгоритмы PM (Particle-Mesh, частица-сетка) и P^3M (Particle-Particle–Particle-Mesh, частица-частица–частица-сетка) [11].

Моделирование небольших групп позволяет учитывать индивидуальное поведение цифровых двойников. В таких случаях возможно использование агентной модели, где каждый участник обладает собственными целями и намерениями [10]. В таком случае алгоритмическая сложность вычислений хоть и остается $O(N^2)$, но это не будет сильно влиять на производительность из-за малого значения числа объектов N. Для решения подобных задач существует алгоритм, который используется для моделирования методом частиц, а именно PP (Particle-Particle, частица-частица) [11].

При моделировании дорожных ситуаций важную роль играет самостоятельное перемещение по виртуальной сцене объектов или групп, состоящих из них. Агенты, в том числе и модели транспортных средств, должны уметь перемещаться, не пересекая запрещенных зон, обходя препятствия и двигаясь согласно разрешенному направлению. Для расчета оптимального маршрута, позволяющего агенту достичь цели и при этом избежать столкновений с препятствиями, применяются алгоритмы планирования пути [10].

Основным алгоритмом для расчета оптимального маршрута является алгоритм A* [12]. Временная сложность алгоритма A* зависит от эвристики. В худшем случае число вершин, исследуемых алгоритмом, растет экспоненциально по сравнению с длиной оптимального пути, что соответствует алгоритмической сложности вычислений $O(b^d)$, где b — коэффициент ветвления, а d — глубина оптимального пути. В лучшем случае сложность становится полиномиальной — $O(d)$. Алгоритм хранит в памяти практически все сгенерированные узлы, что делает нехватку памяти главным узким местом A* на больших картах. Затраты по памяти составляют $O(b^d)$.

Так как задачей при моделировании дорожных ситуаций является расчет оптимального маршрута для множества объектов, а алгоритм A* рассматривался как алгоритм для расчета маршрута для одного объекта, то есть необходимость в нахождении способов оптимизации этого алгоритма для большого числа агентов. В качестве такого способа может служить использование методов параллельного программирования, таких как внедрение векторных команд (SIMD — Single Instruction Multiple Data), выполнение расчета маршрутов в нескольких потоках как на CPU, так и на GPU. Также существуют методы, которые специально адаптированы для расчета маршрутов для множества агентов, например алгоритм A* с несколькими метками для многоагентного планирования путей (MLA*) [13].

ПО для параллельных вычислений на GPU. Для упрощения написания ПО для моделирования, в котором используются вычисления с помощью GPU, существуют различные интерфейсы программирования приложения (API — Application Programming Interface), такие как Vulkan, DirectX, OpenGL, Metal, WebGL, CUDA, OpenCL. Их сравнительная характеристика приведена в таблице.

На данный момент Vulkan является оптимальным API для написания ПО, которое использует GPU для выполнения сложных вычислений с большим количеством однотипных задач. Данный API является высокопроизводительным, гибким и способным на многопоточное

Таблица — ПО для параллельных вычислений на GPU

Название API (разработчик)	Поддержка многопоточности на CPU	Производительность	Гибкость	Сложность разработки
Vulkan (Khronos Group)	Хорошо	Высокая	Высокая	Сложно
DirectX (Microsoft Corporation)	Хорошо	Высокая	Высокая	Средне
OpenGL (Khronos Group)	Средне	Средняя	Средняя	Средне
Metal (Apple Inc.)	Хорошо	Высокая	Высокая	Средне
WebGL (Khronos Group)	Нет	Низкая	Низкая	Легко
CUDA (Nvidia Corporation)	Хорошо	Высокая	Высокая	Сложно
OpenCL (Khronos Group)	Хорошо	Высокая	Высокая	Сложно

программирование на CPU, которое поддерживается большинством современных операционных систем.

Заключение. В статье проведен обзор современных методов ускорения создания кадров и управления поведением цифровых двойников, рассмотрены возможности их комплексного применения для повышения производительности моделирования.

Рассмотрен подход к объединению различных методов ускорения создания кадра, предусматривающий совместное использование средств оптимизации взаимодействия с GPU с помощью современных API, методов определения видимости объектов и методов компенсации понижения скорости создания кадра, связанного с обработкой данных, получаемых от внешних устройств.

Для моделирования поведения множества взаимодействующих объектов рассмотрено применение метода частиц с учетом размера моделируемых групп. Такое разделение позволяет учитывать особенности вычислительной нагрузки при изменении количества взаимодействующих объектов и выбирать соответствующий способ организации расчетов.

Рассмотрены алгоритм A* для расчета оптимального маршрута и его вариация MLA* для многоагентного планирования путей, предназначенные для эффективного управления перемещением множества цифровых объектов.

Описанные методы оптимизации могут быть использованы при разработке программных систем моделирования дорожных ситуаций, в которых одновременно требуется формирование визуального представления сцены и обработка состояния большого числа взаимодействующих объектов.

Список литературы

1. Kiptsevich, Y.V. Dynamic linear rendering system for opaque surfaces / Y.V. Kiptsevich // Магистерский вестник: сб. науч. работ / Ун-т НАН Беларуси; редкол.: М.Г. Жилинский (гл. ред) [и др.]. — Мн., 2026. — С. 217–223.
2. GPU Driven Rendering // Vulkan Guide. — URL: https://vkguide.dev/docs/gpudriven (date of access: 16.06.2026).
3. Greene, N. Hierarchical Z-buffer visibility / N. Greene, M. Kass, G. Miller // SIGGRAPH93: proc. of the 20th annual conf. on Computer graphics and interactive techniques, Anaheim, 2–6 Aug. 1993. — New York, 1993. — P. 231–238. — DOI: https://doi.org/10.1145/166117.166147.
4. Visibility culling using hierarchical occlusion maps / H. Zhang, D. Manocha, T. Hudson, K.E. Hoff III // SIGGRAPH97: proc. of the 24th annual conf. on Computer graphics and interactive techniques, Los Angeles, 3–8 Aug. 1997. — New York, 1997. — P. 77–88. — DOI: https://doi.org/10.1145/258734.258781.
5. Karis, B. Nanite: a deep dive / B. Karis, R. Stubbe, G. Wihlidal. — URL: https://advances.realtimerendering.com/s2021/Karis_Nanite_SIGGRAPH_Advances_2021_final.pdf (date of access: 10.05.2026).
6. Schiesser, T. Nvidia DLSS in 2020: stunning results / T. Schiesser // TechSpot. — URL: https://www.techspot.com/article/1992-nvidia-dlss-2020/ (date of access: 10.05.2026).
7. Sommefeldt, R. FidelityFX-CLI / R. Sommefeldt // GitHub. — URL:https://github.com/GPUOpen-Effects/FidelityFX-CLI(date of access: 10.05.2026).
8. Кипцевич, Я.В. Оптимизация процесса визуализации трехмерного пространства / Я.В. Кипцевич // Новые горизонты – 2025: сб. материалов XII Белорусско-китайского молодежного инновационного форума, Минск, 27–28 нояб. 2025 г. / БНТУ. — Мн., 2025. — Т. 1. — С. 30–31.
9. Озерицкий, А.В. Моделирование методом частиц на GPU с использованием языка GLSL / А.В. Озерицкий // Вычислительные методы и программирование. — 2023. — Т. 24, № 1. — С. 37–54. — DOI: https://doi.org/10.26089/NumMet.v24r104.
10. Lehtinen, E. Crowd simulation in games: diss. … for the Master of Science / Eero Lehtinen; Tampere University. — Tampere, 2024. — URL: https://trepo.tuni.fi/handle/10024/158139 (date of access: 20.07.2026).
11. Hockney, R.W. Computer simulation using particles / R.W. Hockney, J.W. Eastwood. — London: Institute of Physics, 1988. — 540 p.
12. Hart, P. A formal basis for the heuristic determination of minimum cost paths / P. Hart, N.J. Nilsson, B. Raphael // IEEE Transactions on Systems Science and Cybernetics. — 1968. — Vol. 4, iss. 2. — P. 100–107. — DOI: https://doi.org/10.1109/TSSC.1968.300136.
13. Grenouilleau, F. A multi-label A* algorithm for multi-agent pathfinding / F. Grenouilleau, W. van Hoeve, J.N. Hooker // Proc. of the 29th Intern. Conf. on Automated Planning and Scheduling, Berkeley, 11–15 July 2019. — Menlo Park, 2019. — Vol. 29. — P. 181–185. — DOI: https://doi.org/10.1609/icaps.v29i1.3474.

Kiptsevich Ya.V., Savchenko V.V., Kopytok S.O.

Software optimizations in the visual modeling of traffic situations

The article examines methods for accelerating frame generation and managing the behavior of digital twins. It provides a comparative analysis of existing APIs (Application Programming Interfaces) that enable efficient interaction with the Graphics Processing Unit (GPU). Approaches for excluding objects outside the field of view from the frame generation process are described, and the key features of an approach combining multiple frame generation acceleration techniques are presented. The article examines particle methods for accelerating the calculation of states for sets of interacting objects, categorized by group size: PM (Particle-Mesh) and P3M (Particle-Particle Particle-Mesh) for large groups, and PP (Particle-Particle) for small groups. An algorithm for calculating an optimal route is described, along with a variant designed for multi-agent path planning.

Поступила в редакцию 31.08.2026.

НАДЕЖНОСТЬ, ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 533.6.011:004.94

А.О. ШИМАНОВСКИЙ, д-р техн. наук, проф.; О.В. ДЕМЬЯНЧУК
Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель, Республика Беларусь

ОБТЕКАНИЕ ПОТОКОМ ВОЗДУХА СОСТАВА ИЗ НЕСКОЛЬКИХ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

На основе разработанных в программном комплексе ANSYS компьютерных моделей выполнено моделирование обтекания воздушным потоком составов грузовых поездов из вагонов-хопперов, загруженных контейнерами платформ и полувагонов. Выполнено численное решение уравнения неразрывности и осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса (RANS) с использованием модели турбулентности k–ε. Получены картины линий тока и поля распределения давления. По результатам моделирования определены аэродинамические силы, действующие на вагоны состава, и коэффициенты аэродинамического сопротивления. Установлено, что порядок размещения груженых и порожних полувагонов существенно влияет на аэродинамические характеристики состава. Результаты исследования могут быть использованы для повышения энергоэффективности перевозочного процесса.

Ключевые слова: *аэродинамика, железнодорожный состав, компьютерное моделирование, обтекание потоком воздуха, коэффициент аэродинамического сопротивления*

Введение. Развитие цифровизации эксплуатационных процессов железнодорожного подвижного состава требует наличия уточненной информации о происходящих при них физических явлениях. В зарубежной литературе [1, 2] отмечается возросший интерес к аэродинамике грузовых поездов в связи с глобальной тенденцией декарбонизации железных дорог и необходимостью повышения энергоэффективности железнодорожных перевозок. Также данная информация требуется для обеспечения безопасности вагонов и их сцепов при их размещении на станционных путях [3, 4].

Современные исследования аэродинамических характеристик подвижного состава выполняются с помощью натурных экспериментов, масштабных испытаний в аэродинамической трубе, а также CFD-моделирования (CFD — Computational Fluid Dynamics). В зарубежной практике методы оценки аэродинамического сопротивления устанавливаются стандартом EN 14067-4:2024 Railway applications – Aerodynamics – Part 4: Requirements and test procedures for aerodynamics on open track. В литературе [1, 5] в качестве наилучшего варианта исследований выделяют сочетание испытаний в аэродинамической трубе и компьютерного моделирования. Однако в таком случае остается проблема верификации результатов испытаний масштабированной модели и их пересчета с учетом геометрического масштаба анализируемых объектов.

Наибольшее количество исследований в сфере аэродинамики железнодорожного транспорта связано с высокоскоростными пассажирскими поездами [6–8].

Авторами [9] выполнено исследование воздействия бокового ветра на высокоскоростной поезд упрощенной конфигурации методом CFD-моделирования. Подтверждено, что наибольший аэродинамический коэффициент при любом угле атаки соответствует локомотиву. Поперечная сила для локомотива достигает максимального значения при угле атаки 75°, а для последующих вагонов — при 90°. Коэффициент подъемной силы растет с увеличением отношения высоты подвижного состава к ширине. По результатам исследования авторами найден наилучший по аэродинамическим характеристикам вариант формирования состава.

Влияние межвагонных обтекателей различных типов на аэродинамические характеристики высокоскоростных поездов при воздействии бокового ветра рассматривается в работе [10]. Авторы отмечают, что установка таких обтекателей позволяет снизить максимальную интенсивность турбулентности в области межвагонного зазора примерно на 30 % и уменьшить значение поперечной силы на 18–22 %, что дает возможность повышения устойчивости движения состава поезда. Исследования выполнены авторами на основе оригинальной трехвагонной модели поезда, включающей головной, промежуточный и хвостовой вагоны. Она построена на использовании гипотезы о том, что общие аэродинамические характеристики поезда в основном определяются головным и хвостовым вагонами, а промежуточный вагон учитывает суммарный эффект повторяющегося поверхностного трения и поэтому может представлять основные характеристики всего состава. Данный подход значительно снижает вычислительные затраты и потребление ресурсов, при этом обеспечивая учет основных аэродинамических особенностей поезда.

Грузовые поезда имеют отличные от пассажирских аэродинамические характеристики, связанные с особенностью их конструкции, наличием и размерами зазоров между вагонами, а также более сильным влиянием бокового ветра, что требует проведения дополнительных исследований их аэродинамики [1].

Вопросы снижения аэродинамического сопротивления вагонов грузовых поездов рассмотрены в работе [11]. В качестве основных способов выделены модификация конструкции (скругление острых кромок, обеспечение более гладких поверхностей), установка обтекателей различного типа, а также перегородок и крышек в вагонах открытого типа. Рассмотренные меры позволяют повысить аэродинамическую эффективность на 2–50 %.

Авторы статьи [12] отмечают, что движущиеся с наиболее высокими скоростями интермодальные поезда имеют неудовлетворительные аэродинамические характеристики. Выполненный анализ их движения при различных вариантах формирования состава показал, что уменьшение аэродинамического сопротивления может быть достигнуто путем размещения контейнеров на платформах соответствующей длины (для уменьшения зазора между контейнерами), а также заполнения порожних платформ пустыми контейнерами (несмотря на некоторое увеличение сопротивления качению). Расчеты продемонстрировали, что при оптимальной конфигурации состава удается добиться снижения сопротивления движению состава до 27 %.

Возможность выдувания угля при перевозке в полувагонах исследовалась на основе компьютерного моделирования в работе [13]. Установлено, что значительное влияние на величину подъемной силы оказывает форма поверхности груза при его погрузке. Наиболее подвержены выдуванию частицы насыпных грузов, размещенные в передней части кузова.

В работе [2] исследована возможность снижения аэродинамического сопротивления вагонов-хопперов для перевозки угля и вагонов для перевозки автомобилей. По результатам испытаний в аэродинамической трубе установлено, что наличие крыши позволяет снизить аэродинамическое сопротивление вагонов-хопперов до 45 %, вагонов-автомобилевозов — до 14 %. Улучшение аэродинамики вагонов для перевозки автомобилей может быть достигнуто также за счет закрытия подвагонного пространства.

В работе [14] рассматривается проблема опрокидывания контейнеров, перевозимых на железнодорожных платформах, в результате воздействия ветровых нагрузок. Авторы указывают, что увеличение частоты таких инцидентов связано в том числе с изменениями климата, приведшими к усилению ветровых нагрузок. Показано, что для серьезного инцидента достаточно скорости ветра 17 м/с.

Таким образом, выполненный анализ показывает, что существует потребность определения аэродинамических характеристик грузовых железнодорожных составов с учетом особенностей конструкций вагонов различных типов. *Целью данной работы* стало определение сил, действующих на железнодорожные составы, сформированные из вагонов различных типов в случаях разных их сочетаний.

Методика моделирования. В программном комплексе ANSYS выполнено моделирование обтекания воздушным потоком железнодорожных составов, включающих вагоны-хопперы, полувагоны и вагоны-платформы. Разработанные модели имеют упрощенную конфигурацию при учете реальных размеров вагонов.

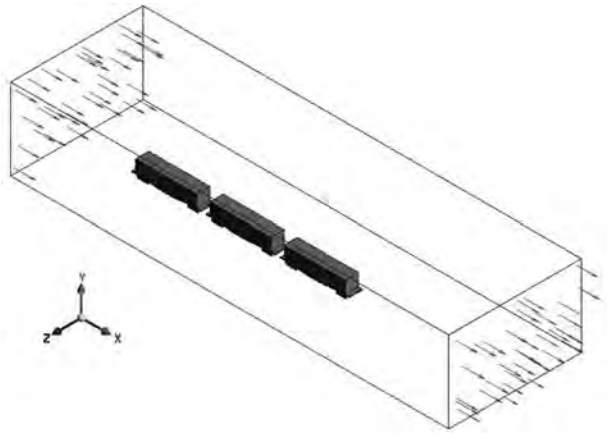


Рисунок 1 — Компьютерная модель с расчетной областью

На рисунке 1 представлен общий вид рассматриваемой системы, представляющий собой железнодорожный состав, размещенный внутри заполненной воздухом расчетной области.

Построение расчетной сетки осуществлялось с использованием сеточных генераторов ANSYS Meshing и ICEM CFD. Для обеспечения минимизации длительности расчетов и получения результатов с достаточной для решаемой задачи степенью точности использовались наработки, представленные в публикациях [15, 16].

Граничные условия задавались аналогично приведенным в работах [16, 17]. В качестве исходных параметров расчета приняты: тип среды — воздух с температурой 288 К, его плотность — 1,225 кг/м^3, вязкость — $1{,}831 \cdot 10^{-5}$ кг/(м·с) [17]. Предполагалось, что скорость воздушного потока на входе в расчетную область составляет 10 м/с, а на выходе имеется давление 100 кПа.

При моделировании обтекания воздушным потоком вагонов выполнено численное решение уравнения неразрывности и осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса (RANS) с использованием для замыкания системы уравнений модели турбулентности k–ε, которая включает дифференциальные уравнения для кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации кинетической энергии ε.

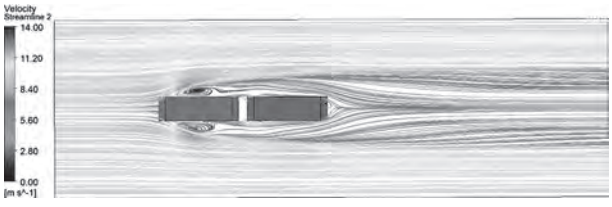
Результаты компьютерного моделирования.

Вагоны-хопперы. Из картин линий тока, полученных по результатам моделирования обтекания потоком воздуха вагонов-хопперов, видно наличие завихрений в межвагонном промежутке, а также за хвостовым вагоном (рисунок 2 *а*). Также завихрения наблюдаются у боковых поверхностей первого по ходу движения вагона-хоппера (см. рисунок 2 *б*).

Результаты расчета, приведенные в таблице 1, показывают, что сила аэродинамического сопротивления первого вагона сцепа оказывается на 8 % большей, чем одиночного вагона [15], в то время как изменение подъемной силы составляет около 50 %. Сила сопротивления движению второго вагона в сцепе значительно ниже, а вертикальная сила оказывается не подъемной, а прижимающей.

Вагоны-платформы, загруженные контейнерами. Картины линий тока при обтекании состава из двух и трех

а



б

Рисунок 2 — Картины линий тока в сечениях расчетной области: *а* — плоскостью *XY*; *б* — плоскостью *ZX*

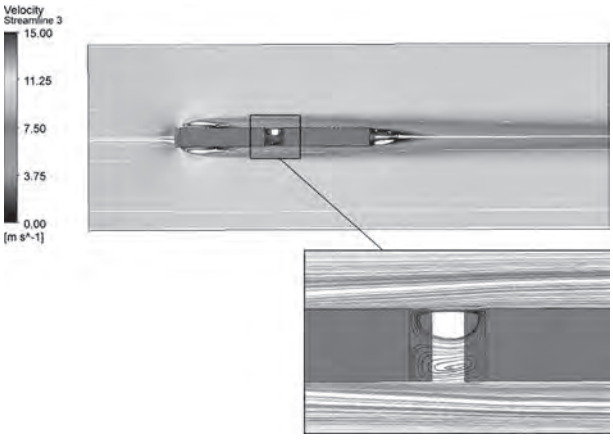
Таблица 1 — Аэродинамические характеристики вагонов-хопперов

Вагон	Сила сопротивления, Н	Аэродинамический коэффициент	Вертикальная сила, Н
Сцеп двух вагонов:			
первый	737	0,953	165
второй	394	0,510	–43
Одиночный вагон	680	0,880	110

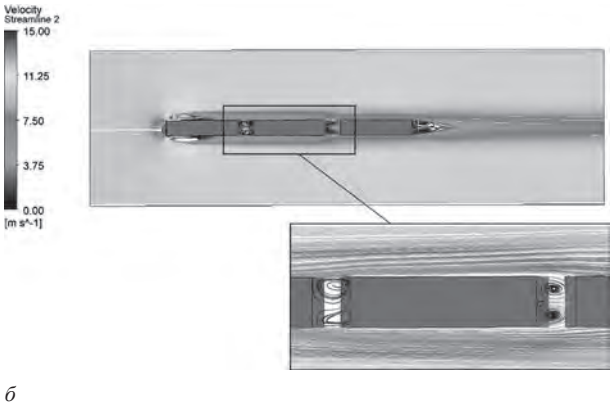
платформ, загруженных контейнерами (рисунок 3), имеют вид, схожий с составом вагонов-хопперов.

Рассмотрение приведенных схем показывает, что значительные завихрения наблюдаются вблизи передней части только головного вагона. В межвагонном пространстве непосредственно после первого вагона происходит формирование зон отрывного течения. После второго вагона такие зоны уже приобретают устойчивую форму.

В таблице 2 приведены значения аэродинамических сил, действующих на груженые контейнерами вагоны-платформы, и коэффициента аэродинамического сопротивления. Из нее видно, что значения сил, действующих на первый вагон, который воспринимает лобовое давление, практически не отличаются для сцепов из двух и трех вагонов. Аналогичная ситуация имеет место для хвостового вагона, за которым наблюдается значительное завихрение воздушного потока и появляется зона разрежения (рисунок 4). В то же время на



а



б

Рисунок 3 — Картины линий тока в сечении расчетной области *ZX*: *а* — состава из двух вагонов; *б* — состава из трех вагонов

промежуточный вагон действует наименьшая аэродинамическая сила, что обусловлено наличием главным образом поверхностного трения.

Порожний и груженый полувагоны. При моделировании обтекания воздушным потоком составов из полувагонов рассматривались следующие варианты распо-

Рисунок 4 — Картина распределения давлений в сечении расчетной области *ZX*

Таблица 2 — Аэродинамические характеристики вагонов-платформ

Состав	Вагон	Сила сопротивления, Н	Аэродинамический коэффициент	Вертикальная сила, Н
Двухвагонный	Первый вагон сцепа	409	0,824	–77
	Второй вагон сцепа	121	0,244	–2
Трехвагонный	Первый вагон сцепа	409	0,825	–79
	Второй вагон сцепа	93	0,188	115
	Третий вагон сцепа	117	0,236	–44
Одиночная платформа, загруженная контейнером		477	0,960	–108

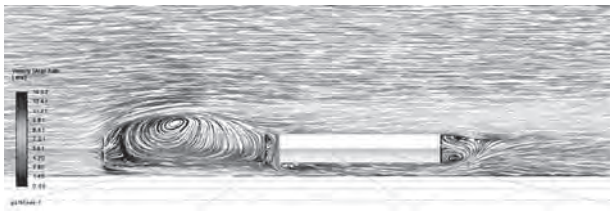


Рисунок 5 — Картины линий тока при обтекании потоком воздуха полувагонов по варианту 1 в сечении расчетной области *XY*

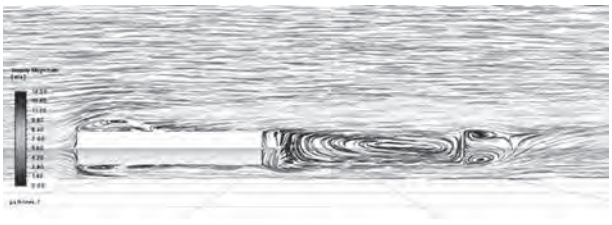


Рисунок 6 — Картины линий тока при обтекании потоком воздуха полувагонов по варианту 2 в сечении расчетной области *XY*

Таблица 3 — Аэродинамические характеристики полувагонов

Вариант	Вагон	Сила сопротивления, Н	Аэродинамический коэффициент	Вертикальная сила, Н
1	Первый (порожний)	432	1,018	2
	Второй (груженый)	105	0,272	–144
2	Первый (груженый)	330	0,781	–85
	Второй (порожний)	158	0,374	–97
Одиночный порожний		475	1,130	–57
Одиночный груженый		373	0,880	–119

ложения вагонов: «порожний – груженый» (вариант 1) и «груженый – порожний» (вариант 2).

На рисунках 5 и 6 представлены картины линий тока, из которых видно, что при размещении первым порожнего полувагона область турбулентности воздушного потока образует «шапку», которая отсутствует при размещении порожнего полувагона вслед за груженым. Соответственно, общая аэродинамическая сила в первом случае оказывается большей почти на 10 % (таблица 3). Таким образом, вариант размещения полувагонов «груженый – порожний» обеспечивает лучшие аэродинамические характеристики состава.

Также из таблицы 3 следует, что при размещении полувагонов в составе поезда коэффициент аэродинамического сопротивления первого вагона оказывается более низким по сравнению с одиночным вагоном.

Заключение. Результаты компьютерного моделирования показали, что расчет общей силы аэродинамического сопротивления состава из нескольких вагонов не может быть выполнен путем сложения сил, действующих на одиночный вагон. Наибольшие силы соответствуют первому вагону сцепа, причем они в 2–4 раза могут превышать значения сил, действующих на последующие вагоны.

Расчеты подтвердили, что в составе самым высоким аэродинамическим коэффициентом обладают вагоны-хопперы. Также установлено, что на аэродинамическое сопротивление состава грузового поезда существенное влияние оказывает его конфигурация. Так, расположение порожнего полувагона за груженым позволяет снизить аэродинамическое сопротивление состава до 10 %.

Полученные результаты исследования могут быть использованы для повышения энергоэффективности перевозочного процесса, а также анализа аэродинамики других транспортных средств.

Список литературы

1. A review of air drag related freight train aerodynamics part 1: assessment methods / Q. Wu, T. Li, C. Cole [et al.] // Heavy Rail. — 2026. — Vol. 2. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.hrail.2026.100002.
2. Condie, R. Methods for reducing aerodynamic drag on cargo carrying railcars / R. Condie, D. Maynes // Proc. of the 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting, Chicago, 3–7 Aug. 2014. — 2014. — DOI: https://doi.org/10.1115/FEDSM2014-21850.
3. Смирнов, В.И. О равновесном уклоне станционного профиля / В.И. Смирнов, С.А. Видюшенков // Известия Петербургского университета путей сообщения. — 2020. — Т. 17, № 4. — С. 575–582. — DOI: https://doi.org/10.20295/1815-588X-2020-4-575-582.
4. Демьянчук, О.В. Анализ влияния ветровой нагрузки на закрепление железнодорожных составов станционными тормозными башмаками / О.В. Демьянчук // Вестник БелГУТа: наука и транспорт. — 2021. — № 2(43). — С. 58–61.
5. Experimental and numerical evaluation of the aerodynamic drag for different configuration of a conventional train / F. Moro, C. Somaschini, D. Rocchi [et al.] // Proceedings of the 9th Intern. Colloquium on Bluff Body Aerodynamics and Applications, Birmingham, July 28 – 2 Aug. 2024. — Birmingham, 2024. — DOI: https://doi.org/10.2139/ssrn.4962702.
6. Optimization of cargo distribution for high-speed freight trains to overcome strong wind conditions / D. Zhang, F. Zhou, W. Ao [et al.] // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. — 2024. — Vol. 18, iss. 1. — DOI: https://doi.org/10.1080/19942060.2024.2434008.
7. Sun, Z. Research on aerodynamic optimization of high-speed train's slipstream / Z. Sun, S. Yao, G. Yang // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. — 2020. — Vol. 14, iss. 1. — P. 1106–1127. — DOI: https://doi.org/10.1080/19942060.2020.1810128.
8. Effect of wing height layout on the aerodynamic performance of high-speed train / X. Xiong, J. Geng, K. Wang, X. Wang // International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow. — 2024. — Vol. 34, iss. 10. — P. 3731–3763. — DOI: https://doi.org/10.1108/HFF-02-2024-0136.
9. Numerical studies on aerodynamics of high-speed railway train subjected to strong crosswind / X. Wang, Y. Qian, Z. Chen [et al.] // Advances in Mechanical Engineering. — 2019. — Vol. 11, iss. 11. — DOI: https://doi.org/10.1177/1687814019887270.
10. The influence of different inter-car fairing structures on the aerodynamic performance of high-speed trains under crosswind conditions / S. Zhuang, Y. Zou, J. Li [et al.] // Scientific Reports. — 2025. — Vol 15, iss. 1. — DOI: https://doi.org/10.1038/s41598-025-24526-2.
11. A review of air drag related freight train aerodynamics part 2: energy efficient designs / Q. Wu, T. Li, C. Cole [et al.] // Heavy Rail. — 2026. — Vol. 2. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.hrail.2026.100003.

12. Lai, Y.C. Options for improving the energy efficiency of intermodal freight trains / Y.C. Lai, C.P.L. Barkan // Transportation research record. — 2005. — Vol. 1916, iss. 1. — P. 47–55. — DOI: https://doi.org/10.1177/0361198105191600108.
13. Псеровская, Е.Д. Исследование влияния формы поверхности навалочных грузов на выдувание при транспортировке / Е.Д. Псеровская, Р.А. Овчинников // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. — 2022. — № 4(63). — С. 53–61. — DOI: https://doi.org/10.52170/1815-9265_2022_63_53.
14. Демьянов, А.А. Снижение риска опрокидывания контейнеров под воздействием ветровой нагрузки путем совершенствования параметров упоров железнодорожных платформ / А.А. Демьянов / Безопасность техногенных и природных систем. — 2025. — Т. 9, № 4. — С. 319–330. — DOI: https://doi.org/10.23947/2541-9129-2025-9-4-319-330.
15. Демьянчук, О.В. Моделирование обтекания вагона-хоппера потоком воздуха / О.В. Демьянчук // Механика. Исследования и инновации. — 2024. — Вып. 17. — С. 49–56.
16. Шимановский, А.О. Аэродинамика модели железнодорожного грузового вагона при разных углах атаки воздушного потока / А.О. Шимановский, О.В. Демьянчук // Механика машин, механизмов и материалов. — 2024. — № 2(67). — С. 23–29. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-2-67-23-29.
17. Шимановский, А.О. Влияние направления воздушного потока на аэродинамические силы, действующие на транспортное средство / А.О. Шимановский, О.В. Демьянчук // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. — 2025. — № 84(2). — С. 81–91.

Shimanovsky A.O., Dzemyanchuk V.U.

Air flow around a train consisting of several railway freight cars

Simulation of air flow around freight trains consisting of hopper cars, platforms loaded with containers, and gondola cars was performed using computer models developed in the ANSYS software package. A numerical solution of the continuity equation and the Reynolds-averaged Navier–Stokes (RANS) equations was performed using the k–ε turbulence model. Streamline patterns and pressure distribution fields were obtained. The aerodynamic forces acting on the railway cars and the aerodynamic drag coefficients were determined based on the simulation results. It is established that the order of placement of loaded and empty gondola cars significantly affects the aerodynamic characteristics of the train. The results of the research can be used to improve the energy efficiency of the transportation process.

Поступила в редакцию 29.07.2026.

УДК 621.91.01

В.Л. ГУРЕВИЧ, канд. техн. наук, доц.; М.Л. ХЕЙФЕЦ, д-р техн. наук, проф.; Н.Л. ГРЕЦКИЙ
Институт прикладной физики НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

АКТУАЛИЗАЦИЯ И ГАРМОНИЗАЦИЯ СТАНДАРТОВ С МЕЖДУНАРОДНЫМИ ТРЕБОВАНИЯМИ К НОРМИРОВАНИЮ ТОЧНОСТИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ИЗДЕЛИЙ

Описано текущее состояние системы стандартов ISO GPS, ее исходные точки, ключевые общие принципы и правила. Определены инновации, которые либо отделяются, либо существенно отличаются от предыдущих практик, либо дают четкие определения ранее несуществовавших принципов и правил. Одной из основных концепций и целей стандартов GPS является полнота определений в технической документации и полная однозначность спецификаций.

Ключевые слова: *геометрические характеристики изделий, стандарт, размер, допуск, форма, база, номинальная модель, модель неидеальной поверхности, принцип двойственности*

Введение. Машиностроение отличается огромным, непрерывно увеличивающимся разнообразием продукции, традиционными и новыми аддитивными технологиями производства при широкой цифровизации жизненного цикла продукции и процессов изготовления и обслуживания изделия [1, 2]. Геометрические характеристики изделий машиностроения, включая заготовки, детали, сборочные единицы (далее — изделие), помимо физических (механических, электрических, магнитных, оптических) и химических свойств материалов, являются ключевой частью информации для эффективного обеспечения их качества и взаимозаменяемости, а также реализации функциональных свойств готового изделия, включая показатели надежности [3–5].

История и развитие. Развитие подхода к установлению технических требований к геометрическим характеристикам изделий и последующее создание системы допусков и посадок в машиностроении началось в XIX веке с переходом от индивидуальной ручной подгонки деталей к организации производства с взаимозаменяемыми деталями.

В 1905 году американский инженер Ф. Тейлор выдвинул идею функционально-ориентированного подхода к сборке на основе использования для контроля размеров деталей проходных и непроходных калибров, которые задавали границы допустимых размеров. Это позволило заложить основы научной методологии к установлению допусков.

Математическая и геометрическая модель стандартизованной системы геометрических размеров и допусков была разработана С. Паркером, инженером Королевского торпедного завода в Шотландии, в 1938 году, которая в 40–50-х годах легла в основу военных стандартов (MIL-STD-8), а в последующем — международных стандартов.

В СССР первые ОСТ допусков и посадок были утверждены в 1929 году, которые с 1977 года заменили на Единую систему допусков и посадок (ЕСДП), полностью основанную на международных стандартах ISO.

В Республике Беларусь технических требований к геометрическим характеристикам изделий установлены как в межгосударственных (ГОСТ), так и государственных стандартах, гармонизированных с международными стандартами ISO. Однако существует значительное отставание в количестве принятых стандартов и, соответственно, в комплексном подходе к установлению данных требований, гармонизированных с международными.

По мере развития технологий традиционные производственные процессы дополняются или даже заменяются аддитивным производством, также известным как 3D-печать. Хотя система установления требований к геометрическим характеристикам изделий была создана для традиционных методов производства, к которым, в первую очередь, относятся литье, штамповка, механическая обработка, то теперь она играет важнейшую роль в аддитивном производстве.

Стандартизация. Фундаментальную роль в подходе к установлению геометрических параметров изделий играет стандартизация как на международном, так и национальном уровнях.

В глобальном масштабе в этой области применяются две системы стандартов, получившие широкое практическое применение: стандарты Американского общества инженеров-механиков ASME (ASME Y14.5); система стандартов на технические требования к геометрическим параметрам изделий и их проверку ISO GPS.

Базовая концепция, принципы и правила, применяемые для установления, интерпретации и верификации технических требований к геометрическим параметрам изделий установлены в международных стандартах ISO GPS (Geometrical Product Specifications) — Системе стандартов на технические требования к геометрическим параметрам изделий и их проверку, разработанной в рамках Международной организации по стандартизации ISO техническим комитетом по стандартизации ISO/TC 213 «Размерные и геометрические требования и верификация изделий». В настоящее время опубликовано 149 международных стандартов, 16 проектов находится в стадии разработки. Широко применяется в Европе, Азии и транснациональных компаниях, где в первую очередь необходима согласованность и прослеживаемость в нескольких странах.

Стандарты ISO GPS определяют унифицированный на международном уровне язык описания, позволяющий однозначно и полно выражать все требования к микро- и макрогеометрии изделия с соответствующими требованиями к процессу контроля в технических чертежах, учитывая современные возможности измерительной

техники. Это позволяет избежать двусмысленностей и несоответствий при планировании производственных и контрольных процессов, а также сократить затраты времени на согласование деталей между заказчиком и поставщиками.

Также широкое практическое применение получили стандарты Американского общества инженеров-механиков ASME Y14.5, которые подобны стандартам ISO GPS, но имеют определенные отличия. Точность языка стандартов ISO GPS приводит к установлению в них большего числа требований по отношению к ASME Y14.5.

Стандарты ISO GPS взаимосвязаны с международными стандартами, разрабатываемыми ISO/TC 10 «Техническая документация на продукцию», ISO/TC 184 «Системы автоматизации и интеграция» с целью обеспечения скоординированного и единообразного подхода к установлению требований к технической документации на продукцию (TPD — Technical Product Documentation) в 2D-чертежах и 3D-моделях систем автоматизированного проектирования (САПР) и цифрового производственного цикла CAD/CAM/CAI на протяжении всего жизненного цикла изделия, чтобы облегчить разработку, управление, хранение, поиск, воспроизведение, обмен и использование TPD. Следует отметить, что многие CAD-платформы и средства измерений поддерживают оба стандартизованных подхода [2, 5, 6].

ISO GPS представляет собой группу международных стандартов, определяющих основные соотношения между размерными и геометрическими допусками, и включает стандарты, которые связаны с требованиями к конструкции, а также с надлежащим процессом изготовления и контроля продукции для оценки ее геометрических параметров. Стандарты ISO GPS основаны на принципе двойственности спецификации и верификации.

В условиях кооперации и специализации промышленных предприятий вопрос обмена технической информацией об изделии приобретает большую важность, а необходимость однозначного описания геометрии деталей в условиях цифровизации становится первостепенной задачей. Следовательно, методология установления и кодификации геометрических требований к макро- и микрогеометрическим характеристикам изделия должна быть однозначной и полной в случае, когда требуется наложение ограничений на геометрические отклонения деталей для обеспечения функционирования изделия безотносительно применяемого источника информации (например, чертеж на бумажном носителе, электронный документ или файл обмена). К тому же язык должен быть совместим с компьютерными системами (CAx systems).

Структура и основные принципы системы стандартов ISO GPS. Общепринятая на международном уровне концепция нормирования геометрических параметров изделий ISO GPS установлена в ISO 14638:2015 [7] и представляет интегрированную и взаимодополняющую систему установления требований, определяющих геометрию (микро- и макро-) изделия, правила назначения баз, соответствующие требования к средствам измерений, включая координатно-измерительные машины, их оценку и калибровку, а также правила принятия решения о соответствии/несоответствии изделия заданным требованиям по результатам математической обработки результатов измерений и последующей верификации.

ISO GPS — это система, которая предназначена для описания геометрических характеристик детали на различных этапах ее жизненного цикла (проектирование, производство, проверка) [8].

В системе ISO GPS определены девять геометрических свойств: размер, расстояние, форма, ориентация, месторасположение, биение, профиль и площадь текстуры поверхности, дефекты поверхности.

Стандарты ISO GPS, относящиеся к каждому из этих девяти геометрических свойств, сгруппированы в серию из девяти категорий стандартов. Каждая категория может быть далее разделена на ряд более конкретных элементов, каждый из которых определяет цепочку стандартов.

Например, «размер» — это геометрическая категория свойств. Размер можно подразделить на «размер цилиндров», «размер конусов», «размер сфер», каждый из которых соответствует цепочке стандартов.

Углы охватываются свойствами размера и расстояния, а радиусы — свойствами расстояния и формы.

Для каждого геометрического свойства необходимо определить требования, измерить его и сравнить результаты с установленными требованиями. Стандарты ISO GPS, относящиеся к этим геометрическим свойствам, определяются как последовательность из семи звеньев в каждой цепочке стандартов.

Некоторые производственные процессы, такие как литье и сварка (этот список не является исчерпывающим), имеют специфические требования. Стандарты, регулирующие конкретные процессы, могут быть сгруппированы в дополнительные цепочки стандартов.

К некоторым элементам машин, таким как винтовая резьба и зубчатые передачи (этот список не является исчерпывающим), предъявляются особые требования. Стандарты, регулирующие конкретные элементы машин, объединены в дополнительные цепочки стандартов.

В будущем могут быть добавлены дополнительные категории геометрических свойств и цепочки, отражающие изменения в процессах производства и контроля, а также другие требования конкретных отраслей промышленности.

Стандарты ISO GPS, категории и цепочки стандартов можно представить в виде матрицы (рисунок 1), состоящей из строк и столбцов, что позволяет четко обозначить область применения каждого стандарта и взаимосвязи между стандартами. Каждая строка матрицы содержит одну из девяти категорий геометрических свойств, которые могут быть подразделены на цепочки стандартов, а каждый столбец описывается как «звено цепи». Область действия каждого стандарта ISO GPS можно проиллюстрировать на матрице ISO GPS, указав, к каким звеньям цепи (столбцам) и категориям геометрических свойств (строкам) применяется стандарт.

Следует отметить, что базы не приведены в матрице, поскольку они не являются геометрическими свойствами. Базы необходимы для определения различных геометрических параметров, поэтому касающиеся их стандарты ISO GPS идентифицируются в каждом конкретном стандарте в приводимой в нем матрице закрашенной точкой в каждом звене цепи, к которому они относятся.

Стандарты ISO GPS подразделяются на три основные группы:

- основополагающие стандарты — определяют правила и принципы, которые применяются ко всем категориям (геометрическим, категориям свойств и другим категориям) и всем звеньям цепочки в матрице ISO GPS;

Геометрические параметры	Звенья цепочки стандартов						
	A	B	C	D	E	F	G
	Символы и обозначения	Требования к геометрическим элементам	Характеристики геометрических элементов	Соответствие и несоответствие	Измерение	Измерительное оборудование	Калибровка
Размер							
Расстояние							
Форма							
Ориентация							
Месторасположение							
Биение							
Профиль текстуры поверхности							
Площадь текстуры поверхности							
Дефекты поверхности							

Рисунок 1 — Матричная модель стандартов ISO GPS

- общие стандарты — применяются к одной или нескольким категориям геометрических свойств и к одному или нескольким звеньям цепи, но не являются основополагающими стандартами ISO GPS, необходимы для практического инженерного применения, содержат специальные правила и обозначения;
- дополнительные стандарты — относятся к конкретным производственным процессам или к конкретным элементам машин для комплексного управления геометрическими параметрами.

Кроме того, для понимания и применения стандартов ISO GPS необходимо применять документы, которые выходят за рамки данной системы, но необходимы для правильного установления, измерений и контроля требований. В их числе Международный словарь по метрологии VIM (ISO/IEC GUIDE 99:2007), Руководство по выражению неопределенности измерений GUM (ISO/IEC GUIDE 99 в частях), международные стандарты, не входящие в систему стандартов ISO GPS.

Концепция и принципы системы стандартов ISO GPS установлены в ISO 8015:2011 [9].

Ключевым общим правилом является интерпретация предельных значений допуска в системе ISO GPS. Предполагается, что функциональные пределы установлены по результатам теоретических или экспериментальных исследований (или их комбинации) и известны без неопределенности, а пределы допуска идентичны функциональным пределам. При этом требования, указанные на чертеже, всегда должны соблюдаться и по умолчанию связаны с функциональными пределами. Для интерпретации предполагается, что деталь функционирует на 100 % в пределах допуска и на 0 % за их пределами.

Основополагающие принципы применяются ко всем стандартам ISO GPS и обеспечивают однозначность при установлении геометрических требований, интерпретации технической документации и 3D-моделей, а также при верификации допусков во всем мире.

Ключевые принципы включают:
- принцип вызова (Invocation Principle). Любое указание правил ISO GPS на чертеже автоматически задействует всю систему стандартов ISO GPS. Это значит, что если вы сослались хотя бы на один стандарт (например, на допуски формы), к чертежу по умолчанию применяются базовые правила всех остальных взаимосвязанных стандартов ISO;
- принцип определяющего чертежа (Definitive Drawing Principle). Технический чертеж (или пакет цифровой документации) является окончательным документом. Любые требования, на которые нет ссылок и не указаны на чертеже в явном виде, юридически и технически не имеют силы;
- принцип геометрического элемента (Feature Principle). По умолчанию любое требование и допуск относятся к целому физическому элементу детали (например, ко всей цилиндрической поверхности или всей плоскости), если на чертеже нет специальных ограничивающих знаков или модификаторов;
- принцип независимости (Independency Principle). Это центральное правило стандарта. По умолчанию каждый допуск размера и геометрии (формы, ориентации, положения) действуют независимо друг от друга. Отклонение формы детали не ограничивается ее линейным размером, пока не применены специальные символы (такие как требование прилегания (E) или максимум материала (M));
- принцип умолчания (Default Principle). В системе ISO GPS заложены строгие базовые параметры (значения по умолчанию) для всех видов допусков и методов измерений. Если на чертеже нет уточняющего оператора, действуют общепринятые правила ISO по умолчанию;
- принцип измененного умолчания (Altered Default Principle). Предприятия могут вводить собственные стандарты организации или специфические технологические требования. Чтобы изменить глобальные правила ISO, на чертеже или в технических требованиях должна быть сделана явная отметка об изменении условий по умолчанию;
- десятичный принцип (Decimal Principle). Все числовые значения допусков и размеров считаются абсолютно точными. Любые неписаные знаки после запятой математически трактуются как бесконечные нули. Например, указанный размер 10 читается строго как 10,00000...;
- принцип условий измерения / эталона (Reference Condition Principle). По умолчанию все указанные на чертеже геометрические размеры и допуски должны контролироваться при строго определенных эталонных условиях окружающей среды. Главное из них — температура +20 °C и относительная влажность воздуха 50 %;
- принцип жесткой детали (Rigid Workpiece Principle). По умолчанию все допуски на чертеже рассчитываются исходя из того, что деталь является абсолютно жесткой и не деформируется под действием силы тяжести или внутренних напряжений во время измерения. Для нежестких деталей (например, тонких резиновых манжет) вводится специальный символ (F — Free State);
- принцип двойственности (Duality Principle). Устанавливает связь между спецификацией (чертежом) и проверкой (контролем качества). Чертеж задает идеальные

математические требования (оператор спецификации); Метролог обязан построить реальный физический алгоритм измерения (оператор проверки), зеркально отражающий требования чертежа;

- принцип функционального контроля (Functional Control Principle). Выбор допусков, баз и геометрических параметров на чертеже должен основываться на реальной эксплуатационной функции детали в механизме, а не на удобстве ее обработки на станке;
- принцип общих технических условий (General Specification Principle). Общие допуски (например, указанные в технических требованиях чертежа по ISO 2768) дополняют индивидуальные допуски и распространяются на все элементы, где требования не прописаны индивидуально;
- принцип ответственности (Responsibility Principle). Конструктор несет единоличную и полную ответственность за полноту и однозначность чертежа. Если чертеж можно истолковать двояко, это считается ошибкой проектирования, а не браком производства или контроля.

Все геометрические характеристики изделия измеряются и оцениваются на основе этих фундаментальных принципов, обеспечивая взаимозаменяемость деталей с заданными требованиями к качеству продукции.

Геометрические требования устанавливаются на стадии проектирования путем определения области допустимых отклонений множества характеристик детали, которая обеспечивает требуемые эксплуатационные качества детали (функциональная потребность). Они определяют уровень качества в соответствии с возможностями технологических процессов, предельными размерами и точностью, достижимой при производстве, и процедуры оценки соответствия детали данным требованиям.

Разработчик сначала задает «деталь» совершенной формы, т. е. деталь, которая имеет форму и размеры, удовлетворяющие функциональным требованиям. Эту деталь называют «номинальной моделью». На этом первоначальном этапе деталь представляют только номинальными значениями, ее невозможно изготовить и проверить (любой технологический процесс или метод измерения имеет собственную нестабильность или погрешность). Реальная поверхность детали, которая является ее физическим пересечением с окружающей средой, имеет несовершенную геометрию. Невозможно определить абсолютно все отклонения размеров реальной поверхности детали для понимания всего диапазона отклонений.

После номинальной геометрии разработчик представляет себе модель этой реальной поверхности, которая отображает те отклонения, которые может иметь реальная поверхность детали. Модель, представляющая несовершенную геометрию детали, называется «моделью неидеальной поверхности». Неидеальную модель поверхности применяют для имитирования отклонений поверхности на концептуальном уровне. По ней разработчик имеет возможность оптимизировать наибольшие предельные допустимые значения, при которых функционирование еще гарантировано, хотя и менее качественно. Эти наибольшие предельные допустимые значения определяют допуски каждой характеристики детали.

На основании установленных в технической документации геометрических требований, принимая во внимание модель неидеальной поверхности и исходя из реальной поверхности детали, определяется методика измерений

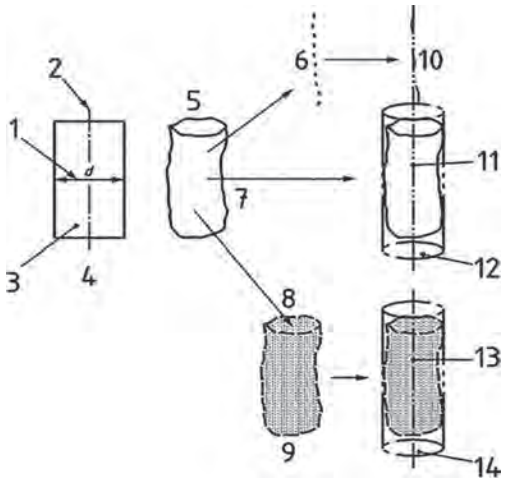


Рисунок 2 — Взаимосвязь между геометрическими элементами: 1 — размер размерного элемента; 2 — номинальный средний элемент; 3 — номинальная полная поверхность; 4 — номинальная модель поверхности; 5 — неидеальная модель поверхности, представляющей реальную поверхность детали; 6 — неидеальный средний элемент; 7 — неидеальная полная поверхность; 8 — выявление; 9 — неидеальная полная выявленная поверхность; 10 — косвенно присоединенный средний элемент; 11 — непосредственно присоединенный средний элемент; 12 — идеальная непосредственно присоединенная полная поверхность; 13 — непосредственно присоединенный средний элемент; 14 — идеальная непосредственно присоединенная полная поверхность

с учетом применяемого измерительного оборудования. Затем определяют соответствие детали, сравнивая указанные характеристики с результатом измерения.

Взаимосвязь между определениями геометрических элементов (рисунок 2) показывает сложность, с которой можно столкнуться при рассмотрении реальной детали или модели неидеальной поверхности и реальной поверхности детали.

Элементарные операции получения идеальных или неидеальных элементов включают разделение, выявление, фильтрацию, присоединение, набор, построение, восстановление. Это является реализацией принципа двойственности и обеспечивает взаимосвязь геометрического параметра с методикой его измерения. Следует подчеркнуть тесную связь между требованиями к точности изготовления детали, устанавливаемыми в технической документации в соответствии со стандартами ISO GPS, и измерительными возможностями метрологической службы в области измерений геометрических величин.

Геометрические характеристики изделий. Геометрические характеристики изделий подразделяются на макрогеометрические, к которым относятся допуски линейных и угловых размеров, формы и расположения поверхностей, требования к микрогеометрическим параметрам.

Концепция представления геометрических характеристик изделий в стандартах ISO GPS представлена на рисунке 3.

Наиболее важными стандартами ISO GPS являются:
- допуски линейных и угловых размеров — ISO 14405-1, ISO 14405-2, ISO 14405-3, ISO 286-1, ISO 286-2;
- геометрические допуски (допуски формы, ориентации, месторасположения и биения) — ISO 1101, ISO 5458, ISO 5459, ISO 14405-1, ISO 2768-1, ISO 10579, ISO 2692;

Рисунок 3 — Концепция представления характеристик в стандартах ISO GPS [10]

- текстура поверхности (шероховатость, волнистость, 2D- и 3D-методы измерения шероховатости) — ISO 5436-1, ISO 5436-2, ISO 5458, ISO 12085, ISO 12179, ISO 13565-1, ISO 21920-1, ISO 21920-2, ISO 21920-3, ISO 16610-21, ISO 16610-31, ISO 25178-601. Примечание: в странах ЕС дополнительно применяется EN 10049;
- базы и базирование — ISO 5459;
- общие допуски — ISO 22081 (определяет новые требования к общим допускам взамен ISO 2768-2);
- дефекты поверхности — ISO 8785;
- стандарты, касающиеся методологии координатных измерений — ISO 17450-1, ISO 17450-2, ISO 22432, ISO 25378 , ISO 12180-1 , ISO 12180-2, ISO 12181-1, ISO 12181-2, ISO 12780-1, ISO 12780-2 , ISO 12781-1, ISO 12781-2;
- стандарты, касающиеся неопределенности измерений. Проблемы неопределенности измерений в GPS рассматриваются в ISO 14253-2 в отношении традиционных измерений, а также в ISO/TS 15530-3 и ISO/TS 15530-4 касательно координатных измерений. ISO 14253-2 содержит классификацию и подробный список источников погрешностей. В нем приводятся ссылки на основные документы относительно оценки неопределенности, а именно JCGM 100 и JCGM 101, а также приводятся примеры оценки неопределенности. ISO/TR 16015 связан с оценкой влияния температуры на неопределенность измерений.

Уровень гармонизации государственных стандартов со стандартами ISO GPS составляет около 10 %, что свидетельствует о значительном отставании существующей системы установления геометрических требований к изделиям от современного подхода, являющегося базовым в обеспечении качества продукции машиностроения.

Геометрические допуски должны устанавливаться на основании предъявляемых к изделию функциональных требований с учетом особенностей изготовления и контроля изделия.

При этом указание геометрических допусков на чертеже не предполагает обязательного использования какого-либо конкретного метода изготовления, измерения или контроля.

Геометрический допуск, установленный для элемента изделия, определяет поле допуска, внутри которого должен целиком располагаться этот элемент. Геометрический элемент представляет собой отдельную часть детали, такую как точка, линия или поверхность. Он может быть полным элементом (поверхность, линия на поверхности) или производным элементом (центральная точка, средняя линия, средняя поверхность).

В зависимости от нормируемой геометрической характеристики элемента и способа указания допуска на чертеже поле допуска может представлять собой область: внутри окружности; между двумя концентрическими окружностями; между двумя равноотстоящими (эквидистантными) линиями или двумя параллельными прямыми линиями; внутри цилиндра; между двумя соосными цилиндрами; между двумя равноотстоящими (эквидистантными) поверхностями или двумя параллельными плоскостями; внутри сферы.

Для определения месторасположения и/или ориентации поля допуска или идеального элемента, представляющего, например, воображаемую границу, а также придания заготовке или изделию требуемого положения относительно выбранной системы координат в процессе базирования устанавливаются базы при проектировании, изготовлении, эксплуатации и ремонте изделий машиностроения.

При этом базовые элементы должны быть идентифицированы в конструкторской документации и использованы в производстве. Конструкторская документация может быть представлена в форме традиционных двумерных (2D) проекционных видов на чертежах или в форме компьютерных файлов, содержащих представления трехмерных (3D) моделей. В процессе производства базовые элементы используются для планирования производственных процессов. Например, какие элементы следует обрабатывать в первую очередь и в пределах каких допусков и как расположить заготовку в приспособлении для обработки. Также базовые элементы детали используются для планирования контроля. Например, для проведения измерений в процессе производства с целью контроля качества и для проверки соответствия изготовленной детали геометрическим допускам, указанным в конструкторской документации.

Следует учитывать особенности установления допусков в аддитивном производстве. 3D-печать отличается от традиционных методов производства и представля-

ет единый автоматизированный процесс. Действующие стандарты ориентированы на традиционные субтрактивные технологии и их применение при установлении требований к детали предполагает учет специальных требований, связанных с характеристиками материала для печати, конструктивными особенностями и настройкой принтера, его точностными характеристиками, возможностями программного обеспечения.

Заключение. С развитием техники и технологии появилась необходимость в пересмотре подхода и некоторых понятий, а также введения новых уточняющих требования к базированию и базам, относящимся к нормированию точности изделий.

Модель четкого и однозначного определения всех требований опирается на стандартизованные принципы и правила, установленные в основополагающих, общих и дополнительных стандартах ISO GPS. Это позволяет осуществлять однозначную верификацию изделия на основе принципа двойственности, связанного с обязательной контролепригодностью каждого параметра, и обеспечивает реализацию цикла Деминга (PDCA) в системе обеспечения качества выпускаемой продукции.

Постоянная актуализация стандартов ISO GPS направлена на применение инновационных подходов в стандартах на основе внедрения современных методик и технологий измерения, основанным на абсолютном измерении расположения отдельных точек в облаке извлеченных точек на геометрических особенностях реальных произведений (координатно-измерительные машины, оптическое и лазерное сканирование).

Значительное количество стандартов ISO GPS и постоянная публикация новых приводят к отставанию отечественной стандартизации и определенному пробелу в образовании инженеров. Для ее решения целесообразно создать технический комитет по стандартизации, зеркальный ISO/TC 213, для организации и проведения в Республике Беларусь работ по стандартизации в области установления требования к геометрическим характеристикам на системной основе. Данные стандарты необходимы не только для установления требований в конструкторской документации, но и применения современного технологического оборудования, средств измерений и программного обеспечения.

Список литературы

1. Базров, Б.М. Базис технологической подготовки машиностроительного производства / Б.М. Базров. — М.: КУРС, 2023. — 324 с.
2. Системология объектов и процессов при цифровизации жизненного цикла изделий машиностроения / Б.М. Базров, М.Л. Хейфец, В.Л. Гуревич, Н.Н. Попок // Доклады Национальной академии наук Беларуси. — 2021. — Т. 65, № 4. — С. 503–512.
3. Совершенствование основ теории базирования с учетом развития технологий, оборудования и средств их оснащения / С.А. Чижик, М.Л. Хейфец, В.Л. Гуревич [и др.] // Неразрушающий контроль и диагностика. — 2022. — № 2. — С. 3–14.
4. Научно-методические основы актуализации теории базирования на основании анализа степеней свободы предмета базирования / Б.М. Базров, Н.А. Родионова, Ю.В. Будкин [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2022. — № 2(59). — С. 77–87. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-2-59-77-87.
5. Базров, Б.М. Совершенствование основ теории базирования с учетом развития традиционных и аддитивных технологий / Б.М. Базров, М.Л. Хейфец // Доклады Национальной академии наук Беларуси. — 2020. — Т. 64, № 5. — С. 617–623. — DOI: https://doi.org/10.29235/1561-8323-2020-64-5-617-623.
6. Базров, Б.М. Метод представления изделия как объекта цифровизации производства структурированным множеством модулей / Б.М. Базров, М.Л. Хейфец // Доклады Национальной академии наук Беларуси. — 2019. — Т. 63, № 3. — С. 377–384. — DOI: https://doi.org/10.29235/1561-8323-2019-63-3-377-384.
7. Geometrical product specifications (GPS) – Matrix model: ISO 14638:2015. — Publ. 01.01.2015. — 16 p. — URL: https://www.iso.org/standard/57054.html (date of access 15.06.2026).
8. Nielsen, H.S. The ISO Geometrical product specifications Handbook / H.S. Nielsen. — ISO, 2024. — 378 p.
9. Geometrical product specifications (GPS) — Fundamentals — Concept, principles and rules: ISO 8015:2011. — Publ. 23.05.2011. — URL: https://www.iso.org/obp/ui/en/#iso:std:iso:8015:ed-2:v1:en (date of access 15.06.2026).
10. Geometrical product specifications (GPS) — General concepts — Part 1: Model for geometrical specification and verification: ISO 17450-1:2011. — Publ. 01.12.2011. — 63 p. — URL: https://www.iso.org/standard/53628.html (date of access 15.06.2026).

Hurevich V.L., Kheifetz M.L., Gretskiy N.L.

Updating and harmonizing standards with international requirements for standardization of the accuracy of geometric parameters of products

The current state of the ISO GPS conformance system, its starting points, and basic general principles and rules are described. Innovations are identified that are either separate or significantly different from previous practices, or provide clear definitions of previously nonexistent principles and rules. One of the fundamental concepts and goals of the GPS standards is the completeness of definitions in technical documentation and the complete unambiguity of specifications.

Поступила в редакцию 27.07.2026.

УДК 539.4

А.В. БОГДАНОВИЧ, д-р техн. наук, проф.
Белорусский государственный университет, г. Минск, Республика Беларусь

И.Н. ЛИС, канд. техн. наук
УЧСП «Вест» Вейкутя В.В., г. Лида, Республика Беларусь

ОБ ОЦЕНКЕ КАЧЕСТВА И РИСКА СИЛОВЫХ СИСТЕМ ПО РАЗЛИЧНЫМ КРИТЕРИЯМ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Выполнен анализ статистических показателей качества, брака и риска силовых систем «сталь 45 — сталь 25ХГТ» при контактно-механической усталости, «сталь 17Г1С — поток нефти» при коррозионно-механической усталости, «сталь 45 — силумин», «сталь 45 — сополимер формальдегида Ф4-В» при фрикционно-механической усталости. Результаты анализа показали эффективность и информативность предложенного ранее подхода, в том числе для управления качеством и риском силовых систем разного класса по отдельным характеристикам сопротивления разрушению.

Ключевые слова: *силовая система, работоспособность, качество, риск, износоусталостное повреждение, механические свойства*

Введение. При решении общих проблем качества и надежности продукции машиностроения оценка качества материалов по механическим свойствам относится к одной из самых важных практических задач [1].

Качество по механическим свойствам — это совокупность свойств материала, обусловливающих его пригодность для изготовления изделий определенного назначения. Изделия, которые не соответствуют заданному критерию качества, считаются браком. Для количественной оценки качества могут быть использованы единичные, комплексные и интегральный показатели.

В настоящей работе авторы провели анализ некоторых имеющихся результатов испытаний силовых (трибофатических) систем на основе предложенного [1–4] подхода с той особенностью, что одновременно выполняется и анализ риска в соответствии с оригинальной методикой его расчета [5].

Анализ качества и риска материалов по единичным показателям. В работах [1–4] изложена методика оценки качества материалов, разработанная с учетом практических задач по управлению качеством на машиностроительном заводе с крупносерийным и массовым производством. Суть процедуры оценки единичных показателей качества материала состоит в следующем.

Статистический показатель $\Pi(x_i)$ качества материалов по отдельным характеристикам механических свойств $x_i = \sigma_т, \sigma_в, \delta, \psi, \ldots$ определяется как вероятность $P(x_i \le x_i^*)$ того, что значения x_i изучаемой характеристики превысят ее нормативное значение x_i^*, определяемое стандартом, техническими условиями или другим нормативным документом. Поскольку все характеристики механических свойств являются случайными величинами [6], а их распределения $P(x_i)$ с приемлемой для практических целей погрешностью можно описать нормальным законом [6, 7], введены две оценки статистического показателя качества материалов по механическим свойствам (рисунок 1):

- показатель качества оценочный (теоретический) (ПКО), называемый просто статистическим показателем качества:

$$\Pi(x_i) = P\left(x_i \ge x_i^*\right); \tag{1}$$

$$\Pi(x_i) = \int_{x_i^*}^{\infty} p(x_i)dx_i =$$

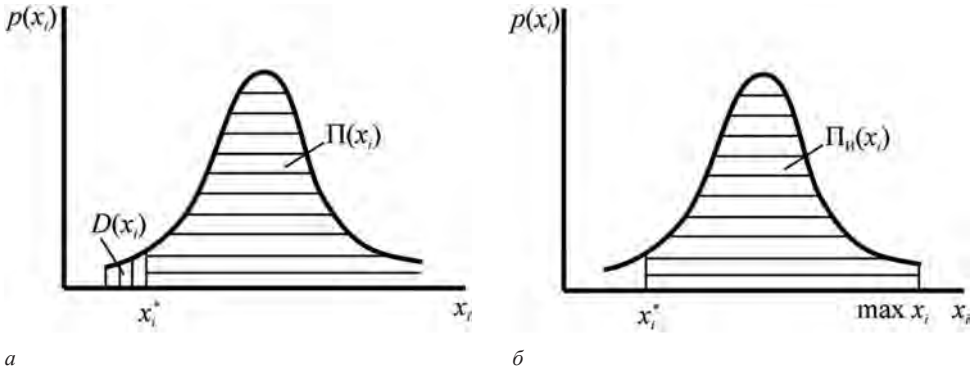
$$= \frac{1}{\sqrt{2\pi}S_{x_i}} \int_{x_i^*}^{\infty} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{x_i - \overline{x}_i}{S_{x_i}}\right)^2\right] dx_i; \tag{1a}$$

- показатель качества по испытаниям (ПКИ):

$$\Pi_и(x_i) = P\left(x_i^* \le x_i \le \max x_i\right); \tag{2}$$

$$\Pi_и(x_i) = \int_{x_i^*}^{\max x_i} p(x_i)dx_i =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{2\pi}S_{x_i}} \int_{x_i^*}^{\max x_i} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{x_i - \overline{x}_i}{S_{x_i}}\right)^2\right] dx_i, \tag{2a}$$



а *б*

Рисунок 1 — К определению статистических показателей качества материалов по механическим свойствам:
а — оценочный (теоретический) показатель качества; *б* — показатель качества по испытаниям

где $\max x_i$ — максимальное значение в вариационном ряду

$$\min x_i = x_1, x_2, \ldots x_n = \max x_i \quad (3)$$

из n результатов статистических испытаний.

Величина

$$\Delta_{\Pi}(x_i) = \frac{\Pi(x_i) - \Pi_{и}(x_i)}{\Pi(x_i)} \cdot 100\ \% \quad (4)$$

зависит от объема выборки и определяет отклонение ПКИ от ПКО; ее можно отождествить с погрешностью ПКИ по отношению к ПКО.

Вероятность $P(x_i \le x_i^*)$ того, что значения x_i изучаемой характеристики механических свойств выйдут за ее нижнюю границу x_i^*, установленную каким-либо нормативным документом, является показателем нарушения качества (или брака) и вычисляется по формуле, которая устанавливает связь между показателями $D(x_i)$ и $\Pi(x_i)$:

$$D(x_i) = P(x_i < x_i^*) = \int_{-\infty}^{x_i^*} p(x_i)\,dx_i = 1 - \Pi(x_i). \quad (5)$$

Показатель L-риска по данной характеристике x_i механических свойств определяется как ожидание брака (нарушения качества) [5]:

$$\rho(x_i) = \frac{D(x_i)}{\Pi(x_i)}. \quad (6)$$

Величина показателя риска теоретически, согласно (6), может изменяться в интервале $0 \le \rho \le \infty$, однако применительно к анализу качества материалов практическое значение имеет лишь диапазон

$$0 \le \rho(x_i) \le 1. \quad (7)$$

Нижнее значение риска $\rho(x_i) = 0$ соответствует случаю, когда показатель брака $D(x_i) = 0$; его верхнее значение $\rho(x_i) = 1$ в (7) ограничено условием, что показатели качества и брака окажутся равными $D(x_i) = \Pi(x_i) = 0{,}5$. Естественно, что случаи $D(x_i) > \Pi(x_i)$ считаются нежелательными, и, следовательно, значение риска

$$\rho_{к}(x_i) = 1 \quad (8)$$

определяется как критическое.

Чем меньше показатель риска $[\rho(x_i) \Rightarrow 0]$, тем выше качество материала по механическим свойствам; напротив, рост показателя риска $[\rho(x_i) \to 1]$ означает соответствующее ухудшение качества или (что является тем же) увеличение доли брака. Если, например, допустимый риск $[\rho(x_i)]$ соответствует 1-процентному браку, т. е. $D(x_i) = 0{,}01$, в таком случае имеем $\Pi(x_i) = 0{,}99$, и, следовательно,

$$[\rho(x_i)] = \frac{0{,}01}{0{,}99} = 0{,}0101.$$

Согласованная в (5) зависимость $\Pi(x_i)$ и $D(x_i)$ от $\rho(x_i)$ называется оперативной характеристикой риска. Она показана на рисунке 2. На ней вертикальным пунктиром указано допустимое значение риска, а горизонтальными линиями — соответствующие ему значения показателей $\Pi(x_i)$ и $D(x_i)$.

В зависимости от экономической и иной ответственности объектов, которая устанавливается на основании технико-экономических расчетов, вводится три категории их качества (таблица 1). Каждая категория определяется соответствующими нормативными значениями взаимосвязанных статистических показателей качества, брака и риска.

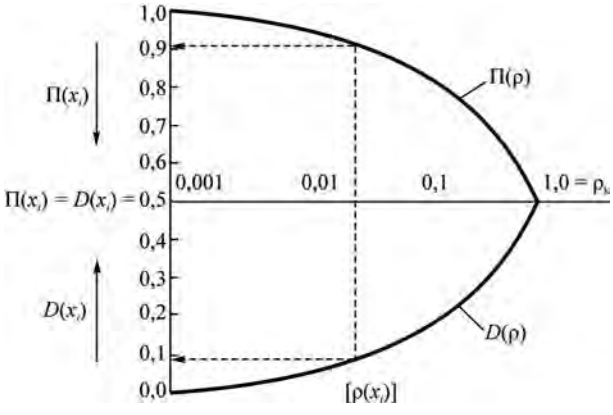


Рисунок 2 — Оперативная характеристика риска по качеству материалов

Таблица 1 — Нормированные значения статистических показателей качества, брака и риска

Категории	$\Pi(x)$, не менее	$D(x)$, не более	$[\rho(x)]$
Высшая	0,995	0,005	0,0050
Первая	0,990	0,010	0,0101
Вторая	0,950	0,050	0,0526

Процедуры определения всех описанных выше показателей регламентирует разработанный на основе изложенного подхода государственный стандарт [8].

Анализ качества и риска силовых систем. Качество силовых систем можно достаточно полно описать с помощью ряда характеристик их предельного состояния (таблица 2). Методику экспериментального определения большинства из них регламентирует стандарт СТБ 1066-97; основные термины поясняются в стандарте СТБ 994-95.

Главная трудность определения показателей качества, представленных в таблице 2, состоит в том, что в ряде случаев отсутствуют нормативные документы и, следовательно, требования, устанавливающие их допустимое значение. В связи с этим, при количественной оценке качества моделей силовых систем по известным результатам износоусталостных испытаний [9], нормативные значения соответствующих характеристик были приняты условно. Считая, что рассеяние предельных напряжений и интенсивности изнашивания подчиняется нормальному закону, по программе «АНКАЧМА СОЖ-1» выполнены [4] соответствующие вычисления. Сводные результаты оценки качества силовых систем даны на рисунках 3–5 и в таблице 3.

Рассмотрим систему «труба — поток нефти». В процессе длительной эксплуатации труб в результате физико-химических воздействий перекачиваемого продукта и внешней среды происходит изменение структурного состояния металла, деградация его физико-механических свойств [10–12]. Циклический характер нагружения приводит к накоплению необратимых усталостных повреждений. Поэтому систему «труба — поток нефти» относят к силовым системам, работающим в условиях коррозионно-механической усталости. Проведен комплекс экспериментальных исследований для определения основных характеристик сопротивления разрушению труб линейного участка нефтепровода «Дружба» (сталь 17Г1С) в состоянии поставки и после 40 лет эксплуатации [13–16].

Таблица 2 — Статистические показатели качества и брака силовой системы по основным характеристикам износоусталостного повреждения

Износоусталостное повреждение	Характеристики сопротивления износоусталостным повреждениям	Статистические показатели			Уровень показателей качества
		качества	брака	риска	
Контактно-механическая усталость: прямой эффект обратный эффект	σ_{-1p} $p_{f\sigma}$ $I_{\sigma p}$	$\Pi(\sigma_{-1p})$ $\Pi(p_{f\sigma})$ $\Pi(I_{\sigma p})$	$D(\sigma_{-1p})$ $D(p_{f\sigma})$ $D(I_{\sigma p})$	$\rho(\sigma_{-1p})$ $\rho(p_{f\sigma})$ $\rho(I_{\sigma p})$	Комплексные показатели
Фрикционно-механическая усталость: прямой эффект обратный эффект	$\sigma_{-1\tau}$ $\tau_{f\sigma}$ $I_{\sigma\tau}$	$\Pi(\sigma_{-1\tau})$ $\Pi(\tau_{f\sigma})$ $\Pi(I_{\sigma\tau})$	$D(\sigma_{-1\tau})$ $D(\tau_{f\sigma})$ $D(I_{\sigma\tau})$	$\rho(\sigma_{-1\tau})$ $\rho(\tau_{f\sigma})$ $\rho(I_{\sigma\tau})$	
Фреттинг-усталость	σ_{-1q}	$\Pi(\sigma_{-1q})$	$D(\sigma_{-1q})$	$\rho(\sigma_{-1q})$	
Механическая усталость	σ_{-1}	$\Pi(\sigma{-}1)$	$D(\sigma{-}1)$	$\rho(\sigma{-}1)$	Единичные показатели
Фрикционная усталость	τ_f I_τ	$\Pi(\tau_f)$ $\Pi(I_\tau)$	$D(\tau_f)$ $D(I_\tau)$	$\rho(\tau_f)$ $\rho(I_\tau)$	
Контактная усталость	p_f I_p	$\Pi(p_f)$ $\Pi(I_p)$	$D(p_f)$ $D(I_p)$	$\rho(p_f)$ $\rho(I_p)$	

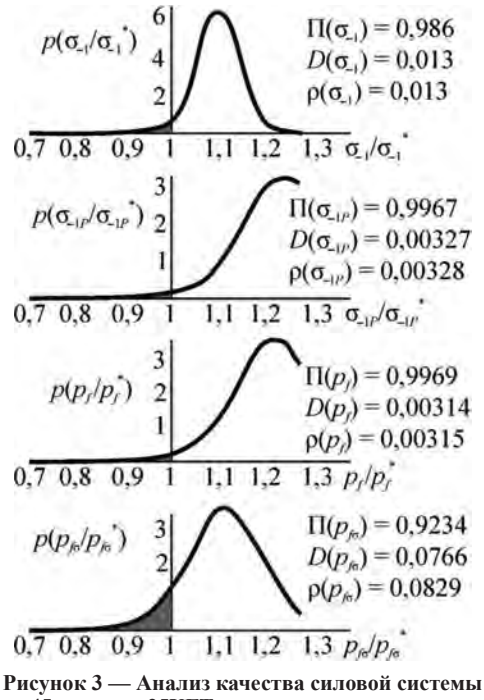


Рисунок 3 — Анализ качества силовой системы «сталь 45 — сталь 25ХГТ» по предельным напряжениям при контактно-механической усталости [4]

Рисунок 5 — Секторная диаграмма риска по основным характеристикам износоусталостного повреждения системы «сталь 45 — сталь 25ХГТ» [4]

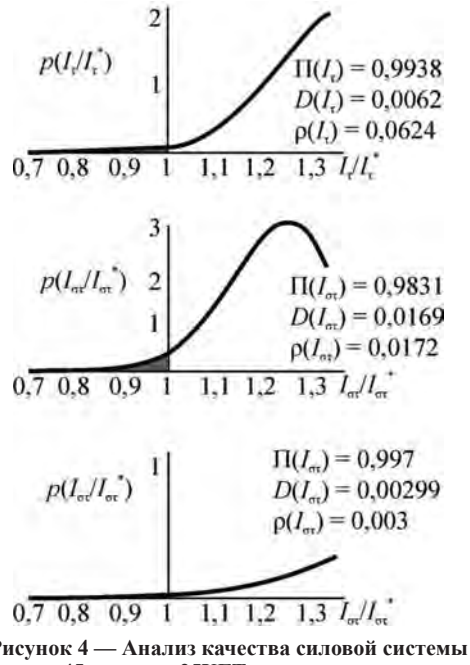


Рисунок 4 — Анализ качества силовой системы «сталь 45 — сталь 25ХГТ» по характеристикам износостойкости при контактно-механической усталости [4]

Таблица 3 — Показатели качества и риска силовой системы «сталь 45 — сталь 25ХГТ» [4]

x_i	$\Pi(x_i)$	$\Delta\Pi(x_i)$, %	$\Pi_и(x_i)$	$\rho(x)$
σ_{-1}	0,9869	0,28	0,9841	0,01330
σ_{-1P}	0,9967	0,14	0,9954	0,00328
p_f	0,9969	0,14	0,9955	0,00315
$p_{f\sigma}$	0,9234	0,15	0,9221	0,08290
I_τ	0,9938	0,14	0,9924	0,06240
$I_{\sigma\tau}$	0,9831	0,14	0,9817	0,01720
$I_{\sigma\tau}$	0,9970	0,14	0,9957	0,00300

На рисунках 6, 7 приведены графики функций плотности распределения пределов выносливости основного металла труб и сварных соединений, в таблице 4 — показатели качества и риска; также на рисунках 8, 9 представлены секторные диаграммы риска материала

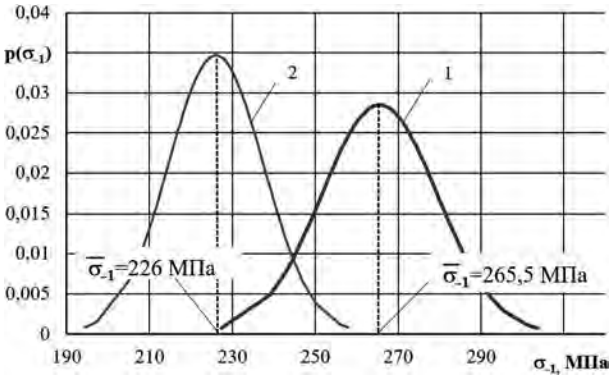


Рисунок 6 — Функции плотности распределения пределов выносливости основного металла труб в состоянии поставки (1) и после длительной эксплуатации (2)

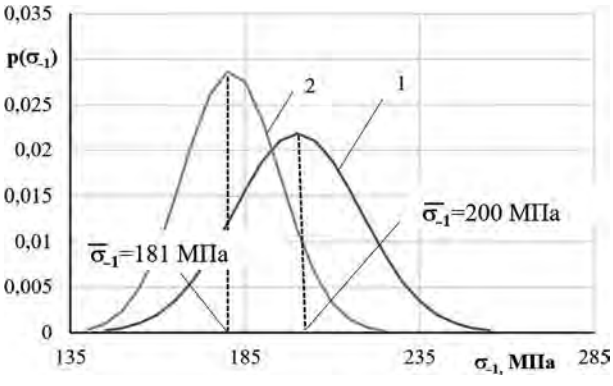


Рисунок 7 — Функции плотности распределения пределов выносливости материала сварного шва труб в состоянии поставки (1) и после длительной эксплуатации (2)

Таблица 4 — Статистические показатели качества и брака металла трубы нефтепровода «Дружба» по основным характеристикам сопротивления разрушению

Характеристика сопротивления разрушению		Статистические показатели		
название	обозначение	качества	брака	риска
В состоянии поставки				
Предел выносливости (основной металл)	σ_{-1}	0,9971	0,0029	0,002908
Предел выносливости (сварной шов)	$\sigma_{-1св}$	0,9962	0,0038	0,003814
Твердость	HV	0,9756	0,0244	0,025010
Ударная вязкость	KCV	0,9690	0,0310	0,031992
Пороговый КИН в окружном направлении трубы	$K_{th\text{окр}}$	0,9903	0,0097	0,009795
Пороговый КИН в осевом направлении трубы	$K_{th\text{ос}}$	0,9915	0,0085	0,008573
Предельный КИН в окружном направлении трубы	$K_{fc\text{окр}}$	0,9931	0,0069	0,006948
Предельный КИН в осевом направлении трубы	$K_{fc\text{ос}}$	0,9926	0,0074	0,007455
После 40 лет эксплуатации				
Предел выносливости (основной металл)	σ_{-1}	0,9883	0,0117	0,011839
Предел выносливости (сварной шов)	$\sigma_{-1св}$	0,9868	0,0132	0,013377
Твердость	HV	0,9956	0,0044	0,004419
Ударная вязкость	KCV	0,9196	0,0804	0,087429
Пороговый КИН в окружном направлении трубы	$K_{th\text{окр}}$	0,9982	0,0018	0,001803
Пороговый КИН в осевом направлении трубы	$K_{th\text{ос}}$	0,5740	0,4260	0,742160
Предельный КИН в окружном направлении трубы	$K_{fc\text{окр}}$	0,9886	0,0114	0,011531
Предельный КИН в осевом направлении трубы	$K_{fc\text{ос}}$	0,5192	0,4808	0,926040

труб в обоих состояниях. Так же, как и при анализе силовой системы «сталь 45 — сталь 25ХГТ», нормативные значения соответствующих характеристик трубной стали были приняты условно. Если брать в качестве нормативного значение риска, соответствующее второй категории качества (см. таблицу 1), то все исследованные характеристики сопротивления разрушению трубной стали в состоянии поставки не превышают допустимый риск $\left[\rho(x)\right]$ = 0,0526 (см. таблицу 4, рисунок 8).

В целом же результаты исследований, как можно видеть из рисунков 6–9 и таблицы 4, показали, что длительная эксплуатация труб нефтепровода приводит к деградации физико-механических свойств материала труб — их охрупчиванию, снижению усталостной прочности и сопротивления росту трещин.

Это отразилось и на показателях качества, брака и риска; особенное беспокойство вызывают три характе-

Рисунок 8 — Секторная диаграмма риска по основным характеристикам сопротивления разрушению материала труб нефтепровода в состоянии поставки

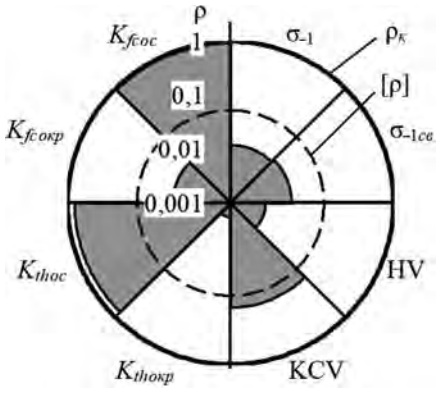


Рисунок 9 — Секторная диаграмма риска по основным характеристикам сопротивления разрушению материала труб нефтепровода после 40 лет эксплуатации

ристики — ударная вязкость KCV, пороговый K_{thoc} и предельный K_{fcoc} коэффициенты интенсивности напряжений (КИН) в осевом направлении трубы: для них риск оказался выше допустимого (см. таблицу 4, рисунок 9).

Рассмотрим две модели силовых систем «образец (вал) — контробразец (вкладыш)», испытания которых проводили в условиях фрикционно-механической усталости [17–19]. В результате трения в условиях капельного подвода масла происходило изнашивание материала образца из стали 45 и контробразца (в первой серии испытаний из силумина, во второй — из сополимера формальдегида Ф4-В). Изучали влияние циклических изгибающих напряжений образца на характеристики изнашивания (обратный эффект). Были определены пределы фрикционной (когда амплитуда циклических изгибающих напряжений равна нулю) и фрикционно-механической выносливости (при двух уровнях циклических изгибающих напряжений) и соответствующие характеристики интенсивности изнашивания.

На рисунке 10 приведены секторные диаграммы риска для силовых систем «вал (сталь 45) — контробразец

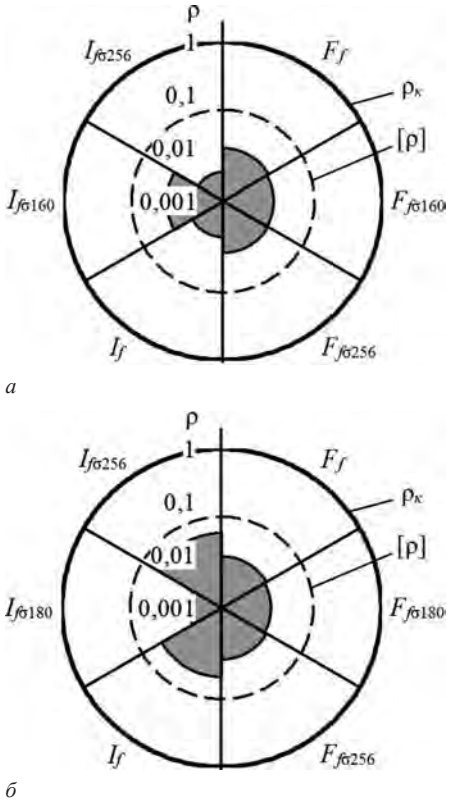


Рисунок 10 — Секторная диаграмма риска для силовых систем «вал (сталь 45) — контробразец (силумин)» (*а*) и «вал (сталь 45) — контробразец (сополимер формальдегида Ф4-В)» (*б*)

(силумин)» и «вал (сталь 45) — контробразец (сополимер формальдегида Ф4-В)», в таблице 5 — показатели качества, брака и риска. Нормативные значения соответствующих характеристик силовых систем были приняты условно. Как видно (см. рисунок 10, таблицу 5) все исследованные характеристики находятся в пределах

Таблица 5 — Статистические показатели качества и брака для силовых систем, работающих в условиях фрикционно-механической усталости

Характеристика		Статистические показатели		
название	обозначение	качества	брака	риска
Силовая система «вал (сталь 45) — контробразец (силумин)»				
Предел фрикционной выносливости	F_f	0,9902	0,0098	0,0099
Предел фрикционно-механической выносливости при σ_a = 160 МПа	$F_{f\sigma160}$	0,9911	0,0089	0,0090
Предел фрикционно-механической выносливости при σ_a = 256 МПа	$F_{f\sigma256}$	0,9907	0,0093	0,0094
Интенсивность изнашивания при фрикционной усталости	I_f	0,9953	0,0047	0,0047
Интенсивность изнашивания при фрикционно-механической усталости при σ_a = 160 МПа	$I_{f\sigma160}$	0,9886	0,0114	0,0115
Интенсивность изнашивания при фрикционно-механической усталости при σ_a = 256 МПа	$I_{f\sigma256}$	0,9965	0,0035	0,0035
Силовая система «вал (сталь 45) — контробразец (сополимер формальдегида Ф4-В)»				
Предел фрикционной выносливости	F_f	0,9907	0,0093	0,0094
Предел фрикционно-механической выносливости при σ_a = 180 МПа	$F_{f\sigma180}$	0,9916	0,0084	0,0085
Предел фрикционно-механической выносливости при σ_a = 256 МПа	$F_{f\sigma256}$	0,9907	0,0093	0,0094
Интенсивность изнашивания при фрикционной усталости	I_f	0,9803	0,0197	0,0201
Интенсивность изнашивания при фрикционно-механической усталости при σ_a = 180 МПа	$I_{f\sigma180}$	0,9958	0,0042	0,0042
Интенсивность изнашивания при фрикционно-механической усталости при σ_a = 256 МПа	$I_{f\sigma256}$	0,9748	0,0252	0,0259

допустимого риска $\left[\rho(x)\right]$ = 0,0526, соответствующего второй категории качества.

В данных условиях испытаний амплитуда циклических изгибающих напряжений не оказывает существенного влияния на показатель риска по пределам выносливости (см. рисунок 10 и таблицу 5). Интересно отметить, что амплитуда изгибающих напряжений σ_a = 160 МПа для силовой системы с контробразцом из силумина сопровождается увеличением в несколько раз показателя риска по интенсивности изнашивания, а для силовой системы с контробразцом из сополимера формальдегида Ф4-В (при σ_a = 180 МПа) риск снижается в 5 и более раз.

Заключение. Для количественной оценки качества и риска силовых систем целесообразно использовать статистические показатели, предложенные в работах [1–5] и закрепленные в стандарте [6]. Выполненный анализ показателей качества, брака и риска ряда силовых систем показал эффективность и информативность данного подхода, в том числе для управления качеством и риском по отдельным характеристикам.

Список литературы

1. Сосновский, Л.А. Статистический критерий качества материалов и методика его определения / Л.А. Сосновский // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. — 1973. — Т. 39, № 12. — С. 1508–1514.
2. Жмайлик, В.А. Трибофатика–96/97: ежегодник / под общ. ред. Л.А. Сосновского. — Гомель–Мн.: НПО «ТРИБОФАТИКА» — НП ООО «ТАМРАСАТ», 1998. — Вып. 1: Качество материалов и силовых систем / В.А. Жмайлик, В.Н. Подобедов, Л.А. Сосновский; под ред. А.В. Богдановича. — 164 с.
3. Сосновский, Л.А. Показатель качества материалов по механическим свойствам и его применение / Л.А. Сосновский, В.А. Жмайлик // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. — 1999. — Т. 65, № 3. — С. 36–40.
4. Надежность. Риск. Качество: монография / Л.А. Сосновский, М.М. Гаденин, В.А. Гапанович [и др.]; под ред. Л.А. Сосновского. — Гомель: БелГУТ, 2012. — 358 с.
5. Сосновский, Л.А. Риск (механотермодинамика необратимых повреждений): монография / Л.А. Сосновский. — Гомель: БелГУТ, 2004. — 317 с.
6. Сосновский, Л.А. Рассеяние свойств / Л.А. Сосновский // Сопротивление материалов деформированию и разрушению: справ. пособ.: в 2 ч. / под общ. ред. В.Т. Трощенко. — Киев: Наук. думка, 1994. — Ч. 2. — С. 3–96.
7. Азгальдов, Г.Г. Квалиметрия – наука об измерении качества продукции / Г.Г. Азгальдов, А.В. Гличев, Э.П. Райхман // Стандарты и качество. — 1968. — № 1. — С. 33–40.
8. Трибофатика. Силовые системы. Статистический показатель качества: СТБ 1234-2000. — Введ. 01.01.2001. — Мн.: ГОССТАНДАРТ, 2000. — 24 с.
9. Сосновский, Л.А. Механика износоусталостного повреждения / Л.А. Сосновский. — Гомель: БелГУТ, 2007. — 434 с.
10. Иванцов, О.М. Надежность магистральных трубопроводов / О.М. Иванцов, В.И. Харитонов. — М.: Недра, 1978. — 166 с.
11. Анучкин, М.П. Трубы для магистральных трубопроводов / М.П. Анучкин, В.Н. Горицкий, Б.И. Мирошниченко. — М.: Недра, 1986. — 231 с.
12. Старение труб нефтепроводов / А.Г. Гумеров, Р.С. Зайнуллин, К.М. Ямалеев, А.В. Весняков. — М.: Недра, 1995. — 218 с.
13. Сосновский, Л.А. Статистическая оценка деградации свойств материала нефтепровода / Л.А. Сосновский, Н.А. Махутов, А.М. Бордовский, В.В. Воробьев // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. — 2003. — Т. 69, № 11. — С. 40–49.
14. Сосновский Л.А. Влияние длительной эксплуатации на сопротивление усталости трубной стали / Л.А. Сосновский, В.В. Воробьев // Проблемы прочности. — 2000. — № 6. — С. 44–53.
15. Сосновский, Л.А. Живучесть линейной части нефтепровода / Л.А. Сосновский, А.В. Богданович, А.М. Бордовский. — Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 2004. — 112 с.
16. Богданович, А.В. Циклическая трещиностойкость длительно эксплуатируемой стали труб магистрального нефтепровода / А.В. Богданович, В.М. Веселуха // Физико-химическая механика материалов. — 2011. — Т. 47, № 1. — С. 65–69.
17. Экспериментальное исследование закономерностей обратного эффекта силовой системы сталь 45 - силумин при фрикционно-механической усталости / А.В. Богданович, О.М. Еловой, И.Н. Лис, Ю.А. Головченко // Трибофатика = Tribo-fatigue: тр. VI Междунар. симп. по трибофатике МСТФ 2010, Минск, 25 окт. – 1 нояб. 2010 г.: в 2 ч. / БГУ; редкол.: М.А. Журавков (пред.) [и др.]. — Мн., 2010. — Ч. 1. — С. 527–532.
18. Лис, И.Н. Экспериментальное исследование закономерностей обратного эффекта металлополимерной силовой системы при фрикционно-механической усталости / И.Н. Лис, А.В. Богданович // Трибофатика = Tribo-fatigue: тр. VI Междунар. симп. по трибофатике МСТФ 2010, Минск, 25 окт. – 1 нояб. 2010 г.: в 2 ч. / БГУ; редкол.: М.А. Журавков (пред.) [и др.]. — Мн., 2010. — Ч. 1. — С. 707–712.
19. Лис, И.Н. Фрикционно-механическая усталость: диаграммы и поверхности предельных состояний трибофатических систем / И.Н. Лис // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2022. — Вып. 11. — С. 160–163.

Bogdanovich A.V., Lis I.N.

On the assessment of the quality and risk of active systems according to various efficiency criteria

An analysis of statistical indicators of quality, defects and risks was conducted for active systems “0,45 % carbon steel — steel 25ХГТ (25KhGT)” under mechano-rolling fatigue, “steel 17Г1С (17G1S) — oil flow” under corrosion-mechanical fatigue, “0,45 % carbon steel — siluminum”, “0,45 % carbon steel — formaldehyde copolymer Ф4-В (F4-V)” under mechano-sliding fatigue. The results demonstrated the effectiveness and informativeness of the previously proposed approach, including for quality and risk management of active systems of different classes according to individual characteristics of resistance to destruction.

Поступила в редакцию 31.07.2026.

УДК 621.793

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д-р техн. наук, доц.
г. Гомель, Республика Беларусь

М.М. КАНЕ, д-р техн. наук, проф.
Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

С.В. ШИЛЬКО, канд. техн. наук, доц.
Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого НАН Беларуси, г. Гомель, Республика Беларусь

Е.В. ШАЛОБАЕВ, канд. техн. наук, проф.
Международная академия фундаментального образования, г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

ВКЛАД БЕЛОРУССКИХ И РОССИЙСКИХ УЧЕНЫХ В РАЗВИТИЕ ТЕРМИНОЛОГИИ В ОБЛАСТИ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Показана актуальность совершенствования терминологии в области машин и механизмов для повышения конкурентоспособности продукции машиностроения в современных условиях. Рассмотрена роль Международной федерации в области теории машин и механизмов (IFToMM) как координатора работ по решению указанной задачи на межгосударственном уровне. Описан вклад авторов статьи и других ученых в решение данной задачи в рамках IFToMM.

Ключевые слова: *терминология, машины и механизмы, зубчатые передачи и трансмиссии, качество машин и их компонентов, подъемно-транспортные машины, гибкие механизмы, мехатроника, биомеханика*

Введение. Терминология, как известно, это упорядоченная совокупность терминов (специальных слов или словосочетаний), используемых в определенной области науки, техники, искусства или профессиональной деятельности. Она обеспечивает точную трактовку понятий, ограничивает профессиональное поле и служит языком общения специалистов. Единообразие понятий является обязательным условием успешного сотрудничества специалистов, эффективной реализации технических проектов, устойчивого развития экономики. Терминология тесно связана со стандартизацией, они взаимно дополняют друг друга.

В настоящее время отмечается ускоренный прогресс во всех областях науки, техники, производства. Считается, что мы живем в период 4-й промышленной революции. Некоторые ученые полагают, что можно говорить и о 5-й промышленной революции. Это отражено в концепциях «Индустрия 4.0» и «Индустрия 5.0», определяющих тенденции промышленного развития многих стран. В их основе лежит автоматизация производства на основе широкого применения вычислительной техники, роботов, интернета машин, искусственного интеллекта. Научно-технический прогресс требует постоянного совершенствования терминологии во всех областях, в том числе в области машин и механизмов, как основы эффективного развития различных областей науки и техники.

Терминология в различных областях рассматривается и нормируется многими международными организациями в области стандартизации (Международная организация по стандартизации (ISO), Международная электротехническая комиссия (IEC), Европейский комитет по стандартизации (CEN)), а также национальными организациями (комитетами) по стандартизации. Принятые в этих организациях термины часто противоречат друг другу, их формулировки не совпадают, излагаются непонятным для инженеров языком. Многие термины мало употребляются, в то время как многие распространенные понятия отсутствуют. Поэтому Международная организация по теории машин и механизмов (IFToMM) в 1980 году приняла решение о создании Постоянной комиссии по стандартизации терминологии в области теории машин и механизмов (ПК А) [1, 2]. Ее первым председателем был назначен профессор Д. Мюстер (США).

IFToMM является в настоящее время практически единственной международной научно-технической организацией, занимающейся вопросами совершенствования машин и механизмов. IFToMM основана в г. Закопане (Польша) в сентябре 1969 г. Ее первым президентом был избран академик И.И. Артоболевский (СССР), вице-президентом — профессор Ф.Р.Э. Кроссли (США), генеральным секретарем — М.С. Константинов (Болгария). Подробную информацию о дальнейшей истории развития IFToMM можно найти в работах ее президента Марко Чеккарелли [3, 4], а также в статьях [5–7].

Деятельность постоянной комиссии ПК А в рамках IFToMM по формированию терминологии в области теории машин и механизмов. Сначала были проанализированы национальные и международные стандарты, в которых нормировались термины в области теории машин и механизмов (ТММ), а затем на рабочих заседаниях ПК А в г. Ниш (Югославия, 1988), г. Смоленице (Чехословакия, 1989) и г. Оулу (Финляндия, 1990) состоялись обсуждения англоязычной версии терминологии. На основе этой версии были сформированы аналоги этой терминологии на французском (профессор Ж.П. Лаллеманд, Франция), немецком (профессор Г. Бегельсак, Германия) и русском языках (профессор Ж.Л. Саркисян, СССР). Черновой четырехязычный вариант был утвержден на рабочем заседании ПК А в г. Оулу (Финляндия, 1990). Заметим, что черновой вариант отдельных глав терминологии был опубликован в журнале IFToMM [1]. Позже, в 1991 году, в этом периодическом издании был представлен окончательный терминологический текст на четырех языках [2]. В дальнейшем в де-

ятельности ПК А начали принимать участие авторы данного доклада, что частично рассмотрено ниже.

Участие авторов доклада в развитии терминологии ТММ. Авторы доклада, по мере необходимости подготовки соответствующих разделов терминологии, постоянно, в разное время, привлекались к участию в работе ПК А.

В.Е. Старжинский, являясь участником восьми заседаний в период 2000–2016 годов, внес существенный вклад в развитие терминологии, принимал непосредственное участие в разработке и интерпретации на русском и английском языках терминов с определениями по главам 12 «Зубчатые передачи» (англоязычные и русскоязычные термины и определения); 14 «Подъемно-транспортное машиностроение и логистика» (русскоязычные термины и определения); 15 «Качественные показатели машин и их компонентов» (англоязычные термины и определения); 16 «Гибкие механизмы, схемы гибких механизмов» (термины и определения на английском и русских языках). Кроме того, в русскоязычных определениях к терминам он занимался восстановлением так называемых «потерянных связей» (Missing Links) — идентификацией существительных, употребляемых в определениях к терминам в разных падежах с именительным падежом данного существительного.

М.М. Кане принимал участие в 21–26-м заседаниях комиссии в 2006–2016 годах, публиковался в трудах научных семинаров, предложил сформировать и разработал на русском и английском языках раздел 15 «Качественные показатели машин и их компонентов».

С.В. Шилько как специалист в разделах ТММ «прикладная механика композитных деталей машин», «биомеханика» и «мехатроника» участвовал в 25-м и 26-м заседаниях ПК А.

Е.В. Шалобаев участвовал в 23-м и 25-м заседаниях ПК А, являясь экспертом в разделе «мехатроника».

Публикации авторов в трудах семинаров заседаний ПК А, а также в специализированных изданиях Springer отражены в источниках [6–22].

Трансформация раздела 15 «Показатели качества машин и их компонентов» (далее — Качество) справочника IFToMM по терминологии в области ТММ (далее — Справочник). На 21-й сессии ПК А, которая проходила в г. Бардеев Спа (Словакия) с 27 июня по 2 июля 2005 г. , член комиссии М.М. Кане предложил организовать секцию ПК А «Качество машин и механизмов» для разработки соответствующего раздела Справочника. Это предложение было принято. Руководителем указанной секции был назначен М.М. Кане, членом — В.Е. Старжинский. В последующие годы к работе над разделом 15 привлекались члены ПК А.Т. Ионеску (Румыния), К.А.Дж. Бретелер (Дания), Р.Т. Толочка (Литва), член Технического комитета IFToMM В.Б. Альгин (Беларусь). Необходимость разработки указанного раздела вызвана важной ролью качества в современной экономике.

Качество машин в значительной степени определяет эффективность всей экономики, т. к. машины используются во всех отраслях и формируют их технический уровень. В настоящее время вопросам качества продукции и услуг уделяется все большее внимание, т. к. общепризнано, что это тесно связано с качеством жизни. Создаются новые и совершенствуются действующие стандарты в области качества. Характерным примером являются стандарты ISO семейства 9000 по менеджменту качества, разработанные в 1987 году. Если на момент создания их было 5, то сейчас в это семейство входит более 50 документов и они используются практически во всех промышленно развитых странах. Опросы потребителей показывают, что среди всех показателей конкурентоспособности (цена, сроки поставки, сервис) качество на 70 % определяет решение о выборе продукции.

Терминология в области качества нормируется целым рядом международных (ISO, IEC, EN) и национальных стандартов. Они касаются большого числа показателей качества, используют много терминов, некоторые из которых фактически не употребляются. Поэтому у разработчиков, производителей и потребителей машин возникают трудности при формировании технического задания, разработке конструкции, обеспечении при производстве и поддержании при эксплуатации требований к качеству машин, актуальных и понятных в различных странах. В условиях глобализации экономики важность этой проблемы возрастает.

Структура 1-й редакции рассматриваемого раздела (главы) была предложена М.М. Кане и В.Е. Старжинским, рассмотрена на 22-м заседании ПК А, проходившем в г. Лионе (Франция) с 29 июня по 4 июля 2008 г., а ее концепция опубликована в трудах ПК А [12]. Была поставлена задача охватить все аспекты качества машины на любом этапе ее жизненного цикла, что позволило бы обеспечить требуемые эксплуатационные характеристики машин за счет правильного выбора материалов, конструкции узлов машины и машины в целом, обосновать требования к планированию производства, контролю, испытаниям и ремонту машин. Попытка комплексно решить проблему терминологии качества машин привела к огромному объему терминов для рассматриваемой главы. Она содержала 4 группы, 48 подгрупп показателей качества и 712 терминов. Помимо чрезмерного объема главы, недостатком первой редакции было то, что многие вопросы не соответствовали тематике ТММ и направлениям деятельности ПК А. Было принято решение об адаптации структуры и содержания данной главы к тематике ТММ и компетенции ПК А.

Структура 2-й редакции раздела «Качество» рассмотрена и принята на 23-м заседании ПК А, которое проходило в г. Минске и Гомеле 21–26 июня 2010 г. Были сохранены только параметры качества машин и их компонентов. Были опущены разделы, касающиеся качества материалов, производственных процессов, контроля, испытаний и ремонта. 2-я редакция содержала 208 терминов, объединенных в 4 группы и 16 подгрупп (разделение на 16 подгрупп предназначено только для лучшего понимания тематической классификации терминологии, касающейся качества машин). В результате объем главы был сокращен, что позволило приблизить ее содержание к тематике ТММ и деятельности ПК А. Затем авторы подготовили англо-русскую версию содержания раздела «Качество».

После 24-й рабочей встречи ПК А в г. Ильменау (Германия) 21–27 июня 2012 г. 2-я редакция была одобрена в целом, но было предложено исключить некоторые понятия, относящиеся к машиностроению как отрасли.

Третья редакция раздела «Качество» была рассмотрена и принята на 25-м рабочем совещании ПК А, состоявшемся в г. Санкт-Петербурге (Россия) 23–29 июня 2014 г. [17]. В 3-й редакции в раздел «Качество» вошли

в основном эксплуатационные показатели качества машин (109 показателей), которые разбиты на 4 группы:
1) общие показатели качества (33);
2) показатели качества, касающиеся безопасности и здоровья человека в системе «человек — машина» (16);
3) показатели надежности машин (37);
4) конструктивно-технологические показатели (23).

Затем к редактированию англо-русской версии раздела «Качество» подключились члены ПК А К.А.Дж. Бретелер (Дания), Р.Т. Толочка (Литва) и член Технического комитета IFToMM В.Б. Альгин (Беларусь). Было предложено подготовить 4-ю редакцию раздела «Качество», которая отличалась бы от 3-й редакции тем, что для некоторых понятий приведены версии, предложенные как авторами, так и указанными экспертами. Для каждой версии указывались их авторы. Если версия была согласована с несколькими участниками, в сокращенном виде указывались фамилии участников редактирования данного раздела. Версия понятия, которая авторам казалась предпочтительной, отмечалась знаком «плюс». Уточнялась также нумерация терминов согласно требованиям IFToMM. Этот материал был рассмотрен и одобрен на 26-м заседании ПК А, состоявшемся в г. Бухаресте (Румыния) 4–9 сентября 2016 г. Были уточнены формулировки спорных терминов и эти изменения внесены в текст 4-й редакции.

Авторы считают, что 4-я редакция раздела «Качество» соответствует международным и национальным стандартам в области качества машин, отражает современные представления в данной области знаний. Разработанная терминология будет полезна специалистам в области проектирования и производства машин для обоснованного выбора требований к качеству машин, необходимых для обеспечения их высокого технического уровня. Авторы считают, что данная редакция может быть включена в терминологический справочник IFToMM.

По мнению авторов, в будущем этот раздел для более полной реализации поставленных перед ним задач следует расширить и усовершенствовать путем как уточнения и увеличения объемов имеющихся разделов, так и введения новых разделов, например: «Выбор требований к качеству машин и их компонентов», «Методы контроля и диагностики качества машин и их компонентов», «Эксплуатация и ремонт машин и их компонентов», «Испытания машин и их компонентов».

Заключение. Российские ученые стояли у истоков создания Международной федерации по теории машин и механизмов (IFToMM) и Постоянной комиссии по стандартизации терминологии в области теории машин и механизмов (ПК А). Белорусские ученые вошли в состав ПК А в начале 2000-х годов и совместно с российскими учеными вносят большой вклад в ее работу. Следует отметить важную роль белорусских ученых в развитии терминологии в области качества машин и механизмов. Хочется пожелать новым поколениям белорусских и российских ученых продолжить эти традиции.

Список литературы

1. Terminology for the theory of machines and mechanisms // Mechanism and Machine Theory / IFToMM Commission A. — 1983. — Vol. 18, iss. 6. — P. 385–403. — DOI: https://doi.org/10.1016/0094-114X(83)90054-X.
2. Terminology for the theory of machines and mechanisms // Mechanism and Machine Theory / IFToMM Commission A. — 1991. — Vol. 26, iss. 5. — P. 435–539. — DOI: https://doi.org/10.1016/0094-114X(91)90003-M.
3. Чеккарелли, М. IFTOMM: история, структура, тенденции и перспективы / М. Чеккарелли // Теория механизмов и машин. — 2014. — Т. 12, вып. 2(24). — С. 103–110.
4. Ceccarelli, M. IFToMM and MMS: history, structure, trends and challenge // Terminology for the Mechanism and Machine Science: Proc. of the 25th Working Meeting of IFToMM PC A, Gomel, Saint-Petersburg, 23–29 June 2014. — Gomel; Saint-Petersburg, 2016. — P. 1–11.
5. Boegelsack, G. Concise chronicle of the IFToMM Commission for standardization of terminology (1969–2009) / G. Boegelsack, K.A.J. Breteler // Terminology for the Machine and Mechanism Sciences: Proc. of the 23th Working Meeting of the IFToMM PC A, Minsk, Gomel, 21–26 June 2010. — Minsk; Gomel, 2010. — P. 7–18.
6. Shilko, S. Biomechanical aspects of prosthetics of locomotor, cardiovascular and tooth-jaw systems using polymer composites / S. Shilko, V. Starzhinsky // Terminology for the Mechanism and Machine Sciences: Proc. of the 23rd Working Meeting of the IFToMM PC A, Minsk, Gomel, 21–26 June 2010. — Minsk; Gomel, 2010. — P. 121–130.
7. Activities of Russian-speaking scientists in development of MMS Terminology / V.E. Starzhinsky, E.V. Shalobaev, M.M. Kane, V.I. Goldfarb // Mechanisms and Machine Science / ed.: B. Corves, E.C. Lovasz, M. Hüsing [et al.]. — 2017. — Vol. 46. — P. 209–216. — DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-45450-4_21.
8. State of art in separate sections of MMS terminology and some proposals / E.V. Shalobaev, G.N. Iurkova, D.G. Surikov [et al.] // Mechanisms and Machine Science / ed.: B. Corves, E.C. Lovasz, M. Hüsing [et al.]. — 2017. — Vol. 46. — P. 217–225. — DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-45450-4_22.
9. Compilation of glossary of international terms in gear design, manufacture and serviceability: concepts and contents / O.V. Berestnev, V.E. Starzhinsky, Yu.I. Soliterman [et al.] // Terminology of the Theory of Machines and Mechanisms: Proc. of the 19th Working Meeting of the IFToMM PC A, Kaunas, 25–30 June 2000 / ed.: R.T. Tolocka, A. Kondratas. — Kaunas, 2000. — P. 21–27.
10. Starzhinsky, V.E. Preparation of initial data for construction of 3D-model for straight bevel plastic gear / V.E. Starzhinsky, S.A Ossipenko // Terminology for the Mechanism and Machine Science: Proc. of the 21st Working Meeting of the IFToMM PC A, Bardejov Spa, 27 June – 2 July 2005 / ed. Štefan Segl´a. — Bardejov Spa, 2005. — P. 37–44.
11. Kane, M.M. Experience of standardization of designing of technological processes of manufacturing of cylindrical gears. Terminological aspects / M.M. Kane // Terminology for the Mechanism and Machine Science: Proc. of the of the 21st Working Meeting of the IFToMM PC A, Bardejov Spa, 27 June – 2 July 2005 / ed. Štefan Segl´a. — Bardejov Spa, 2005. — P. 69–76.
12. Kane, M.M. Quality factors of machines and their components. Role of quality factors in provision of machine service properties / M.M. Kane, V.E. Starzhinsky // Terminology for the Mechanism and Machine Sciences: Proc. of the 22th Working Meeting of the IFToMM PC A, Lyon, 29 June – 4 July 2008 / ed. D. Remond. — Lyon, 2008. — P. 77–80.
13. Shil'ko, S.V. The mechanism of vertebral column mobility decreasing due to spinal neurotrauma / S.V. Shil'ko, V.E. Starzhinsky, S.S. Wakista // Terminology for the Mechanism and Machine Sciences: Proc. of the 22th Working Meeting of the IFToMM PC A, Lyon, 29 June – 4 July 2008 / ed. D. Remond. — Lyon, 2008. — P. 81–84.
14. Kane, M.M. Product quality control exemplified by analysis of variations of quality parameters of gears in the process of their machining / M.M. Kane // Terminology for the Machine and Mechanism Sciences: Proc. of the 23th Working Meeting of the IFToMM PC A, Minsk, Gomel, 21–26 June 2010. — Minsk; Gomel, 2010. — P. 77–81.
15. Shalobaev, E.V. Mechatronics: today problems and development trends of terminology / E.V. Shalobaev // Terminology for the Machine and Mechanism Sciences: Proc. of the 23th Working Meeting of the IFToMM PC A, Minsk, Gomel, 21–26 June 2010. — Minsk; Gomel, 2010. — P. 111–118.
16. Kane, M.M. Principles of creation and contents of the new chapter IFToMM terminology "Quality indices of machines and

their components" / M.M. Kane // Terminology for the Machine and Mechanism Sciences: Proc. of the 23th Working Meeting of the IFToMM PC A, Ilmenau, 24–30 June 2012. — Illmenau, 2012. — P. 50–58.
17. Kane, M.M. State of the art and perspectives of developing terminology on chapter 15 «Quality factors of machines and their components» / M.M. Kane // Terminology for the Mechanism and Machine Science: Proc. of the 25th Working Meeting of IFToMM PC A, Gomel, Saint-Petersburg, 23–29 June 2014. — Gomel; Saint-Petersburg, 2016. — P. 43–46.
18. Shalobaev, E.V. Modern mechanics as a basic of mechatronics / E.V. Shalobaev, S.V. Shil'ko // Terminology for the Mechanism and Machine Science: Proc. of the 25th Working Meeting of IFToMM PC A, Gomel, Saint-Petersburg, 23–29 June 2014. — Gomel; Saint-Petersburg, 2016. — P. 55–60.
19. Shil'ko, S.V. On the terminological contents and interrelation of the «Biomechanics» section with traditional (basic) section of mechanics / S.V. Shil'ko, V.E. Starzhinsky // Terminology for the Mechanism and Machine Science: Proc. of the 25th Working Meeting of IFToMM PC A, Gomel, Saint-Petersburg, 23–29 June 2014. — Gomel; Saint-Petersburg, 2016. — P. 61–70.
20. About preparation of new section of terminology IFToMM on MMS: chapter 16 compliant mechanisms / N.T. Pavlovic, K.A.J. Breteler, L. Centner, V.E. Starzhinsky // Terminology for the Mechanism and Machine Science: Proc. of the 25th Working Meeting of IFToMM PC A, Gomel, Saint-Petersburg, 23–29 June 2014. — Gomel; Saint-Petersburg, 2016. — P. 47–49.
21. Kane, M.M. Cylindrical gear accuracy control in designing their production processes / M.M. Kane, V.E. Starzhinsky // Terminology for the Mechanism and Machine Science: Proc. of the 26th Working Meeting of IFToMM PC A, Bucharest, 4–9 Sept. 2016. — Bucharest, 2016. — P. 5–12.
22. Shil'ko, S.V. Strain analysis of polymeric gears / S.V. Shil'ko, V.E. Starzhinsky, E.M. Petrokovets // Terminology for the Mechanism and Machine Science: Proc. of the 26th Working Meeting of IFToMM PC A, Bucharest, 4–9 Sept. 2016. — Bucharest, 2016. — P. 57–64.

Starzhinsky V.E., Kane M.M., Shil'ko S.V., Shalobaev E.V.

Contribution of Belarusian and Russian scientists to the development of terminology in the field of machines and mechanisms

The relevance of improving terminology in the field of machines and mechanisms to increase the competitiveness of machine-building products in modern conditions is shown. The role of the International Federation for the Promotion of Mechanisms and Machines Sciences (IFToMM) as a coordinator of work on solving this problem at the interstate level is considered. The contribution of the authors of the article and other scientists to solving this problem within the framework of IFToMM is described.

Поступила в редакцию 17.04.2026.

УДК 62-233

А.В. ПОПРУКАЙЛО, магистр техн. наук; Г.А. КОСТЮКОВИЧ, канд. техн. наук, доц.; М.Е. КИПНИС
ОАО «Белкард», г. Гродно, Республика Беларусь

Е.В. ОВЧИННИКОВ, д-р техн. наук, доц.
Гродненский государственный университет имени Янки Купалы, г. Гродно, Республика Беларусь

ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ ОПОРЫ КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧ

Во введении и основной части обоснована актуальность применения промежуточных опор в конструкциях карданных передач. Цель работы — оценка виброизоляционных свойств промежуточных опор как одного из наиболее виброактивных элементов трансмиссии. Проанализированы конструктивные исполнения промежуточных опор легковых и грузовых автомобилей. Проведена оценка виброизоляционных свойств промежуточной опоры как одномассовой колебательной системы. Проведены исследования карданных передач по определению характера резонанса колебаний промежуточной опоры в трансмиссии в вертикальной и горизонтальной плоскостях при разгоне автомобиля. Показано, что промежуточные опоры как виброизоляторы оцениваются величиной коэффициента передачи, представляющего отношение передаваемой силы к возмущающей. Представлен метод снижения виброактивности вне зоны резонанса колебаний промежуточной опоры. Определен оптимальный материал для промежуточных опор.

Ключевые слова: *карданная передача, промежуточная опора, шарнир, трансмиссия, колебательная система, жесткость промежуточной опоры, резонанс колебаний*

Введение. Основу конструкций карданной передачи составляют шарниры неравной или равной угловой скорости, возможно также применение одновременно и тех и других типов шарниров. Разнообразие конструктивных решений карданных передач во многом определяют типы применяемых подвижных соединений и промежуточных опор, необходимых для обеспечения надежной работы автомобиля либо другой машины. Поэтому конструкция карданной передачи и ее элементы должны отвечать требованиям, предъявляемым к конкретной трансмиссии автомобиля в целом или иной машины.

Схемы установки карданных передач определяются конструкциями трансмиссий, передающих энергию от источника к исполнительным механизмам различных типов машин. В зависимости от условий эксплуатации различных типов машин схемы установки карданных передач могут быть как весьма простыми, так и достаточно сложными. Для некоторых трансмиссий характерно применение в карданных передачах одного, двух, трех карданных валов, для других количество валов может быть больше. Наиболее распространенной конструкцией карданной передачи являются двухопорные карданные валы, содержащие два шарнира карданных неравной угловой скорости, подвижное соединение и вал в виде трубы (рисунок 1).

Если в карданной передаче увеличивается количество шарниров карданных (более двух), то в ее конструкцию вводятся промежуточные опоры, обеспечивающие устойчивость карданной передачи при работе. На рисунке 2 представлена конструкция трехопорной карданной передачи с промежуточной опорой.

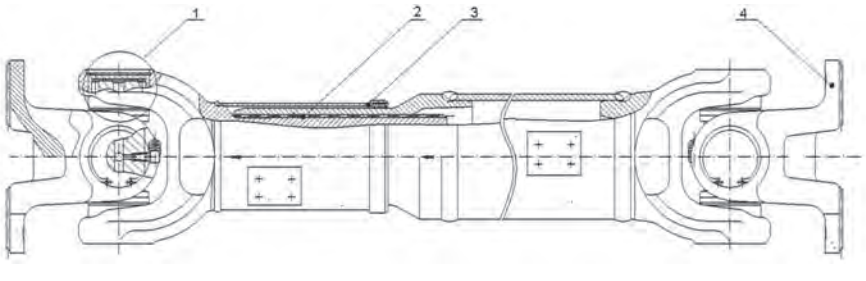


Рисунок 1 — Типовая конструкция двухопорной карданной передачи:
1 — шарнир; 2 — шлицевое соединение; 3 — телескопическая защита; 4 — фланец-вилка крепления карданной передачи

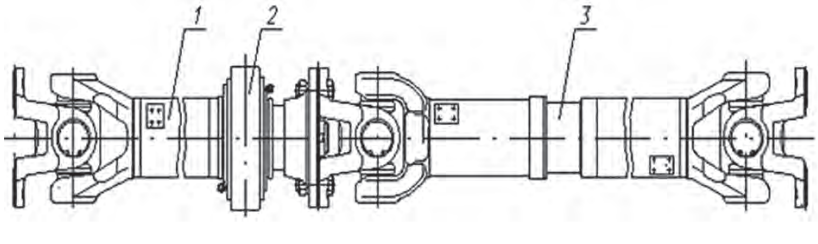


Рисунок 2 — Типовая конструкция трехопорной карданной передачи:
1 — промежуточный карданный вал; 2 — промежуточная опора; 3 — основной карданный вал

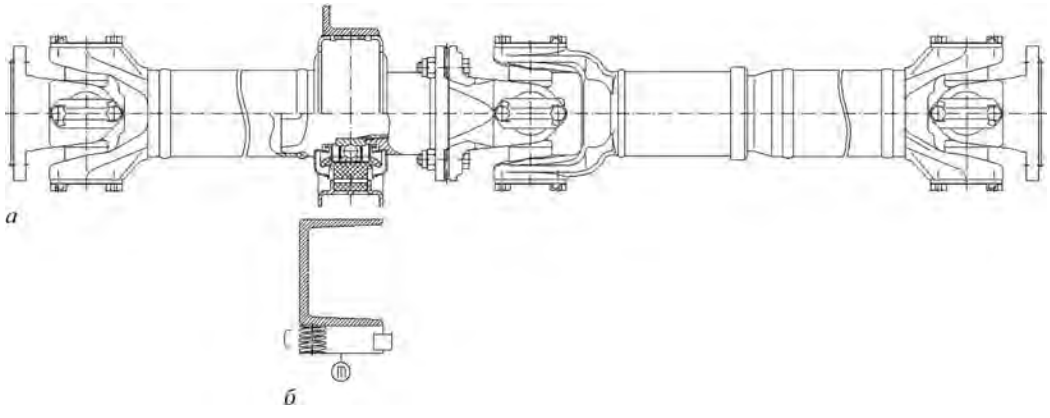


Рисунок 3 — Промежуточная опора как колебательная система: *а* — трехшарнирная карданная передача с промежуточной опорой; *б* — колебательная система, эквивалентная промежуточной опоре

В случаях, когда в трансмиссиях скоростных машин требуется применять карданные передачи с промежуточной опорой, следует при этом тщательно учитывать соосность осей вращения, соединяемых карданной передачей агрегатов, влияющей на величины углов установки карданных валов, и возникающих динамических нагрузок при работе. Значительные динамические нагрузки обусловлены колебаниями и вибрациями и способны вызвать отказы в трансмиссиях и повреждения элементов карданных передач (шарниров, подвижных соединений, промежуточных опор) [1–3].

Основная часть. Длинные карданные валы, рассчитанные по определенному крутящему моменту, могут выходить из строя из-за того, что их критическое число оборотов будет ниже допустимого. Критическая частота вращения карданного вала определяется по формуле [4]:

$$n_{\text{кр}} = 1{,}185 \cdot 10^7 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2},$$

где D — наружный диаметр трубы карданного вала; d — внутренний диаметр трубы карданного вала; L — максимальное расстояние между осями шарниров карданного вала.

При этом должно выполняться условие:

$$n_{\text{кр}} \geq 1{,}4\, n_{v\,\max},$$

где $n_{v\,\max}$ — частота вращения карданного вала в трансмиссии, соответствующая максимальной скорости транспортного средства.

В приведенном определении критической частоты вращения упругость опор не учитывают. Критическая частота вращения карданного вала с учетом упругости его опор в трансмиссии устанавливается по результатам экспериментальных исследований при разработке транспортного средства.

Кроме того, при длинных карданных валах усложняется удовлетворение не только требований по допустимой критической частоте вращения, но и некоторых других технических требований. Поэтому возникает необходимость или в увеличении размеров карданного вала, или в уменьшении его длины путем деления вала на две части и установки промежуточной опоры.

Промежуточные опоры устанавливают также на многоприводных автомобилях (например, 6×6), когда агрегаты трансмиссии не могут быть соединены одним валом.

Промежуточная опора — один из наиболее виброактивных элементов в трансмиссии, через который колебания и вибрации карданной передачи передаются несущим системам. Кроме того, она не всегда имеет достаточную долговечность, так как при работе в трансмиссии подвержена нагрузкам, вызванным изгибными колебаниями, дисбалансом валов и значительными осевыми силами, возникающими в подвижных соединениях, величины которых могут достигать при троганиях автомобилей до 3000–60 000 Н [5].

Исходя из положений теории колебаний, при оценке виброизоляционных свойств промежуточной опоры ее рассматривают (рисунок 3) как одномассовую колебательную систему с затуханием, совершающую вынужденные колебания.

Как колебательная система промежуточная опора характеризуется собственной частотой колебаний, которая определяется как

$$P = \sqrt{\frac{m}{c}},$$

где m — масса карданной передачи, приходящаяся на промежуточную опору; c — жесткость промежуточной опоры.

Жесткость промежуточной опоры определяется конструкцией и свойствами резины упругого элемента.

Промежуточные опоры как виброизоляторы оцениваются величиной коэффициента передачи χ, представляющего отношение передаваемой силы к возмущающей. Из графика (рисунок 4), показывающего изменение коэффициента передачи χ от отношения частот вынужденных ω к собственным P колебаниям одномассовой колебательной системы, видно, что уменьшение коэффи-

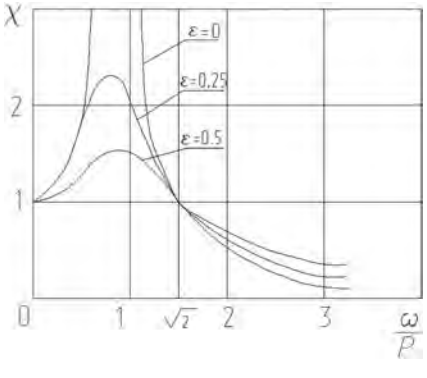


Рисунок 4 — Изменение коэффициента передачи от соотношения частот вынужденных и собственных колебаний системы

циента передачи, характеризующего снижение виброактивности вне зоны резонанса колебаний промежуточной опоры, можно получить уменьшением в ней собственной частоты колебаний и затухания, характеризуемого коэффициентом ε [6, 7].

При установке промежуточной опоры передний конец карданного вала соединен через карданный шарнир со вторичным валом коробки передач, а задний конец расположен в подшипнике опоры, что приводит к трехшарнирной карданной передаче. В этом случае подшипник промежуточной опоры из-за применения упругой подвески агрегатов силовой передачи должен обеспечивать угловое покачивание карданного вала, что требует применения самоустанавливающегося подшипника. В современных конструкциях автомобилей самоустанавливающиеся подшипники заменены радиальными шарикоподшипниками в резиновых обоймах, у которых угловые перемещения происходят за счет упругих свойств резины. Применяемая в упругих элементах промежуточных опор резина является наиболее подходящим материалом, так как гистерезисные потери в резине уменьшаются по гиперболическому закону в диапазоне частот от 20 до 200 Гц. Применение резиновых элементов промежуточных опор вполне допустимо еще и потому, что они воспринимают сравнительно небольшие радиальные силы. Осевое усилие, достигающее значительной величины, передается через карданный вал и карданные шарниры или на вторичный вал коробки передач, или на вал раздаточной коробки, или на вал главной передачи. Рациональная величина жесткости упругого элемента, обеспечивающая уменьшение собственной частоты колебаний, может быть реализована его конструкцией [6, 8]. Наряду с традиционными эластомерами, в мировой практике в качестве перспективных демпфирующих элементов карданных передач рассматриваются полиуретаны и гидрогели, обладающие рядом превосходных физико-механических и демпфирующих характеристик. Однако их широкомасштабное внедрение в промышленность на текущем этапе сдерживается экономическими и логистическими факторами. Стоимость данных материалов существенно превышает стоимость классических резинотехнических изделий (РТИ), а ключевые производители высокотехнологичных полиуретановых и гелевых компаундов сосредоточены в странах ЕС, США и Китае. В то же время, в Союзном государстве накоплен значительный опыт и создана развитая производственная база по выпуску широкого ассортимента РТИ из отечественного сырья. Это обеспечивает технологическую независимость, экономическую целесообразность и делает традиционные резиновые демпферы безальтернативным решением для серийного производства в текущих условиях.

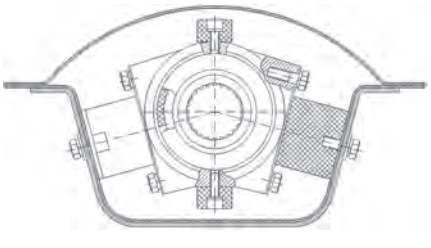
Применение низкочастотных промежуточных опор в карданных передачах, имеющих частоты вращения свыше 1000 мин$^{-1}$, позволяет избежать резонансов колебаний опор в зонах средних и высоких частот вращения валов в трансмиссиях. Резонанс колебаний низкочастотной промежуточной опоры от действия центробежных сил, изгибающих моментов шарниров карданных возникает при низких частотах вращения, когда возмущающая колебания сила не велика и возникающие вибрации эффективно могут поглощаться промежуточной опорой.

Проведенные исследования карданных передач по определению характера резонанса колебаний промежуточной опоры в трансмиссии в вертикальной и горизонтальной плоскостях при разгоне автомобиля показали, что резонансу колебаний с частотой 12 Гц в вертикальной и 25 Гц в горизонтальной плоскостях соответствуют частоты вращения карданной передачи 750 и 1500 мин$^{-1}$. Резонанс колебаний более низкой частоты будет более эффективно поглощаться промежуточной опорой.

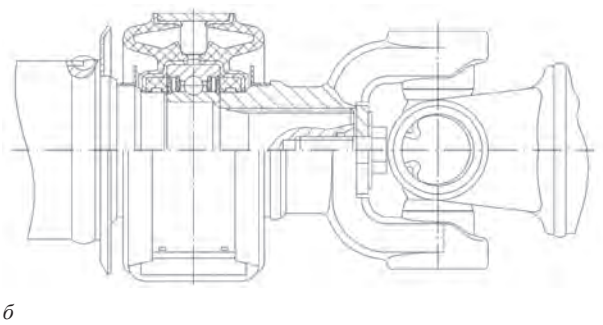
Конструкции промежуточных опор карданных передач легковых автомобилей (рисунок 5) отличает разнообразие конструкций их упругих элементов, применяемых в отдельных конструкциях с целью более эффективного повышения виброизоляционных свойств опоры. Так, например, применение двух резиновых цилиндров, в которых резина при нагрузке опоры работает на сдвиг, то есть обеспечиваются наибольшие ее деформации (см. рисунок 5 *а*). Так как масса большинства карданных передач трансмиссий легковых автомобилей обычно не превышает 10 кг, то при применении трехопорных карданных передач стремятся расположить средний карданный шарнир как можно ближе к промежуточной опоре, располагая вилку шарнира на неподвижных шлицах вала, на котором установлен подшипник (см. рисунок 5 *б*), то есть такое соединение делает карданную передачу неразборным агрегатом при изготовлении и монтаже в трансмиссии [9, 10].

Карданные передачи грузовых автомобилей, энергетических установок, тепловозов и других машин обладают существенно большей массой. В этом случае не исключено, что при изготовлении и монтаже в трансмиссиях такие карданные передачи приходится устанавливать последовательно в виде двух валов — промежуточного с опорой и основного. В таких конструкциях промежуточные опоры устанавливают на валах, позволяющих несложно осуществить разъединение промежуточного и основного карданных валов (рисунок 6), используя болтовые либо шлицевые соединения [9, 10].

В современных конструкциях промежуточных опор большое внимание уделяется улучшению герметичности подшипника — как одному из основных факторов, обеспечивающих ресурс этого узла. Из представленных на рисунках 5, 6 некоторых конструкций промежуточ-

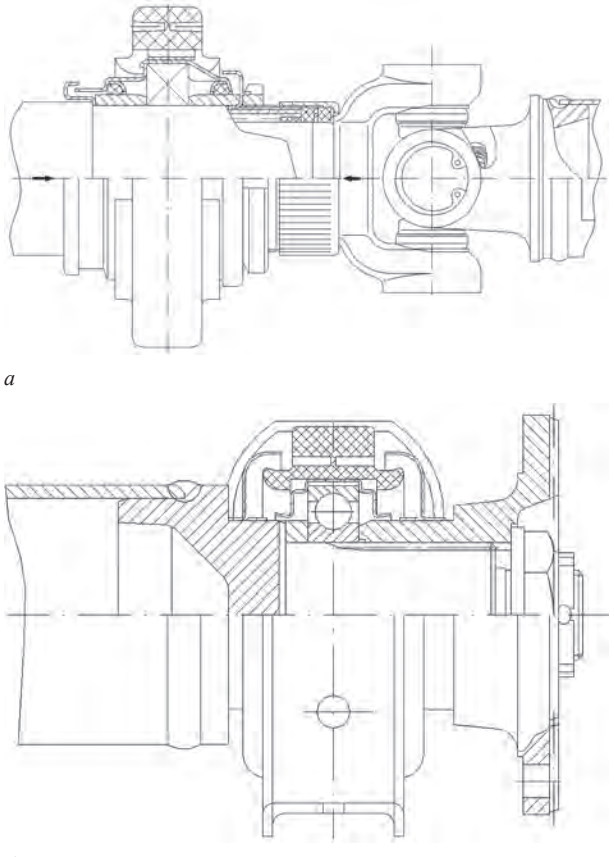


а



б

Рисунок 5 — Конструкции промежуточных опор легковых автомобилей: *а* — упругий элемент в виде двух резиновых цилиндров; *б* — упругий элемент в виде резиновых колец



а

б

Рисунок 6 — Конструкции промежуточных опор грузовых автомобилей: *а* — установка на вал с использованием шлицевого соединения; *б* — установка на вал с использованием болтового соединения

ных опор видно, что в них применяются шарикоподшипники закрытого типа с заложенной одноразовой смазкой. Надежность герметизации — условие безотказности и долговечности промежуточных опор — обеспечивается подшипниками закрытого типа с одноразовой смазкой и пылегрязезащитными кольцами-лабиринтами опор.

Заключение. Таким образом, снижение виброактивности вне зоны резонанса колебаний промежуточных опор можно обеспечить уменьшением в ней собственной частоты колебаний и затухания, характеризуемого коэффициентом ε.

Кроме того, рациональная величина жесткости упругого элемента промежуточных опор, которая обеспечивает уменьшение собственной частоты колебаний, должна быть реализована его конструкцией на стадии проектирования трансмиссии транспортного средства.

Список литературы

1. Кравченко, В.И. Карданные передачи: конструкции, материалы, применение / В.И. Кравченко, Г.А. Костюкович, В.А. Струк. — Мн.: Тэхналогія, 2006. — 409 с.
2. Заславский, О.Я. Системный подход как метод исследования долговечности карданной передачи / О.Я. Заславский // Автомобильная промышленность. — 1981. — № 11. — С. 21–24.
3. Беркер, А.Х. Проектирование универсальных шарниров и ведущих валов / А.Х. Беркер, И.Р. Вагнер, Н.В. Вебстер; под ред. К.И. Москвина. — Л.: Машиностроение, 1984. — 463 с.
4. Автомобильные транспортные средства. Передачи карданные автомобилей с шарнирами неравных угловых скоростей. Общие технические условия: ГОСТ 33669-2015. — Введ. 01.04.2017. — М.: Стандартинформ, 2017. — 20 с.
5. Методы создания конструкций карданных передач повышенного ресурса для неземных транспортных средств и сельскохозяйственной техники / Г.А. Костюкович, А.В. Попрукайло, Е.В. Овчинников [и др.] // Наука и техника. — 2023. — Т. 22, № 2. — С. 119–126. — DOI: https://doi.org/10.21122/2227-1031-2023-22-2-119-126.
6. Иванов, С.Н. Крутильные колебания карданной передачи в трансмиссии автомобиля / С.Н. Иванов, В.П. Мамаева, Ю.Г. Стефанович // Автомобильная промышленность. — 1974. — № 4. — С. 30–34.
7. Иванов, С.Н. Колебания и вибрации трансмиссий автомобилей / С.Н. Иванов // Автомобильная промышленность. — 2009. — № 8. — С. 16–21.
8. Гернет, М.Д. Определение моментов инерции / М.Д. Гернет, В.Ф. Ратобыльский; под ред. З.З. Анчурина. — М.: Машиностроение, 1969. — 247 с.
9. Карданные передачи ОАО «Белкард» и перспектива развития их конструкций / Г.А. Костюкович, М.Е. Кипнис, С.А. Носов, В.А. Савельев // Труды НАМИ. — 2019. — № 3. — С. 43–52.
10. Карданные передачи грузовых автомобилей. Проблемы и решения / С.Н. Иванов, А.И. Козадаев, Б.Е. Поваров, И.В. Сократо // Автомобильная промышленность. — 1992. — № 11. — С. 12–15.

Paprukaila A.V., Kastyukovich G.A., Kipnis M.E., Auchynnikau E.V.

Intermediate supports of cardan drives

The introduction and main sections substantiate the relevance of using intermediate supports in driveline designs. The objective of this study is to evaluate the vibration damping properties of intermediate supports, one of the most vibration-prone elements of the transmission. The designs of intermediate supports for passenger cars and trucks are analyzed. The vibration damping properties of the intermediate support as a single-mass oscillating system are assessed. Studies of driveline systems were conducted to determine the nature of intermediate support vibration resonance in the transmission in the vertical and horizontal planes during vehicle acceleration. It is shown that intermediate supports, as vibration isolators, are evaluated by the value of the transmission coefficient, which represents the ratio of the transmitted force to the disturbing force. A method for reducing vibration activity outside the intermediate support resonance zone is presented. The optimal material for intermediate supports is determined.

Поступила в редакцию 08.06.2026.

УДК 631.5

С.В. САВЧУК, канд. техн. наук, доц.; О.В. МАРТИНОВСКАЯ
Брестский государственный технический университет, г. Брест, Республика Беларусь

Т.Л. АЛЕКСАНДРОВА
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ АГРЕГАТА КОМБИНИРОВАННОГО ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕ-ПОСЕВНОГО АПП-6АБ

Представлены результаты эксплуатационно-технологической оценки комбинированного почвообрабатывающе-посевного агрегата АПП-6АБ с активными рабочими органами. В статье приведено описание конструкции машины, включающей вертикально-фрезерный культиватор и двухсекционный бункер пневматической высевающей системы. Исследования проводились в условиях предпосевной подготовки почвы на глубину 10 см с одновременным посевом семян тритикале озимого (норма высева 230 кг/га) при рабочей скорости 10 км/ч. Основное внимание уделено анализу показателей надежности: зафиксирована суммарная наработка 121,7 ч основного времени, определены значения наработки на отказ первой группы сложности (24,34 ч из-за износа прутков загортача) и второй группы (121,7 ч по причине обрыва проушины гидроцилиндра маркера). Отказов третьей группы не выявлено. Сделан вывод о приемлемом уровне безотказности для данных условий эксплуатации и намечены пути конструктивной модернизации уязвимых узлов.

Ключевые слова: *комбинированный почвообрабатывающе-посевной агрегат, механическая обработка почвы, ресурсосберегающее земледелие*

Введение. Обработка почвы важный и неотъемлемый этап общего цикла земледелия, напрямую влияющий на качество последующих работ и получаемый результат. Необходимо построить данный процесс таким образом, чтобы учесть множество факторов, так или иначе влияющих на процесс произрастания растений. Это в первую очередь регулирование плодородия почвы, оптимальный баланс органических и минеральных веществ, соблюдение агротехнически обоснованного севооборота высеваемых культур, создание и поддержание режима питания растений, подавление влияния сорняков и другие приемы, влияющие на получение эффективного результата, исходя из имеющихся агротехнических факторов и почвенно-климатических условий [1].

Для решения имеющихся задач созданы и применяются различные способы механической обработки почвы, такие как:

- отвальная обработка почвы — воздействие рабочих органов на почву для разрушения плотного пласта почвы, полного или частичного оборачивания обрабатываемого слоя, заделки органики и борьбы с болезнями и сорняками. При данном способе происходит вертикальное перемещение почвы с различными характеристиками. Достоинством данного метода является улучшение структуры почвы и насыщение ее кислородом, ускорение минерализации органики, уничтожение сорняков и заделка растительных остатков. Недостатком данного метода является формирование подплужной подошвы, повышенный риск образования ветровой и водной эрозии и достаточно высокие экономические затраты [2];
- безотвальная обработка — воздействие рабочих органов на почву без изменения положения пласта почвы в вертикальном направлении. При этом пожнивные остатки остаются на поверхности почвы, а сам почвенный горизонт разрыхляется на глубину от 10 до 40 см [3]. Достоинством данного метода является сохранение имеющейся структуры почвы, защита от ветровой и водной эрозии, влагосбережение и экономия энергетических затрат. Недостатком данного метода может являться более широкое использование химических препаратов для подавления сорняков и болезней, безусловное соблюдение агротехнологии в части севооборота, сроков выполнения агротехнических операций, применение специального оборудования [4].

Требованиям ресурсосберегающего земледелия в значительной степени соответствует весенняя обработка почвы, которая производится комбинированными почвообрабатывающе-посевными агрегатами, обладающими высокой производительностью и дающими возможность за один проход по полю выполнить все операции предпосевной обработки почвы и сев. Этот прием дает возможность повысить запас влаги за счет совмещения операций обработки и сева, позволяет улучшить экономическую составляющую за счет сокращения расхода топлива примерно наполовину, уменьшить уплотнение почвы за счет уменьшения проходов агрегата по полю. В целом это позволит повысить урожайность высеваемых культур. Комбинированные почвообрабатывающе-посевные агрегаты используются в агротехнологическом процессе после вспашки и безотвальной обработки. При совмещении операций предпосевной обработки почвы и сева в хозяйствах республики применяются агрегаты АПП-6АБ, АППМ-4, АППМ-6 ОАО «БЭМЗ»; АППА-6 ОАО «Бобруйскселькмаш»; АПП-6Г, АПП-6Д ОАО «Лидагропроммаш»; АКПД-6Р ОАО «Витебский мотороремонтный завод», а также аналогичные агрегаты импортного производства фирм Kverneland, LEMKEN, Horcsh, MASHIO GASPARDO. Использование современных конструкций комбинированных почвообрабатывающе-посевных агрегатов существенно расширяет возможности для своевременной и качественной обработки почвы. Однако следует иметь в виду, что при применении этих машин на фоне отвальной вспашки очень важно правильно выбирать тип рабочих органов, с учетом реальных почвенных условий. На песчаных, супесчаных, легкосуглинистых почвах для предотвращения

эрозионных процессов целесообразно и эффективно используются комбинированные агрегаты с пассивными рабочими органами, а на тяжелых суглинистых и глинистых — с активными рабочими органами [5].

Одной из разновидностей отвальной обработки является обработка почвенного горизонта с помощью вертикально-фрезерного культиватора, который производит обработку почвы ножами, установленными попарно и вращающимися в вертикальной плоскости, а также последующее выравнивание и уплотнение обработанной почвы для осуществления операции сева [6].

Среди отечественных конструкций подобного типа можно выделить разработку конструкторской службы ОАО «БЭМЗ» — агрегат комбинированный с активными рабочими органами АПП-6АБ.

Основная часть. Конструкция и устройство агрегата АПП-6АБ. Агрегат комбинированный почвообрабатывающе-посевной АПП-6АБ предназначен для предпосевной обработки средних и тяжелых по механическому составу почв и посева зерновых, зернобобовых, крестоцветных культур и льна. Может использоваться как в отвальных, так и безотвальных системах обработки почвы и посева. Данная машина функционирует на всех типах дерново-подзолистых почв, подготовленных в соответствии с ГОСТ 26711-89 [7].

Основные технические характеристики агрегата приведены в таблице.

Агрегат почвообрабатывающе-посевной с активными рабочими органами АПП-6АБ (рисунок 1) состоит из почвообрабатывающего орудия 1 (складной ротационной бороны NGS), высевающего устройства 2 (двухсекционного бункера), а также брусов сошниковых 3 с брусами поворотными 4, сошниками 13, воздуховодов 5 с распределителями 6. В агрегат входят также стойки 7, установленные на двух осях 8, опоры 9, трубы 10, панели 11, держатели 12, сошники 13 и устройство загортачное 14. Соединение трактора и бороны осуществляется через карданный вал.

Двухсекционный бункер (рисунок 2) состоит из рамы 1, корпуса бункера 2, привода дозаторов 3, пневматической системы транспортирования семян, состоящей из вентилятора 4, катушек аппаратов высевающих 5, изогнутых воздуховодов 6, двух аппаратов высевающих 7, тента 8, камер приемных аппаратов высевающих 9 и автоматизированной системы контроля высева (АСКВ).

Привод агрегата осуществляется через приводное колесо 3, которое путем использования цепной передачи

Таблица — Основные технические характеристики

Наименование показателя	Значение показателя
Марка	АПП-6АБ
Тип	монтируемо-навесной
Производительность за 1 ч основного времени (при длине гона не менее 1000 м), га	4,8–6,0
Рабочая скорость движения на основных операциях, км/ч	6–10
Транспортная скорость, не более, км/ч	15
Рабочая ширина захвата, м	6,0 ± 0,01
Масса сухая конструкционная, кг	7800
Габаритные размеры, не более, мм: - в рабочем положении: ширина (без учета маркеров) длина высота (по трактору) - в транспортном положении: ширина длина высота	 6500 10 800 3270 4400 10 700 4000
Конструктивные требования к роторам: - количество роторов в секции, шт. - диаметр ротора по концам зубьев, мм - количество зубьев, шт.: на роторе на агрегате - длина зуба, мм - установочная частота вращения ротора (при частоте вращения ВОМ 1000 мин$^{-1}$), мин$^{-1}$ - минимальное расстояние между концами зубьев роторов в смежных секциях, мм	 24 220 ± 5 2 48 240 ± 5 410 и 318 10 ± 5
Дорожный просвет, не менее, мм	400 (по трактору)
Вместимость бункера, дм^3	1650 ± 10
Количество персонала по профессиям, необходимое для обслуживания операций, непосредственно связанных с работой агрегата, чел.	1 (тракторист-машинист)
Глубина обработки почвы, см	1–15
Ширина междурядий, мм наральниковых и однодисковых сошников для льняных сошников	 125 ± 10 62,5
Срок службы, лет	8

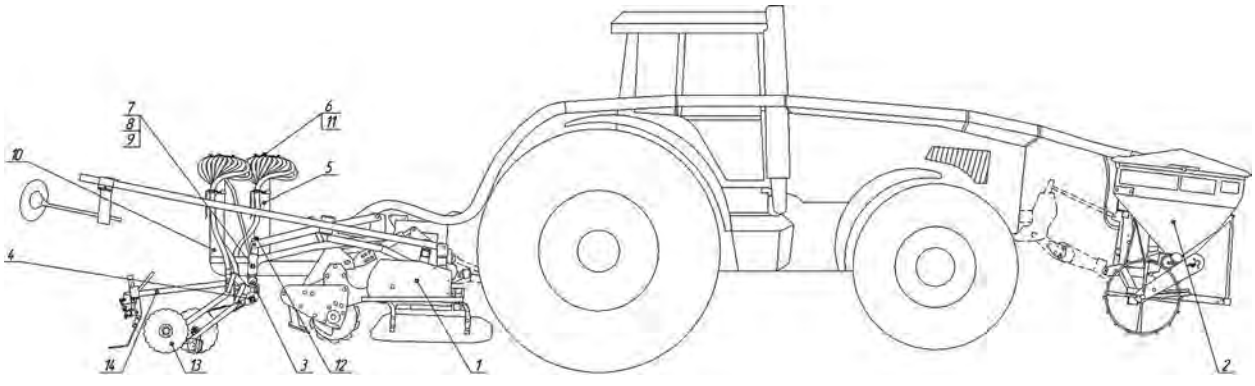


Рисунок 1 — Общий вид агрегата АПП-6АБ

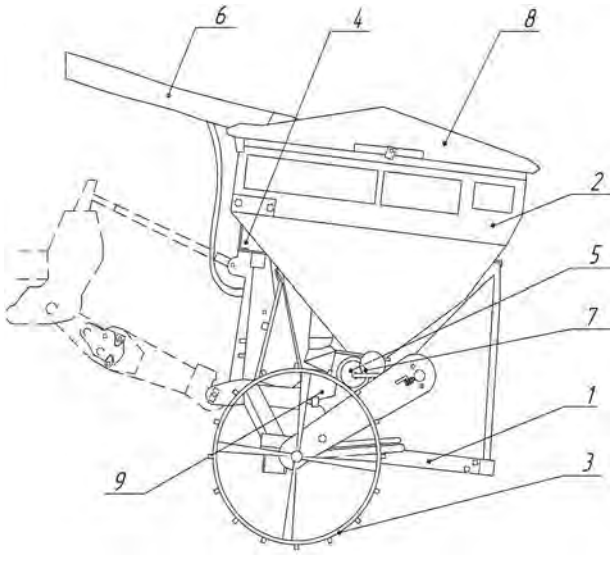


Рисунок 2 — Общий вид двухсекционного бункера

передает вращающий момент на карданный вал. Вал в свою очередь вращает два аппарата высевающих 7. Конструктивно в аппарате высевающем присутствует желобчатая катушка, ячейки которой заполняются при вращении катушки семенным материалом из бункера и перемещаются транспортную магистраль, количество подаваемого семенного материала зависит от пройденного приводным колесом пути и объема ячеек катушки. Далее вентилятор 4 нагнетает воздушный поток в транспортную магистраль, где он смешивается с семенным материалом, и воздушно-семенная смесь транспортируется по магистрали 5 в распределители семян 6 через семяпроводы к сошникам 13. Скорость вращения вентилятора и соответственно движения воздушного потока регулируется через пульт управления в кабине транспортного средства в зависимости от вида высеваемых культур. Количество семенного материала, попадающего в транспортную магистраль, ограничивается объемом секции желобчатой катушки. Для исключения повреждения семян в аппарате высевающем конструктивно предусмотрены резиновые уплотнители и специальная капроновая щетка, выполняющие роль защиты и исключающие самопроизвольное просыпание семян из высевающего аппарата при работе агрегата и возникающих при этом вибрациях. В зависимости от необходимой агротехнической нормы высева может производиться регулировка аппарата высевающего путем изменения ширины катушки и соответственно путем изменения ее объема. При этом передаточное число между механизмом привода дозаторов и катушкой высевающего аппарата всегда одинаковое.

Устройство вертикально-фрезерного культиватора представлено на рисунке 3.

Вертикально-фрезерный культиватор монтируется на трехточечную навеску трактора и состоит из двух секций, складываемых и раскладываемых с помощью силовых гидроцилиндров. На каждой секции установлен редуктор, с помощью которого приводятся в действие роторные секции (по 12 на каждую половину). Привод редук-

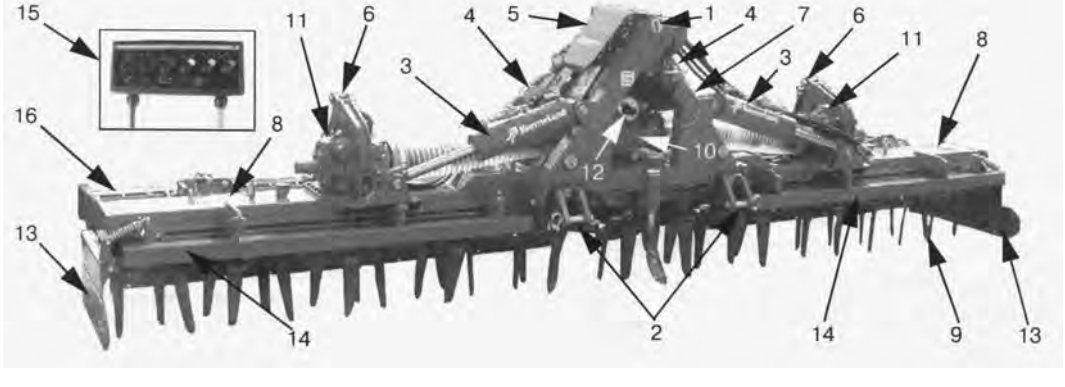


Рисунок 3 — Общий вид вертикально-фрезерного культиватора: 1–3 — точка крепления; 2 — нижние точки крепления; 3 — гидроцилиндры для складывания агрегата; 4 — зажимы для фиксации агрегата в сложенном положении; 5 — гидравлические распределители; 6 — устройство гидравлической регулировки катков; 7 — крюк для карданного вала; 8 — складные секции; 9 — органы обработки почвы; 10 — центральный узел передач с рычажным управлением; 11 — боковые узлы редуктора; 12 — переднее ограждение карданного вала; 13 — боковые щитки; 14 — защитные ограждения; 15 — гидростанция; 16 — зубчатый каток

тора осуществляется через центральный узел передач 10 от карданного вала, соединяемого с ВОМ трактора, частотой вращения 1000 об/мин. Для предотвращения выброса почвенных остатков, камней, поврежденных элементов машины, конструкцией предусмотрены защитные элементы в виде боковых щитков и защитных ограждений. От самопроизвольного раскладывания боковых секций предусмотрена механическая защита в виде зажимов 4 для фиксации агрегата в сложенном положении.

Обработка почвы происходит в несколько этапов этапа: вертикально-фрезерный культиватор с силовым приводом приводит во вращение 24 роторных секции. На каждой секции установлено в вертикальном положении два ножа (зуба) 9, которые вращаются друг относительно друга во встречном направлении с частотой вращения от 280 от 400 об/мин (регулировка частоты вращения производится ступенчато перед началом работы через центральный узел передач с рычажным управлением 10), при этом сам агрегат почвообрабатывающе-посевной движется по полю на рабочей скорости. Сочетание последовательного движения агрегата по полю и вращение вертикальных роторов обеспечивают качественную обработку почвы и создание мелкокомковатой структуры. Вертикальные зубья имеют подвижное и быстросъемное крепление к ступице, которое позволяет им смещаться при столкновении с камнями, тем самым обеспечивая дополнительную защиту от выхода из строя при работе, а также быструю замену в случае поломки. Далее планировочный брус, расположенный за роторными секциями и регулируемый механически с помощью талрепов в вертикальной плоскости, производит выравнивание обработанной ножами почвы, а прикатывающий каток 16, имеющий в зависимости от физико-механического состава почвы различную конструкцию (зубчатый, трубчатый, планчатый, дисковый), производит окончательное выравнивание и уплотнение поверхности поля в соответствии с агротехническими требованиями. Регулировка положения катка в вертикальной плоскости может осуществляться с помощью гидроцилиндров (опционально), на шток которых устанавливаются компенсаторные шайбы, регулирующие и ограничивающие ход цилиндра, или с помощью механических талрепов. Прикатывающий каток выступает в качестве основного опорного элемента, относительно него производится регулирование глубины обработки почвы рабочими органами складных секций, а также регулирование планировочного бруса. Выравнивание в продольной плоскости между ротационной бороной и трактором происходит за счет заднего навесного устройства [8].

Загортачное устройство (рисунок 4) крепится скобой 2 на сошниковом брусе 1 и состоит из держателя 3, рычага 4, прижима 5, загортачей 6, кронштейнов 7, 12, бруса 8, пластины 9, пружины 10, регулятора 11, стойки 13.

Регулирование принудительного давления загортачей на почву осуществляется за счет изменения натяжения пружин с помощью поворота рукояток. Выбор оптимального положения рабочих поверхностей загортачей относительно поверхности почвы по высоте и углу наклона осуществляется дискретной перестановкой поперечной балки устройства, с крепящимися на ней загортачами, относительно неподвижной его части [9].

Привод агрегата от вала отбора мощности трактора обеспечивает качественное и интенсивное измельчение, перемешивание и рыхление почвы, создавая однородный мелкокомковатый слой за один проход, эффективно уничтожает сорняки и производит заделку гранулированных удобрений, данный подход заменяет несколько агротехнических операций при классической обработке почвы.

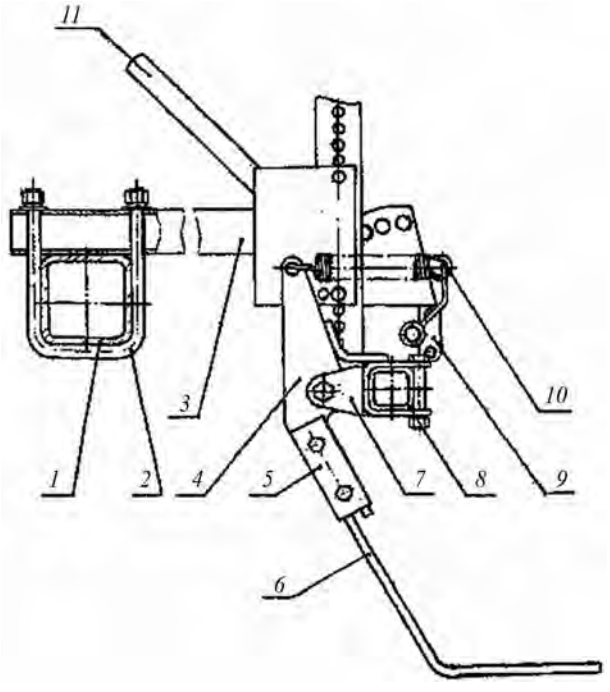


Рисунок 4 — Загортачное устройство: 1 — сошниковый брус; 2 — скоба; 3 — держатель; 4 — рычаг; 5 — прижим; 6 — загортачи; 7, 12 — кронштейны; 8 — брус; 9 — пластина; 10 — пружина; 11 — регулятор (рукоятка); 13 — стойка

Результаты испытаний на надежность. Эксплуатационно-технологические показатели определялись при работе агрегата на предпосевной подготовке почвы с одновременным посевом семян тритикале озимого с глубиной обработки почвы 10 см, нормой высева 230 кг/га глубиной заделки 3,0 см при движении со средней скоростью 10 км/ч. В результате расчетов эксплуатационно-технологических показателей получены следующие значения.

Наработка на отказ первой группы сложности:

$$T_0^1 = \frac{T}{m^1},$$

где T — наработка машины в часах основного времени (121,7); m^1 — количество отказов первой группы сложности (износ пяти прутков загортача в месте изгиба).

Наработка на отказ первой группы сложности T_0^1 составила 24,34 ч.

Наработку на отказ второй группы сложности определим из выражения:

$$T_0^2 = \frac{T}{m^2},$$

где m^2 — количество отказов второй группы сложности (обрыв проушины крепления гидроцилиндра маркера). Тогда $T_0^2 = 121{,}7$ ч.

Отказов третьей группы сложности за время испытаний не зафиксировано.

Заключение. Агрегат АПП-6АБ особенно эффективен при работе на тяжелых почвах, при освоении целинных

земель, обработке неудобиц, окультуривании прибрежных полос, подготовке гряд, а также для создания мелкокомковатой структуры (80 % частиц < 10 мм [10]).

К основным преимуществам представленной машины можно отнести создание мелкокомковатой, хорошо аэрируемой структуры, объединение операций рыхления, выравнивания, уплотнения семенного ложа за один проход агрегата, что в целом приводит к сокращению времени на проведение работ и обеспечение выполнения посевных работ в установленные кратчайшие агротехнические сроки.

В ходе эксплуатационно-технологической оценки агрегата при предпосевной подготовке почвы на глубину 10 см с одновременным посевом семян тритикале озимого и средней рабочей скоростью 10 км/ч подтверждена его общая работоспособность. За время испытаний зафиксирована суммарная наработка в объеме 121,7 ч основного времени. По результатам расчетов показатель безотказности по отказам первой группы сложности составил 24,34 ч, а по второй группе — 121,7 ч. Отказов третьей группы сложности за весь период наблюдений не зафиксировано. Полученные значения свидетельствуют о приемлемом уровне надежности основных узлов машины для данных условий эксплуатации, однако выявленный износ элементов загортача указывает на необходимость усиления конструкции данной детали или применения более износостойких материалов.

Список литературы

1. Лепешкин, Н.Д. Повышение качества и снижение ресурсопотребления на обработке почвы при использовании блочно-модульной многофункциональной техники / Н.Д. Лепешкин, А.А. Точицкий, Д.В. Заяц // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 21–22 окт. 2015 г.: в 2 т. / НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства; редкол.: П.П. Казакевич (гл. ред.), С.Н. Поникарчик. — Мн., 2015. — Т. 1. — С 116–119.
2. Лепешкин, Н.Д. Об использовании машин для вертикальной обработки почвы в условиях Республики Беларусь / Н.Д. Лепешкин, В.В. Мижурин, А.А. Зенов // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. темат. сб. / НПЦ НАН Беларуси по механизации сел. хоз-ва. — Мн., 2013.— Вып. 47, т. 1. — С. 37–43.
3. Небышинец, С. Обработка почвы — ОСНОВА земледелия / С. Небышинец // Syngenta.by. — URL: https://www.syngenta.by/novosti/tehnologiya-primeneniya/obrabotka-pochvy-osnova-zemledeliya / (дата обращения: 02.02.2026).
4. Лепешкин, Н.Д. Анализ конструкций рабочих органов для глубокой безотвальной обработки почвы / Н.Д. Лепешкин, Н.С. Высоцкая, А.Н. Юрин // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 19–20 окт. 2010 г.: в 2 т. / НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства; редкол.: П.П. Казакевич (гл. ред.), О.О. Дударев. — Мн., 2010. — Т. 1. — С. 120–125.
5. Савчук, С.В. Ресурсосберегающие технологии и их особенности / С.В. Савчук, Н.Д. Лепешкин // Новые технологии и материалы, автоматизация производства: сб. ст. междунар. науч.-техн. конф., Брест, 30 окт.–01 нояб. 2025 г. / БрГТУ; редкол.: С.Р. Онысько, А.И. Веремейчик, С.В. Монтик [и др.]. — Брест, 2025. — С. 192–196.
6. Привалов, Ф.И. Резервы ресурсосбережения в растениеводстве / Ф.И. Привалов // Земледелие и селекция в Беларуси: сб. науч. тр. // Научно-практический центр НАН Беларуси по земледелию; редкол.: М.А. Кадыров (гл. ред.) [и др]. — Несвиж, 2007. — Вып. 43. — С. 3–13.
7. Кухарчук, А.И. Агрегат комбинированный почвообрабатывающе-посевной с активными рабочими органами АПП-6АБ «Берестье» и его модификации / А.И. Кухарчук, В.Н. Жиян, И.В. Синюкович; ОАО «Брестский электромеханический завод». — Введ. 01.06.2008. — Брест, 2008. — С. 8–19.
8. Кухарчук, А.И. Агрегат прямого посева АПП-6НТ «Берестье» и его модификации: руководство по эксплуатации / А.И. Кухарчук, В.Н. Жиян, И.В. Синюкович; ОАО «Брестский электромеханический завод». — Введ. 01.06.2008. — Брест, 2008. — С. 10–19.
9. Лепешкин, Н.Д. К обоснованию типа дискового рабочего органа почвообрабатывающего агрегата для влагонакопления и влагозадержания на склоновых землях / Н.Д. Лепешкин // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. темат. сб. / НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства. — Мн., 2022. — Вып. 55. — С. 148–157.
10. Обработка почвы перед посевом // LNZWeb.com. — URL: https://lnzweb.com/ru/blog/obrobka-gruntu-pered-posivom?srsltid=AfmBOop3W_5c2wG5IaDWrqg8Ozmd2h0_ZegZ-VDEsp7gCm_BdDrGCBNaF (дата обращения: 02.02.2026).

Savchuk S.V., Martinovskaya O.V., Alexandrova T.L.

Test results of the APP-6AB combined tillage and seeding unit

The article presents the results of an operational and technological evaluation of the APP-6AB combined tillage and seeding unit equipped with active working bodies. The paper provides a description of the machine's design, which includes a vertical rotary cultivator and a two-section pneumatic metering hopper system. The research was conducted under conditions of pre-sowing soil cultivation to a depth of 10 cm with simultaneous sowing of winter triticale seeds (at a seeding rate of 230 kg/ha) at an operating speed of 10 km/h. Primary focus is placed on the analysis of reliability indicators: a total running time of 121.7 h of main time was recorded, while mean time to failure values were determined for failures of the first complexity group (24.34 h due to wear of the harrow tines) and the second complexity group (121.7 h caused by the detachment of the hydraulic cylinder marker lug). No third-group failures were identified. A conclusion is drawn regarding the acceptable level of faultlessness for these operating conditions and the ways of constructive modernization of vulnerable units are outlined.

Поступила в редакцию 17.08.2026.

УДК 614.846.63

Е.Г. КАЗУТИН, канд. техн. наук
Университет гражданской защиты МЧС Республики Беларусь, г. Минск, Республика Беларусь

А.С. СКОРОХОДОВ, канд. техн. наук, доц.; М.К. НАТУРЬЕВА
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА МАТЕРИАЛОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ЦИСТЕРН ПОЖАРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ, С УЧЕТОМ РАСХОДА ИХ РЕСУРСА

Рассмотрены вопросы применения различных материалов для пожарных автоцистерн, причины развития и накопления в них повреждений, возникающих при одновременном воздействии переменных напряжений и коррозионных сред. Проанализирован расчетный расход ресурса цистерн из различных металлических материалов. Проведен анализ обработки нарядов-заданий технического обслуживания и ремонта пожарных автоцистерн за 20 лет в Производственно-техническом центре Минского городского управления МЧС Республики Беларусь. Осуществлена экономическая оценка применения различных материалов для изготовления металлических цистерн. Приведен пример расчета стоимости цистерны с учетом цены и количества используемого материала для изготовления основной составной части — обечайки (без учета технологического процесса). Обосновано, с точки зрения организации ремонтных работ, что для изготовления цистерн, эксплуатируемых в сельской местности, наиболее рациональным является применение углеродистой стали, а в крупных городах — нержавеющей стали. В перспективе полученные данные могут быть использованы при анализе тенденций перехода пожарной аварийно-спасательной техники на отечественное шасси МАЗ с цистернами из нержавеющей стали.

Ключевые слова: *пожарная автоцистерна, материал цистерны, циклическая усталость, пробег, время эксплуатации, расход ресурса*

Введение. В производстве цистерн для пожарных автомобилей (ПА) используют чаще всего углеродистую сталь (Ст3), нержавеющую сталь (12Х18Н10Т) и реже — алюминиевый сплав (АМг5). Например, в США широкое применение получили ПА с цистернами, изготовленными из алюминиевого сплава [1]. В Европейском союзе используются пластиковые цистерны [2] и цистерны из нержавеющей стали. Большинство ПА государств постсоветского пространства имеют цистерны, изготовленные из стальных листов толщиной 3–4 мм. Существенным недостатком таких цистерн является их сравнительно низкая долговечность из-за коррозии и появления трещин [3], поэтому после их изготовления или восстановления после ремонта требуется подготовка и проведение покрасочных работ (зачистка, обезжиривание, окрашивание) [4]. Внутренние и наружные поверхности покрываются слоями химически стойких грунтов и эмалей [5, с. 240–242]. Именно из-за этих недостатков наметился переход на металлические цистерны ПА из более дорогой нержавеющей стали [6]. В свою очередь, массовый переход на новые конструкционные материалы, применяемые для изготовления цистерн, сдерживает их стоимостной параметр, приводящий к удорожанию всего ПА. Таким образом, исследования экономической и технической целесообразности применения различных материалов для изготовления цистерн ПА являются весьма актуальными.

Следует отметить, что большинство материалов не обладает неограниченным сроком службы при циклических нагрузках, и их разрушение происходит при некотором, достаточно большом числе циклов нагружения [7, с. 76, 77].

В соответствии с ГОСТ 23207-78 [8] различают многоцикловую и малоцикловую усталость. Образование трещин в цистернах ПА обусловлено многоцикловой усталостью, при которой повреждение или разрушение материала происходит в основном при упругом деформировании (рисунок 1, участок III) [9, с. 17–19].

Кривые усталости (Велера) для стали и алюминиевого сплава показаны на рисунке 2. У сталей кривая усталости имеет прямой участок, определяющий предел усталости. При напряжениях ниже этого предела усталости материал никогда не разрушится. Цветные металлы не имеют физического предела выносливости [10], поэтому для большинства алюминиевых сплавов всегда в результате циклического напряжения будет происходить разрушение, хотя в диапазоне больших значений долговечности наклон кривых становится небольшим. Для них определяют ограниченный предел выносливости (σ_{RN}) при N циклах (см. рисунок 2).

Кроме того, применение в изготовлении цистерн ПА алюминиевого сплава затруднено использованием для целей пожаротушения пенообразователя, интенсивно разрушающего сплав при попадании в цистерну с водой.

Рисунок 1 — Полная кривая усталости [10]

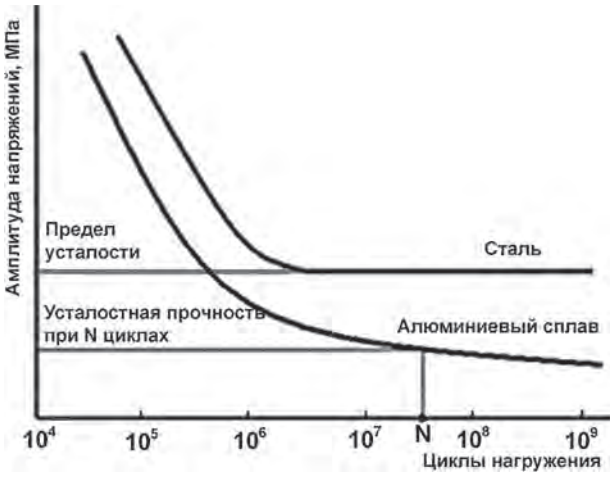


Рисунок 2 — Кривая усталости для стали и алюминиевого сплава [11]

Возникновение усталости цистерн ПА связано с процессом развития (накопления) повреждений, возникающих при одновременном воздействии переменных напряжений и коррозионных сред, вызывающих уменьшение долговечности. Данное явление в ГОСТ 23207-78 [8] определяется термином «коррозионная усталость».

Нагрузки переменного напряжения приводят к появлению усталости металла. Когда переменное напряжение превышает предел усталости металла, постоянное число циклов переменной нагрузки уменьшается, что приводит к увеличению напряжения, усталостному растрескиванию и разрушению материала (рисунок 3, кривая 1). Если детали машин испытывают воздействие нагрузки переменного напряжения и коррозионной среды, это меняет форму и положение кривой Велера. Кривая усталости при коррозионном воздействии постоянно снижается, поэтому металл не имеет предела усталости (см. рисунок 3, кривую 2).

Вид кривой определен тем, что при отсутствии переменных напряжений деталь разрушится от коррозионного воздействия. За условный предел выносливости металла при коррозионном воздействии (для цистерн ПА обозначим его через допускаемое число циклов нагружения с учетом коррозионного воздействия) принимают напряжение максимальной величины, при котором разрушение материала не наблюдается после совместного действия коррозии и определенного числа циклов ($N \approx 10^7$) нагрузки переменного напряжения [12, с. 336].

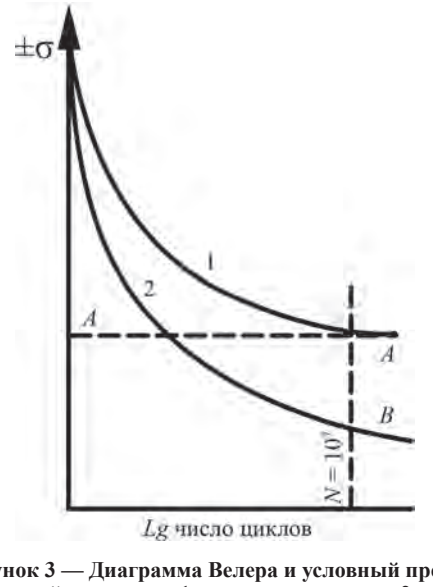


Рисунок 3 — Диаграмма Велера и условный предел коррозионной усталости: 1 — кривая усталости; 2 — кривая коррозионной усталости; *А–А* — предел усталости; *В* — условный предел коррозионной усталости

Согласно данным [13], для стальных цистерн ПА допустимое число циклов нагружения с учетом коррозионного воздействия $[N] = 10 \cdot 10^6$, для алюминиевых — $[N] = 5 \cdot 10^6$. Пробег (регламентируемый наступлением критического состояния для шасси ЗИЛ и МАЗ) для цистерн из нержавеющей стали не превышает 170 тыс. км, продолжительность (время) эксплуатации (срок службы) цистерны — 30 лет.

В связи с вышеизложенным, основной *целью данной работы* является оценка эффективности применения различных металлических материалов для изготовления цистерн ПА.

Для достижения поставленной цели необходимо оценить количество оснащенных цистернами ПА, установить применяемые в них материалы, частоту и зависимость проведения ремонтов цистерн, выполнить экономическую оценку применения материалов для изготовления цистерн.

Анализ периодичности ремонта пожарных автоцистерн. По приведенным в работе [13] зависимостям можно определить расход ресурса цистерн ПА из различных металлических материалов. Расход ресурса цистерн из углеродистой стали в зависимости от пробега ПА составляет от 65,1 до 92,8 %, из нержавеющей стали — от 0,1 до 79,5 %, из алюминиевого сплава — от 8,3 до 98,3 %. Из этого следует, что цистерны из нержавеющей стали будут иметь гарантированный остаточный ресурс на протяжении всего времени эксплуатации ПА [14].

Проведенный анализ обработки нарядов-заданий технического обслуживания и ремонта пожарных автоцистерн (ПАЦ) за 20 лет в Производственно-техническом центре Минского городского управления МЧС Республики Беларусь (ПТЦ МГУ МЧС РБ) позволил получить данные о количестве ремонтов цистерн ПА (таблица 1) [3].

По полученным данным, за исследованный период ремонт цистерн в ПТЦ проводился на 10 различных марках ПАЦ. При этом данному ремонту подверглись 27 ПА. Всего цистерны ремонтировали 59 раз. Чаще всего ремонт цистерн проводился на АЦ-2,5-40 (4333) — 20 раз, и АЦ-5,0-40 (5337) — 14 раз. Эти ПАЦ имеют и наибольшие общие пробеги за год (таблица 2), что определяет имеющуюся зависимость количества неисправностей цистерн от интенсивности эксплуатации ПА.

Аналогичное АЦ-2,5-40 (4333) устройство цистерны и ее крепления имеют автомобили АЦ-40 (4314), АЦ-40 (131), АЦ-3,0-40 (4334). Остальные марки ПАЦ имеют единичные выявленные случаи проведения ремонта цистерн и мест их крепления. На АЦ-2,5-40 (4333) установлены цистерны, изготовленные из углеродистой стали, а на АЦ-5,0-40 (5337) — из нержавеющей стали.

По полученным данным для АЦ-2,5-40 (4333) и АЦ-5,0-40 (5337) за 20 лет проведения ремонтов в ПТЦ МГУ МЧС РБ, восстановление цистерн проводилось 34 раза. В 31 случае потеря герметичности цистерны наступала из-за образования сквозных трещин в обечайке. В трех случаях неисправность возникала из-за конструктивных частей цистерны ПА: трещин в кронштейнах (опорах) крепления и лонжероне рамы, обрыва волноломов. В восьми случаях потребовалось повторное проведение работ в течение одного календарного года. Это связано

Таблица 1 — Проведенные в ПТЦ МГУ МЧС РБ ремонты цистерн ПА

Марка ПА	Базовое шасси	Вместимость цистерны, л	Количество ПА с ремонтом цистерн, шт.	Количество ремонтов цистерн, раз	Удельное количество ремонтов на одну цистерну	Материал цистерны
АЦ-2,0-33/4	4370	2000	2	3	1,5	Нержавеющая сталь
АЦ-40	4314	2360	1	1	1,0	Углеродистая сталь
АЦ-40	131	2400	3	3	1,0	Углеродистая сталь
АЦ-2,5-40	5337	2500	2	3	1,5	Нержавеющая сталь
АЦ-2,5-40	4333	2500	8	20	2,5	Углеродистая сталь
АЦ-3,0-40	4334	3000	3	6	2,0	Углеродистая сталь
АЦ-5,0-50/4	5337	5000	1	1	1,0	Нержавеющая сталь
АЦ-5,0-40	5337	5000	4	14	3,5	Нержавеющая сталь
АЦ-5,0-40	4311	5000	2	4	2,0	Углеродистая сталь
АЦ-40	5321	5800	1	4	4,0	Углеродистая сталь

Таблица 2 — Среднегодовые пробеги ПАЦ

Марка ПАЦ	Общий пробег с начала эксплуатации, км	Пробег за год, км		
		по спидометру	приведенный*	общий
АЦ-2,0-33/4 (4370)	17 112	1372	2872	4244
АЦ-2,5-40 (4333)	40 567	2040	11 457	13 497
АЦ-2,5-40 (5337)	37 802	1387	4472	5859
АЦ-5,0-40 (5337)	31 690	2225	5885	8203
АЦ-7,0-40 (4311)	42 983	1882	4400	6283

*Приведенный пробег определяется, исходя из того, что при стационарных режимах работы двигателя в течение одного часа его износ эквивалентен износу при пробеге 50 км.

с тем, что в месте ранее образовавшейся трещины были проведены сварочные работы, создающие концентрацию напряжений и вызывающие выгорание углерода из расплавленного металла. Недостаточная защита этих мест окрашивающими составами приводит к коррозии сварного шва и, в результате действующих на цистерну нагрузок от перевозимого огнетушащего вещества, к образованию новых трещин в месте ранее проведенного ремонта.

Таким образом, можно сделать выводы о том, что наибольшее количество ремонтов проводилось на цистернах из углеродистой стали (38 раз), в свою очередь требовался ремонт и цистернам из нержавеющей стали (21 раз), здесь основным фактором являлась лучшая их защищенность от коррозионного воздействия (см. таблицу 1). Зависимость от среднегодовых пробегов (см. таблицу 2) показывает, что у цистерн из углеродистой стали они больше (эксплуатируются преимущественно в сельской местности), чем у цистерн из нержавеющей стали (эксплуатируются в населенных пунктах).

Экономическая оценка применения различных материалов для изготовления металлических цистерн. Экономическую оценку применения материалов для изготовления металлических цистерн проведем для пожарного автомобиля АЦ-5,0-40 (5337). В настоящее время ООО «Пожснаб» устанавливает на данный тип ПА цистерны из углеродистой и нержавеющей стали [15]. Алюминий и его сплавы для изготовления цистерн на предприятии не используются, поэтому расчет для этого материала сделан для сравнения.

Ориентировочная стоимость цистерны определена с учетом цены и количества используемого материала для изготовления основной составной части — обечайки, без учета технологического процесса, считая, что в его основе лежат идентичные для всех рассмотренных материалов правила и нормы производства.

Размеры цистерны АЦ-5,0-40 (5337), эксплуатируемой в Университете гражданской защиты МЧС Республики Беларусь (рисунок 4): длина a = 3,1 м; ширина b = 1,6 м; высота h = 1,1 м; толщина стенки l = 0,004 м (для стали) и l = 0,005 м (для алюминиевого сплава).

Обечайка цистерны близка по форме полому параллелепипеду. Масса цистерны m (кг) определяется по формуле:

$$m = \rho \cdot V_{ц}, \quad (1)$$

где ρ — плотность материала цистерны, кг/м^3; $V_{ц}$ — объем материала цистерны, м^3.

Для углеродистой стали (Ст3) ρ = 7800 кг/м^3, для нержавеющей стали (12Х18Н10Т) — 7900 кг/м^3, для алюминиевого сплава (АМг5) — 2650 кг/м^3 [16, с. 259].

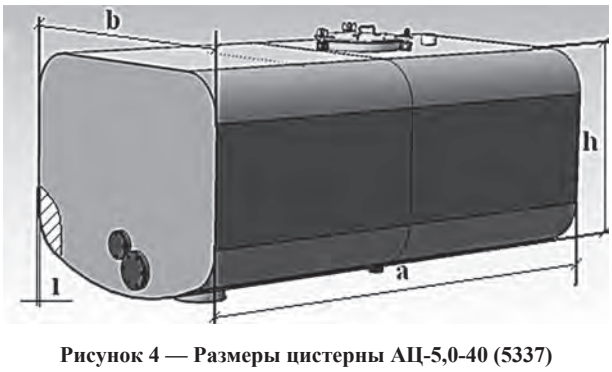


Рисунок 4 — Размеры цистерны АЦ-5,0-40 (5337)

Таблица 3 — Результаты экономической оценки применения материалов для изготовления цистерн АЦ-5,0-40 (5337)

Марка материала цистерны	Масса цистерны m, кг	Общая площадь окрашенной поверхности $S_ц$, м^2	Стоимость материалов защиты, $С_з$, руб.	Стоимость материала цистерны, $С_ц$, руб.
Углеродистая сталь (Ст3)	631,8	40,5	60	1308
			1368	
Нержавеющая сталь (12Х18Н10Т)	639,9	—	—	**6840**
Алюминиевый сплав (АМг5)	268,0	—	—	**3420**

С учетом того, что цистерна — это полый параллелепипед, состоящий из шести листов с размерами, представленными на рисунке 4, объем использованного металла $V_ц$ (м^3):

$$V_ц = (a \cdot b \cdot l) \cdot 2 + (a \cdot h \cdot l) \cdot 2 + (b \cdot h \cdot l) \cdot 2. \quad (2)$$

Ориентировочная стоимость цистерны (материала, из которого она изготовлена) $С_ц$ (руб.) определяется по формуле:

$$С_ц = Ц \cdot m, \quad (3)$$

где Ц — средневзвешенная цена материала, из которого изготовлена цистерна, руб./т.

По результатам торгов на Белорусской универсальной товарной бирже [17] средняя цена металла на май 2026 года составляет: для углеродистой стали (Ст3) — 2070 руб./т, нержавеющей стали (12Х18Н10Т) — 10 690 руб./т, алюминиевого сплава (АМг5) — 12 760 руб./т.

Результаты исследования воздействия на материал, из которого изготовлена цистерна, показали, что цистерну из углеродистой стали обязательно нужно защищать от коррозии. Защиту цистерны обеспечим специальным химически стойким покрытием, покрыв ее грунт-эмалью УР-2К ИП ОАО «Абразивхимсбыт» [18].

Необходимый средний расход лакокрасочных материалов с двусторонним однослойным покрытием составляет: для грунт-эмали — 100 г/м^2, для отвердителя — 15 г/м^2, для разбавителя — по необходимости [19]. С учетом средней цены лакокрасочных материалов определим стоимость защитного покрытия всей цистерны $С_з$, руб. По данным на май 2026 года средняя цена производителя грунт-эмали УР-2К ИП —14,5 руб./кг, разбавителя — 5 руб./кг [18].

Площадь поверхности цистерны (полого параллелепипеда) $S_ц$ (м^2) (см. рисунок 4) с учетом необходимости окраски снаружи и внутри равна:

$$S_ц = 2 \cdot 2 \cdot (a \cdot b + b \cdot h + a \cdot h). \quad (4)$$

Результаты расчета экономической оценки применения материалов для изготовления цистерн пожарного автомобиля АЦ-5,0-40 (5337) представлены в таблице 3. Полученные данные стоимости материалов, используемых для изготовления цистерн, являются основой для экономической оценки применения цистерн ПА с учетом особенностей их эксплуатации.

Заключение. С точки зрения организации ремонтных работ, для цистерн ПА, эксплуатируемых в сельской местности, наиболее рациональным является применение наиболее дешевой по стоимости углеродистой стали, их можно быстро отремонтировать в подразделении части или мастерских машинного двора сельскохозяйственного предприятия. Однако недостаточная защита этих мест окрашивающими составами приводит к коррозии сварного шва и, в результате действующих на цистерну нагрузок — к образованию новых трещин в месте ранее проведенного ремонта.

Цистерны из нержавеющей стали для проведения ремонта требуют специального оборудования, применяемого в ПТЦ МГУ МЧС РБ или крупных авторемонтных предприятий. Поэтому использование нержавеющей стали (со стоимостью в 5 раз выше, чем углеродистой стали) возможно в пожарных частях городов.

При ежедневном использовании ПА, даже при пробеге 170 тыс. км (регламентирующим наступление критического состояния для шасси ЗИЛ и МАЗ) и продолжительности эксплуатации 30 лет, максимальный расход ресурса цистерн из нержавеющей стали не превышает 80 %, обеспечивая необходимый остаточный ресурсный запас при увеличивающихся сроках эксплуатации ПА.

Применение в цистернах ПА алюминиевого сплава удорожает составляющую, связанную со стоимостью материала, в 2,5 раза, по сравнению с цистернами, выполненными из углеродистой стали. Проведенные расчеты расхода ресурса цистерн из алюминиевого сплава показали, что он полностью будет израсходован при пробеге пожарного автомобиля в 105 тыс. км.

Анализ современных тенденций показывает, что в связи с повсеместным переходом пожарной аварийно-спасательной техники на отечественное шасси МАЗ, количество цистерн из нержавеющей стали постепенно вытеснит оставшиеся цистерны из углеродистой стали, с необходимым переоснащением частей оборудованием для проведения их ремонта.

Список литературы

1. How long do Aluminum Vacuum Tanks Last compared to a Steel Vacuum Tank? // GM Sales & Exports, LLC. — URL: https://gmsalesandexports.com/articles/how-long-do-aluminum-vacuum-tanks-last-compared-to-a-steel-vacuum-tank (date of access: 25.05.2026).
2. Choosing the Right Fire Tank: Poly vs. Stainless Steel // Osco Tank & Truck Sales Inc. — URL: https://www.oscotankandtrucksales.com/poly-fire-tanks-vs-stainless-steel-fire-tanks/ (date of access: 25.05.2026).
3. Казутин, Е.Г. Оснащенность пожарными автоцистернами подразделений МЧС и оценка технического состояния их резервуаров / Е.Г. Казутин, В.Б. Альгин // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2015. — Вып. 4. — С. 264–269.
4. Carbon steel tank truck: durability, applications, and maintenance // CSSTRUCK. — URL: https://www.csctrucks.com/info/carbon-steel-tank-truck-durability-applicati-102701197.html (date of access: 25.05.2026).
5. Безбородько, М.Д. Пожарная техника: учебник / под ред. М.Д. Безбородько. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Академия ГПС МЧС России, 2004. — 550 с.

6. How long do stainless steel storage tanks last for? // Savannah Tank. — URL: https://savannahtank.com/how-long-do-stainless-steel-storage-tanks-last-for/ (date of access: 25.05.2026).
7. Игнатович, С.Р. Ресурс и долговечность авиационной техники: учеб. пособ. / С.Р. Игнатович, М.В. Карускевич, Т.П. Маслак, С.С. Юцкевич. — Киев: НАУ, 2015. — 164 с.
8. Сопротивление усталости. Основные термины, определения и обозначения: ГОСТ 23207-78. — Введ. 01.01.1979. — М.: Госстандарт СССР, 1979. — 48 с.
9. Мыльников, В.В. Циклическая прочность и долговечность конструкционных материалов: монография / В.В. Мыльников, О.Б. Кондрашкин, Д.И. Шетулов. — Нижний Новгород: ННГАСУ, 2018. — 177 с.
10. Терентьев, В.Ф. Циклическая прочность металлических материалов: учеб. пособ. / В.Ф. Терентьев, А.А. Оксогоев. — Новосибирск: НГТУ, 2001. — 61 с.
11. Усталость металла | виды и разновидности усталости металла // ХарбХаб. — URL: https://blog.hardhub.ru/articles/spravka/ustalost-metalla (дата обращения: 25.05.2026).
12. Жук, Н.П. Курс теории коррозии и защиты металлов / Н.П. Жук. — М.: Металлургия, 1976. — 180 с.
13. Методика оценки расхода ресурса пожарных автоцистерн / Е.Г. Казутин, А.В. Коваленко, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2024. — № 3(68). — С. 63–70. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-3-68-63-70.
14. Казутин, Е.Г. Расход ресурса металлических цистерн пожарных автомобилей с учетом пробега и времени эксплуатации: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.02.02 / Казутин Евгений Геннадьевич; УГЗ МЧС Респ. Беларусь. — Мн., 2022. — 32 с.
15. ПОЖСНАБ | белорусский производитель пожарной и аварийно-спасательной техники: пожарных автоцистерн, специальных пожарных автомобилей, пожарных автолестниц, коленчатых подъемников и пеноподъемников // ООО «ПОЖСНАБ». — URL: https://pozhsnab.com (дата обращения: 25.05.2026).
16. Справочник химика: в 7 т. / Б.П. Никольский, О.Н. Григоров, М.Е. Позин [и др.]; под общ. ред. Б.П. Никольского. — М.; Л.: Химия, 1966–1968. — Т. 5. Сырье и продукты промышленности неорганических веществ. Процессы и аппараты. Коррозия. Гальванотехника. Химические источники тока. — 2-е изд., перераб. и доп. — 1968. — 976 с.
17. Единый ценовой коридор на металлопродукцию с фиксированной верхней границей // Белорусская универсальная товарная биржа. — URL: https://www.butb.by/upload/file/count_analitics/ck-na-sajt-ves-prokat-09-06-26.xls?1782737201 (дата обращения: 25.05.2026).
18. Абразивные, шлифовальные материалы // ОАО «Абразивхимсбыт». — URL: https://abraziv.by/ (дата обращения: 25.05.2026).
19. Грунтовка УР-2К ИП 2-х компонентная полиуретановая (для профессионального применения) // ООО Завод «Краски КВИЛ». — URL: https://abraziv.by/upload/iblock/699/gruntovka-ur_2k-ip.pdf (дата обращения: 25.05.2026).

Kazutin E.G., Skorokhodov A.S., Naturjeva M.K.

Justification of the choice of materials used for fire truck tanks, taking into account their lifetime consumption

The issues of the use of various materials for fire tanker trucks, the causes of the development and accumulation of damage in them that occur when exposed to alternating stresses and corrosive environments are considered. The estimated lifetime consumption of tanks made of various metal materials is analyzed. The analysis of the processing of maintenance and repair orders for fire tank trucks for 20 years in the Production and Technical Center of the Minsk Regional Department of the Ministry for Emergency Situations of the Republic of Belarus has been carried out. An economic assessment of the use of various materials for the manufacture of metal tanks has been carried out. An example of calculating the cost of a tank is given, taking into account the price and quantity of the material used to manufacture the main component, the shell (excluding the technological process). It is justified, from the point of view of the organization of repair work, that for the manufacture of tanks operated in rural areas, the most rational is the use of carbon steel, and in large cities — stainless steel tanks. In the future, the data obtained can be used to analyze trends in the transition of fire rescue equipment to the domestic MAZ chassis with stainless steel tanks.

Поступила в редакцию 29.06.2026.

УДК 621.833.65: 534

Н.Н. ИШИН, д-р техн. наук, доц.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

П.Ю. БРАНЦЕВИЧ, д-р техн. наук, доц.
Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники, г. Минск, Республика Беларусь

А.М. ГОМАН, канд. техн. наук, доц.; В.И. АДАШКЕВИЧ;
А.С. СКОРОХОДОВ, канд. техн. наук, доц.; Т.С. ЛОГВИНЕЦ, магистр техн. наук
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Е.Н. БАЗЫЛЕВ, магистр техн. наук
Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники, г. Минск, Республика Беларусь

С.И. ШЕСТОПАЛОВ; П.Н. МАКЕЕВ; С.В. ВИТЬКО
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С ИМИТАЦИЕЙ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ

Эволюция автомобильной промышленности привела к тому, что традиционные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) постепенно уступают место электроприводу. Этот переход сопряжен с определенными инженерными трудностями, особенно в области проектирования и эксплуатации трансмиссий мобильных машин, т. к. ДВС и электропривод предъявляют принципиально разные требования к редукторам. В предлагаемом докладе проведен анализ актуальности исследований в области вибродиагностики износа высокоскоростных зубчатых передач, приведен пример экспериментального выявления износа зубчатого колеса при испытаниях на универсальном стенде с разомкнутым силовым контуром, а также аналитическое исследование, обосновывающее причины влияния износа на динамические нагрузки в зубчатом зацеплении. При диагностике повреждений применялись анализ дампа вибрационного сигнала, статистические характеристики вибрации и алгоритм синхронного усреднения. Рассмотрены также вопросы применения метода амплитудного спектра огибающей полосы высокочастотной составляющей исследуемого вибрационного сигнала для диагностики износа зубчатых пар.

Ключевые слова: *зубчатая передача, вибрация, техническое состояние, диагностика, синхронное усреднение, огибающая, спектр*

Введение. В последние годы развитие электромобилей (EV) изменило подходы в конструировании и диагностике транспортных средств. При одинаковой выходной мощности электродвигатели EV гораздо компактнее, чем типичные ДВС, при этом один из способов снижения массогабаритных параметров электродвигателя — увеличение его максимальной скорости вращения. В то время как для ДВС максимум частоты вращения находится в районе 5000–6000 мин$^{-1}$, двигатель EV работает в диапазоне 10 000–15 000 мин$^{-1}$. В 2021 году Tesla и Lucid выпустили Model S Plaid и Air соответственно, обе модели оснащены двигателями с максимальной скоростью вращения около 20 000 мин$^{-1}$. В 2025 году несколько компаний, включая BYD, Xiaomi и GAC, анонсировали EV с еще более высокоскоростными двигателями, превышающими 30 000 мин$^{-1}$ [1]. В проекте Speed4E, который финансируется Министерством экономики Германии под руководством Немецкого аэрокосмического центра, планируется исследовать влияние на динамику, эффективность и стоимость электродвигателя увеличения его скорости до 50 000 мин$^{-1}$ [2].

Редукторы представляют собой важную часть трансмиссии EV. Они выполняют функции, аналогичные коробке передач в автомобиле с ДВС. Так, примерно в 95 % EV китайского производства сегодня устанавливаются редукторы, способные работать на оборотах до 15 000–20 000 мин$^{-1}$ [3]. В 2024 году мировое производство редукторов для EV достигло приблизительно 18,26 млн единиц, а, по прогнозам, в течение периода 2025–2031 годов ожидается среднегодовой темп роста в 19,3 % [4].

Анализ публикаций показывает, что во время запуска, резкого ускорения и процесса рекуперативного торможения (характеризуемого работой обоих профилей зубчатого колеса) силовые агрегаты EV, включая редукторы и дифференциалы, подвергаются высоким мгновенным нагрузкам, что значительно увеличивает риск отказов по износу по сравнению с автомобилями с ДВС [5]. При этом основная причина отказа в коробках передач электромобилей — износ шестерен [6]. Сильный абразивный износ может уменьшить толщину зуба, что приводит к снижению жесткости зуба и уменьшению несущей способности, а также к изменению внутренней динамики зубчатого зацепления [7]. Поэтому мониторинг износа зубчатых передач является фундаментальной частью мониторинга состояния EV и имеет решающее значение для предотвращения экономических потерь и катастрофических отказов, что подтверждается публикациями в области вибрации и диагностики износа высокоскоростных зубчатых приводов [8, 9]. Следовательно, изучение механизма износа и его диагностика в условиях высоких скоростей и нагрузок актуально и имеет важное значение для повышения эксплуатационной безопасности EV.

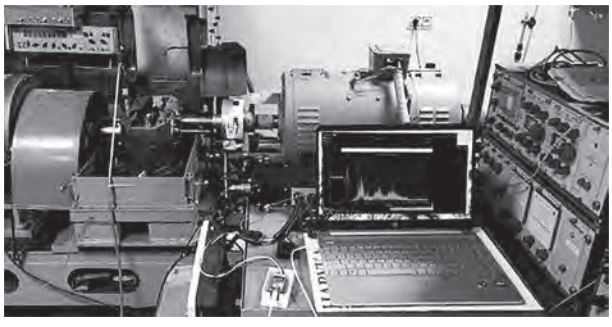


Рисунок 1 — Стенд для испытания зубчатых пар

Организация и проведение стендовых испытаний. Проверка выявления дефекта зубчатого колеса в стендовых условиях осуществлялась на универсальном стенде с разомкнутым силовым контуром Объединенного института машиностроения НАН Беларуси (рисунок 1).

Искусственная имитация степени контактного повреждения зубчатого колеса (износ) реализовывалась путем частичного срезания рабочего профиля зубьев шестерни.

Параметры зубчатой пары:
- число зубьев шестерни $z_1 = 40$, колеса $z_2 = 45$;
- нормальный модуль $m = 3$ мм;
- угол зацепления $\alpha_0 = 20°$;
- ширина венца шестерни и колеса $b_{w1} = b_{w2} = 10$ мм; ступицы $b_{c1} = b_{c2} = 20$ мм;
- степень точности передачи — 7-в;
- наибольшая вероятностная разность основного шага $\Delta t_0 = 20$ мкм.

Срезание части рабочего профиля (рисунок 2 *г*) осуществлялось в области вершины (см. рисунок 2 *а*) по всей ширине зуба (см. рисунок 2 *б*), в два этапа для подряд идущих зубьев (см. рисунок 2 *в*; таблица).

Срезание рабочего профиля осуществлялось на электроэрозионной установке.

Виброакселерометры устанавливались на подшипниковой опоре ведомого вала испытательного редуктора (рисунок 3).

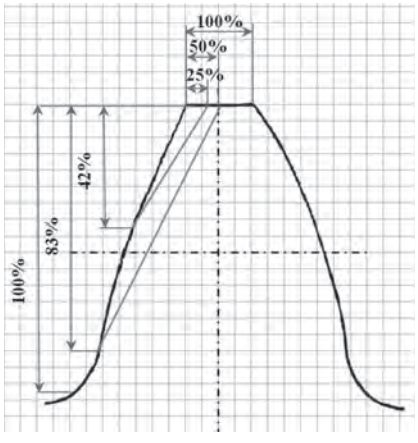
Нагрузка при испытаниях составляла 100 Н·м.

Виброграмма, показывающая величину виброускорений, генерируемых зубчатой парой при изменении степени повреждения рабочего профиля (степень повреждения 0, 1 и 2 соответствуют таблице), приведена на рисунке 4. На виброграмме хорошо просматриваются, за период одного оборота ведущей шестерни $z_1 = 40$, зоны зацепления неповрежденных зубьев, зубьев с начальной степенью повреждений (степень повреждения 1) и зубьев с повышенной степенью повреждений (степень повреждения 2).

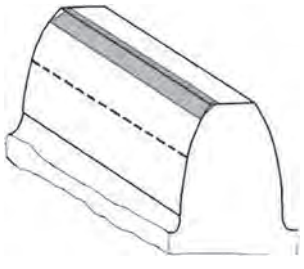
При этом на рисунке 4 *б* можно наблюдать отдельные импульсы вибрации при пересопряжении каждого из дефектных зубьев (виброграмма получена при небольшой частоте вращения, и имеет место затухание колебаний до момента вступления в зацепление следующего зуба).

Анализ рисунка 4 также показывает, что сигнал с датчиков виброускорения реагирует как на наличие в редукторе поврежденных зубчатых колес, так и на величину повреждения зубьев (при росте степени повреждения амплитуда виброимпульсов увеличивается).

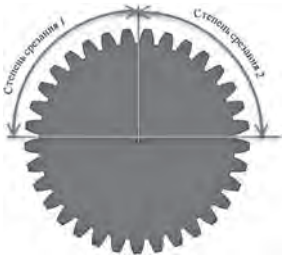
Аналитическая оценка динамической нагрузки при износе рабочего профиля зубчатого колеса. Ранее проводившиеся стендовые испытания прямозубых



а



б



в

г

Рисунок 2 — Срезание рабочего профиля зубьев:
а — срез части рабочего профиля в области вершины;
б — срез по всей ширине зуба; *в* — поэтапный срез профиля;
г — дефект на зубчатом колесе

Таблица — Параметры срезания рабочего профиля зубьев

Параметр	Степень срезания (цикл измерений)		
	0	1	2
Глубина среза Δa, мм	—	0,5	1,0
Высота среза Δh, мм	—	2,5	5,0
Количество зубьев n	—	10,0	10,0

зубчатых колес [10] позволили установить хорошо выраженную корреляционную зависимость между расчетными значениями внутренней динамической составляющей нагрузки в каждой паре зацепляющихся зубьев и экспериментально замеренными на подшипниковых узлах передачи амплитудами виброимпульсов a_u.

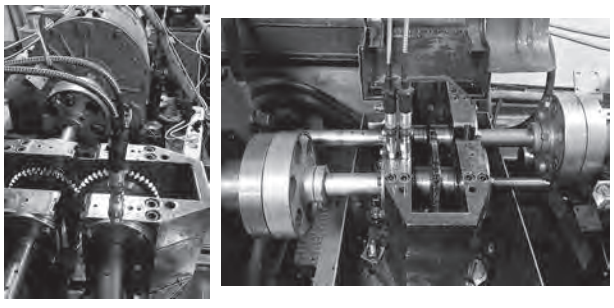
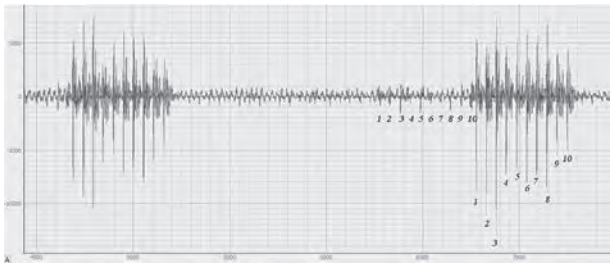


Рисунок 3 — Установка вибродатчиков

а



б

Рисунок 4 — Виброускорения, генерируемые зубчатой парой при изменении степени срезания рабочего профиля: *а* — частота вращения $n_1 = 900 мин^{-1}$; *б* — частота вращения $n_1 = 500 мин^{-1}$

При проведении исследований зубчатой передачи с имитацией износа зубьев (см. рисунок 2) имеет место кромочный удар на входе зубьев в зацепление (рисунок 5).

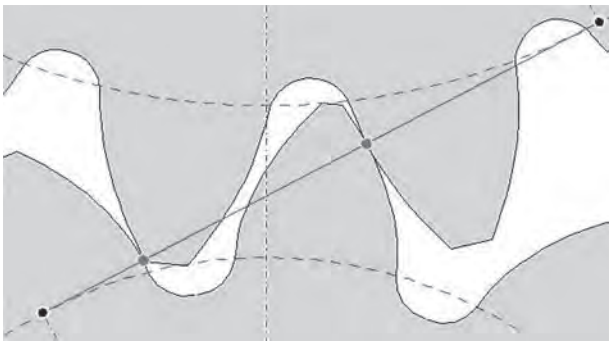
Для оценки величины внутренней динамической нагрузки U используется модифицированная полуэмпирическая формула

$$U = 0{,}248 \cdot V \cdot b_w \sqrt{\frac{a_w}{u}} \sqrt{(\Delta + \delta_c)}, \qquad (1)$$

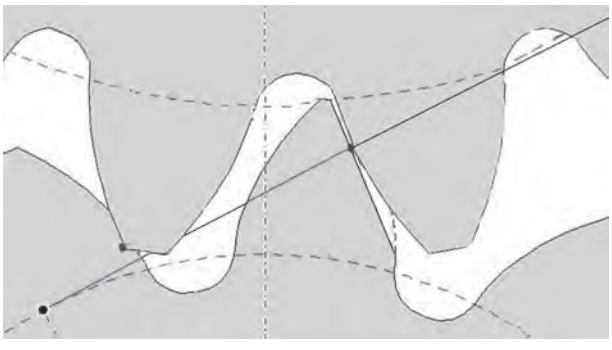
где Δ — разность основных шагов входящих в зацепление сопрягаемых зубьев (определяемых погрешностью изготовления), мкм; δ_c — деформация пары зубьев, находящейся в зацеплении до момента кромочного удара, мкм; V — окружная скорость вращения ведущего колеса, м/с; b_w — ширина венца зубчатой передачи, мм; a_w — межосевое расстояние, мм; $u = z_2/z_1$ — передаточное число; z_1, z_2 — число зубьев шестерни, колеса.

В первом приближении можно принять, что отношения значений внутренней динамической нагрузки (U_1 и U_2) для различных величин погрешностей зацепления пропорциональны отношению амплитуд виброимпульсов (a_{u1} и a_{u2}):

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{\sqrt{\Delta_1 + \delta_{c1}}}{\sqrt{\Delta_2 + \delta_{c2}}} = \frac{a_{u1}}{a_{u2}}. \qquad (2)$$



а



б

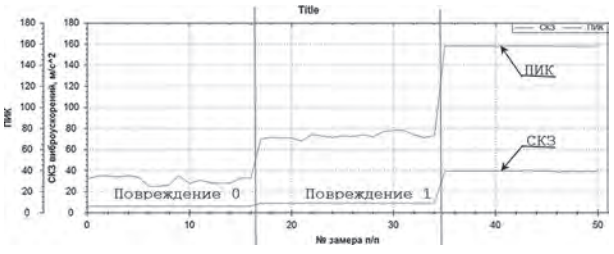
Рисунок 5 — Вход зубьев в зацепление: *а* — в расчетной точке; *б* — кромочный удар при имитации износа

Принимая значения $\sqrt{(\Delta + \delta_c)}$ для степени повреждения 1 и 2 равными 0,1 и 0,6 мм соответственно (значение Δ определялось с учетом положения точки контакта впереди идущей пары зубьев), получим отношения значений внутренней динамической нагрузки (U_1/U_2) равные 2,24 и 5,48 соответственно. При этом измеренные по виброграмме отношения амплитуд виброимпульсов (a_{u1}/a_{u2}) дают значения 2,33 и 8,67.

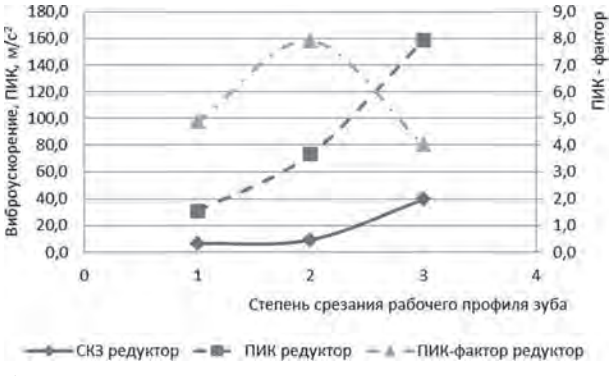
Отклонение в результатах расчета и измерений при больших величинах среза профиля зуба связано с существенным изменением жесткости зуба за счет изменения его толщины и значительного роста скорости кромочного удара (формула (1) применяется при конструкторском расчете и не применима при значительных величинах износа).

Диагностирование контактного повреждения зубчатого колеса (износ) в условиях стендовых испытаний. Результаты испытаний по определению влияния степени повреждения рабочего профиля шестерни $z_1 = 40$ на уровень средних квадратических значений (СКЗ) и пиковых значений (ПИК) виброускорений на подшипниковой опоре испытательного редуктора приведены на рисунке 6.

Таким образом, начальная степень повреждений (глубина среза 0,5 мм, высота среза 2,5 мм) приводит для редуктора в целом к росту величины виброускорений в 1,4 раза, пиковых значений — в 2,4 раза. С увеличением степени повреждений (глубина среза 1 мм и высота среза 5 мм) имеет место значительный рост значений виброускорений редуктора в целом (величины СКЗ виброускорений в 4,3 раза), при этом рост пиковых значений (в 2,2 раза) примерно равен росту для 1-го цикла испытаний. Наличие точки перегиба на кривой ПИК-фактора свидетельствует о росте количества поврежденных зубьев. Полученные данные показывают, что анализ СКЗ, ПИК



а



б

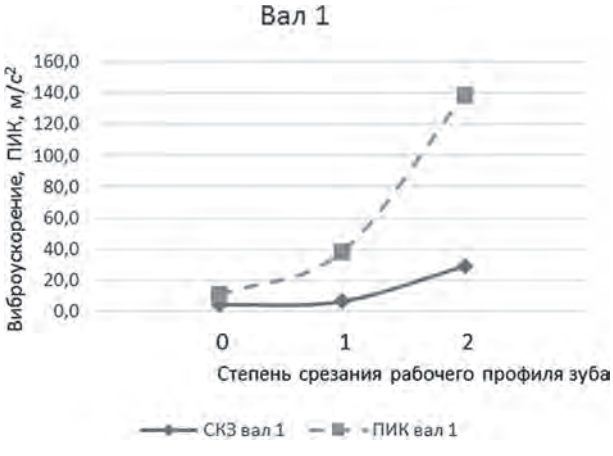
Рисунок 6 — Виброускорения на подшипниковой опоре испытательного редуктора: *а* — замеры СКЗ и ПИК; *б* — изменения значений СКЗ, ПИК и ПИК-фактора

и ПИК-фактора виброускорений позволяет определить наличие в редукторе зубчатых колес с повреждением зубьев в виде износа.

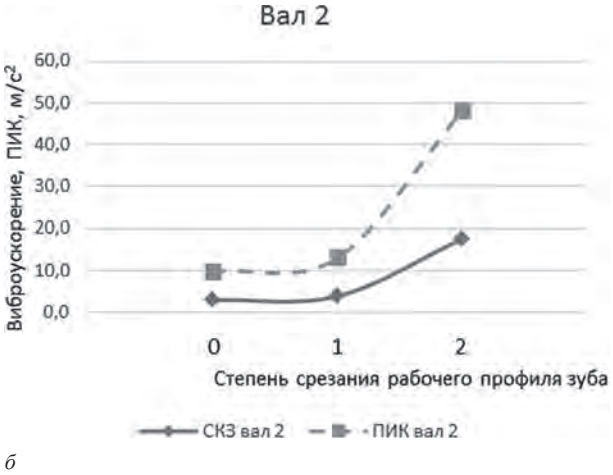
Результаты анализа влияния степени повреждения рабочего профиля зубьев шестерни $z_1 = 40$ на коэффициент эксцесса приведены на рисунке 7. С ростом этого показателя можно сделать вывод о зарождении и развитии локальных дефектов, таких как микротрещины, выкрашивание (питтинг) или сколы на поверхности зубьев. Высокий куртозис (коэффициент эксцесса) указывает на появление в сигнале вибрации резких, кратковременных импульсных выбросов, которые выделяются на фоне общего шума работы исправной передачи.

С целью локализации места повреждения рабочего профиля (шестерня $z_1 = 40$ или колесо $z_2 = 45$), к массивам данных вибрации был применен алгоритм синхронного усреднения (рисунок 8). Анализ рисунка 8 *а*, *б* показывает, что при степени повреждений 2 наблюдается значительное различие значений СКЗ виброускорений для шестерни $z_1 = 40$ и колеса $z_2 = 45$ (29 и 17,6 м/с^2 соответственно) и пиковых значений виброускорений (138,7 и 48 м/с^2 соответственно). Большие значения виброускорений для шестерни $z_1 = 40$ свидетельствуют о повреждении именно этого элемента редуктора.

При этом виброграммы виброускорений, полученные на всех стадиях срезания рабочего профиля зубьев



а



б

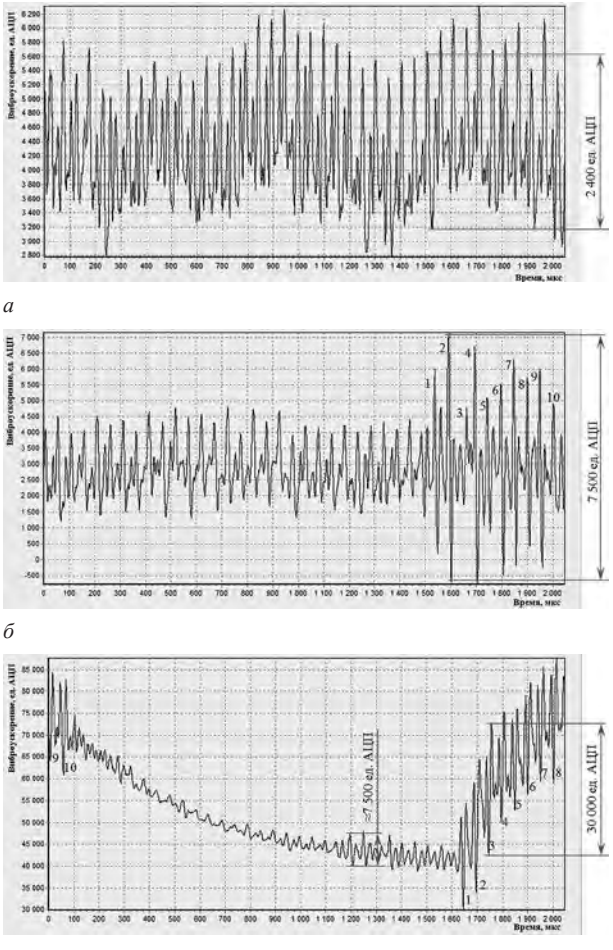
Рисунок 8 — Пиковые значения и СКЗ виброускорений шестерни $z_1 = 40$ (*а*) и колеса $z_2 = 45$ (*б*) после операции синхронного усреднения

и приведенные к одному обороту вала шестерни с поврежденными зубьями (рисунок 9) в результате синхронного усреднения, позволяют провести анализ количества поврежденных зубьев и степени их повреждения.

Применение метода амплитудного спектра огибающей полосы высокочастотной составляющей исследуемого вибрационного сигнала. Для сравнительной оценки вибрации в разных точках испытательного редуктора рассмотрим параметры вибрационных реализаций, полученных на частоте вращения приводного вала 900 мин$^{-1}$ и нагрузке 100 Н·м.

На рисунке 10 показаны места установки (A_1–A_3) первичных виброизмерительных преобразователей при исследованиях спектра огибающей полосы высокочастотной составляющей исследуемого вибрационного сигнала.

Рисунок 7 — Влияние степени повреждения зуба на коэффициент эксцесса



а

б

в

Рисунок 9 — Виброграммы шестерни $z_1 = 40$ после операции синхронного усреднения:
а — степень повреждения 0; *б* — степень повреждения 1; *в* — степень повреждения 2

Рисунок 10 — Схема установки акселерометров на испытательный стенд

На рисунках 11, 12 показаны вибрационные сигналы и их амплитудные спектры в точках контроля при исходном состоянии шестерни. Обработка вибрационных сигналов выполнена с использованием методов и алгоритмов цифровой обработки сигналов и специального программного средства [11−13]. На всех последующих рисунках на виброграммах по оси абсцисс откладывается время в секундах, а по оси ординат амплитуда вибрационного сигнала в м/с^2; на амплитудных спектрах по оси абсцисс откладывается частота в Гц, а по оси ординат — амплитуда вибрационного сигнала в м/с^2.

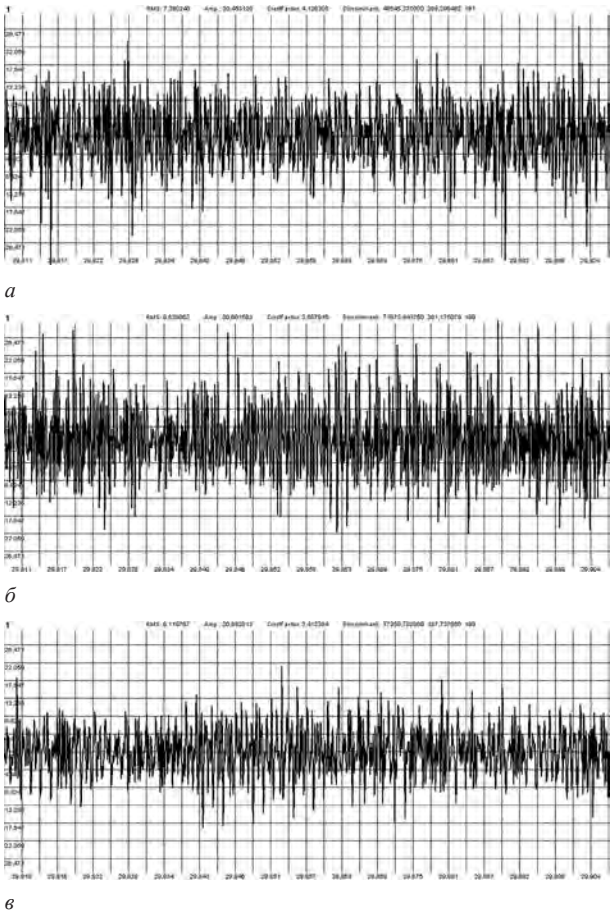
Характерно, что основными спектральными составляющими этих сигналов являются гармоники, кратные зубцовым частотам — 600, 1200, 1800, 2400 Гц. При этом в разных точках контроля соотношения между амплитудами этих гармоник имеют свои отличительные особенности.

На рисунках 13, 14 показаны вибрационные сигналы и их амплитудные спектры при повреждении 10 зубьев шестерни, а на рисунках 15, 16 — при повреждении 20 зубьев шестерни путем срезания рабочего профиля.

Основными спектральными составляющими этих сигналов остаются гармоники, кратные зубцовым частотам, однако наблюдаются некоторые существенные отличия, известные из литературы [14]:

- в результате развития повреждения, имитирующего износ, имеет место перераспределение энергии вибрации между амплитудами зубцовых гармоник (f_z) при разной степени повреждения зубьев, с тенденцией увеличения амплитуд в области высоких частот (1200 и 1800 Гц);
- так как повреждение зубьев шестерни имитирует ее неравномерный износ, возникает амплитудная модуляция импульсов пересопряжения зубьев с частотой вращения поврежденной шестерни (15 Гц), что приводит к появлению, а затем и росту боковых гармоник, расположенных вокруг зубцовых гармоник и кратных частоте вращения шестерни с дефектом ($f_z \pm kf_{об}$).

Представляет интерес более детальное исследование отдельных компонент вибрационного сигнала. На рисунке 17 представлена составляющая вибрационного сигнала для первой точки контроля в частотном диапазоне 1700−1900 Гц, ее амплитудный спектр, огибающая этой составляющей вибросигнала и амплитудный спектр

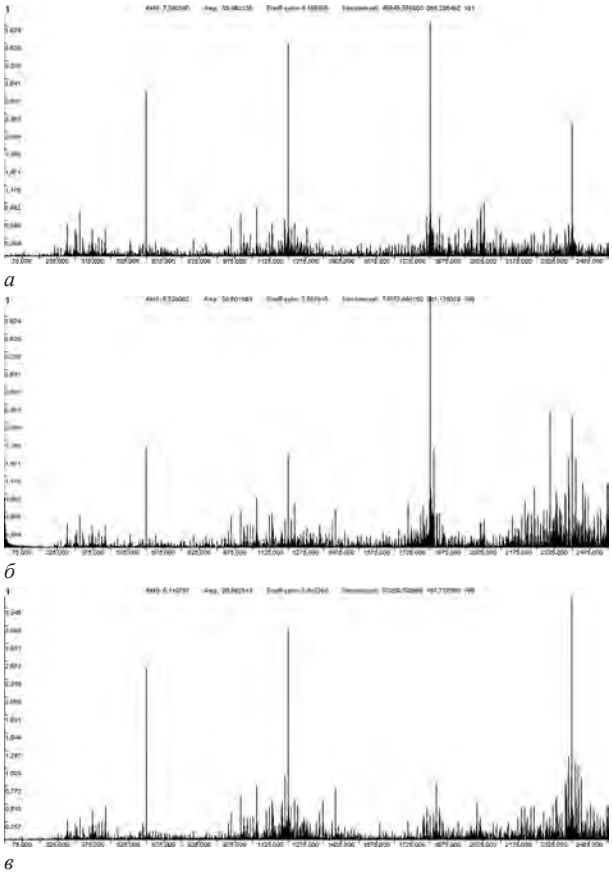


а

б

в

Рисунок 11 — Вибрационный сигнал при бездефектном состоянии шестерни: точки контроля: *а* — А1; *б* — А2; *в* — А3

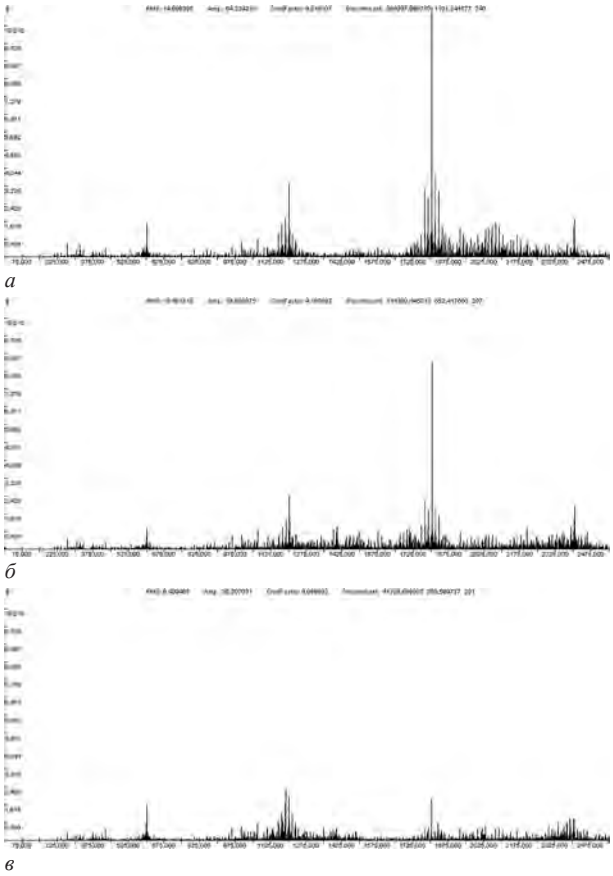


а

б

в

Рисунок 12 — Амплитудный спектр вибрационного сигнала при бездефектном состоянии шестерни: точки контроля: *а* — A_1; *б* — A_2; *в* — A_3

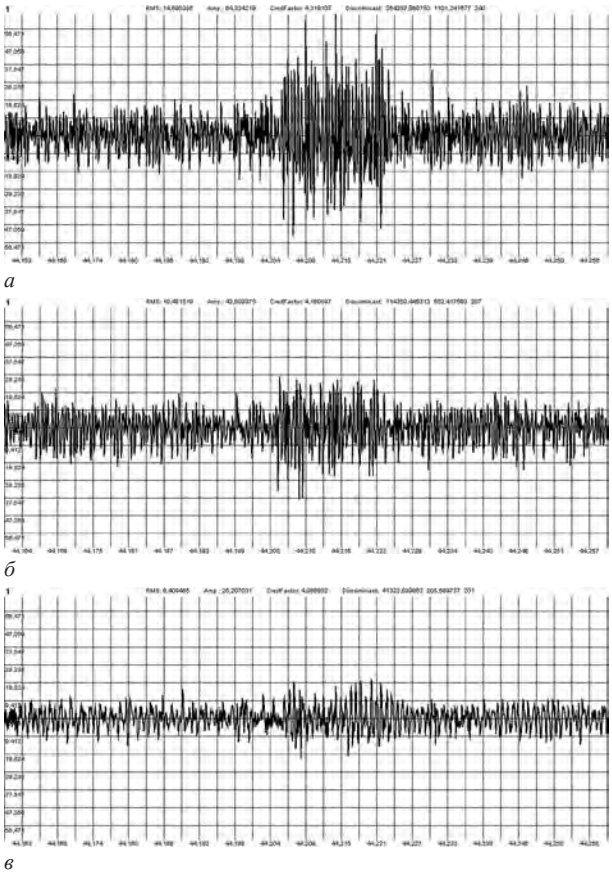


а

б

в

Рисунок 14 — Амплитудный спектр вибрационного сигнала при повреждении 10 соседних зубьев шестерни: точки контроля: *а* — A_1; *б* — A_2; *в* — A_3

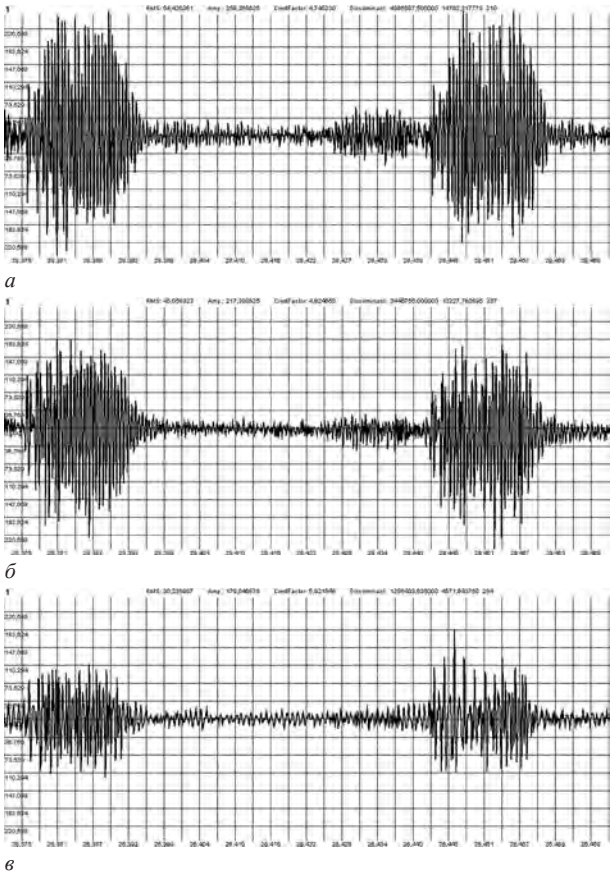


а

б

в

Рисунок 13 — Вибрационный сигнал при повреждении 10 соседних зубьев шестерни: точки контроля: *а* — A_1; *б* — A_2; *в* — A_3

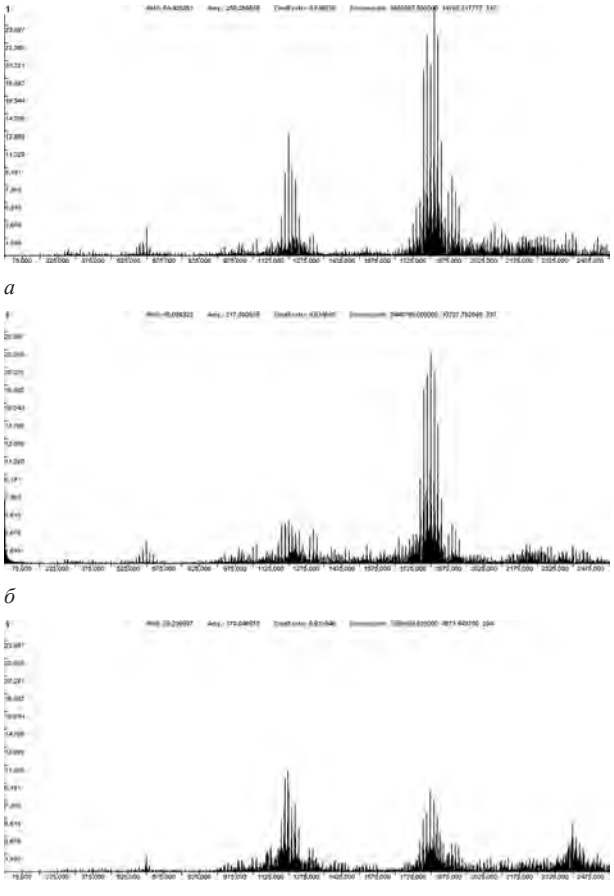


а

б

в

Рисунок 15 — Вибрационный сигнал при повреждении 20 соседних зубьев шестерни: точки контроля: *а* — A_1; *б* — A_2; *в* — A_3

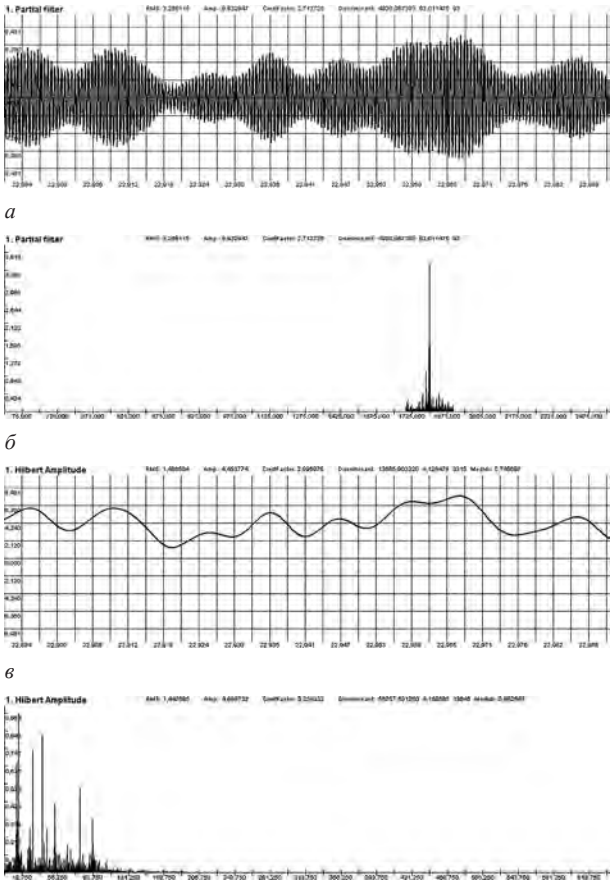


а

б

в

Рисунок 16 — Амплитудный спектр вибрационного сигнала при повреждении 20 соседних зубьев шестерни: точки контроля: *а* — A_1; *б* — A_2; *в* — A_3



а

б

в

г

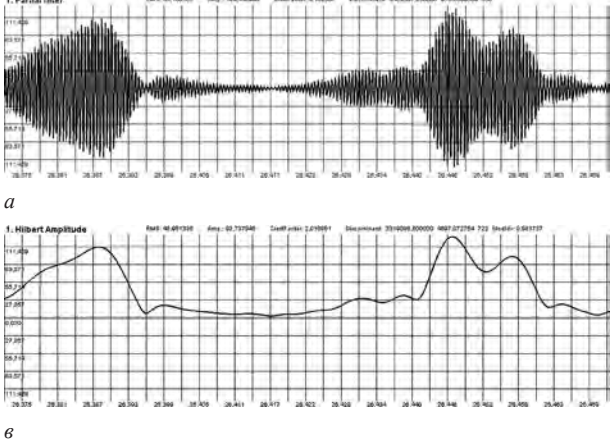
Рисунок 18 — Вибрация в частотной полосе 1700–1900 Гц для первой точки контроля, при бездефектном состоянии шестерни: *а* — вибрационный сигнал; *б* — амплитудный спектр; *в* — огибающая; *г* — спектр огибающей

огибающей. Размах огибающей в этом случае равен амплитуде исходной оставляющей вибросигнала, а амплитудный спектр огибающей состоит из компонент, кратных 15 Гц (частота вращения вала шестерни с дефектом), причем амплитуды этих компонент весьма значительны.

Для сравнения на рисунке 18 показаны аналогичные результаты обработки вибрации при отсутствии дефектов шестерни. В этом эксперименте размах огибающей значительно меньше амплитуды исследуемой составляющей вибросигнала, а в ее амплитудном спектре не выделяются определяющие по уровню компоненты.

Заключение. Как показывает анализ технической литературы, для высокоскоростных зубчатых колес одной из основных причин выхода из строя является износ. В связи с этим растет актуальность диагностики данного вида повреждений при мониторинге технического состояния высокоскоростных редукторных систем.

Стендовые испытания зубчатой пары с искусственной имитацией износа зубчатого колеса, реализованной путем срезания рабочего профиля зубьев шестерни, показали



а

б

в

г

Рисунок 17 — Вибрация в частотной полосе 1700–1900 Гц для первой точки контроля, когда 20 зубьев шестерни повреждены: *а* — вибрационный сигнал; *б* — амплитудный спектр; *в* — огибающая; *г* — спектр огибающей

возможность диагностирования наличия износа с применением анализа вибрации на подшипниковых узлах.

Анализ СКЗ, ПИК, ПИК-фактора и коэффициента эксцесса виброускорений позволяет определить наличие в редукторе повреждения зубьев в виде износа. Увеличение степени повреждения профиля приводит к росту указанных характеристик, что подтверждает результаты аналитических исследований зависимости динамической нагрузки в зацеплении от степени повреждения профиля.

Анализ амплитуд спектральных составляющих, кратных зубцовой частоте, требует дополнительных исследований поведения боковых составляющих, вызванных амплитудной модуляцией вибрационного сигнала при наличии износа.

Применение методов синхронного усреднения и амплитудного спектра огибающей полосы высокочастотной составляющей исследуемого вибрационного сигнала позволяет локализовать в редукторе зубчатое колесо с наличием износа зубьев.

Список литературы

1. The need for speed: EV motors breaking the 30,000rpm barrier // IDTechEx. — URL: https://www.idtechex.com/en/research-article/the-need-for-speed-ev-motors-breaking-the-30-000rpm-barrier/34219 (date of access: 25.05.2026).
2. Design of a hyper-high-speed powertrain for ev to achieve maximum ranges / M. Mileti, P. Strobl, H. Pflaum, K. Stahl // CTI SYMPOSIUM 2018: proc. of the 17th Intern. Congress and Expo, Berlin, 3–6 Dec. 2018. — Berlin, 2020. — P. 265–273. — DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-662-58866-6_21.
3. Типы редукторов в китайских электромобилях // Электричка.рус. — URL: https://xn--80ajjhbc1bp1czc.xn--p1acf/faq/tipy-reduktorov-v-kitajskih-elektromobilyah/ (date of access: 25.05.2026).
4. EV speed reducer - global market share and ranking, overall sales and demand forecast 2025-2031 / QYResearch // Global Information. — 135 p. — URL: https://www.giiresearch.com/report/qyr1862271-ev-speed-reducer-global-market-share-ranking.html (date of access: 25.05.2026).
5. Tribological failure mechanisms and mitigation strategies for bevel gear differentials in electric vehicles / H. Zhou, X. Li, R. Sun [et al.] // Engineering Failure Analysis. — 2025. — Vol. 182, part C. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2025.110158.
6. Electric vehicle gear system failure modes and diagnostics // HZPT Blog. — URL: https://manufacturer.hzpt.com/electric-vehicle-gear-system-failure-modes-and-diagnostics/ (date of access: 25.05.2026).
7. A multi-technique approach to gear wear monitoring and fault diagnostics / A. Daman. Z. Peng, Z. Yi. Chin, W.A. Smith // Tribology International. — Volume 214, part A. — 2026. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.triboint.2025.111187.
8. Turci, M. Design and optimization of a hybrid vehicle transmission / M. Turci // Gear Technology. — 2019. — P. 50–57.
9. Сундуков, А.Е. Комплекс диагностических признаков износа зубьев редукторов авиационных газотурбинных двигателей / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. — 2022. — Т. 21, № 4. — С. 109–117. — DOI: https://doi.org/10.18287/2541-7533-2022-21-4-109-117.
10. Комплексный контроль и повышение качества зубчатых приводных механизмов для машиностроения: метод. рекомендации / О.В. Берестнев, В.Е. Антонюк, Н.Н. Ишин [и др.]. — Мн.: БелГИСС, 2009. — 115 с.
11. Бранцевич, П.Ю. Цифровая обработка вибрационных сигналов / П.Ю. Бранцевич. — Мн.: Бестпринт, 2022. — 297 с.
12. Бранцевич, П.Ю. Компьютерные системы и комплексы обработки вибрационных сигналов / П.Ю. Бранцевич. — Мн.: Бестпринт, 2023. — 282 с.
13. Vibric-2020: компьютерная программа № 1376 Респ. Беларусь / БГУИР; П.Ю. Бранцевич, Е.Н. Базылев. — № с20200057; заявл. 18.12.2020; зарегистр. 31.12.2020 / НЦИС. — Мн., 2020.
14. Костюков, В.Н. Основы виброакустической диагностики и мониторинга машин: учеб. пособие / В.Н. Костюков, А.П. Науменко. — Омск: ОмГТУ, 2011. — 360 с.

Ishin N.N., Brancevich P.Ju., Goman A.M., Adaschkevich V.I., Skorokhodov A.S., Logvinetc T.S., Bazyleu Ye.N., Shestopalov S.I., Makeev P.N., Vitko S.V.

Experimental and analytical studies of vibration activity of a gear transmission with simulated tooth wear

The evolution of the automotive industry has led to the fact that traditional internal combustion engines are gradually giving way to electric drive. This transition is fraught with certain engineering difficulties, especially in the field of designing and operating transmissions of mobile machines, since the internal combustion engine and electric drive have fundamentally different requirements for gearboxes. The proposed article analyzes the relevance of research in the field of vibration diagnostics of wear of high-speed gears, provides an example of experimental detection of gear wear during tests on a universal bench with an open power circuit, as well as an analytical study substantiating the causes of the effect of wear on dynamic loads in a gear train. Vibration signal dump analysis, vibration statistical characteristics, and a synchronous averaging algorithm were used to diagnose damage. The application of the method of the amplitude spectrum of the envelope band of the high-frequency component of the vibration signal under study is also considered for the diagnostics of wear of gear pairs.

Поступила в редакцию 29.06.2026.

УДК 621.833: 620.169.2

Н.Н. ИШИН, д-р техн. наук, доц.; А.М. ГОМАН, канд. техн. наук, доц.; А.С. СКОРОХОДОВ, канд. техн. наук, доц.; В.В. ШПОРТЬКО, магистр физ.-мат. наук
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

С.А. ШИШКО
ОАО «БЕЛАЗ» — управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ», г. Жодино, Республика Беларусь

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА РЕДУКТОРНЫХ СИСТЕМ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ УСКОРЕННЫХ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ

Классические методы расчета наиболее нагруженных элементов (зубчатых передач, подшипников качения), в первую очередь лимитирующих ресурс редукторных систем, не учитывают изменение основных расчетных коэффициентов в процессе эксплуатации, что снижает точность прогнозирования их остаточного ресурса. В работе предложен расчетно-экспериментальный метод прогнозирования остаточного ресурса редукторов в эксплуатации, учитывающий изменение их внутренней динамической нагруженности (связанной с повреждениями элементов редуктора) по результатам ускоренных стендовых испытаний. Метод основан на определении по данным вибромониторинга коэффициента внутренней динамической составляющей нагрузки K_V в зацеплении каждой зубчатой передачи и последующем перерасчете их остаточного ресурса. Для прогнозирования остаточного ресурса редуктора в эксплуатации применяются установленные по результатам ускоренных стендовых испытаний для каждой пары зубчатых колес линейные зависимости коэффициентов K_V от величин максимальных значений виброускорений a_{max}, изменяющихся при наработке редуктора вследствие развития повреждений его элементов.

Ключевые слова: *редуктор, остаточный ресурс, прогнозирование, ускоренные стендовые испытания, вибромониторинг, зубчатая передача, внутренняя динамическая нагруженность, повреждение*

Введение. Традиционные методы прогнозирования ресурса зубчатых передач, лимитирующих надежность редукторных систем, основаны на использовании постоянных значений основных расчетных коэффициентов, соответствующих их начальному состоянию. Фактические значения указанных коэффициентов (прежде всего, коэффициента внутренней динамической составляющей нагрузки K_V) изменяются в процессе эксплуатации редукторов, что особенно характерно для тяжелых мобильных машин (карьерных самосвалов, гусеничной техники). Вследствие этого предварительный прогнозный ресурс зубчатых передач может оказаться значительно завышенным.

В работе [1] показано, что при проведении форсированных стендовых испытаний планетарной коробки передач вследствие интенсивного изнашивания рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес значительно возрастают погрешности профиля зубьев f_f (норма плавности работы) и направления зуба F_β (норма контакта зубьев) по сравнению с их первоначальными величинами. Из-за этого существенно изменяются расчетные коэффициенты внутренней динамической нагрузки K_V и неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий K_β. Поэтому в процессе проведения испытаний происходит увеличение скорости расходования ресурсов зубчатых передач.

В статье [2] разработан метод проведения ускоренных стендовых испытаний зубчатых приводных механизмов, позволяющий оценивать их эксплуатационный ресурс по результатам испытаний ограниченного количества объектов. Метод основан на выполнении предварительных прочностных расчетов для выявления наиболее нагруженных элементов механизма (зубчатых передач, подшипников качения), в первую очередь лимитирующих его ресурс. Определение форсированных режимов стендовых испытаний производится по результатам расчетов контактной и изгибной выносливости зубчатых передач и долговечности подшипников качения. Предложенный метод использовался при проведении ускоренных ресурсных стендовых испытаний планетарной коробки передач карьерного самосвала БЕЛАЗ-7555Н грузоподъемностью 55 т [1, 2] и планетарных редукторов мотор-колес (РМК) карьерного самосвала БЕЛАЗ-75585 грузоподъемностью 90 т [3].

В эксплуатации остаточный ресурс редукторов определяется техническим состоянием их основных лимитирующих элементов (зубчатых передач, подшипников качения). Вибродиагностика является средством установления текущего технического состояния и дает исходную информацию для корректировки остаточного ресурса (представляя своего рода обратную связь).

Известны различные методы прогнозирования остаточного ресурса редукторных систем и коробок передач, связанные с использованием данных о вибрационных характеристиках механизмов: нормирование предельных приращений вибрационных диагностических параметров в эксплуатации машин [4], построение функции плотности вероятности остаточного ресурса на основе стохастической фильтрации вибрационных сигналов [5, 6], создание модели пространства состояний для установления взаимосвязи между уровнем деградации системы и сигналами датчиков виброускорений [7], моделирование коробки передач на основе цифрового двойника с использованием сегментной рекуррентной нейронной сети для анализа вибрационных сигналов [8], оценка плотности вероятности нестационарного процесса накопления повреждений с применением ядра и весовых коэффициентов [9].

В работе [10] предложен расчетно-экспериментальный метод оценки остаточного ресурса зубчатых передач редуктора в межремонтный период путем проведения периодического вибрационного контроля, который позволяет оценивать техническое состояние и остаточный

ресурс зубчатых передач на любой стадии эксплуатации, в том числе и после проведения ремонтов с заменой одного или нескольких зубчатых колес.

Проведение ускоренных стендовых испытаний с непрерывным контролем технического состояния элементов редуктора посредством безразборного вибромониторинга и последующим анализом результатов позволит уточнить, как происходят процессы роста нагруженности и разрушения отдельных зубчатых передач, и тем самым повысить точность оценки остаточного ресурса при эксплуатационных условиях.

Цель исследования — разработать расчетно-экспериментальный метод прогнозирования остаточного ресурса редукторов в эксплуатации, учитывающий изменение их внутренней динамической нагруженности (связанной с повреждениями элементов редуктора) по результатам ускоренных стендовых испытаний и вибромониторинга.

Связь между вибрационными характеристиками редуктора и степенью поврежденности лимитирующих его ресурс элементов. Для получения возможности прогнозирования остаточного ресурса редукторов с учетом изменения их внутренней динамической нагруженности необходимо установить связь между уровнем вибраций редуктора и степенью поврежденности лимитирующих его ресурс элементов.

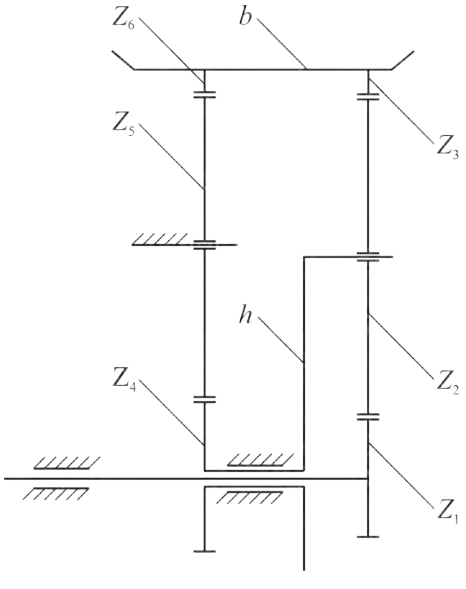


Рисунок 1 — Кинематическая схема планетарного РМК самосвалов БЕЛАЗ: Z_1 — солнечная шестерня 1-го ряда; Z_2 — сателлит 1-го ряда; Z_3 — коронная шестерня 1-го ряда; h — водило 1-го ряда; Z_4 — солнечная шестерня 2-го ряда; Z_5 — сателлит 2-го ряда; Z_6 — коронная шестерня 2-го ряда; b — ступица ведущего колеса

Таблица 1 — Параметры зубчатых колес РМК самосвала БЕЛАЗ-75585

Зубчатое колесо редуктора	Модуль m, мм	Число зубьев z
Солнечная шестерня Z_1	6	21
Сателлиты Z_2	6	48
Коронная шестерня Z_3	6	120
Солнечная шестерня Z_4	9	22
Сателлиты Z_5	9	28
Коронная шестерня Z_6	9	80

В работе [3] рассмотрены условия и результаты проведения ускоренных (форсированных) ресурсных стендовых испытаний РМК карьерных самосвалов БЕЛАЗ-75585 грузоподъемностью 90 т. Кинематическая схема двухрядного планетарного РМК с прямозубыми цилиндрическими шестернями показана на рисунке 1. Параметры зубчатых колес РМК самосвала БЕЛАЗ-75585 приведены в таблице 1.

В процессе ускоренных стендовых испытаний РМК карьерных самосвалов БЕЛАЗ-75585 были проведены дополнительные экспериментальные исследования по установлению роста пиковых значений виброускорений на корпусе редуктора в зависимости от степени искусственного повреждения зубчатого колеса. Искусственная имитация степени контактного повреждения (износ/питтинг) реализовывалась путем модификации рабочего профиля зубьев солнечной шестерни 1-го планетарного ряда РМК.

Модификация осуществлялась посредством срезания части рабочего профиля в области вершины (рисунок 2 *а*) по всей ширине зуба (см. рисунок 2 *б*) и была реализована в несколько этапов (см. рисунок 2 *в*; таблица 2) для получения ряда точек на тренде диагностических

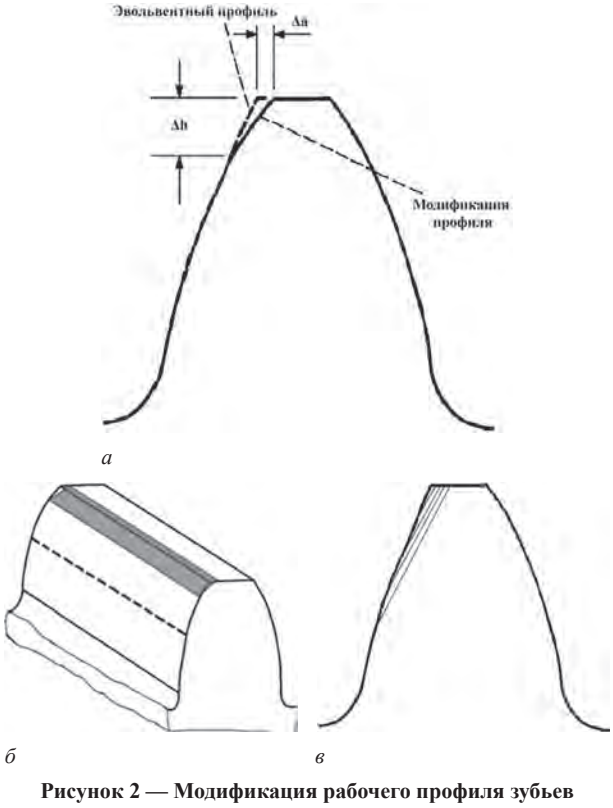


Рисунок 2 — Модификация рабочего профиля зубьев

Таблица 2 — Параметры модификации рабочего профиля зубьев

Параметр	Степень модификации (цикл измерений)				
	0	1	2	3	4
Глубина среза Δa, мм	—	0,2	0,4	0,7	1,0
Высота среза Δh, мм	—	1,86	3,20	4,77	6,03
Количество зубьев n	—	2	6	10	14

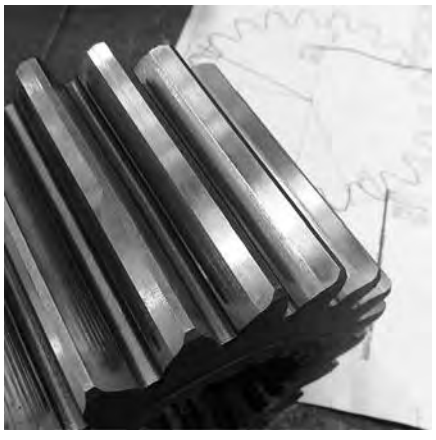


Рисунок 3 — Шлифование рабочего профиля зубьев солнечной шестерни 1-го ряда РМК карьерного самосвала БЕЛАЗ-75585

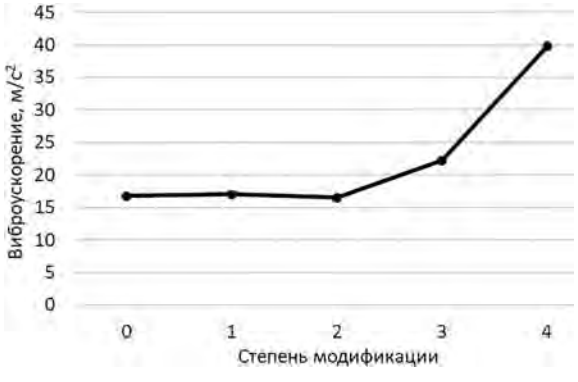


Рисунок 4 — График изменения величин пиковых значений виброускорений на валу солнечной шестерни 1-го планетарного ряда РМК в зависимости от величины модификации рабочего профиля зубьев

параметров вибрации. Модифицировались подряд идущие зубья. Срезание части рабочего профиля осуществлялось путем шлифования (рисунок 3).

Стендовые испытания РМК проводились при режиме нагружения со следующими параметрами: частота вращения солнечной шестерни 1-го ряда $n_1 = 2000$ мин$^{-1}$, крутящий момент на солнечной шестерне $M_1 = 5485$ Н·м.

Для выделения из общего сигнала вибрации составляющих, характеризующих вибрационные процессы на каждом из валов редуктора, к временны*м* реализациям, полученным в результате измерений, применяется алгоритм синхронного усреднения [11, 12]. На рисунке 4 показан график изменения величин пиковых значений виброускорений на валу солнечной шестерни 1-го планетарного ряда РМК в зависимости от величины модификации рабочего профиля зубьев.

Метод прогнозирования остаточного ресурса редукторов в эксплуатации, учитывающий изменение их внутренней динамической нагруженности (связанной с повреждениями элементов редуктора) по результатам ускоренных стендовых испытаний и вибромониторинга. В основу расчетно-экспериментального метода прогнозирования остаточного ресурса лимитирующих надежность редуктора зубчатых передач положена существующая линейная зависимость между величиной внутренней динамической нагрузки F_{max} в зацеплении и максимальным значением виброускорения a_{max} (м/с^2) [10], регистрируемым вибродатчиком, установленным на корпусе редуктора. Данная зависимость используется для расчета текущей величины коэффициента K_V внутренней динамической составляющей нагрузки в зацеплении каждой зубчатой передачи.

При расчете остаточного ресурса зубчатых передач с учетом изменения внутренней динамической нагрузки в зацеплении в процессе стендовых испытаний используются зависимости согласно СТБ 2579-2020. При этом принимается, что основными критериями их работоспособности являются контактная и изгибная выносливость зубьев.

В начале испытаний производится замер вибрационных характеристик каждой из зубчатых передач редуктора. Определяются максимальные (пиковые) значения виброускорений из временны*х* реализаций вибрационных процессов отдельных валов редуктора. Полученные значения вибрационных характеристик каждой из зубчатых передач ставятся в соответствие рассчитанным для этих передач коэффициентам K_V внутренней динамической составляющей нагрузки. Процесс прогнозирования остаточного ресурса предполагает периодический пересчет текущих величин коэффициентов K_V.

В рассматриваемых ниже формулах используются индексы, относящиеся: H — к расчетам зубьев на контактную прочность; F — расчетам на изгибную прочность; 1 — шестерне; 2 — зубчатому колесу; 0 — начальной стадии испытаний; i — i-му интервалу наработки.

Методика определения коэффициента K_V внутренней динамической составляющей нагрузки для каждой зубчатой пары редуктора по результатам форсированных стендовых испытаний заключается в следующем.

1. По результатам измерения виброускорений установленным на корпусе редуктора вибродатчиком после обработки методом синхронного усреднения [11, 12] вибрационного сигнала для каждой зубчатой пары (вала) редуктора строится график зависимости величины пикового (максимального) виброускорения от наработки (аналогичный показанному на рисунке 4).

2. Для оценки величины внутренней динамической нагрузки F_{max0} на начальной стадии испытаний используется модифицированная полуэмпирическая формула [13]:

$$F_{\max 0} = 0,248\sqrt{(\Delta_0 + \delta_c)}Vb_w\sqrt{\frac{a_w}{u}},$$

где Δ_0 — разность основных шагов входящих в зацепление сопрягаемых зубьев (определяемых погрешностью изготовления); δ_c — деформация пары зубьев, находящейся в зацеплении до момента кромочного удара; V — окружная скорость вращения ведущего колеса; b_w — ширина венца зубчатой передачи; a_w — межосевое расстояние; $u = \frac{z_2}{z_1}$ — передаточное число; z_1, z_2 — число зубьев шестерни, колеса.

3. Коэффициент внутренней динамической составляющей нагрузки на начальной стадии испытаний

$$K_{HV0} = 1 + \frac{F_{\max 0}}{F_t},$$

где F_t — статическая окружная сила на делительном диаметре шестерни.

4. Коэффициент нагрузки K_{H0} на начальной стадии испытаний:

$$K_{H0} = K_A K_{HV0} K_{H\beta} K_{H\alpha},$$

где K_A — коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий; $K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

5. Расчетное значение контактного напряжения на начальной стадии испытаний зубчатой передачи

$$\sigma_H^0 = \sigma_{H0}\sqrt{K_{H0}},$$

где σ_{H0} — расчетное контактное напряжение при $K_{H0} = 1$ [14]:

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_w d_1}\frac{u+1}{u}},$$

где Z_E — коэффициент, учитывающий материалы сопряженных зубчатых колес; Z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления; Z_ε — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; d_1 — делительный диаметр шестерни.

Следует отметить, что расчетные контактные напряжения имеют одинаковые значения для зубьев шестерни и колеса зубчатой передачи.

6. Расчетные изгибные напряжения зубьев шестерни и колеса определяются по формуле [14]

$$\sigma_{F1,2}^0 = \frac{F_t}{b_w m} K_{F0} Y_{FS1,2} Y_\beta Y_\varepsilon,$$

где m — модуль передачи; K_{F0} — коэффициент нагрузки на начальной стадии испытаний; $Y_{FS1,2}$ — коэффициенты, учитывающие влияние формы зубьев шестерни и колеса и концентрацию напряжений; Y_β — коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба; Y_ε — коэффициент, учитывающий влияние перекрытия зубьев.

Коэффициент нагрузки K_{F0} на начальной стадии испытаний:

$$K_{F0} = K_A K_{FV0} K_{F\beta} K_{F\alpha},$$

где K_{FV0} — коэффициент внутренней динамической составляющей нагрузки.

7. Принимается, что коэффициенты внутренней динамической составляющей нагрузки при расчете зубьев на контактную и изгибную прочность на начальной стадии испытаний равны между собой:

$$K_{HV0} = K_{FV0} = K_{V0} = 1 + \frac{F_{\max 0}}{F_t}.$$

8. В процессе проведения вибромониторинга редуктора текущие значения K_{Vi} определяются по формуле

$$K_{Vi} = 1 + \frac{F_{\max i}}{F_t},$$

где $F_{\max i}$ — максимальное значение внутренней динамической нагрузки в зацеплении (текущие значения), Н.

9. Значения внутренней динамической нагрузки в зацеплениях $F_{\max i}$ в процессе вибромониторинга рассчитываются из выражения:

$$F_{\max i} = K_{вi} F_{\max 0},$$

где $K_{вi}$ — коэффициент роста вибраций, равный отношению максимального (пикового) значения виброускорения $a_{\max i}$ (в м/с^2) зубчатой передачи при i-м замере к соответствующему ему значению $a_{\max 0}$ на начальной стадии испытаний:

$$K_{вi} = \frac{a_{\max i}}{a_{\max 0}}.$$

Коэффициент роста вибраций $K_{вi}$ для каждой зубчатой передачи определяется по графику изменения величин пиковых значений виброускорений на соответствующем валу редуктора (см. рисунок 4).

Дальнейший расчет контактных и изгибных напряжений зубчатой передачи в процессе испытаний предполагает периодический пересчет величины коэффициента внутренней динамической составляющей нагрузки K_V, принимаемой одинаковой для этих напряжений. Процесс определения этого коэффициента основан на том, что для расчета текущей величины коэффициента K_{Vi} после каждого i-го замера виброускорений зубчатой передачи определяется максимальное значение (пиковое) виброускорения. Обработка результатов измерений виброускорений зубчатой передачи для формирования набора реализаций виброускорений валов шестерни и колеса основана на применении алгоритма синхронного усреднения [11, 12].

Расчет контактных и изгибных напряжений зубьев зубчатой передачи производится после каждого i-го замера виброускорений по формулам:

$$\sigma_H^i = \sigma_{H0}\sqrt{K_{Hi}};$$

$$\sigma_{F1,2}^i = \frac{F_t}{b_w m} K_{Fi} Y_{FS1,2} Y_\beta Y_\varepsilon,$$

где $K_{Hi} = K_{Fi} = K_A K_{Vi} K_{H\beta} K_{H\alpha}$.

Остаточный ресурс шестерни и колеса зубчатой передачи (остаточное число $N_{\text{ост}i}^{1,2}$ циклов нагружения зубьев) по контактной или изгибной выносливости определяется выражением

$$N_{\text{ост}i}^{1,2} = \frac{R_{H,F}^{1,2} - Q_{iH,F}^{1,2}}{Q_{(i+1)H,F}^{1,2}}, \quad (1)$$

где $R_{H,F}^{1,2}$ — мера несущей способности шестерни, колеса; $Q_{iH,F}^{1,2}$ — мера повреждения зубьев шестерни, колеса в течение времени, равного i интервалам времени замеров вибрации; $Q_{(i+1)H,F}^{1,2}$ — мера повреждения зубьев за один оборот шестерни, колеса на $(i + 1)$ интервале времени.

Величина $R_{H,F}^{1,2}$ вычисляется по формуле:

$$R_{H,F}^{1,2} = (\sigma_{H,F\lim}^{1,2})^{q_{H,F}^{1,2}} N_{H,F\lim}^{1,2}, \quad (2)$$

где $\sigma_{H,F\lim}^{1,2}$ — пределы контактной и изгибной выносливости зубьев шестерни и колеса, МПа; $q_{H,F}^{1,2}$ — показатели степени кривых усталости при расчете на контактную и изгибную выносливость [14]; $N_{H,F\lim}^{1,2}$ — числа циклов напряжений, соответствующие перегибу кривых усталости при расчете на контактную и изгибную выносливость зубьев шестерни и колеса.

Мера повреждения зубьев за один оборот шестерни, колеса зубчатой передачи на $(i + 1)$ интервале времени

$$Q_{(i+1)H,F}^{1,2} = \left(\sigma_{(i+1)H,F}^{1,2}\right)^{q_{H,F}^{1,2}}, \quad (3)$$

где $\sigma_{(i+1)H,F}^{1,2}$ — расчетные значения контактного и изгибного напряжений шестерни и колеса на $(i + 1)$ интервале времени.

Мера повреждения зубьев шестерни и колеса в течение времени, равного i интервалам времени замеров вибрации, рассчитывается как

$$Q_{iH,F}^{1,2} = \sum_{k=1}^{k=i} \left(\sigma_{kH,F}^{1,2}\right)^{q_{H,F}^{1,2}} N_k^{1,2}, \quad (4)$$

где $\sigma_{kH,F}^{1,2}$ — расчетные значения контактных и изгибных напряжений шестерни и колеса на k-м интервале

времени ($k < i$), МПа; $N_k^{1,2}$ — число циклов нагружения зубьев шестерни, колеса на k-м интервале времени.

После подстановки в (1) формул (2)–(4) выражение для остаточного ресурса зубчатой передачи в количестве циклов нагружения зубьев примет вид:

$$N_{\text{ост}i}^{1,2} = \frac{R_{H,F}^{1,2} - Q_{iH,F}^{1,2}}{Q_{(i+1)H,F}^{1,2}} = \\ = \frac{\left(\sigma_{H,F\lim}^{1,2}\right)^{q_{H,F}^{1,2}} N_{H,F\lim}^{1,2} - \sum_{k=1}^{k=i}\left(\sigma_{kH,F}^{1,2}\right)^{q_{H,F}^{1,2}} N_k^{1,2}}{\left(\sigma_{(i+1)H,F}^{1,2}\right)^{q_{H,F}^{1,2}}}. \quad (5)$$

Лимитирующей ресурс редуктора является зубчатая передача, имеющая наименьший остаточный ресурс в моточасах или километрах пробега.

Таким образом, метод прогнозирования остаточного ресурса редукторов при ускоренных испытаниях, основанный на аналитических зависимостях, устанавливающих взаимосвязь между величинами внутренних динамических нагрузок в зацеплениях зубчатых передач и максимальными значениями виброускорений на его корпусе, позволяет эффективно решать задачу оценки динамической нагруженности каждого зацепления, контактных и изгибных напряжений в зубьях, расходуемого и остаточного ресурсов зубчатых колес посредством периодического вибромониторинга их технического состояния в процессе испытаний редуктора.

Предварительное расчетное определение длительности проведения ускоренных стендовых испытаний при заданных режимах нагружения по времени исчерпания ресурса выбранного лимитирующего элемента основано на величинах коэффициентов K_V внутренней динамической составляющей нагрузки зубчатых передач в первоначальный период испытаний редуктора. Посредством непрерывного контроля технического состояния элементов редуктора безразборным методом с помощью установленной на стенде системы вибромониторинга корректируются изменяющиеся по мере развития повреждений значения расчетных коэффициентов K_V, что позволяет уже в процессе проведения испытаний прогнозировать выход из строя конкретного лимитирующего элемента и давать оценку его остаточного ресурса, а также уточнять время до окончания испытаний.

После завершения ускоренных стендовых испытаний редуктора, в связи с выходом из строя одного из лимитирующих элементов, по их результатам уточняются первоначальные (исходные) расчетные ресурсы зубчатых передач (меры несущей способности $R_{H,F}$ по контактной и изгибной выносливости) по формуле

$$R_{H,F}^{1,2} = \sum_k \left(\sigma_{kH,F}^{1,2}\right)^{q_{H,F}^{1,2}} N_k^{1,2}, \quad (6)$$

в которой суммирование выполняется для всех интервалов наработки от начала испытаний до их завершения.

Проведение ускоренных стендовых испытаний редуктора с непрерывным контролем технического состояния его элементов посредством безразборного вибромониторинга и последующим анализом результатов позволяет уточнить, как происходят рост нагруженности и процессы разрушения его отдельных элементов. Установленные для каждой пары зубчатых колес при проведении форсированных стендовых испытаний линейные зависимости коэффициентов внутренней динамической составляющей нагрузки K_V от величин максимальных значений виброускорений $a_{\max}$, изменяющихся при наработке редуктора в связи с развитием повреждений его элементов и определяемых с использованием данных вибромониторинга, применяются для прогнозирования остаточного ресурса зубчатых передач в эксплуатации. Обоснование такого подхода строится на предположении, что при эксплуатации процессы накопления усталостных повреждений элементов редуктора аналогичны тем, которые происходят при ускоренных испытаниях: меняются скорость и интенсивность накопления повреждений при сохранении характера физических процессов усталостного разрушения — условие, которое должно соблюдаться при выборе форсированных нагрузочных режимов испытаний [2].

Метод прогнозирования остаточного ресурса редукторов в эксплуатации заключается в определении по результатам периодического вибромониторинга коэффициента внутренней динамической составляющей нагрузки K_V в зацеплении каждой зубчатой передачи, изменяющегося в процессе наработки редуктора, и последующего перерасчета их остаточного ресурса (по формуле (5)) с выявлением передачи с наименьшим остаточным ресурсом, лимитирующей ресурс редуктора в целом. При этом используются уточненные по результатам ускоренных испытаний исходные расчетные ресурсы зубчатых передач $R_{H,F}^{1,2}$ (найденные по выражению (6) и подставляемые в формулу (5) при прогнозировании остаточного ресурса передач в эксплуатации) и полученные зависимости коэффициентов K_V от величин максимальных значений виброускорений $a_{\max}$.

Заключение. Разработан расчетно-экспериментальный метод прогнозирования остаточного ресурса редукторов в эксплуатации, учитывающий изменение их внутренней динамической нагруженности (связанной с повреждениями элементов редуктора) по результатам ускоренных стендовых испытаний, позволяющий повысить точность прогнозирования ресурса.

Сущность метода заключается в определении по результатам периодического вибромониторинга коэффициента внутренней динамической составляющей нагрузки K_V в зацеплении каждой зубчатой передачи, изменяющегося в процессе наработки редуктора, и последующего перерасчета их остаточного ресурса с выявлением передачи с наименьшим остаточным ресурсом, лимитирующей ресурс редуктора в целом. При этом используются полученные в результате ускоренных испытаний уточненные значения исходных расчетных ресурсов зубчатых передач, а также устанавливаемые для каждой пары зубчатых колес линейные зависимости коэффициентов K_V от величин максимальных значений виброускорений $a_{\max}$ на корпусе редуктора, изменяющихся при его наработке в связи с развитием повреждений элементов.

Проведены экспериментальные исследования по установлению роста пиковых значений виброускорений на валу солнечной шестерни 1-го планетарного ряда РМК карьерных самосвалов БЕЛАЗ-75585 в зависимости от степени искусственного повреждения зубьев путем срезания части рабочего профиля в области вершины.

Список литературы

1. Оценка эксплуатационного ресурса планетарной коробки передач ГМТ карьерного самосвала по результатам форсированных стендовых испытаний / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман,

А.С. Скороходов [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2023. — № 1(62). — С. 31–38. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-1-62-31-38.
2. Метод проведения ускоренных стендовых испытаний зубчатых приводных механизмов при минимальном количестве испытываемых образцов / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2020. — Вып. 9. — С. 234–237.
3. Ускоренные ресурсные стендовые испытания редукторов мотор-колес карьерных самосвалов / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2025. — Вып. 14. — С. 141–145.
4. Мигаль, В.Д. Техническая диагностика автомобилей. Теоретические основы: учеб. пособие / В.Д. Мигаль. — Харьков: Майдан, 2014. — 516 с.
5. Research on gear-box residual useful life prediction based on stochastic filtering model / S.-J. Deng, L.-W. Tang, G.-B. Yu, J. Yang // Proc. of 2013 International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering (QR2MSE), Chengdu, 15–18 July 2013. — P. 1804–1807. — DOI: https://doi.org/10.1109/QR2MSE.2013.6625927.
6. Liu, X. A study of gearbox residual life prediction method based on stochastic filtering and recursive expectation maximization model / X. Liu, Y.-X. Jia, J. Zhou // Advanced Materials Research. — 2014. —— Vol. 1030–1032. — P. 1133–1137. — DOI: https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.1030-1032.1133.
7. Planetary gearbox remaining useful life estimation based on state space model / X. Ni, J. Zhao, J. Chen, H. Li // Vibroengineering Procedia. — 2015. — Vol. 5. — P. 253–258. — DOI: https://doi.org/10.21595/vp.2015.16333.
8. Lu, Q. Digital twin and data-driven remaining useful life prediction of gearbox / Q. Lu, M. Li, X. Huang // IEEE Access. — 2025. — Vol. 13. — P. 111614–111627. — DOI: https://doi.org/10.1109/ACCESS.2025.3583313.
9. Time-weighted kernel density for gearbox residual life prediction / W. Zhang, J. Zeng, H. Shi [et al.] // Scientific Reports. — 2025. — Vol. 15. — DOI: https://doi.org/10.1038/s41598-025-94924-z.
10. Метод оценки остаточного ресурса зубчатых передач в межремонтный период / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2021. — № 2(55). — С. 5–17. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2021-2-55-5-17.
11. Bechhoefer, E. A review of time-synchronous average algorithms / E. Bechhoefer, M. Kingsley // Proc. of the Annual Conf. of the PHM Society, San Diego, Sept.–Oct., 2009. — Vol. 1, no. 1. — URL: https://papers.phmsociety.org/index.php/phmconf/article/view/1666 (date of access: 04.06.2026).
12. Autocorrelation-based time synchronous averaging for condition monitoring of planetary gearboxes in wind turbines / J.M. Ha, B.D. Youn, H. Oh [et al.] // Mechanical System and Signal Processing. — 2016. — Vol. 70–71. — P. 161–175. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.09.040.
13. Комплексный контроль и повышение качества зубчатых приводных механизмов для машиностроения / О.В. Берестнев, В.Е. Антонюк, Н.Н. Ишин [и др.]. — Мн.: БелГИСС, 2009. — 115 с.
14. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: ГОСТ 21354-87. — Введ. 01.01.89. — М.: Изд-во стандартов, 1988. — 129 с.

Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S., Shportko V.V., Shyshko S.A.

Predicting the residual operational life of geared systems based on accelerated bench test results

Conventional methods of calculating the most loaded elements (gear trains, rolling bearings), primarily limiting the life of geared systems, do not take into account the change of the main calculational coefficients during operation, which reduces the accuracy of predicting their residual operational life. The paper proposes a computational and experimental method for predicting the residual life of reducers in operation, taking into account the change of their internal dynamic loading (related to reducer elements damage) according to the results of accelerated bench tests. The method is based on determining the internal dynamic load factor K_V in the engagement of each gear train by vibration monitoring data and subsequent recalculation of their residual life. To predict the reducer's residual life in operation, linear dependencies of factors K_V are used, established for each gear pair based on the results of accelerated bench tests, on the maximum vibration acceleration values a_{max}, which change during the reducer's operation as a result of the development of its elements damage.

Поступила в редакцию 03.08.2026.

УДК 621.81

М.П. ЛОБКОВА
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

А.Е. КОВЕНСКИЙ, канд. техн. наук
ОАО «Планар-СО», г. Минск, Республика Беларусь

С.С. ПАПИНА, канд. техн. наук
УП «НТЦ «ЛЭМТ» БелОМО», г. Минск, Республика Беларусь

УПРАВЛЕНИЕ КОЛЕБАНИЯМИ В ПРИВОДЕ РАБОЧЕЙ ПОДАЧИ ВАРЬИРОВАНИЕМ ЖЕСТКОСТИ СИСТЕМЫ СПИД

В статье приведены результаты исследований влияния силы натяжения зубчато-ременной передачи на длительность затухания колебаний с собственной частотой после перемещения исполнительного органа в заданную координату приводом возвратно-поступательного движения роботизированного оборудования. В результате проведенных исследований показано, что при функционировании привода координатных перемещений с зубчато-ременной передачей роботизированного оборудования серийного и крупносерийного производства с возвратно-поступательным движением исполнительного органа, длительность холостого хода, определяемая с учетом времени затухания колебаний с собственной частотой, существенно зависит от натяжения зубчатого ремня, величина которого позволяет увеличить или уменьшить длительность затухания колебаний в 3–4 раза. Показано, что с учетом этого фактора целесообразно использование адаптивной системы управления натяжением зубчатого ремня, сочетающейся с мониторингом и анализом параметров затухающих колебаний с собственной частотой. Это позволит существенно уменьшить длительность холостого режима функционирования привода и соответственно увеличить производительность оборудования.

Ключевые слова: *динамика, жесткость, колебания, микроэлектроника, привод, производительность, управление*

Введение. К одной из основных проблем приводов циклического действия координатных систем роботизированного оборудования точного машиностроения, ограничивающих возможности повышения производительности и точности, можно отнести возникновение затухающих колебаний с собственной частотой исполнительного органа, оказывающих влияние на эти характеристики [1–5].

В прецизионном оборудовании управление процессами колебаний исполнительного органа в основном осуществляется изменением жесткости системы СПИД и, как правило, ориентировано на выведение резонансных частот из рабочего диапазона вынужденных колебаний. Решение этой задачи с использованием параметрического возбуждения или динамического гашения колебаний используется существенно реже.

В ряде динамически нагруженных систем жесткость упругих элементов меняется в зависимости от внешних возбуждающих колебания факторов, в прецизионном оборудовании, в частности в электромеханических приводах с ременными и зубчато-ременными передачами, жесткость может регулироваться изменением усилия натяжения.

Приведенные выше подходы в основном ориентированы на изменение частоты и амплитуды колебаний. Однако в ряде случаев в электромеханических приводах циклического действия к более актуальным проблемам можно отнести увеличение декремента затухания колебаний, позволяющее сократить длительность колебаний с собственной частотой и, как следствие, функционирования приводной системы в холостом режиме и на основе этого повысить производительность оборудования. Но исследований в этой области не вполне достаточно для системного решения данной задачи для привода рабочего стола с зубчато-ременной передачей прецизионной установки для разделения полупроводниковых пластин на кристаллы ОАО «Планар-СО».

Цель исследований — оценка возможности сокращения длительности колебаний с собственной частотой рабочего стола установки для разделения полупроводниковых пластин на кристаллы ОАО «Планар-СО» и на основе этого повышение ее производительности путем управления жесткостью зубчато-ременной передачи.

Методика исследований. Анализ результатов ранее проведенных исследований колебаний в электромеханическом приводе стола [6, 7] установки для разделения полупроводниковых пластин на кристаллы ОАО «Планар-СО» (рисунок 1) показал следующее:

Рисунок 1 — Установка для разделения полупроводниковых пластин на кристаллы ОАО «Планар-СО» ЭМ-2095

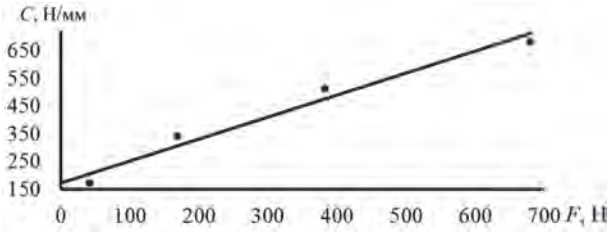


Рисунок 2 — Зависимость жесткости *C* зубчато-ременной от силы *F* натяжения ремня

- наименьшей жесткостью в кинематической цепи, связывающей электродвигатель привода подачи и рабочий стол, обладает зубчато-ременная передача;
- жесткость зубчатого ремня зависит от его натяжения (рисунок 2);
- в электромеханическом приводе подачи стола содержится натяжное устройство (рисунок 3), позволяющее в ручном или автоматизированном режиме, например с использованием коил- или шагового двигателя, управлять силой натяжения зубчато-ременной передачи.

С учетом приведенного выше, в основу методики исследований влияния жесткости зубчато-ременной передачи и усилия сжатия пружины натяжного устройства, а также конструктивного исполнения натяжного устройства в целом на колебания рабочего стола установки для разделения полупроводниковых пластин на кристаллы был положен методический подход, приведенный в [6–10].

Исследования проводились на установке для разделения полупроводниковых пластин на кристаллы ЭМ-2095, на рабочий стол которого устанавливался модуль контроля виброускорений, посредством которого регистрировались колебания рабочего стола в направлении его движения при разгоне до скорости 100 мм/с, при движении с постоянной скоростью подачи и торможении до остановки.

По полученным результатам определялась частота колебаний, логарифмический декремент колебаний и анализировался их характер, после чего осуществлялось

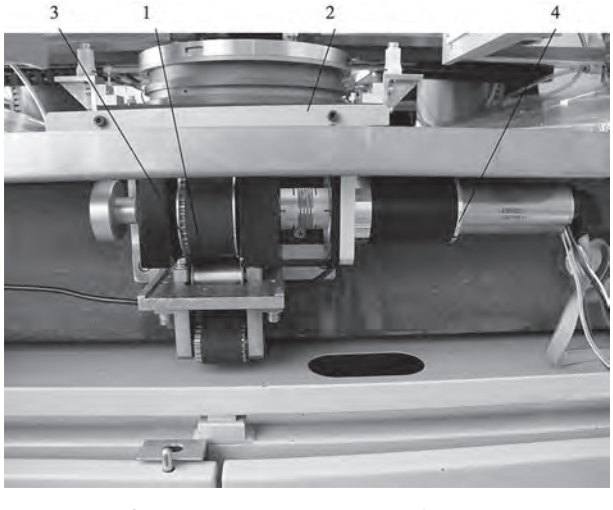


Рисунок 3 — Натяжное устройство зубчато-ременной передачи установки ЭМ-2095: 1 — зубчатый ремень; 2 — подвижный стол (исполнительный орган), жестко связанный с зубчатым ремнем 1; 3 — ведущий (связан с программно-управляемым мотор-редуктором) шкив; 4 — мотор-редуктор с программно-управляемой частотой вращения

регулирование величины сжатия пружины натяжного устройства на величины, соответствующие усилиям натяжения F/F_0 = –0,5; 0; 0,5; 1, где F_0 — нормативное натяжение зубчато-ременной передачи рабочего стола установки для разделения полупроводниковых пластин на кристаллы ОАО «Планар-СО».

Результаты исследований и их обсуждение. На рисунке 4 показана осциллограмма колебаний ускорения рабочего стола в направлении резания паза при различном натяжении зубчатого ремня.

Анализ результатов исследований показал следующее:
- изменение силы F натяжения зубчатого ремня по отношению к исходной F_0, используемой на ОАО «Планар-СО», приводит к изменению параметров колебаний, включая амплитуды и декремент затухания, определяющий длительность затухания собственных колебаний (рисунок 5 *а*) рабочего стола в направлении рабочей подачи. При этом может быть установлено натяжение ремня, при котором длительность периода затухания механических колебаний сократится в 3–4 раза (см. рисунок 5 *б*);
- частота собственных механических колебаний рабочего стола определяется соотношением жесткостных параметров и механической цепи, связывающей рабочий стол с мотор-редуктором, и его массы, при этом:

• к определяющему жесткость компоненту механической системы, связывающей рабочий стол с мотор-редуктором, можно отнести зубчатый ремень, жесткость

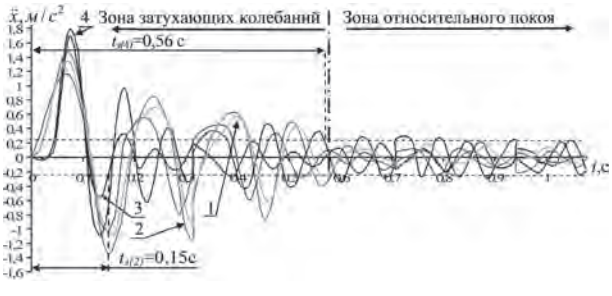
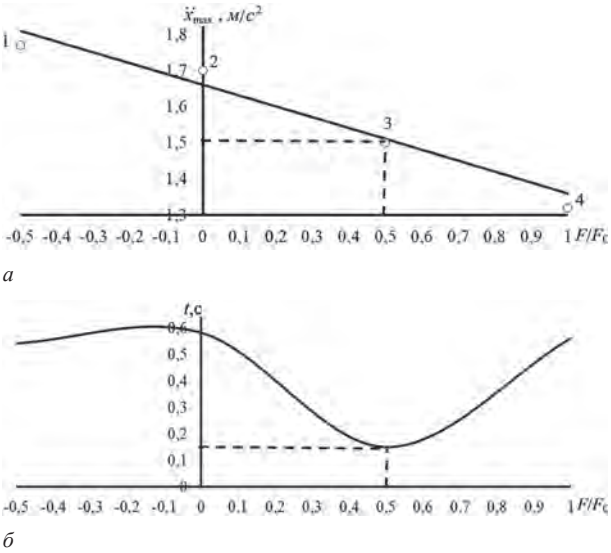


Рисунок 4 — Осциллограмма колебаний рабочего стола при изменении натяжения зубчатого ремня: 1 — F/F_0 = – 0,5; 2 — F = 0; 3 — F/F_0 = 0,5; 4 — F/F_0 = 1



а

б

Рисунок 5 — Изменение амплитуды $\ddot{x}_{max}$ колебаний стола (*а*) и времени *t* их затухания (*б*) при увеличении силы натяжения зубчатого ремня

которого зависит от его натяжения, причем в рассматриваемом диапазоне сил она изменялась в ~2 раза, вследствие чего частота собственных колебаний изменилась в ~1,4 раза;

• масса рабочего стола, ориентировочно равная 15–16 кг и вне зависимости от массы установленной на нем полупроводниковой пластины (до 0,4…0,5 кг), может быть принята постоянной;

- логарифмический декремент затухания собственных колебаний рабочего стола имел значение ~0,6 и практически не зависел от натяжения зубчатого ремня (коэффициент вариации не превышал 2,5 %), что позволяет не учитывать этот параметр при разработке системы адаптивного управления параметрами функционирования рабочего стола.

При резании полупроводниковых пластин диаметром 150…200 мм со скоростью рабочей подачи 30…60 мм/с сокращение длительности затухания механических колебаний стола и соответственно его холостого хода в 3–4 раза оказывает существенное влияние на производительность процесса разделения полупроводниковых пластин на кристаллы. Таким образом, систему определения и, при необходимости, автоматизированные компоненты установки рациональной величины натяжения зубчатого ремня привода рабочей подачи стола целесообразно включать в систему адаптивного управления параметрами его функционирования.

В процессе эксплуатации изменение усилия натяжения зубчатого ремня длительный период времени может сохраняться постоянным или меняться достаточно медленно. Поэтому наиболее целесообразно автоматизированное или ручное тестирование с определением и установкой (корректировкой) рациональной величины натяжения зубчатого ремня привода подачи рабочего стола в процессе наладки процесса разделения полупроводниковой пластины на кристаллы, а в последующем — осуществление периодического автоматизированного мониторинга и анализа параметров собственных колебаний стола в процессе его разгона в наладочном режиме.

Заключение. В результате исследований установлено, что при функционировании привода координатных перемещений с зубчато-ременной передачей роботизированного оборудования серийного и крупносерийного производства с возвратно-поступательным движением, длительность холостого хода, определяемая с учетом времени затухания колебаний с собственной частотой, существенно зависит от натяжения зубчатого ремня. При этом длительность затухания колебаний может быть в 3–4 раза большей или меньшей. Вследствие этого целесообразно при создании привода возвратно-поступательного движения исполнительного органа роботизированного оборудования использование адаптивной системы управления натяжением зубчатого ремня, сочетающейся с мониторингом и анализом параметров затухающих колебаний с собственной частотой.

Список литературы

1. Гаспаров, Э.С. Обеспечение динамического качества высокоскоростных шпиндельных узлов на основе моделирования и безразборной оценки состояния: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.07 / Гаспаров Эрик Сергеевич; Самарский гос. техн. ун-т. — Самара, 2016. — 174 с.
2. Глушков, С.П. Гидравлические виброизолирующие опоры нового поколения / С.П. Глушков, П.А. Фомичев, Е.В. Фомичева. — Новосибирск: Новосибирская академия водного транспорта, 2005. — 190 с.
3. Динамические свойства линейных виброзащитных систем / А.В. Синев, Ю.Г. Сафронов, В.С. Соловьев [и др.]; под ред. К.В. Фролова. — М.: Наука, 1982. — 205 с.
4. Михайлик, О.С. Управление жесткостью как средство адаптации механических передач: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.02.18 / Михайлик Ольга Сергеевна; Омский гос. техн. ун-т. — Омск, 2006. — 26.
5. Автоуправление жесткостью связей как средство адаптации механических систем / П.Д. Балакин, О.С. Дюндик, И.П. Згонник, А.М. Федорова / Динамика систем, механизмов и машин: материалы. — 2019. — Т. 7, № 1. — С. 12–15.
6. Фомичева, Е.В. Методика управления колебательными процессами в виброзащитной системе / Е.В. Фомичева, П.А. Фомичев // Творчество и современность. — 2024. — № 4. — С. 47–53.
7. Управление жесткостью подвески «Tein EDFC Active» // DRIVE2.ru. — URL: https://www.drive2.ru/l/528390379888707405/ (дата обращения: 24.06.2026).
8. Байзакова, Г.А. Управление жесткостью пружины при помощи реактивных параметров / Г.А. Байзакова, А.К. Томилин // Наука и техника Казахстана. — 2006. — № 4. — С. 33–39.
9. Томилин, А.К. Управление частотами колебаний упругих электромеханических систем / А.К. Томилин, Г.А. Байзакова // Вестник Томского государственного университета. — 2012. — № 3. — С. 87–92.
10. Губайдулин, Д.С. Адаптивная система управления жесткостью крепления рабочих секций чизельно-дискового орудия / Д.С. Губайдулин, Д.С. Галич, В.А. Моторин // Вестник РГАТУ. — 2024. — Т. 16, № 1. — С. 87–94.

Lobkova M.P., Kovensky A.E., Papina S.S.

Control of oscillations in the working feed drive by varying the stiffness of the MFTW system

The article presents the results of studies on the influence of the tension force of a toothed belt transmission on the duration of the attenuation of oscillations with a natural frequency after moving the actuator to a given coordinate by a reciprocating drive of robotic equipment. As a result of the conducted research, it was shown that during the operation of the coordinate movement drive with a toothed belt transmission of robotic equipment of serial and large-scale production with a reciprocating movement of the actuator, the duration of the idle run, determined taking into account the attenuation time of oscillations with a natural frequency, significantly depends on the tension of the toothed belt, the value of which makes it possible to increase or decrease the duration of the attenuation of oscillations by 3–4 times. It is shown that, taking this factor into account, it is advisable to use an adaptive system for controlling the tension of a toothed belt, combined with monitoring and analysis of the parameters of damped oscillations with a natural frequency. This will significantly reduce the duration of the drive's idle mode of operation and, accordingly, increase the equipment's productivity.

Поступила в редакцию 06.07.2026.

УДК 621.9: 621.382

А.Е. КОВЕНСКИЙ, канд. техн. наук
ОАО «Планар-СО», г. Минск, Республика Беларусь

В.Л. БАСИНЮК, д-р техн. наук, проф.; О.М. ЕЛОВОЙ, канд. техн. наук; А.А. ГЛАЗУНОВА
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПРИВОДНЫМИ СИСТЕМАМИ ОБОРУДОВАНИЯ ТОЧНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ МАТЕРИАЛОВ ТИПА ПОЛИКОР

В статье приведены результаты исследований вибрации, возникающей при механической обработке алмазным диском пластин поликора, одного из наиболее перспективных материалов для компонентов микроэлектроники, работающих в технике для экстремальных условий в широком диапазоне температур, в частности в высокочастотной электронике, силовой электронике и датчиках, медицинских высокоточных диагностических приборах. Анализ результатов исследований показал, что существуют закономерности, связывающие параметры вибрации с режимами резания пластин поликора. Эти параметры наиболее существенно и нелинейно зависят от сочетания величины подачи, толщины разрезаемой пластины и частоты вращения диска алмазного режущего (ДАР), т. е. скорости резания. Существуют ярко выраженные экстремумы, оказывающие существенное влияние на производительность процесса обработки. При этом предварительный анализ качества реза подтвердил наличие его связи с режимами резания и толщиной разрезаемой пластины. На основе полученных результатов могут быть установлены закономерности, связывающие качество обработки с параметрами возникающей при этом вибрации, и на их основе сформирован алгоритм адаптивного управления производительностью и качеством процесса резания поликора по параметрам возникающей при этом вибрации, что позволит обеспечить требуемый уровень качества и, с его учетом, максимально достижимую технически обоснованную производительность. Этот методический подход может быть положен в основу создания системы искусственного интеллекта, управляющей полностью автоматизированными установками для обработки пластин поликора в закрытой, обеспечивающей экологическую безопасность среде.

Ключевые слова: *адаптивное управление, качество, поликор, производительность, резание*

Введение. Поликор относится к одной из разновидностей алюминоксида, содержащей около 99,7–99,9 % оксида алюминия и 0,3–0,2 % оксида магния. Для него характерна прозрачность и высокая плотность. Это позволяет обеспечить высокую чистоту обработки поверхности, что чрезвычайно важно для осаждения пассивных элементов гибридных интегральных схем.

Поликор имеет уникальный комплекс физических, химических и электрических свойств, включая высокие: плотность (3,96 г/см^3, для сравнения, у сапфира — 3,99 г/см^3), теплопроводность (26–30 Вт/(м·К), для сравнения, у сапфира — 30,3–32,5 Вт/(м·К)), диэлектрическую прочность, устойчивость к воздействию высоких температур и химических веществ, низкий коэффициент теплового расширения, а также высокую прочность на изгиб. Это обеспечивает надежность компонентов микроэлектроники из этого материала, работающей в технике для экстремальных условий, включая широкий диапазон температур, что чрезвычайно важно для высокочастотной электроники (антенн, фильтров, СВЧ-устройств), силовой электроники (мощных транзисторов, инверторов), аэрокосмической бортовой электроники и датчиков, медицинских высокоточных диагностических приборов. Таким образом, этот материал можно отнести к одному из самых перспективных материалов для применения в модулях СВЧ, в частности для пассивных компонентов, которые являются неотъемлемой частью любого модуля СВЧ, включая фильтры, вентили, СВЧ-резисторы, поглотители, аттенюаторы, делители мощности, СВЧ-конденсаторы, СВЧ-индуктивности. Поликор полностью отвечает высоким требованиям, предъявляемым к этим модулям, и его можно отнести к одному из самых перспективных материалов для использования в них. Вместе с тем он имеет чрезвычайно высокую твердость, соответствующую, как и у сапфира, 9 по шкале Мооса. Алмаз, для сравнения, имеет твердость 10 по той же шкале.

Для обработки тонких, толщиной до 1–2 мм, пластин поликора используется прецизионное оборудование для раскроя твердых и хрупких диэлектрических материалов на кристаллы, например, установка ЭМ-2095 ОАО «Планар-СО» (рисунок 1). При этом используются высокоскоростные прецизионные электрошпиндели и ДАР.

Наиболее распространенные разрезаемые на части пластины поликора имеют размеры 60×48 мм. При их обработке частота вращения электрошпинделя составляет 12 000–17 000 мин$^{-1}$, скорость подачи S варьируется в достаточно широком диапазоне от 1 до 3 мм/с, что обусловливает такой же широкий диапазон варьирования производительности процесса резания поликора, к наиболее эффективному пути повышения которой можно отнести создание системы адаптивного управления режимами функционирования приводных систем оборудования для обработки пластин поликора, основанной на мониторинге режимов функционирования и их влиянии на те или иные характеристики [1–17].

Цель исследований — разработка методических подходов к адаптивному управлению приводными си-

Рисунок 1 — Установка ОАО «Планар-СО», используемая для обработки поликора ДАР

стемами оборудования точного машиностроения при обработке материалов типа поликор, позволяющему существенно повысить производительность этого процесса.

Методика исследований. В основу методики исследований положены:

- оценка возможности определения влияния режимов резания поликора, в частности скорости рабочей подачи, частоты вращения ДАР и глубины прорезаемого паза, на отношение δ_a регистрируемого на рабочем столе виброускорения a (м/с^2) к аналогичному параметру, зарегистрированному при скорости рабочей подачи $S = 1$ мм/с, угловой скорости вращения ДАР $\omega = 1256$ рад/с ($n = 12\,000$ мин$^{-1}$) и минимальной глубине прорезаемого паза $D = 1$ мм;
- разработка наиболее рациональных алгоритмов и блок-схемы системы адаптивного управления, основанной на закономерностях, связывающих результаты мониторинга режимов резания и регистрируемого на рабочем столе виброускорения, связанного с производительностью и качеством прорезаемого паза.

Минимальная толщина разрезаемой пластины поликора составляла $D = 1$ мм, максимальная — 2 мм.

При проведении исследований для определения влияния скорости V рабочей подачи, частоты вращения ДАР ω и толщины Δ разрезаемой пластины поликора на параметры регистрируемого на рабочем столе виброускорения использовались методические подходы планирования эксперимента, в рамках которого использовались модели

$$\delta_a = k_a \delta_S^b \delta_\omega^c \delta_\Delta^d, \qquad (1)$$

где k_a — безразмерный коэффициент влияния величин V, ω и Δ на возникающее при обработке пластин виброускорение; δ_S, δ_ω, δ_Δ — отношения соответственно принятых при обработке значений V, ω и Δ к значениям $S = 1$ мм/с; $\omega = 1256$ рад/с и $\Delta = 1$ мм; b, c, d — степень влияния δ_S, δ_ω, δ_Δ на δ_a.

Для формирования математической модели приведем зависимость (1) к виду

$$\lg\delta_a = \lg k_a + b\lg\delta_S + c\lg\delta_\omega + d\lg\delta_\Delta. \qquad (2)$$

Тогда математическая модель, связывающая $\lg\delta_a$ и $\lg\delta_\Delta$ с режимами обработки, может быть представлена в виде

$$\begin{aligned}\lg\delta_a = \lg k_a + bX_S + cX_\omega + dX_\Delta + \nu^a_{S\omega}X_S X_\omega + \\ + \nu^a_{S\Delta}X_S X_\Delta + \nu^a_{\omega\Delta}X_\omega X_\Delta + \nu^a_{S\omega\Delta}X_S X_\omega X_\Delta,\end{aligned} \qquad (3)$$

где $\nu^a_{S\omega}$, $\nu^a_{S\Delta}$, $\nu^a_{\omega\Delta}$, $\nu^a_{S\omega\Delta}$ — коэффициенты взаимного влияния S, ω и Δ на виброускорение, регистрируемое на рабочем столе при разрезании пластины поликора; X_S, X_ω и X_Δ — коэффициенты, определяемые из соотношения

$$X_{V;\omega;\Delta} = \frac{X_{i(S;\omega;\Delta)} - 0{,}5\left(X_{i_{S;\omega;\Delta}(\max)} + X_{i_{S;\omega;\Delta}(\min)}\right)}{0{,}5\left(X_{i_{S;\omega;\Delta}(\max)} - X_{i_{S;\omega;\Delta}(\min)}\right)}, \qquad (4)$$

где $0{,}5\left(X_{i_{S;\omega;\Delta}(\max)} + X_{i_{S;\omega;\Delta}(\min)}\right)$ — основной уровень варьирования X_i; $0{,}5\left(X_{i_{S;\omega;\Delta}(\max)} - X_{i_{V;\omega;\Delta}(\min)}\right)$ — полуинтервал варьирования X_i.

Величины коэффициентов $\nu^a_{S\omega}$, $\nu^a_{S\Delta}$, $\nu^a_{\omega\Delta}$, $\nu^a_{S\omega\Delta}$ зависимости (3) определяются в соответствии с методикой обработки данных, используемой при планировании полнофакторного эксперимента типа 23. Основные уровни и интервалы варьирования X_S, X_ω и X_Δ, а также их кодовое обозначение приведено в таблице 1.

Матрицы планирования и обработки результатов эксперимента приведены в таблицах 2 и 3 соответственно.

Каждый опыт проводится три раза в соответствии с режимами, приведенными в таблице 2. По их результатам определяются и заносятся в таблицу 2 средние значения $\lg\bar{\delta}_a$ и его среднее квадратическое отклонение S^2_{aj}:

Таблица 1 — Диапазоны варьирования X_S, X_ω и X_Δ и их кодовые обозначения

Уровень варьируемых факторов	Обозначение кодовое	X_S	X_ω	X_Δ
Основной интервал	0	$\frac{X_{S(\max)} + X_{S(\min)}}{2}$	$\frac{X_{\omega(\max)} + X_{\omega(\min)}}{2}$	$\frac{X_{\Delta(\max)} + X_{\Delta(\min)}}{2}$
Полуинтервал варьирования	ΔX_i	$\frac{X_{S(\max)} - X_{S(\min)}}{2}$	$\frac{X_{\omega(\max)} - X_{\omega(\min)}}{2}$	$\frac{X_{\Delta(\max)} - X_{\Delta(\min)}}{2}$
Верхний уровень	+1	$X_{S(\max)}$	$X_{\omega(\max)}$	$X_{\Delta(\max)}$
Нижний уровень	–1	$X_{S(\min)}$	$X_{\omega(\min)}$	$X_{\Delta(\min)}$

Таблица 2 — Матрица планирования эксперимента

№ опыта, j	S, мм/с	n, мин$^{-1}$ (ω, рад/с)	Δ, мм	$\lg\overline{\delta}_{aj}$	S^2_{aj}
1	1	12 000 (1256)	1	$\lg\overline{\delta}_{a1}$	S^2_{a1}
2	3	12 000 (1256)	1	$\lg\overline{\delta}_{a2}$	S^2_{a2}
3	1	17 000 (1780)	1	$\lg\overline{\delta}_{a3}$	S^2_{a3}
4	3	17 000 (1780)	1	$\lg\overline{\delta}_{a4}$	S^2_{a4}
5	1	12 000 (1256)	2	$\lg\overline{\delta}_{a5}$	S^2_{a5}
6	3	12 000 (1256)	2	$\lg\overline{\delta}_{a6}$	S^2_{a6}
7	1	17 000 (1780)	2	$\lg\overline{\delta}_{a7}$	S^2_{a7}
8	3	17 000 (1780)	2	$\lg\overline{\delta}_{a8}$	S^2_{a8}

Таблица 3 — Матрица обработки результатов эксперимента

№ опыта	X_0	X_S	X_ω	X_Δ	X_SX_ω	X_SX_Δ	$X_\omega X_\Delta$	$X_SX_\omega X_\Delta$
1	1	–1	–1	–1	1	1	1	–1
2	1	1	–1	–1	–1	–1	1	1
3	1	–1	1	–1	–1	1	–1	1
4	1	1	1	–1	1	1	–1	1
5	1	–1	–1	1	1	–1	–1	1
6	1	1	–1	1	–1	1	–1	1
7	1	–1	1	1	–1	1	1	–1
8	1	1	1	1	1	1	1	1

$$\lg\overline{\delta}_{aj}=\frac{\sum\limits_{i=1}^{i=3}\lg\delta_{a_{ji}}}{3}; \tag{5}$$

$$S^2_{aj}=\frac{\sum\limits_{i=1}^{i=3}\left(\lg\delta_{a_{ji}}-\lg\overline{\delta}_{aj}\right)^2}{3}. \tag{6}$$

После определения приведенных выше параметров осуществляется оценка однородности полученных значений дисперсий и возможности осуществления регрессионного анализа, для чего используется критерий Кохрена:

$$G_P=\frac{S^2_{j(a)\max}}{\sum\limits_{j=1}^{j=9}S^2_{j(a)}}, \tag{7}$$

который сравнивается с табличным значением $G_{\text{табл}}$, определяемым в соответствии со степенями свободы, в рассматриваемом случае равными $f_1 = 3 – 1 = 2$, $f_2 = 9$ при принятом уровне значимости $\alpha = 0{,}05$.

При $G_P \le G_{\text{табл}}$ принимается гипотеза об однородности дисперсий и рассчитывается дисперсия воспроизводимости и ошибка:

$$S^2(a)=\frac{\sum\limits_{j=1}^{9}S^2_{j(a)}}{9}; \tag{8}$$

$$S(a)=\sqrt{S^2(a)}. \tag{9}$$

Затем рассчитываются значения коэффициентов зависимости (3), после чего проводится оценка их значимости с использованием t-критерия, которое выбирается из соответствующей таблицы для степени свободы, в рассматриваемом случае $f = 3\cdot 9 = 27$, и ошибки коэффициентов:

$$S=\frac{S(a,\,\Delta)}{\sqrt{N\cdot r}}, \tag{10}$$

где для рассматриваемого случая $N = 9$, $r = 3$.

Определяется доверительный интервал $2\cdot\Delta b_i$, где

$$\Delta b_i = t_{KP}\cdot S. \tag{11}$$

После этого исключаются коэффициенты уравнения (3), оказывающие при принятом уровне значимости несущественное влияние на a, и осуществляется оценка адекватности полученной зависимости исходной зависимости, для чего определяется значение дисперсии адекватности $S^2_{\text{ад}}$

$$S^2_{\text{ад}}=\frac{r}{N-\lambda}\sum\left(\lg\delta_{aj}-\lg\delta_{ajR}\right)^2, \tag{12}$$

где λ — число оставшихся значимых коэффициентов уравнений (5) и (6); $\lg\delta_{ajR}$ — расчетное значение после исключения коэффициентов.

Далее рассчитывается значение критерия F_P

$$F_P=\frac{S^2_{\text{ад}}}{S^2}, \tag{13}$$

которое сравнивается с табличным значением, выбранным в соответствии с принятым уровнем значимости $\alpha = 0{,}05$ и степенями свободы $f_{\text{ад}} = N – r$ и $f_E = N\cdot(r – 1)$.

При значении $F_P \le F_{\text{табл}}$ принимается гипотеза об адекватности исходной и откорректированной зависимостей, после чего, при необходимости, откорректированная зависимость может быть приведена к натуральному виду.

С использованием полученной зависимости осуществляется графическое представление зависимостей, связывающих скорость S рабочей подачи, частоту вращения ω(n) ДАР и толщину Δ разрезаемой пластины поликора с параметрами регистрируемого на рабочем столе виброускорения, которые в качестве базовых могли быть использованы при создании алгоритмов адаптивной системы управления.

Результаты исследований и их обсуждение. Типовая осциллограмма виброускорения при разрезании пластины из поликора показана на рисунке 2.

После реализации приведенной выше методики обработки результатов исследований в рассматриваемом примере была получена откорректированная по наиболее значимым компонентам зависимость

$$\lg\delta_a = -0{,}2038 - 0{,}1171X_\omega - 0{,}1629X_S X_\Delta. \tag{14}$$

Графики зависимости $\lg\delta_a$ и δ_a приведены на рисунке 3.

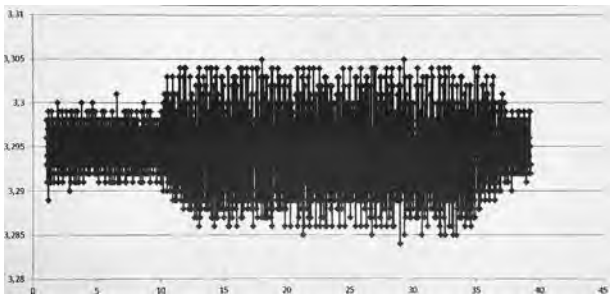
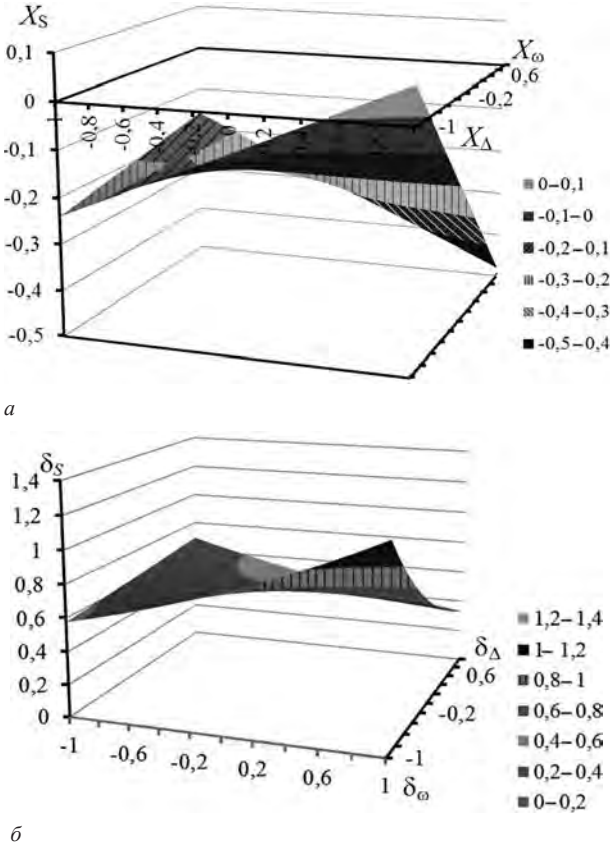


Рисунок 2 — Типовая осциллограмма виброускорения на рабочем столе при разрезании пластины из поликора



а

б

Рисунок 3 — Графики зависимостей lgδ_a и δ_a от X_S, X_ω, X_Δ (*а*) и δ_S, δ_ω, δ_Δ (*б*) соответственно

Анализ зависимости (14) и рисунка 3 показал следующее:

- в рассматриваемом случае вибрация, возникавшая при разрезании пластины поликора ДАР, наиболее существенно зависела от сочетания двух факторов: величины подачи и толщины разрезаемой пластины и, в несколько меньшей степени, от частоты вращения ДАР;
- зависимость вибрации от совокупности приведенных выше факторов нелинейна и имеет ярко выраженные экстремумы, оказывающие существенное влияние на производительность процесса обработки и качество реза с позиций его ширины и прилегающей дефектной зоны;
- анализ качества обработки при проведении исследований показал, что оно различно для отличных друг от друга режимов обработки и толщины разрезаемой пластины и их сочетания, т. е. тесно связано с подачей, частотой вращения ДАР и толщиной разрезаемой пластины из поликора.

Заключение. Анализ результатов исследований закономерностей, связывающих параметры вибрации с режимами резания пластин поликора ДАР, показал, что эти параметры наиболее существенно зависят от сочетания величины подачи и толщины разрезаемой пластины, а также от частоты вращения ДАР, т. е. скорости резания. Эта зависимость нелинейна и имеет ярко выраженные экстремумы, оказывающие существенное влияние на производительность процесса обработки. При этом анализ качества реза (увеличение ширины по сравнению с толщиной ДАР и ширины прилегающей к резу дефектной зоны) подтвердил наличие связи качества реза с режимами обработки. С учетом этого могут быть установлены закономерности, связывающие качество обработки с параметрами возникающей при этом вибрации, на основе которых может быть сформирован алгоритм адаптивного управления производительностью и качеством процесса резания поликора по параметрам возникающей при этом вибрации. Их использование позволит обеспечить требуемый уровень качества и, с его учетом, максимально достижимую технически обоснованную производительность.

Приведенный выше методический подход может быть использован для создания системы искусственного интеллекта, управляющей автоматизированными установками типа ЭМ-2095 ОАО «Планар-СО» для обработки пластин поликора в закрытой, обеспечивающей экологическую безопасность среде.

Список литературы

1. Пащенко, М.М. Об одном алгоритме адаптивного управления процессом токарной обработки с использованием методов искусственного интеллекта / М.М. Пащенко, В.Д. Онискив, В.Ю. Столбов / Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника. — 2025. — Т. 25, № 1. — С. 43–52.
2. Фуртат, И.Б. Обзор моделей и методов управления шаговыми двигателями / И.Б. Фуртат, Ю.А. Жуков, Н.С. Слободзян // Мехатроника, автоматизация, управление. — 2023. — Т. 24, № 7. — С. 352–363. — DOI: https://doi.org/10.17587/mau.24.352-363.
3. Иванов, В.К. Управление движением мехатронных систем: учеб. пособ. / В.К. Иванов. — Йошкар-Ола: Поволжский гос. технологический ун-т, 2020. — 118 с.
4. Мартинов, Г.М. Мониторинг многоканальной обработки на станках с ЧПУ по протоколу OPC UA с помощью инструментария NODE- RED / Г.М. Мартинов, К.В. Поляков // Автоматизация в промышленности. — 2023. — № 5. — С. 23–25. — DOI: https://doi.org/10.25728/avtprom.2023.05.07.
5. Патент RU 2594049 C1, МПК B23Q 15/12 (2006.01). Устройство адаптивного управления станком: № 2015103794/02: заявлено 05.02.2015: опубл. 10.08.2016 / Козочкин М.П., Маслов А.Р., Филатов В.В., Чумаева М.В., Порватов А.Н., Порватова А.Н., Хотеенков К.Е.; заявитель ФГБОУ ВО «МГТУ «СТАНКИН». — 9 с.
6. Патент RU 170795 U1, МПК G05B 13/00 (2006.01). Интеллектуальная система адаптивного управления процессом резания на металлорежущих станках со шпиндельным узлом с активными магнитными подшипниками: № 2016141835: заявлено 25.10.2016: опубл. 11.05.2017 / Сахарова О.П., Есов В.Б., Климочкин К.О., Фалькович И.Л., Белинкин И.С.; заявитель МГТУ им. Н.Э. Баумана. — 3 с.
7. Патент RU 2528923 C2, МПК B23Q 15/12. Способ адаптивной обработки изделий на станках с ЧПУ: № 2012109152/02, заявлено 11.03.2012: опубл. 20.09.2013 / Хрустицкий К.В.; заявитель СГУ им. Чернышевского. — 14 с.
8. Системы Адаптивного Регулирования OMATIVE ACM для металлообрабатывающих станков с ЧПУ: техническая спецификация. — Смоленск: СтанкоСервис, 2026. — 31 с. — URL: https://intechnology.ru/img/file/11-03-2015/08-09-2015/

omative_acm_i_ais_dispetcher_tehnicheskaya_speciaifkaciya.pdf (дата обращения: 01.06.2026).
9. Martinov, G. Implementation of dynamic changes in machine kinematics in the electroautomatic subsystem of the CNC System / G. Martinov, N. Kozak, S. Evstafieva // International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing, Sochi, 17–21 May 2021. — P. 596–601. — DOI: https://doi.org/10.1109/ICIEAM51226.2021.9446459.
10. Nguyen, T.D. Advanced adaptive neural sliding mode control applied in PMSM driving system / T.D. Nguyen, V.K. Cao, P.H.A. Ho // Electrical Engineering. — 2023. — Vol. 105, iss. 5. — P. 3255–3262. — DOI: https://doi.org/10.1007/s00202-023-01874-8.

Kovensky A.E., Basiniuk V.L., Yelovoy O.M., Glazunova A.A.

Adaptive control of drive systems of precision engineering equipment when processing materials of the polycor type

The article presents the results of studies of vibration arising from mechanical processing of polycor plates with a diamond disk. Polycor is one of the most promising materials for microelectronics components working in technology for extreme conditions in a wide range of temperatures, in particular in high-frequency electronics, power electronics and sensors, medical high-precision diagnostic devices. Analysis of the research results showed that there are patterns linking vibration parameters with the cutting modes of the polycor plates. These parameters are most significantly and not linearly dependent on the combination of the feed value, the thickness of the cut plate and the rotation frequency of the diamond cutting disk, i. e. the cutting speed. There are pronounced extremes that have a significant impact on the processing performance. At the same time, a preliminary analysis of the quality of the cut confirmed its connection with the cutting modes and the thickness of the cut plate. On the basis of the obtained results, regularities can be established which link the quality of processing with parameters of the resulting vibration. And on their basis an algorithm for adaptive control of productivity and quality of the polycor cutting process based on parameters of the resulting vibration can be formed, which will ensure the required level of quality and, taking it into account, maximum achievable technically sound production. This methodical approach can be the basis for creating an artificial intelligence system that controls fully automated installations for processing polycor plates in a closed, environmentally safe environment.

Поступила в редакцию 17.07.2026.

УДК 621.81

Р.Е. ВОЛКОТРУБ
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

А.Е. КОВЕНСКИЙ, канд. техн. наук
ОАО «Планар-СО» г. Минск, Республика Беларусь

С.С. ПАПИНА, канд. техн. наук
УП «НТЦ «ЛЭМТ» БелОМО», г. Минск, Республика Беларусь

АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ЛАЗЕРНЫМ РАЗДЕЛЕНИЕМ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ПЛАСТИН НА КРИСТАЛЛЫ

В статье приведены результаты исследований процессов функционирования приводных систем установки для лазерного разделения полупроводниковых пластин и подложек из твердых неметаллических материалов типа сапфир и способов управления этими процессами. Отмечено, что при обработке полупроводниковых пластин толщиной менее 0,3 мм и относительно больших диаметров их крепление на рабочем столе неизбежно сопровождается определенным деформированием. На него накладываются погрешности направляющих, отклонения от параллельности перемещения обрабатываемой пластины вдоль координат XY, разнотолщинность, изменения формы пластин под воздействием внутренних напряжений и их упругая деформация при фиксировании на рабочем столе. Кроме того, функционирование приводных систем, как правило, сопровождается переходными процессами, при которых возникают механические колебания с собственными частотами, влияющие на интенсивность воздействия лазерного луча на обрабатываемый материал. Влияние этих факторов на качество обработки по мере уменьшения толщины пластин постоянно возрастает. Поэтому для повышения качества обработки целесообразен мониторинг расстояния между лазером и обращенной к нему торцевой поверхностью обрабатываемой пластины, а также колебаний, возникающих при переходных процессах. С учетом результатов мониторинга осуществляется адаптивное управление фокусировкой лазерного луча внутри обрабатываемого материала, учитывающее приведенное выше с позиций повышения качества реза.

Ключевые слова: *адаптивное управление, искусственный интеллект, карбид кремния, колебания, кристаллы, лазерная обработка, микроэлектроника, разделение, сапфир, точное машиностроение*

Введение. Твердые неметаллические материалы типа карбид кремния и сапфир можно отнести к наиболее перспективным для микроэлектроники, работающей в экстремальных условиях. При этом толщины пластин и размеры изготавливаемых из них кристаллов постоянно уменьшаются, и уже сегодня в ряде случаев они составляют соответственно 50…100 мкм и менее 1×1 мм. Параллельно с этим растут требования к качеству обработки при разделении пластин на кристаллы, включая уменьшение прилегающих к зоне реза дефектных участков.

К одному из наиболее перспективных направлений обработки приведенных выше материалов можно отнести лазерное разделение пластин на кристаллы. Однако уменьшение толщин пластин снижает их жесткость, что, при вакуумном креплении на столе, приводит к их деформации. Кроме того, существует разноразмерность наклеенной на опорную поверхность пластины полимерной пленки, отклонения в направляющих рабочего стола, механические низкочастотные колебания с собственной частотой в направлении его подачи [1]. Все это неизбежно приводит к колебаниям интенсивности воздействия лазерного луча на обрабатываемый материал и снижению качества его обработки. При этом проблемы качества нарастают по мере уменьшения толщин, возрастания скоростей обработки и уменьшения технологической нормы, что приводит либо к увеличению числа выбракованных кристаллов уже после их разбраковки зондовым контролем, либо к увеличению расстояния между кристаллами.

Традиционно лазерная установка для микрообработки материалов микроэлектроники содержит [2–5] лазер, фокусирующую оптическую систему, приводные системы, управляемые микропроцессором, и системы контроля: визуального для зоны обработки, параметров лазера и технологического процесса в целом. Может быть использовано два лазера [5] с механизмами вертикального перемещения с кареткой, на которой закреплены фокусирующие объективы (один — жестко, второй — с возможностью поворота), а также акустическое устройство контроля с приемно-усилительным трактом. В его состав входят предварительный усилитель, фильтр, основной усилитель и блок обработки сигналов на базе вычислительного средства, снабженного платой с аналого-цифровым преобразователем, блоком управления координатным столом и механизмом вертикального перемещения.

При лазерной обработке полупроводниковых пластин и подложек из сапфира в ряде случаев [6] используется средство локального воздействия, при котором осуществляется варьирование энергией лазера при его воздействии на линию реза. В отдельных случаях [7] стабильность величины мощности лазера на каждом участке контура реза обеспечивается адаптивным управлением скоростью движения объектива с учетом геометрических параметров прорезаемого паза.

Приведенные выше технические решения существенно расширяют возможности повышения качества лазерного разделения полупроводниковых пластин на кристаллы и подложек из твердых материалов. Однако, по мере уменьшения толщин полупроводниковых пластин, эффект их использования в ряде случаев становится не вполне достаточным.

Цель исследований — расширение возможностей адаптивного управления лазерным разделением полупроводниковых пластин на кристаллы для уменьшения колебаний ширины, глубины реза и ширины прилегающей к резу дефектной зоны.

Методика исследований и разработки. В основу методики исследований и разработки системы адаптивного управления лазерным разделением полупроводниковых пластин на кристаллы положены контроль, учет и компенсация влияния на величину мощности лазера локальных изменений расстояния между объективом и точками контура реза, обусловленных упругой деформацией обрабатываемой пластины и варьированием скорости рабочей подачи исполнительного органа вследствие его механических колебаний в направлении движения.

Результаты исследований и их обсуждение. Схема установки для лазерного разделения полупроводниковых пластин на кристаллы с адаптивной системой управления показана на рисунке 1, установка ОАО «Планар-СО» — на рисунке 2. В ней контроль локальных изменений расстояния между объективом и точками контура реза может быть осуществлен блоком контроля расстояния между кареткой и поверхностью обрабатываемой полупроводниковой пластины посредством механической системы [8, 9] или высокоточного светодиодного микрометра типа optoCONTROL 2700-10 [10]. Выход одного (см. рисунок 1, позиция 19) цифро-аналогового преобразователя связан со входом первого программно-управляемого механизма адаптивной автоматизированной компенсации изменений расстояния между поверхностью обрабатываемой полупроводниковой пластины и кареткой, выход другого (см. рисунок 1, позиция 20) — со входом второго программно-управляемого механизма адаптивного управления параметрами механических колебаний исполнительного органа в направлении его рабочей подачи.

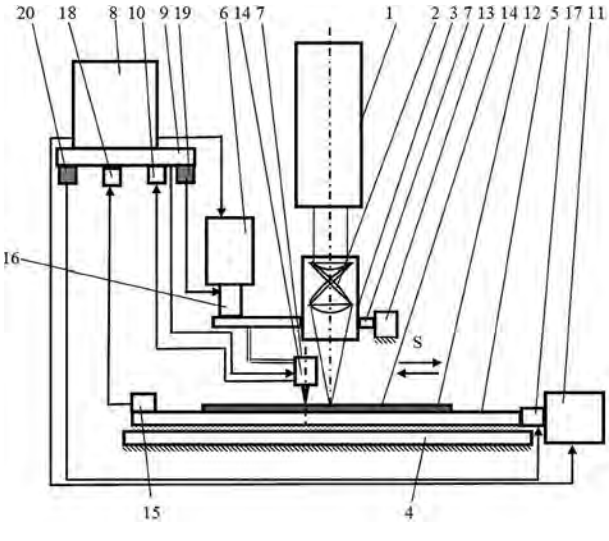


Рисунок 1 — Схема установки для лазерного разделения полупроводниковых пластин из сапфира на кристаллы:
1 — основной лазер; 2 — фокусирующий объектив основного лазера; 3 — корпус фокусирующего объектива; 4 — станина; 5 — координатный стол; 6 — механизм программно-управляемого вертикального перемещения; 7 — каретка, на которой жестко закреплен корпус фокусирующего объектива; 8 — блок обработки сигналов (компьютер); 9 — плата компьютера; 10 — аналого-цифровой преобразователь платы 9; 11 — механизм управления координатным столом; 12 — обрабатываемая полупроводниковая пластина; 13 — блок контроля расстояния между кареткой и поверхностью обрабатываемой полупроводниковой пластины; 14 — полупроводниковая пластина; 15 — блок контроля параметров колебаний исполнительного органа в направлении его рабочей подачи; 16 — программно-управляемый механизм адаптивной автоматизированной компенсации изменения расстояния между поверхностью обрабатываемой полупроводниковой пластины и кареткой; 17 — механизм адаптивного управления параметрами механических колебаний исполнительного органа в направлении его рабочей подачи; 18 — дополнительный аналого-цифровой преобразователь, вход которого связан с выходом дополнительного блока контроля; 19, 20 — цифро-аналоговые преобразователи

Рисунок 2 — Установка ОАО «Планар-СО» для лазерного разделения полупроводниковых пластин на кристаллы ЭМ-291

В установке блок контроля параметров колебаний исполнительного органа в направлении его рабочей подачи жестко связан с исполнительным органом. При этом программно-управляемый механизм (см. на рисунке 1, позиция 16) адаптивной автоматизированной компенсации расстояния между поверхностью обрабатываемой полупроводниковой пластины и кареткой размещен между ними и жестко связан с обоими.

Для фиксации положения полупроводниковой пластины на координатном столе в положении с заданными координатами в ней выполняют глухую выборку, глубина которой соответствует толщине, а контур — форме периферийной поверхности полупроводниковой пластины.

В установке для механизма адаптивной автоматизированной компенсации изменений расстояния между поверхностью обрабатываемой полупроводниковой пластины и кареткой использован пьезокерамический актюатор типа АП-Т 20/01. Он размещен между механизмом вертикального перемещения и кареткой и жестко связан с ними рабочими поверхностями. Для увеличения усилий адаптивной автоматизированной компенсации изменений расстояния между поверхностью обрабатываемой полупроводниковой пластины и кареткой между механизмом программно-управляемого вертикального перемещения и кареткой целесообразно разместить два и более установленных параллельно и жестко связанных своими открытыми рабочими поверхностями с механизмом программно-управляемого вертикального перемещения и кареткой пьезокерамических актюатора.

При лазерной обработке полупроводниковой пластины адаптивной системой управления обеспечивается варьирование скоростью рабочей подачи и фокусным

расстоянием, за счет чего обеспечивается близкая к постоянной величина мощности лазера на каждом участке контура реза с учетом изменений расстояния до обрабатываемой пластины и колебаний рабочего стола.

Дополнительно в установке ЭМ-291 установлено техническое зрение, информация с которого поступает в память блока обработки сигналов. В качестве лазера использован лазер BeLL 532/20 DPSS Nd. Полупроводниковая пластина наклеивается на полимерную пленку Nitto и фиксируется к координатному столу вакуумной присоской. При движении рабочего стола параметры колебаний в направлении его рабочей подачи регистрируются с частотой дискретизации 250 Гц, обеспечивающей приемлемую точность определения параметров частоты колебаний стола с собственной частотой, соответствующей ~10…12 Гц.

В совокупности, это обеспечивает существенное повышение качества обработки.

Заключение. Проведенный совместно ОАО «Планар-СО» и ОИМ НАН Беларуси комплекс НИОК(Т)Р по созданию опытного образца роботизированной установки для лазерной обработки материалов микроэлектроники показал, что разрабатываемые подходы могут быть использованы для обработки пластин и подложек микросхем таких чрезвычайно перспективных материалов как сапфир и карбид кремния. При этом может быть обеспечена обработка без загрязнения поверхностей пластин толщиной 0,3 мм и менее.

В системе адаптивного управления параметрами функционирования приводными системами целесообразно использование мониторинга квазистатического параметра — расстояния между лазером и обращенной к нему торцевой поверхностью обрабатываемой пластины, и динамической характеристики — колебаний рабочего стола с собственной частотой в направлении рабочей подачи. В качестве объектов адаптивного управления могут быть использованы фокусировка лазерного луча внутри обрабатываемого материала и введенные в привод рабочей подачи стола пьезоактюаторы, объединенные автоматизированной системой. Эта система обеспечивает обработку и анализ результатов мониторинга в вычислительном средстве и на их основе формирование и реализацию управляющих приводными системами команд. На основе реализуемых при этом алгоритмов может быть сформирована система искусственного интеллекта и использована для точного машиностроения в целом.

Список литературы

1. Папина, С.С. Комбинированные приводы координатных систем для прецизионного разделения полупроводниковых пластин на кристаллы: монография / С.С. Папина, В.Л. Басинюк; Объединенный ин-т машиностроения НАН Беларуси. — Мн.: РИПО, 2016. — 118 с.
2. Парфенов, В.А. Лазерная микрообработка материалов: учеб. пособие / В.А. Парфенов. — СПб.: СПбГЭТУ «ЛЭТИ», 2011. — 59 с.
3. Григорьянц, А.Г. Лазерная прецизионная микрообработка материалов: монография / А.Г. Григорьянц, М.А. Казарян, Н.А. Лябин. — М.: ФИЗМАТЛИТ, 2017. — 416 с.
4. Полезная модель BY 5827, МПК C 03B 33/00 (2009). Установка для лазерной резки хрупкого неметаллического материала: № u 20090460: заявлено 03.06.2009: опубл. 30.12.2009 / Шалупаев С.В., Никитюк Ю.В., Середа А.А.; заявитель УО «Гомельский гос. ун-т им. Ф. Скорины». — 4 с.
5. Полезная модель BY 5902, МПК C 03B 33/00. Установка для лазерной резки хрупкого неметаллического материала: № u 20090549: заявлено 29.06.2009: опубл. 28.02.2010 / Шалупаев С.В., Никитюк Ю.В., Побияха А.С.; заявитель УО «Гомельский гос. ун-т им. Ф. Скорины». — 5 с.
6. Патент RU 2688656 C1, МПК C03B 33/09 (2006.01), B23K 26/08 (2014.01). Способ резки хрупких неметаллических материалов: № 2018124659: заявлено 06.07.2018: опубл. 21.05.2019 / Юрин В.Ю., Шумейко А.С., Солдатов А.Н.; заявитель ООО «Научно-исследовательское предприятие Лазерные технологии». — 7 с.
7. Патент RU 2528287 C2, МПК B23K 26/38 (2014.01), C03B 33/04 (2006.01). Способ лазерной резки хрупких неметаллических материалов и устройство для его осуществления: № 2012119734/02: заявлено 15.05.2012: опубл. 20.11.2013 / Солинов В.Ф., Солинов Е.Ф., Муравьев Э.Н.; заявитель ООО «Научно-исследовательский институт технического стекла». — 11 с.
8. Ковенский, А.Е. Разделение пластин на кристаллы лазерной обработкой / А.Е. Ковенский, М.П. Лобкова // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн, 2021. — Вып. 10. — С. 281–283.
9. Патент EA 040628, МПК B23K 26/08 (2014.01), G05B 19/18 (2006.01), B23Q 15/06 (2006.01), G01B 7/14 (2006.1). Установка и способ лазерной микрообработки материалов электроники: № 202100005: заявлено 27.11.2020; опубл. 07.07.2022 / Басинюк В.Л., Еловой О.М., Ковенский А.Е., Цыркун Д.П., Чикун Ю.Н., Школык С.В.; заявители: ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», ОАО «Планар».
10. Высокопроизводительный микрометр для самых высоких требований // Micro-Epsilon. — URL: https://www.micro-epsilon.com/2d-3d-measurement/optical-micrometer/optocontrol-2700/ (дата обращения: 10.06.2026).

Volkotrub R.E., Kovensky A.E., Papina S.S.

Adaptive control of laser separation of semiconductor wafers

The article presents the results of studies of the functioning processes of drive systems of the installation for laser separation of semiconductor wafers and substrates made of solid non-metallic materials such as sapphire and methods of controlling these processes. It is noted that when processing semiconductor wafers with a thickness of less than 0.3 mm and relatively large diameters, their mounting on the work table is inevitably results in a certain degree of deformation. It is affected by errors of guides, deviations from parallelism during the movement of the processed plates along the XY coordinates, thickness variation, changes in the shape of the plates due to internal stresses and their elastic deformation when fixed on the work table. In addition, the functioning of drive systems is typically accompanied by transient processes in which mechanical oscillations with natural frequencies occur, affecting the intensity of the laser beam's impact on the processed material. The influence of these factors on the quality of processing increases steadily as the wafer thickness decreases. Therefore, to improve the quality of processing, it is advisable to monitor the distance between the laser and the facing end surface of the processed plate, as well as oscillations arising during transient processes. Based on monitoring results, adaptive control of the laser beam focus within the processed material is implemented, taking into account the above in terms of improving the cut quality.

Поступила в редакцию 06.07.2026.

УДК 621.81

Р.Е. ВОЛКОТРУБ
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

А.Е. КОВЕНСКИЙ, канд. техн. наук
ОАО «Планар-СО», г. Минск, Республика Беларусь

М.П. ЛОБКОВА; А.А. ГЛАЗУНОВА
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРОЦЕССА ЗОНДОВОГО КОНТРОЛЯ ГОДНОСТИ КРИСТАЛЛОВ МИКРОСХЕМ

В статье показаны результаты исследований возможностей повышения производительности процесса зондового контроля годности кристаллов микросхем путем рационального выбора ускорения при разгоне и торможении предметного столика, основанного на учете параметров собственных колебаний. Установлены закономерности, связывающие ускорения с длительностью процесса затухания колебаний и, как следствие, производительностью процесса зондового контроля. Проведен мониторинг и анализ параметров колебаний предметного столика с собственной частотой в направлении перемещения, времени перемещения зонда на шаг и его доводки приводом до заданной координаты с выдержкой в ней до затухания колебаний. Осуществлен выбор наиболее рациональных значений ускорений разгона и торможения предметного столика, учитывающий время непосредственного контроля (зондирования) годности кристалла (группы кристаллов), а также время его опускания и подъема. Установлено, что после автоматизированного формирования и передачи на ЧПУ контроллером управляющих команд программно-управляемым приводам реализуется процесс зондового контроля. Это позволяет минимизировать время контроля годности кристаллов, обеспечивая максимально достижимую производительность установки зондового контроля.

Ключевые слова: *годность, зондовый контроль, колебания, кристалл, микроэлектроника, производительность*

Введение. Надежность кристаллов микросхем микроэлектроники во многом зависит от эффективности контроля их годности. По мере уменьшения их размеров и соответствующего увеличения числа на пластине длительность его проведения постоянно возрастает. Для этого увеличиваются ускорения разгона и торможения предметного столика, на котором размещается контролируемая полупроводниковая пластина, при его перемещении на шаг от кристалла (группы кристаллов) к кристаллу (к следующей группе кристаллов). Исследования в области технологий и оборудования зондового контроля проводятся практически постоянно [1–4].

Суммарное время $t_ц$ одного цикла зондового контроля годности кристалла (группы кристаллов) включает:
- время $t_ш$ непосредственного перемещения на шаг предметного столика, в течение которого происходит его разгон, движение с постоянной скоростью (при малом шаге этот период отсутствует) и торможение до остановки, в процессе чего возникают колебания с собственной частотой в направлении перемещения;
- время $t_{дз}$, в процессе которого вследствие погрешности координатного положения предметного столика при перемещении на шаг осуществляется его «доводка» приводом до заданной координаты и выдержка в этой координате до затухания колебаний с собственной частотой в направлении перемещения;
- время $t_к$, в процессе которого осуществляется контроль годности кристалла (группы кристаллов);
- время $t_{оп}$, в процессе которого осуществляется опускание и подъем предметного столика (фиксированное время, обеспечиваемое наладкой оборудования зондового контроля).

Время непосредственного контроля годности кристалла (группы кристаллов) может существенно отличаться от суммарного времени перемещения предметного столика на шаг и его доводки в заданную координату и в определенной мере зависит от амплитуды его колебаний с собственной частотой [5], которые неизбежно возникают при его разгоне и торможении. Их амплитуда зависит от ускорения разгона и торможения предметного столика, инерционно-жесткостных параметров механической системы и ее демпфирующих свойств, а также от шага перемещения. Размеры площадки чипа, контактирующей с зондом, определяются точностью позиционирования при зондовом контроле годности кристаллов микросхем.

Цель исследований — повышение производительности процесса зондового контроля годности кристаллов микросхем.

Методика исследований. При зондировании до снижения амплитуды затухающих колебаний с собственной частотой предметного столика до безопасного уровня достаточно хрупкий зонд не вводится в контакт со специальной площадкой на кристалле во избежание его поломки. При этом в существующих установках зондового контроля время $t_ш$ во многом зависит от величины шага перемещения предметного столика.

Колебания предметного столика и их длительность обычно не контролируются и время $t_{дз}$ до начала непосредственного контроля годности кристаллов подбирается эмпирически. Это не позволяет технически и экономически обоснованно минимизировать длительность цикла зондового контроля и обеспечить максимально возможную производительность установки.

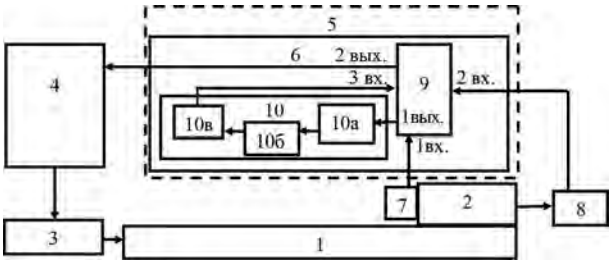
Решением этой проблемы занималось значительное число исследователей. Так, в установке зондового контроля, содержащей предметный столик и зондовую

головку с несколькими зондами, предлагалось их неподвижное крепление друг относительно друга в изолирующем корпусе [6]. Однако в этом конструктивном решении не предусмотрена возможность оперативного определения взаимосвязи между ускорениями разгона и торможения предметного столика и параметрами возникающих при этом колебаний с собственной частотой, временем доводки до заданной координаты и длительностью затухания колебаний. Вследствие этого не могут быть определены и установлены ускорения разгона и торможения предметного столика, при которых время цикла зондового контроля минимальное и, соответственно, максимальная производительность установки зондового контроля, что позволяет повысить производительность процесса зондирования. В установке зондового контроля [7], содержащей установленный с возможностью пошагового (шагового) перемещения предметный столик и зондовую головку, также не предусмотрена и не может быть оперативно установлена взаимосвязь между ускорениями разгона и торможения предметного столика, параметрами возникающих при этом колебаний с собственной частотой и длительностью их затухания. Вследствие этого технически обоснована минимизация времени зондирования.

Методические подходы к решению поставленной задачи основывались на том, что в установке зондового контроля годности кристаллов микросхем с адаптивной системой управления, содержащей установленный с возможностью пошагового перемещения предметный столик, привод его перемещения ЧПУ и зондовую головку, привод пошагового перемещения предметного столика снабжен программно-управляемым связанным с ЧПУ станка дополнительным контроллером, установленным с возможностью автоматизированного управления ускорением разгона и торможения предметного столика. Кроме того, установка зондового контроля снабжена дополнительной системой адаптивного управления величинами этого ускорения и содержит блок мониторинга параметров колебаний предметного столика с собственной частотой в направлении его перемещения на шаг. Этот блок состоит из датчика ускорения, датчика линейного координатного положения предметного столика, второго контроллера, вход которого связан с выходом датчика ускорения, и вычислительного устройства, вход которого связан с выходом второго контроллера. При этом в вычислительное устройство входят три модуля:

- первым регистрируются параметры колебаний предметного столика с собственной частотой в направлении его перемещения на шаг, определяется время перемещения и доводки приводом столика на величину погрешности его координатного положения после перемещения на шаг и затухания колебаний в этой координате;
- вторым осуществляется расчет суммарного времени цикла зондового контроля годности кристаллов и выделение значений ускорений разгона и торможения, при котором это время минимально;
- третьим формируются и передаются в ЧПУ команды на первый контроллер для реализации этих ускорений при зондовом контроле годности кристаллов микросхем.

Результаты исследований и их обсуждение. Схема и общий вид предложенной установки зондового контроля годности кристаллов микросхем с адаптивной системой управления ускорениями разгона и торможения предметного столика при его перемещении на шаг показана на рисунке 1.



а

б

Рисунок 1 — Условная схема (*а*) и рабочая зона (*б*) установки зондового контроля: 1 — привод пошагового перемещения предметного столика; 2 — предметный столик; 3 — контроллер программного управления предметным столиком, связанный с ЧПУ; 4 — ЧПУ; 5 — система адаптивного управления ускорениями; 6 — блок мониторинга параметров колебаний с собственной частотой предметного столика в направлении его перемещения на шаг; 7 — датчик ускорения; 8 — линейный датчик контроля координатного положения предметного столика; 9 — второй контроллер; 10 — вычислительное устройство; 10а — модуль для регистрации и анализа параметров колебаний; 10б — расчетный модуль; 10в — модуль формирования команд ЧПУ

Приведенный алгоритм выбора рациональных ускорений разгона и торможения предметного столика был апробирован в составе опытной установки зондового контроля ЭМ-6080 ОАО «Планар-СО». При его реализации был использован датчик ускорения 4 ADXL203E, жестко связанный с предметным столиком 2 и ориентированный на регистрацию параметров ускорения в направлении его перемещения на шаг. В качестве линейного датчика 8 был использован энкодер линейный SY-270-3 Fagor.

Для второго контроллера был использован выполненный на одной плате комплект модульных программно-аппаратных средств ИЯМБ 0005-00.000, созданный в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси совместно с ОАО «Планар-СО» для оборудования точного электронного машиностроения, выпускаемого ОАО «Планар-СО» [8]. В качестве вычислительного средства был использован промышленный компьютер Advantech IPC-7220-SYS48.

В режиме наладки установки зондового контроля ЭМ-6080 ОАО «Планар-СО» по параметрам собственных колебаний (рисунок 2) предметного столика были установлены ускорения разгона и торможения при его перемещении на шаг, равный 1 мм. Их значения соответствовали $a_1 = 5$ м/с^2, $a_2 = 10$ м/с^2 и $a_3 = 15$ м/с^2.

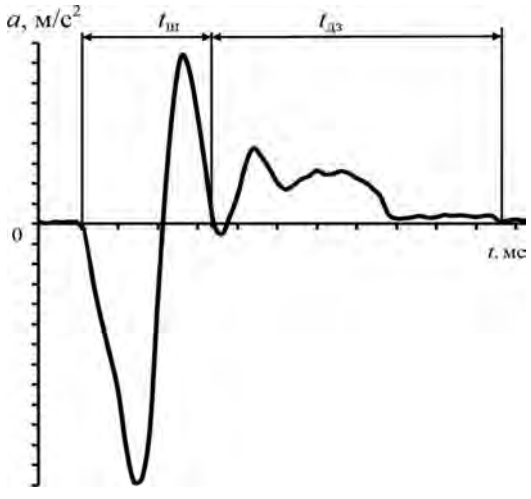


Рисунок 2 — Типовая осциллограмма колебаний предметного столика

Значения приведенных ускорений были переданы с выхода модуля регистрации и анализа параметров колебаний на вход расчетного модуля, где, с учетом предварительно введенных значений времени $t_к$ и $t_{оп}$, рассчитаны суммарные величины времени $t_ц$ для каждого ускорения и из полученных средних значений $t_ц$ сформирована экспериментальная база данных (таблица).

Затем в расчетном модуле методом наименьших квадратов осуществлялась обработка полученных данных, в соответствии с результатами которой была определена эмпирическая зависимость времени $t_ц$ от ускорения разгона и торможения предметного столика, имеющая вид

$$t_ц = b_0 + b_1 a + b_2 a_2, \quad (1)$$

где a — ускорение разгона и торможения предметного столика; $b_0 = 317$ мс; $b_1 = -31{,}5$ мс·с²/м; $b_2 = 1{,}5$ мс·с⁴/м².

График зависимости $t_ц$ от a показан на рисунке 3.

С учетом зависимости (1) минимальное время $t_ц$ в рассматриваемом случае достигается при $a_м = 11$ м/с². Вследствие этого модулем формирования команд ЧПУ была сформирована и передана соответствующая команда через второй контроллер на ЧПУ установки зондового контроля.

Таблица — Суммарное время $t_ц$ при различных ускорениях a

№	a, м/с²	$t_ш$, мс	$t_{дз}$, мс	$t_к$, мс	$t_{оп}$, мс	$t_ц$, мс
1	5	72	43	22	36	173
2	10	58	46	22	36	162
3	15	21	103	22	36	182

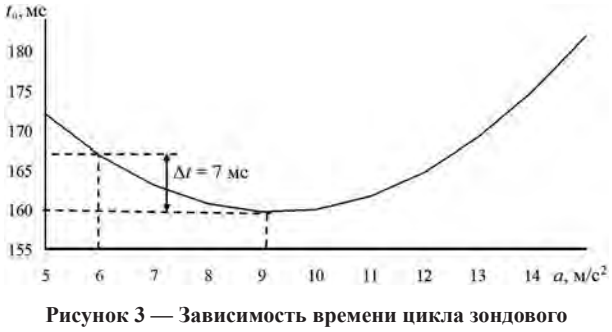


Рисунок 3 — Зависимость времени цикла зондового контроля от ускорения предметного столика

С ЧПУ эта команда была передана на первый контроллер и под его управлением выполнена приводом перемещения предметного столика, обеспечив минимально возможное время одного цикла контроля, равное $t_ц = 160$ мс, что позволило обеспечить максимально достижимую производительность.

Таким образом, минимизация времени зондирования была достигнута оперативным контролем времени $t_{дз}$, автоматизированным определением значений ускорений разгона и торможения предметного столика, при которых суммарное время $t_ц$ одного цикла зондового контроля годности кристалла (группы кристаллов) минимально, и, с использованием адаптивного управления величиной ускорения и торможения предметного столика, реализацией этих значений приводом перемещения предметного столика, что позволило минимизировать суммарное время $t_ц$, обеспечив максимально достижимую производительность установки зондового контроля путем автоматизированной реализации алгоритма, включающего:

- мониторинг и анализ параметров колебаний предметного столика с собственной частотой, времени $t_ш$ и $t_{дз}$ (время $t_{дз}$ тесно связанно с погрешностью координатного перемещения предметного столика на шаг, в свою очередь зависящей от амплитуды его колебаний с собственной частотой и демпфирующих свойств механической системы);
- выбор, с учетом времени $t_к$ непосредственного контроля (зондирования) годности кристалла (группы кристаллов) и времени $t_{оп}$, наиболее рациональных значений ускорений разгона и торможения предметного столика;
- формирование и передачу команд на ЧПУ для реализации контроллерами, управляющими программно-управляемым приводом движением предметного столика и реализация этих ускорений в технологическом цикле зондового контроля.

При этом:

- использование привода пошагового перемещения предметного столика, управляемого связанным с ЧПУ первым контроллером, позволило автоматизировано управлять ускорениями его разгона и торможения, обеспечив возможность реализации их значений, соответствующих минимальному суммарному времени цикла зондового контроля годности кристалла (группы кристаллов);
- введение в установку зондового контроля дополнительной системы адаптивного управления величинами ускорениями разгона и торможения предметного столика позволило определить значения ускорений, при которых суммарное время цикла зондового контроля годности кристалла (группы кристаллов) минимально.

Заключение. Анализ результатов проведенных исследований возможностей повышения производительности процесса зондового контроля годности кристаллов микросхем путем рационального выбора с учетом колебаний с собственной частотой величин ускорений при разгоне и торможении предметного столика показал возможность установления закономерностей, связывающих эти ускорения с длительностью процесса затухания колебаний и, как следствие, с производительностью процесса зондового контроля. При этом для минимизации времени зондового контроля целесообразно осуществление:

- автоматизированных мониторинга и анализа параметров колебаний предметного столика с собственной частотой,

определение времени перемещения зонда на шаг и его доводки приводом до заданной координаты с выдержкой в этой координате до затухания колебаний [9, 10];

- выбора, с учетом времени непосредственного контроля (зондирования) годности кристалла (группы кристаллов) и времени опускания и подъема предметного столика, наиболее рациональных значений ускорений его разгона и торможения;

- формирования и передачи на ЧПУ контроллером, управляющим приводом движения предметного столика, команд для автоматизированного управления ускорениями его разгона и торможения, обеспечивая возможность реализации их значений в технологическом цикле зондового контроля.

В совокупности это позволит минимизировать время зондового контроля годности кристаллов микросхем, обеспечивая высокую производительность и эффективность использования оборудования зондового контроля.

Список литературы

1. Школенко, Ю.Л. Развитие методов сканирующей зондовой микроскопии для диагностики электрофизических параметров элементов хранения энергонезависимой памяти: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.27.01 / Школенко Юрий Леонидович; МГУИТЭ. — М., 2016. — 35 с.
2. Аргунов, Д.П. Программно-аппаратный комплекс автоматизации технологического процесса зондового контроля электрических параметров интегральных схем: автореф. дис. … канд. техн. наук: 2.3.3 / Аргунов Дмитрий Пантелеевич; ТУСУР. — Томск, 2024. — 21 с.
3. Алгоритм автоматического контроля внешнего вида ИС на основе вычисления пиксельного расстояния / Б.В. Ширяев, Д.П. Аргунов, Ю.С. Жидик [и др.] // Известия вузов. Электроника. — 2024. — Т. 29, № 4. — С. 432–446. — DOI: https://doi.org/10.24151/1561-5405-2024-29-4-432-446.
4. Малышев, Р. Обзор технологий зондового контроля кристаллов на пластине // Р. Малышев, А. Пузанов. // Электроника, наука, технология, бизнес. Надежность и испытания. — 2022. — № 9. — С. 114–118. — DOI: https://doi.org/10.22184/1992-4178.2022.220.9.114.118.
5. Ковенский, А.Е. Мониторинг в эксплуатации параметров колебаний компонентов ответственных узлов мехатронных систем / А.Е. Ковенский, А.В. Козинец, Е.А. Морожанов // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2022. — Вып. 11. — С. 61–65.
6. Патент SU 728227 A1, МПК H05K 1/04. Установка зондового контроля: № 1981096/18-21: заявлено 24.12.1973: опубл. 15.04.1980 / Скорняков С.П., Махно Ю.Я.; заявители: Скорняков С.П., Махно Ю.Я. — 3 с.
7. Патент RU 2076392 C1, МПК H01L 21/66. Зондовая головка для измерения параметров кристаллов: № 3022790/25: заявлено 22.05.1981: опубл. 27.03.1997 / Темнов А.М.; заявитель ГНПП «Исток». — 6 с.
8. Ковенский, А.Е. Адаптивное управление процессами разделения полупроводниковых пластин на кристаллы / А.Е. Ковенский // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2021. — Вып. 10. — С. 277–280.
9. Основные тенденции развития зондового оборудования точного электронного машиностроения / С.Б. Школык, О.М. Еловой, Н.Н. Булавицкий [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. научн. трудов / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2018. — Вып. 7. — С. 83–85.
10. Морожанов, Е.А. Собственные частоты механических колебаний в приводах зондового оборудования с зубчато-ременными передачами / Е.А. Морожанов, А.В. Козинец, Р.Е. Волкотруб // Актуальные вопросы машиноведения: сб. научн. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2020. — Вып. 9. — С. 152–156.

Volkotrub R.E., Kovensky A.E., Lobkova M.P., Glazunova A.A.

Increasing the productivity of the process of probe control of the suitability of microcircuit crystals

The article presents the results of research of the possibilities of increasing the productivity of the process of probe control of the suitability of microcircuit crystals by rationally selecting the speeding during acceleration and deceleration of the stage, based on taking into account the parameters of natural oscillations. Regularities have been established that link accelerations with the duration of the oscillation damping process and, as a consequence, the productivity of the probe control process. Monitoring and analysis were carried out for the parameters of the stage oscillations with a natural frequency in the direction of movement, the time of movement of the probe per step and its “finishing” by the drive to a given coordinate with holding in it until the oscillations attenuate. The most rational values for the acceleration and deceleration of the stage were selected, taking into account the time of direct control (probing) of the suitability of the crystal (group of crystals), as well as the time of its lowering and raising. It has been established that after automated generation and transmission of control commands to program-controlled drives by the CNC controller, the process of probe control is implemented. This makes it possible to minimize the time required to control the suitability of crystals, ensuring the highest possible productivity of the probe control unit.

Поступила в редакцию 13.07.2026.

УДК 53.087.2

П.С. СЕРЕНКОВ, д-р техн. наук, проф.; В.М. РОМАНЧАК, канд. физ.-мат. наук, доц.; А.И. ЛУЖИНСКАЯ
Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

М.П. ЛОБКОВА
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОСТОВЕРНОСТИ ЭКСПЕРТНЫХ ОЦЕНОК В РАМКАХ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ КОМПОНЕНТОВ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

Рассмотрена проблема достоверности экспертных оценок, используемых в системах поддержки принятия решений при проектировании компонентов сложных технических объектов. Показано, что экспертное оценивание является разновидностью измерений, поскольку современное законодательное определение измерения не ограничивается техническими средствами. В рамках репрезентативной теории измерений обосновано, что для корректной количественной обработки необходимо использовать интервальные шкалы, что требует доказательства их равномерности. Выявлены основные источники неопределенности: субъективная калибровка экспертов, порядковый характер шкал, когнитивная перегрузка при многокритериальном сравнении. Предложены три пути повышения достоверности экспертных оценок. Предложенные решения интегрируются в модуль экспертной системы поддержки принятия решений, обеспечивая метрологическое обоснование интегральных оценок предпочтительности альтернатив.

Ключевые слова: *проектирование компонентов сложных технических объектов, экспертная система поддержки принятия решений, достоверность экспертных оценок, метрологическая аттестация, метод альтернатив, неопределенность измерений*

Введение. Проектирование сложных технических объектов, таких как космические аппараты, авиационные системы или высокоточное станочное оборудование, в современных условиях строится на модульном принципе. Разработчик, как правило, выбирает готовые компоненты из множества альтернатив, представленных на рынке [1, 2]. Для поддержки такого выбора создаются экспертные системы поддержки принятия решений, которые по запросу разработчика формируют ряд альтернативных вариантов и дают интегральную оценку их предпочтительности с учетом комплекса свойств (надежности, энергопотребления, стоимости) [3–6].

Значительная часть решений в таких системах принимается на основе экспертной информации. Очевидно, что их эффективность напрямую зависит от достоверности экспертных оценок, закладываемых в них для определения коэффициентов влияния свойств выбираемых компонентов и значений уровня их приемлемости. При этом известно, что вариабельность экспертных оценок существенно выше типичной погрешности технических измерений. Это приводит к снижению доверия к результатам экспертного оценивания, техническим, экономическим и юридическим рискам.

Ключевая предпосылка работы состоит в том, что экспертное оценивание по своей сути является измерением. Современное законодательство (в частности Закон Республики Беларусь «Об обеспечении единства измерений» [7]) не связывает измерение исключительно с техническими средствами, а определяет его как совокупность операций по определению значения величины. Получается, эксперт выступает в роли «средства измерений», а его экспертная оценка рассматривается в соответствии с теми же метрологическим правилами, что и показания приборов. Это дает правовую и методологическую основу для распространения на экспертные данные классических метрологических подходов: выбора шкалы измерений, оценивания погрешности (неопределенности), аттестации методик измерений.

Теоретическим фундаментом такого подхода выступает репрезентативная теория измерений (РТИ) [8, 9]. В рамках РТИ измерение трактуется как приписывание чисел объектам или событиям в соответствии с определенными правилами, причем отношения между числами должны отражать эмпирические отношения между объектами. В зависимости от того, какие отношения сохраняются, различают типы шкал: номинальные, порядковые, интервальные, отношений. Для корректного применения параметрических статистических методов обработки данных и оценки неопределенности результатов необходима, как минимум, интервальная шкала.

Методика исследований. Для системного определения направлений повышения достоверности экспертных оценок был принят подход, используемый в классической метрологии для решения подобных задач. По аналогии с классической метрологией можно выделить два базовых метода экспертного оценивания (таблица).

Как следует из таблицы, прямой метод оценивания, несмотря на свою простоту и массовое применение, позволяет получать результаты (экспертные оценки) максимум в ранговой шкале. Его главный недостаток — методическая ошибка, возникающая из-за того, что результаты оценивания по факту в ранговой шкале часто обрабатывают как результаты в интервальной шкале, что математически некорректно.

Метод сравнения (косвенный), реализуемый, например, как метод парных сравнений Т. Саати или как метод альтернатив, позволяет получать результаты (экспертные оценки) в шкале интервалов [10, 11]. С этих позиций, в отличие

Таблица — Классификация методов экспертного оценивания с точки зрения классической метрологии

Классическая метрология	Экспертное оценивание
1. Метод непосредственной оценки: - прибор показывает значение величины); - результат измерений в метрических шкалах (интервальная, отношений, абсолютная)	1. Прямой метод оценивания: - эксперт по шкале оценивает предпочтительность одного объекта; - результат измерений в неметрических шкалах (номинальная, ранговая)
2. Метод сравнения с мерой: - прибор показывает разность между значением величины и значением эталона; - результат измерений в метрических шкалах (интервальная, отношений, абсолютная)	2. Метод сравнения (косвенный): - эксперт по шкале оценивает разность (отношение) неизвестных оценок предпочтительности двух объектов; - результат измерений в метрической шкале интервалов

от прямого метода оценивания, метод сравнения методической ошибки, связанной с некорректным применением шкалы, не имеет. С другой стороны, метод сравнения трудоемок, сложен в обработке результатов оценивания. Для него характерна составляющая ошибки конечного результата, связанная с психофизической (когнитивной) нагрузкой эксперта. При значительном числе оцениваемых объектов сравнение каждого объекта со всеми (метод парных сравнений Т. Саати) приводит к большому количеству измерений, что сопровождается большим разбросом (дисперсией) оценок.

На основе анализа этих двух методов определены три направления повышения достоверности экспертных оценок (рисунок):

- минимизация методической ошибки прямого метода, за счет преобразования порядковой шкалы в интервальную;
- снижение разброса (дисперсии) оценок для метода сравнения, связанных с психофизической перегрузкой эксперта;
- выбор (разработка) корректного метода количественной оценки неопределенности результатов, чтобы результат (экспертная оценка) имел метрологически обоснованную характеристику точности.

Минимизация методической ошибки прямого метода за счет преобразования порядковой шкалы в интервальную. Для решения данной задачи предложен подход, применяемый в классической метрологии — аттестация метода измерений. В нашем случае она предполагает аттестацию шкалы рангов по критерию ее равномерности.

Гипотеза: если будет доказано, что шкала рангов, представленная лингвистическим наполнением каждого ранга, равномерная, то результаты экспертного оценивания можно рассматривать как в шкале интервалов.

Для оценки равномерности шкалы рангов предложен метод, основанный на сборе данных с помощью парных сравнений (метод альтернатив) и последующего дисперсионного анализа [10, 12]. Процедура метода включает следующие этапы.

Этап 1. Разработка лингвистических описаний. Для каждой градации шкалы формулируются однозначные вербальные описания, отражающие степень выраженности свойства. Важно, чтобы описания были понятны всем экспертам, не допускали двусмысленного толкования и покрывали весь диапазон возможных значений свойства.

Этап 2. Сбор данных методом парных сравнений. Эксперты выполняют сравнение предпочтительности одного лингвистического описания ранга перед другим. Используются два плана предъявления пар рангов шкалы:

- план А — описание каждого ранга шкалы сравнивается с фиксированным значением – описанием, например, среднего ранга шкалы;
- план Б — описание каждого последующего ранга шкалы сравнивается с описанием предыдущего (соседние пары).

Рисунок — Направления повышения достоверности экспертных оценок

Оценки сравнений выполняются по шкале Саати [10], где градациям от равноценности до чрезвычайного превосходства соответствуют числовые значения от 1 до 9.

Этап 3. Построение матриц парных сравнений и вычисление интервалов. Для каждого эксперта строится матрица парных сравнений рангов, на основе которой методом собственного вектора вычисляются абсолютные значения каждого лингвистического описания ранга в интервальной шкале. Затем определяются разности между абсолютными значениями соседних градаций шкалы.

Этап 4. Статистическая проверка равномерности. Проводится двухфакторный дисперсионный анализ с повторениями, где фактор А — номер интервала между градациями, фактор Б — номер эксперта. Проверяется нулевая гипотеза о равенстве средних значений разностей между абсолютными значениями соседних градаций шкалы для всех интервалов. Если *p*-значение превышает выбранный уровень значимости (например 0,05), гипотеза не отвергается — шкала признается равномерной.

Этап 5. Корректировка и итерации. В случае, если гипотеза о равномерности шкалы отвергается, с помощью апостериорных сравнений выявляются интервалы, которые значимо отличаются от других. Соответствующие лингвистические описания корректируются, и процедура анализа повторяется до достижения равномерности ранговой шкалы.

Аттестованная равномерная шкала рангов обеспечивает:
- корректное применение параметрической статистики (среднее, дисперсия, доверительные интервалы);
- возможность количественной оценки неопределенности результатов экспертного оценивания;
- сопоставимость результатов, полученных разными экспертными группами.

Таким образом, метрологическая аттестация шкалы рангов при прямом методе измерений является необходимым инструментом обеспечения представления результатов экспертного оценивания в шкале интервалов и корректности их дальнейшей обработки.

Снижение разброса оценок, связанных с психофизической перегрузкой эксперта, для метода сравнения. Метод сравнения (косвенный), реализуемый, например, как метод парных сравнений Т. Саати или как метод альтернатив, где эксперт оценивает степень превосходства одной альтернативы над другой по шкале Т. Саати, вызывает у экспертов при значительном количестве сравниваемых объектов ($N \geq 7 \pm 2$) психологическую сложность. Установлено, что эксперт значительно лучше справляется с задачами оценивания, используя органы чувств [11].

Разработан двухэтапный метод альтернатив с графической визуализацией процесса сравнения, который базируется на использовании визуальных графических шкал вместо традиционных числовых. Эксперты выполняют сравнение предпочтительности объектов, используя два плана измерений.

План А (сравнение с фиксированным значением). Эксперт сначала ранжирует все объекты по степени предпочтительности на качественном уровне. Затем на графической горизонтальной оси фиксируется меткой положение наихудшего объекта, который становится исходной точкой отсчета. На оси изображаются в произвольном масштабе метки шкалы Т. Саати. Далее эксперту последовательно предъявляются объекты всего множества, и для каждой из них он визуально отмечает на той же шкале, насколько она лучше предыдущей. Программное обеспечение фиксирует координаты меток и рассчитывает численную оценку степени предпочтительности оцениваемого объекта с наихудшим. Этот этап выполняет функцию калибровки: эксперт вырабатывает внутреннюю «единицу измерения» и привыкает к графическому интерфейсу.

План Б (сравнение с двумя реперными точками). На графической горизонтальной оси произвольно фиксируются две крайние реперные точки, соответствующие предпочтительности наихудшего и наилучшего объектов. Затем все промежуточные объекты эксперт последовательно размещает на шкале между этими границами в виде меток, визуально определяя их относительное положение. При этом эксперт не оперирует числами — он просто позиционирует метку в том месте, которое, по его мнению, соответствует степени предпочтительности объекта относительно границ шкалы. Программное обеспечение фиксирует координаты меток объектов и рассчитывает численную оценку степени предпочтительности оцениваемого объекта.

Оба плана являются обязательными этапами единой процедуры. План А калибрует шкалу эксперта, план Б выполняет непосредственное измерение. После сбора данных проверяется транзитивность предпочтений (индивидуальная согласованность). При групповой экспертизе дополнительно рассчитывается коэффициент конкордации Кендалла, характеризующий степень согласованности мнений разных экспертов.

Таким образом, двухэтапный метод позволяет:
- абстрагироваться от абсолютных числовых значений, работая только с относительными сравнениями;
- снизить когнитивную нагрузку на эксперта за счет использования зрения как более чувствительного и устойчивого канала восприятия;
- уменьшить субъективный разброс в оценках благодаря предварительной калибровке.

Выбор (разработка) корректного метода оценки неопределенности результатов экспертного оценивания. В классической метрологии неопределенность измерения является количественной характеристикой вероятного разброса значений результатов измерений. Для экспертных оценок задача количественной оценки неопределенности становится не менее важной. Практикой применения экспертных оценок для принятия решений в различных областях установлены четыре метода, адаптированные для экспертных данных.

Оценивание неопределенности по типу А и В. Этот подход аналогичен методам, применяемым в технических измерениях и описанным в Руководстве по выражению неопределенности измерений (GUM) [13]. Неопределенность типа А оценивается статистическими методами на основе ряда наблюдений: вычисляются среднее арифметическое, стандартное отклонение, стандартная неопределенность среднего и расширенная неопределенность с коэффициентом охвата. Неопределенность типа В оценивается на основе априорной информации (например, погрешности округления, квалификации экспертов). Для экспертных оценок этот метод применим, если шкала аттестована как интервальная.

Байесовский подход. Используется для задач, где результат имеет бинарный или номинальный характер («годен – не годен», «соответствует – не соответствует») [14]. Задается априорная вероятность гипотезы (например, на основе предыдущего опыта или принимаемая равной 0,5). Затем с учетом известных характеристик эксперта

(чувствительность, специфичность) по формуле Байеса вычисляется апостериорная вероятность. Это позволяет количественно оценить достоверность заключения.

Подход на основе нормального распределения. Применяется в случаях, когда распределение экспертных оценок можно считать нормальным (что часто имеет место при большом числе экспертов и аттестованной шкале) [14]. Тогда доверительный интервал для истинного значения строится с использованием квантилей нормального распределения. При малом числе экспертов вместо нормального используется распределение Стьюдента.

Теоретико-информационный (энтропийный) подход. Основывается на мере неопределенности — энтропии Шеннона [14]. Чем ближе распределение вероятностей возможных исходов к равномерному, тем выше энтропия и тем больше неопределенность. Применим для задач с несколькими возможными исходами (например, классификация по нескольким категориям). Энтропия позволяет выразить неопределенность в битах и сравнивать информативность различных экспертных систем.

На данный момент нет убедительных исследований для определения наилучшего метода. Каждый из них имеет ограничения по области применения в зависимости от типа задачи, шкалы и доступной априорной информации.

Заключение. В работе выявлены и обоснованы три пути повышения достоверности экспертных оценок, используемых в системах поддержки принятия решений при проектировании компонентов сложных технических объектов. Предложенные методы охватывают все ключевые аспекты проблемы: тип шкалы, процедуру сбора данных и количественную оценку неопределенности.

Метрологическая аттестация экспертных шкал на основе дисперсионного анализа позволяет превратить порядковые шкалы в интервальные, что делает корректным применение параметрической статистики и оценку неопределенности. Процедура включает пять этапов и обеспечивает итерационную корректировку лингвистических описаний до достижения равномерности интервалов.

Двухэтапный метод альтернатив с графической визуализацией снижает когнитивную нагрузку на экспертов и повышает воспроизводимость результатов. План А выполняет калибровку шкалы, план Б — непосредственное измерение. Использование графических интерфейсов позволяет эксперту работать с относительными сравнениями вместо абстрактных чисел.

Четыре метода количественной оценки неопределенности — оценивание по типу А и В, байесовский подход, подход на основе нормального распределения и энтропийный подход — позволяют адаптировать метрологические принципы к экспертным данным и представить результат с количественной характеристикой его достоверности.

Все предложенные решения интегрируются в модуль экспертной системы, обеспечивая метрологическое обоснование интегральных оценок предпочтительности альтернатив. Это позволяет разработчику принимать решения не только на основе числовых значений, но и с учетом их достоверности, что снижает экономические и юридические риски.

Дальнейшие исследования могут быть направлены на создание программного комплекса, реализующего все этапы, а также на разработку библиотек аттестованных шкал для типовых компонентов и свойств.

Список источников

1. Муратова, Е.А. Алгоритм формирования знаний для экспертных систем в слабоструктурированных предметных областях: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.01 / Муратова Елена Анатольевна; Том. политехн. ун-т. — Томск, 2004. — 182 с.
2. Акофф, Р. Искусство решения проблем / Р. Акофф; пер. с англ. Е.Г. Коваленко. — М.: Мир, 1982. — 224 с.
3. Венделин, А.Г. Подготовка и принятие управленческого решения: методологический аспект / А.Г. Венделин. — М.: Экономика, 1977. — 150 с.
4. Планкетт, Л. Выработка и принятие управленческих решений: опережающее управление / Л. Планкетт, Г. Хейл; сокращ. пер. с англ. — М.: Экономика, 1984. — 167 с.
5. Мелихов, А.Н. Ситуационные советующие системы с нечеткой логикой / А.Н. Мелихов, Л.С. Берштейн, С.Я. Коровин. — М.: Наука, 1990. — 271 с.
6. Трахтенгерц, Э.А. Компьютерная поддержка принятия решений / Э.А. Трахтенгерц. — М.: СИНТЕГ, 1998. — 376 с.
7. Об обеспечении единства измерений: Закон Респ. Беларусь от 5 сент. 1995 г. № 3848-XII // Pravo.by (дата обращения 10.06.2026).
8. Кнорринг, В.Г. Метрология, стандартизация, сертификация : учебное пособие / В.Г. Кнорринг, М.Г. Марамзина. — СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2006. — 240 с.
9. Foundations of measurement. Vol. 1. Additive and polynomial representations / D.H. Krantz, R.D. Luce, P. Suppes, A. Tversky. — New York: Academic Press, 1971. — 606 p.
10. Саати, Т. Принятие решений: Метод анализа иерархий / Т. Саати; пер. с англ. Р.Г. Вачнадзе. — М.: Радио и связь, 1993. — 314 с.
11. Лужинская, А.И. Метод альтернатив для экспертных оценок: практические аспекты применения/ А.И. Лужинская, П.С. Серенков, В.М. Романчак // Приборостроение-2025: материалы 18-й Междун. науч.-техн. конф., Минск, 13–15 нояб. 2025 г./ БНТУ; редкол.: И. Свистун (пред.) [и др.]. — Мн., 2025. — С. 257–259.
12. Митихин, В.Г. Психометрия латентных характеристик: инструменты, проблемы обработки ранговой информации, решения / В.Г. Митихин // Психолого-педагогические исследования. — 2024. — Т. 16, № 2. — С. 60–76. — DOI: https://doi.org/10.17759/psyedu.2024160204.
13. Хамханова, Д.Н. Оценивание неопределенности органолептических измерений качества хлебобулочных изделий по типу А / Д.Н. Хамханова // Вестник КрасГАУ. — 2008. — № 3. — С. 306–308.
14. Assessing the measurement uncertainty of qualitative analysis in the clinical laboratory / Y.K. Lim, O.J. Kweon, M.-K. Lee, H.R. Kim // Journal of Laboratory Medicine. — 2019. — Vol. 44, iss. 1. — P. 3–10. — DOI: https://doi.org/10.1515/labmed-2019-0155.

Serenkov P.S., Romanchak V.M., Luzhinskaya A.I., Lobkova M.P.

Ways to increase the reliability of expert assessments in decision-making during the design of components for complex technical objects

The problem of reliability of expert assessments used in decision support systems when designing components of complex technical objects is considered. It has been shown that expert evaluation is a kind of measurement, since the modern legislative definition of measurement is not limited to technical means. Within the framework of a representative measurement theory it is justified that interval scales must be used for correct quantitative processing, which requires proof of their uniformity. The main sources of uncertainty were identified: subjective calibration of experts, ordinal nature of scales, cognitive overload in multi-criteria comparison. Three ways to increase the reliability of expert assessments are proposed. The proposed solutions are integrated into the module of the expert decision support system, providing a metrological justification for integral estimates of the preference of alternatives.

Поступила в редакцию 17.07.2026.

УДК 62-523.3: 681.527.3

А.И. БЕЛЕНИНИК, магистр техн. наук
ОАО «Минский тракторный завод», г. Минск, Республика Беларусь

Д.В. СЕМАШКО, магистр техн. наук
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРООБЪЕМНОГО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ С БЛОКОМ КОНТРОЛЯ ПОТОКА ТРАКТОРА ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Рассмотрена математическая модель гидрообъемного рулевого управления трактора с блоком контроля потока (БКП). Система включает основной насос, насос подпитки и электрогидравлический регулятор. БКП автоматически компенсирует падение подачи основного насоса при снижении оборотов двигателя, суммируя поток от насоса гидросистемы навесного оборудования. Разработанная в среде MATLAB модель основана на дифференциальных уравнениях баланса расходов и сил. Моделирование показало повышение быстродействия: время полного поворота сократилось до 3 с при давлении выше штатного не более чем на 1,5 МПа. Применение БКП повышает надежность и точность управления мобильной техникой.

Ключевые слова: *трактор, гидрообъемное рулевое управление, математическое описание, моделирование, блок контроля потока*

Введение. Гидрообъемные рулевые управления (ГОРУ) широко применяются на тракторах и мобильной технике благодаря высокой надежности, компактности, хорошей управляемости и возможности передачи значительных усилий при сравнительно небольших габаритах исполнительных элементов. В современных условиях роста энергонасыщенности техники, повышения требований к точности управления и улучшению эксплуатационных характеристик особую актуальность приобретает совершенствование гидравлических систем рулевого управления, обеспечивающих устойчивую работу в широком диапазоне нагрузок и эксплуатационных режимов [1].

Одним из направлений совершенствования ГОРУ является применение схемы с основным насосом и насосом подпитки, в которой подача рабочей жидкости регулируется с помощью электрогидравлического регулятора потока. Данное техническое решение позволяет повысить адаптивность рулевого управления к изменяющимся условиям эксплуатации, обеспечить более стабильные параметры расхода и давления, а также снизить влияние внешних возмущений на качество управления машиной. Вместе с тем усложнение структуры гидросистемы требует проведения углубленного математического и имитационного моделирования для оценки ее динамических и энергетических характеристик [2].

Моделирование ГОРУ с основным насосом и насосом подпитки, управляемым электрогидравлическим регулятором потока рабочей жидкости, позволяет исследовать взаимосвязь между параметрами подачи, давлением в контуре, скоростью отклика исполнительных органов. Полученные результаты дают возможность обосновать рациональные параметры элементов гидросистемы, выбрать режимы работы регулятора и определить направления дальнейшего совершенствования конструкции [3].

Перспективы дальнейшего развития ГОРУ связаны с переходом от традиционных гидравлических схем к интеллектуально управляемым и энергоэффективным системам. Наиболее важным направлением является внедрение электронного управления расходом и давлением рабочей жидкости с использованием алгоритмов адаптивного регулирования, обеспечивающих автоматическую подстройку работы рулевого управления под изменяющиеся условия эксплуатации [4].

Таким образом, разработка и исследование математической модели ГОРУ с регулируемой подачей рабочей жидкости является актуальной научно-технической задачей, имеющей важное значение для повышения эффективности, надежности, энергоэкономичности и управляемости тракторов и мобильных машин. Применение электрогидравлических регуляторов, математического моделирования и имитационного анализа открывает возможности для создания новых поколений рулевых систем, способных обеспечить высокое качество управления в широком диапазоне эксплуатационных режимов [4].

Постановка задачи. Математическое моделирование функционирования ГОРУ трактора, оснащенного основным насосом, насосом подпитки и электрогидравлическим регулятором потока рабочей жидкости, позволяет установить закономерности работы системы и количественно оценить ее характеристики, определить влияние параметров электрогидравлического регулирования на функционирование рулевого привода, оценить эффективность применения регулируемой подпитки, обосновать рациональные параметры элементов гидросистемы и определить перспективные направления совершенствования ГОРУ энергонасыщенных тракторов.

Цель исследования заключается в разработке адекватной математической модели ГОРУ с основным насосом и насосом подпитки, управляемым электрогидравлическим регулятором потока рабочей жидкости, для оценки динамических и энергетических характеристик системы, определения основных показателей качества функционирования устройства. Решение указанной задачи позволит повысить эффективность и надежность работы трактора.

Основная часть. Разработка математической модели ГОРУ с блоком контроля потока требует комплексного анализа процессов в гидросистеме. При этом необходимо учитывать характеристику электромагнитного клапана блока контроля потока и методы автоматического управления. Это позволит выбрать рациональную структуру и параметры системы, обеспечивающие требуемую точность, устойчивость, быстродействие и энергоэффективность.

Функциональная схема ГОРУ с блоком контроля потока трактора представлена на рисунке 1.

Рассматриваемое ГОРУ состоит из насоса-дозатора (распределитель, гильза, золотник и гидромотор обратной связи), гидроцилиндра поворота, насоса ГОРУ и насоса гидронавесной системы (ГНС) с приводом от двигателя, блока контроля потока, гидравлического бака и соединительной арматуры (штуцеров, маслопроводов, рукавов высокого давления, шлангов и деталей их крепления).

При повороте руля влево или вправо в насосе-дозаторе происходит смещение распределительных канавок золотника относительно канавок гильзы, в результате чего рабочая жидкость от насосов, в зависимости от условий работы трактора, под давлением поступает через распределитель, проходя через гидромотор обратной связи в соответствующую полость гидроцилиндра поворота в объеме, пропорциональном величине поворота руля, а рабочая жидкость из другой полости гидроцилиндра поворота поступает через каналы в золотнике и гильзе в гидравлический бак.

При прекращении поворота руля гильза возвращается в нейтральное положение относительно золотника, штоковые и поршневые полости гидроцилиндра поворота запираются, а рабочая жидкость из нагнетательной гидролинии поступает через каналы в золотнике и гильзе на слив, что обеспечивает сброс давления и разгрузку насосов [5].

При работе трактора на номинальных оборотах двигателя насос ГОРУ обеспечивает подачу рабочей жидкости в систему. В этом режиме блок контроля потока находится в закрытом положении и поток рабочей жидкости через блок контроля потока не проходит.

При снижении оборотов двигателя уменьшается производительность насоса ГОРУ, что приводит к снижению расхода рабочей жидкости в системе и увеличению усилия на рулевом колесе.

Для поддержания требуемого расхода рабочей жидкости блок контроля потока открывается пропорционально снижению частоты вращения двигателя и тем самым подает от насоса ГНС необходимое количество рабочей жидкости, компенсируя уменьшение подачи насоса ГОРУ. Подача от насоса ГНС суммируется с потоком, создаваемым насосом ГОРУ, после чего объединенный поток рабочей жидкости поступает в насос-дозатор. Таким образом, блок контроля потока обеспечивает автоматическую компенсацию недостатка расхода рабочей жидкости в системе и, суммируясь с подачей от насоса ГОРУ, поступает в насос-дозатор.

Представленная на рисунке 2 блок-схема графически отражает последовательность образования и прохождения сигналов при формировании управляющего воздействия для перемещения гидроцилиндров поворота.

При номинальных оборотах двигателя и повороте руля на угол λ_p, который кинематически связан с золотником насос-дозатора, происходит смещение распределительных канавок указанного золотника и формируется эквивалентное проходное сечение f_z. Поток рабочей жидкости от насоса ГОРУ $Q_{\text{Н}}$, проходя через распределитель Q_p, поступает в рабочие полости гидромотора обратной связи, который под действием разности давлений P_p и P_G формирует поток рабочей жидкости Q_G, поступающий в соответствующую полость гидроцилиндра поворота. При этом также происходит поворот гильзы на угол λ_{oc} и, как следствие, уменьшение проходного сечения на величину f_{oc}.

Пропорционально снижению оборотов двигателя от номинальных до холостых подается ток управляющего

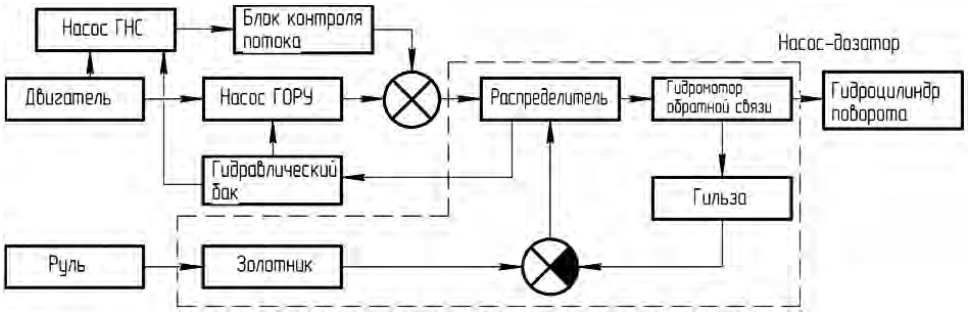


Рисунок 1 — Функциональная схема ГОРУ с блоком контроля потока трактора

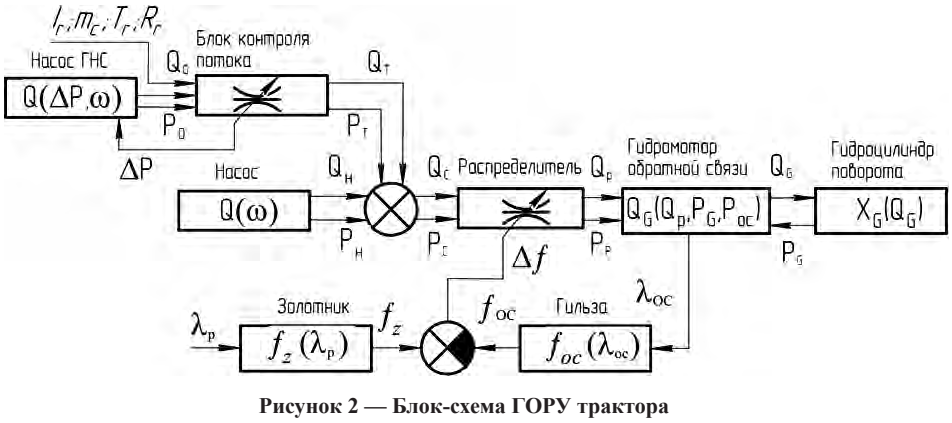


Рисунок 2 — Блок-схема ГОРУ трактора

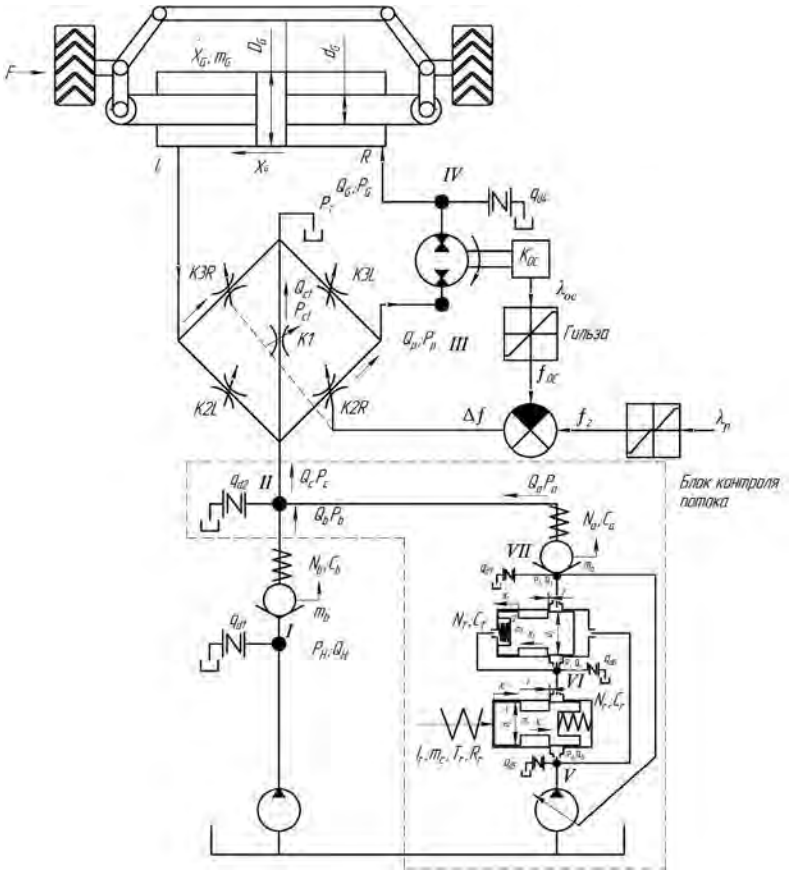


Рисунок 3 — Расчетная схема ГОРУ трактора

сигнала I_r на электромагнит блока контроля потока. В результате золотник, перемещаясь пропорционально входному сигналу, изменяет проходное сечение.

Вследствие этого формируется регулируемый поток рабочей жидкости от насоса ГНС Q_0, величина которого определяется гидравлическим сигналом обратной связи ΔP, представляющим собой разность между давлением в системе P_T и давлением P_0. Под воздействием сигнала ΔP насос ГНС обеспечивает подачу расхода рабочей жидкости Q_T при давлении P_T, которые требуются блоком контроля потока. Далее поток Q_T, смешиваясь с потоком от насоса ГОРУ $Q_н$, образует суммарный расход Q_C, поступающий в распределитель. Из распределителя рабочая жидкость направляется в соответствующие рабочие полости гидромотора обратной связи и гидроцилиндра поворота.

Математическая модель и расчетная схема ГОРУ были описаны в работе [6]. В отличие от ранее разработанной модели, на рисунке 3 приведена расчетная схема ГОРУ с блоком контроля потока трактора. В связи с этим были скорректированы уравнения расхода и давления в узле II, поскольку в нем осуществляется автоматическая компенсация недостатка расхода рабочей жидкости при снижении производительности насоса ГОРУ.

При этом принято допущение, что нагрузка F, действующая на поршень гидроцилиндра поворота, постоянна, а рабочая жидкость поступает только в одну полость указанного гидроцилиндра. При составлении расчетной схемы ГОРУ произведена замена распределителя на блок дросселей, указанный подход применяется при моделировании гидроусилителя рулевого управления автомобиля в работе [7].

ГОРУ содержит источник постоянной подачи $Q_н$ с рабочим давлением $P_н$, гидроцилиндр поворота (диаметр поршня D_G, диаметр штока d_G, масса m_G, перемещение x_G), обратный клапан (масса m_b, усилие предварительного поджатия N_b и жесткость C_b пружины, диаметр d_b) и насос-дозатор, включающий блок дросселей с проводимостями $K1$, $K2R$, $K2L$, $K3R$ и $K3L$, гидромотор обратной связи, управляемый давлениями P_p и P_G, золотник и гильзу, формирующие проходные сечения указанных дросселей, а также гидробак с давлением слива P_T. Расчетная схема также отображает диссипативные потоки q_{d1}, q_{d2}, q_{d3} и q_{d4} в соответствующих узлах I, II, III и IV гидросистемы.

Параметры гидравлической проводимости имеют следующий вид:

$$k_b = \mu_1 \pi d_b \sqrt{2\rho^{-1}};$$

$$K1 = 18\left(o^2 \operatorname{arcctg} \frac{m_v m_n + h_v h_n}{h_v m_n - h_n m_v} + h_v m_v - h_n m_n \right) +$$

$$+ 6\left(o^2 \arccos\left(\operatorname{sign}(H_n) \frac{\sqrt{o^2 - M_n}}{o} \right) - H_n M_n \right);$$

$$K2R = 6\left(\frac{\pi}{180} O^2 \arccos\left(-\operatorname{sign}(H_p) \frac{\sqrt{O^2 - M_p^2}}{O} \right) + H_p M_p \right),$$

где o и O — радиусы отверстий слива и подачи на гильзе; m_v, m_n, h_v, h_n — половина проекции пересечения отверстия слива с пазом на оси x и y; H_p, M_p, H_n, M_n — половина проекции пересечения перекрытия между позами подачи и отверстия на оси x и y; μ_1 — коэффициент расхода клапана; ρ — плотность рабочей жидкости.

Процесс функционирования указанной системы описывается дифференциальными уравнениями первого и второго порядка или уравнениями равновесия для активных и инерционных сил, а также реакций связи, а неразрывность циркулирующей рабочей жидкости при этом выражена уравнениями баланса расходов. Указанный подход для математического описания гидравлических систем применяется в работах отечественных и зарубежных авторов [8–12].

Математическая модель ГОРУ представлена в виде системы уравнений:

$$Q_0 = \begin{cases} Q + \dfrac{\Delta Q}{100}, & \text{при } p_0 - \left(p_{TO} + 2{,}2 \cdot 10^6\right) < 0, \\ Q - \dfrac{\Delta Q}{100}, & \text{при } p_0 - \left(p_{TO} + 2{,}2 \cdot 10^6\right) > 0, \\ Q, & \text{при } p_0 - \left(p_{TO} + 2{,}2 \cdot 10^6\right) = 0; \end{cases}$$

$$\begin{cases} m_G \dfrac{d^2 x_G}{dt^2} = p_G \cdot \dfrac{\pi\left(D_G^2 - d_G^2\right)}{4} - \lambda_G \dfrac{dx_G}{dt} - G; \\ I_{gm} \dfrac{d^2 \lambda_{oc}}{dt^2} = q_{daz}\left(p_p - p_G\right) - \lambda_o \dfrac{d\lambda_{oc}}{dt}; \\ \dfrac{d^2 x_h}{dt^2} = \dfrac{1}{m_r + m_e}\left(zi_{r0} - \lambda_r \dfrac{dx_{r0}}{dt} - c_r x_{r0} - N_r\right); \\ m_T \dfrac{d^2 x_T}{dt^2} = \dfrac{\pi\left(D_T^2 - d_T^2\right)}{4}\left(p_r - p_T\right) - \lambda_T \dfrac{dx_T}{dt} - c_T x_T - N_T; \\ m_a \dfrac{d^2 x_a}{dt^2} = \dfrac{\pi d_a^2}{4}\left(p_T - p_b\right) - \lambda_a \dfrac{dx_a}{dt} - c_a x_a - N_a; \\ m_b \dfrac{d^2 x_b}{dt^2} = \dfrac{\pi d_b^2}{4}\left(p_H - p_b\right) - \lambda_b \dfrac{dx_b}{dt} - c_b x_b - N_b; \\ Q_b = k_b x_b \sqrt{p_H - p_B - p_a}; \\ Q_{ct} = K1\sqrt{p_B - p_T}; \\ Q_P = K2R\sqrt{p_B - p_P}; \\ Q_G = q_{daz}\eta_{daz}\dot{\lambda}_p; \\ Q_r = k_r x_r \sqrt{p_0 - p_r}; \\ Q_T = k_T x_T \sqrt{p_r - p_T}; \\ Q_a = k_a x_a \sqrt{p_T - p_a}; \\ \dfrac{dp_H}{dt} = \dfrac{E}{0{,}1V}\left(Q_H - Q_b\right); \\ \dfrac{dp_B}{dt} = \dfrac{E}{0{,}1V}\left(Q_b - Q_{ct} - Q_P + Q_a\right); \\ \dfrac{dp_P}{dt} = \dfrac{E}{0{,}1V}\left(Q_P - Q_G\right); \\ \dfrac{dp_G}{dt} = \dfrac{E}{V}\left(Q_G - \dfrac{\pi\left(D_G^2 - d_G^2\right)}{4}\dfrac{dx_G}{dt}\right); \\ \dfrac{dp_0}{dt} = \dfrac{E}{0{,}1V}\left(Q_0 - Q_r\right); \\ \dfrac{dp_r}{dt} = \dfrac{E}{0{,}1V}\left(Q_r - Q_T\right); \\ \dfrac{dp_T}{dt} = \dfrac{E}{0{,}1V}\left(Q_T - Q_a\right); \end{cases}$$

$$\begin{cases} m_G \dfrac{d^2 x_G}{dt^2} = p_G \cdot \dfrac{\pi\left(D_G^2 - d_G^2\right)}{4} - \lambda_G \dfrac{dx_G}{dt} - G; \\ I_{gm} \dfrac{d^2 \lambda_{oc}}{dt^2} = q_{daz}\left(p_p - p_G\right) - \lambda_o \dfrac{d\lambda_{oc}}{dt}; \\ m_b \dfrac{d^2 x_b}{dt^2} = \dfrac{\pi d_b^2}{4}\left(p_H - p_b\right) - \lambda_b \dfrac{dx_b}{dt} - c_b x_b - N_b; \\ Q_b = k_b x_b \sqrt{p_H - p_B}; \\ Q_{ct} = K1\sqrt{p_B - p_T}; \\ Q_P = K2R\sqrt{p_B - p_P}; \\ Q_G = q_{daz}\eta_{daz}\dot{\lambda}_p; \\ \dfrac{dp_H}{dt} = \dfrac{E}{0{,}1V}\left(Q_H - Q_b\right); \\ \dfrac{dp_B}{dt} = \dfrac{E}{0{,}1V}\left(Q_b - Q_{ct} - Q_P\right); \\ \dfrac{dp_P}{dt} = \dfrac{E}{0{,}1V}\left(Q_P - Q_G\right); \\ \dfrac{dp_G}{dt} = \dfrac{E}{V}\left(Q_G - \dfrac{\pi\left(D_G^2 - d_G^2\right)}{4}\dfrac{dx_G}{dt}\right), \end{cases}$$

где λ_G, λ_o, λ_b — коэффициенты вязкого трения; I_{gm}, q_{daz} и η_{daz} — момент инерции, объемный расход и КПД насоса-дозатора; E — модуль упругости рабочей жидкости.

Основные исходные данные, использованные для составления компьютерной модели процесса функционирования ГОРУ в среде MATLAB: m_G = 50 кг; D_G = $= 50 \cdot 10^{-3}$ м; $dG = 25 \cdot 10^{-3}$ м; $\lambda_G = 50 \cdot 10^3$ кг/с; $G = 1{,}4726 \cdot 10^3$ Н; $I_{gm} = 0{,}000203027806$ кг·м^2; $\lambda_o = 1$ кг/с; $q_{daz} = 0{,}00033$ м^3/с; $m_b = 0{,}02$ кг; $d_b = 10 \cdot 10^{-3}$ м; $\lambda_b = 50$ кг/с; $c_b = 1280$ Н/м; N_b = = 3,3 Н; $\eta_{daz} = 0{,}98$; $E = 0{,}7 \cdot 10^9$ Па.

На рисунках 4 и 5 представлены вычислительные реализации процесса поворота функционирования штат-

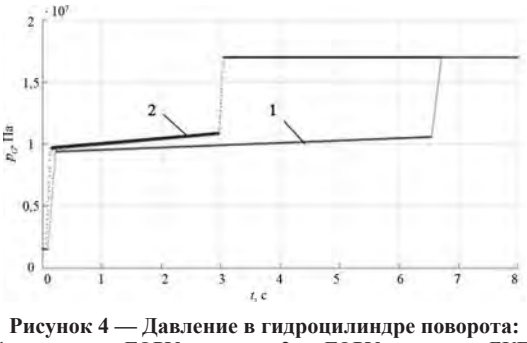


Рисунок 4 — Давление в гидроцилиндре поворота:
1 — штатное ГОРУ трактора; 2 — ГОРУ трактора с БКП

Рисунок 5 — Перемещение гидроцилиндра поворота:
1 — штатное ГОРУ трактора; 2 — ГОРУ трактора с БКП

ного ГОРУ трактора и ГОРУ трактора с БКП. В процессе моделирования обороты двигателя составляли 900 об/с.

Время полного перемещения гидроцилиндра поворота при низких оборотах уменьшилось до 3 с при использовании ГОРУ трактора с БКП. При этом давление в рабочем цикле увеличилось не более чем на 1,5 МПа.

Заключение. Математическое описание динамики гидрообъемного рулевого привода трактора общего назначения с блоком контроля потока выполнено посредством построения расчетной модели. В ее основу положены системы линейных алгебраических уравнений совместно с обыкновенными дифференциальными уравнениями первого и второго порядков. Разработаны функциональная и расчетная схемы, а также блок-схема процесса функционирования ГОРУ с БКП. Проведено компьютерное моделирование, которое показало улучшение скорости быстродействия системы рулевого управления. Перемещения гидроцилиндра поворота в крайнее положение при низких оборотах двигателя и соответственно малой подаче уменьшилось до 3 с при использовании ГОРУ трактора с БКП.

Список литературы

1. Способы организации рулевого управления транспортно-технологических самоходных машин / А.Б. Черненко, А.С. Авсецин, М.И. Сысоев, М.И. Сысоева // Проблемы современной науки и образования. — 2019. — № 6(139). — С. 45–50.
2. Конструктивный анализ усилителей рулевого управления / Н.А. Кузьмин, А.Н. Благодатских, А.А. Аветисян [и др.] // Молодой ученый. — 2020. — № 6 (296). — С. 30–35.
3. Conventional power steering system of vehicle and continuous improvement / R. Barua, Md Islam, S. Ahmmad [et al.]. — URL: https://clck.ru/3VkBH4 (date of access: 24.06.2025).
4. Принципы работы усилителя руля автомобиля – ЭУР, ЭГУР и ГУР // АгрегатСервис. — URL: https://agregatservice32.ru/blog/16-printsipy-raboty-usilitelya-rulya-avtomobilya-eur-egur-i-gur (дата обращения: 24.06.2025).
5. Руководство по эксплуатации БЕЛАРУС 3522 с двигателями Caterpillar C9.3B, Cummins QSL8.9-C360-III, Deutz TCD2013L064V: 3522-0000020 РЭ / А.В. Рунов; ОАО «МТЗ». — Мн.: «МТЗ», 2022. — 445 с.
6. Modelling and simulation of a hydrostatic steering system for agricultural tractors / B. Zardin, M. Borghi, F. Gherardini, N. Zanasi // Energies. — 2018. — Vol. 11, iss. 1. — DOI: https://doi.org/10.3390/en11010230.
7. Rösth, M. Hydraulic power steering system design in road vehicles: analysis, testing and enhanced functionality: diss. ... for the degree of Dr. of Philosophy / Marcus Rösth; Linkoping University. — Linkoping, 2007. — 237 p.
8. Сравнительный анализ эксплуатационных свойств систем пропорционального и цифрового управления навесным устройством / А.А. Ананчиков, Л.Д. Бельчик, Т.Л. Александрова, В.А. Козловский // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2024. — Вып. 13. — С. 160–164.
9. Бельчик, Л.Д. Определение эффективности функционирования пахотного агрегата с электрогидравлической системой управления рабочими органами / Л.Д. Бельчик, А.А. Ананчиков // Тракторы и сельхозмашины. — 2023. — Т. 90, № 5. — С. 433–446. — DOI https://doi.org/10.17816/0321-4443-375295.
10. Определение статических и динамических характеристик гидравлического предохранительного клапана прямого действия / Л.Д. Бельчик, А.А. Ананчиков, А.А. Шабунько, В.А. Козловский // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2022. — Вып. 11. — С. 85–90.
11. Тарасик, В.П. Исследование функциональных свойств рулевого управления троллейбуса / В.П. Тарасик, Т.В. Мрочек // Вестник Белорусско-Российского университета. — 2009. — № 2(23). — С. 59–69. – DOI: https://doi.org/10.53078/20778481_2009_2_59.
12. Mathematical modeling of a hydraulic hitched system of gantry tractor with high clearance used in horticulture and viticulture / A. Shermukhamedov, G. Annakulova, B. Astanov, Sh.A. Akhmedov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — 2021. — Vol. 1030. — DOI: https://doi.org/10.1088/1757-899X/1030/1/012152.

Beleninik A.I., Semashko D.V.

Mathematical modeling of hydrostatic steering system with flow control unit of a general purpose tractor

A mathematical model of a hydrostatic steering system for a tractor equipped with a flow control unit (FCU) is presented. The system incorporates a main pump, a boost pump, and an electro-hydraulic regulator. The FCU automatically compensates for the drop in the main pump's output when engine RPM decreases by adding fluid flow from the hydraulic remote-control system pump. A model developed in MATLAB environment is based on differential equations describing flow rate and force balances. Simulation results demonstrate improved dynamic performance: the time required for a full steering maneuver was reduced to 3 s, while the pressure increase did not exceed 1.5 MPa above the nominal level. The FCU implementation enhances the reliability and precision of mobile machinery control.

Поступила в редакцию 04.09.2026.

УДК 629.02:631.3: 697.3:62-714

И.И. УЗДОВСКИЙ; А.В. ЛАШКЕВИЧ; В.В. КВАША; А.В. ТРЕТИННИКОВ
Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш», г. Гомель, Республика Беларусь

СИСТЕМА ИНТЕРАКТИВНОЙ КООРДИНАТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ ЛОКАЛИЗАЦИИ НЕИСПРАВНОСТЕЙ БОРТОВОГО ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН «ВИСТ»

В данной статье представлена уникальная система «ВИСТ» (визуальная интерактивная система технического контроля электрооборудования), которая разработана для диагностики неисправностей, визуализации места и элементов бортового электрооборудования сельскохозяйственных машин, имеющих отклонения в работе. Основные функциональные возможности системы, такие как визуализация состояния элементов электрооборудования на графическом терминале и использование протокола CAN-шины для передачи данных, подробно рассмотрены в данной работе. Важно отметить, что применение системы «ВИСТ» позволяет значительно сократить время простоев и повысить пожаробезопасность техники, что связано с улучшением процесса диагностики и оперативной информированности механизаторов о состоянии элементов электрооборудования. Внедрение этой системы в конструкции машин способствует повышению производительности сельскохозяйственной техники и конкурентоспособности предприятий агропромышленного сектора, а также помогает снизить риски возгораний техники.

Ключевые слова: *программное обеспечение, графический терминал, интерактивная диагностика, надежность, конкурентоспособность комбайностроения, цифровые технологии в сельском хозяйстве*

Введение. Современное сельскохозяйственное производство сталкивается с рядом вызовов и требований, которые диктуют необходимость использования высококачественной и надежной техники в аграрном секторе. В условиях растущей конкуренции, динамично меняющегося рынка и постоянно увеличивающихся ожиданий со стороны потребителей становится важным внедрение инновационных подходов и технологий. Эти изменения требуют от производителей техники не только повышения качества своей продукции, но и внедрения современных решений, которые обеспечат эффективную [1] и безопасную эксплуатацию сельскохозяйственных машин.

Современные сельскохозяйственные машины характеризуются их растущей сложностью и многофункциональностью. Это обусловлено внедрением передовых технологий и систем автоматизации, направленных на увеличение производительности и удобства эксплуатации. Машины теперь оснащены множеством датчиков и электроники, которые позволяют улучшать контроль за процессами и точность выполнения операций. Однако такая сложность приводит к появлению новых проблем, связанных с диагностикой [2] и ремонтом.

Одной из ключевых задач, стоящих перед операторами сельскохозяйственной техники, является быстрое и точное выявление неисправностей. Даже небольшая поломка может привести к значительным экономическим потерям, связанным с простоем машин и увеличением затрат на техническое обслуживание и ремонт. В условиях интенсивного производственного цикла время простоя техники должно быть минимизировано, а эффективное управление процессами становится критически важным. Традиционные подходы к диагностике, которые зачастую основываются на текстовых сообщениях и символах на дисплеях, оказываются недостаточно эффективными. Они не позволяют оператору быстро и интуитивно воспринимать информацию о состоянии оборудования, что, в свою очередь, затрудняет принятие решений по обслуживанию и ремонту.

Эти обстоятельства подчеркивают необходимость разработки более наглядных, удобных и интуитивных систем диагностики [3], которые обеспечат оператора необходимой информацией в реальном времени. Интерактивные решения, способствующие лучшему восприятию информации, могут значительно облегчить процесс обнаружения проблем и их устранения, минимизируя время, необходимое для диагностики и ремонта.

В данной работе представлен вариант системы интерактивной координатно-графической локализации неисправностей, позволяющей существенно улучшить понимание возникших неисправностей в электрооборудовании. Данная система обладает расширенными функциональными возможностями по сравнению с серийными аналогами, что делает ее более эффективной и удобной для использования операторами сельскохозяйственной техники. Внедрение такой системы не только повысит надежность работы машин, но и создаст условия для увеличения производительности и конкурентоспособности агропромышленных предприятий.

Объект исследования — система интерактивной координатно-графической локализации неисправностей «ВИСТ», встроенная в бортовое электрооборудование сельскохозяйственной техники. *Целью исследования* является разработка и внедрение системы «ВИСТ», которая позволяет эффективно диагностировать и локализовать неисправности электрооборудования, тем самым сокращая время простоя техники и повышая ее эксплуатационные характеристики. Методология исследований включает теоретический, системный и сравнительный анализ, моделирование и проектирование.

Описание и сравнительный анализ. Графические терминалы и программируемые модули, применяемые в конструкции выпускаемых ОАО «Гомсельмаш» машин, обладают значительным потенциалом для улучшения восприятия, управления и диагностики [4] сельскохозяйственных машин.

Проведя системный анализ имеющейся на сегодняшний день системы самодиагностики комбайна,

интегрированной в конструкцию выпускаемых сельскохозяйственных машин, было отмечено, что она имеет весьма ограниченный функционал и слабую систему предоставления информации для механизатора.

В настоящее время информация представляется набором всплывающих текстовых окон о возникающих неисправностях, что исключает возможность ассоциативного восприятия самого элемента и места его расположения в конструкции сложной машины, т. к. таких элементов достаточно большое количество.

В ответ на эти вызовы была разработана визуальная интерактивная система технического контроля электрооборудования «ВИСТ». Программные части системы интегрированы в серийный графический терминал [5] и программируемые блоки управления [6] комбайна, предоставляя оператору возможность оперативного визуального отображения состояний электрооборудования.

Общая схема системы приведена на рисунке 1. Она состоит из сенсорного графического терминала 1, который соединен кабелем, представляющим собой CAN-шину 2, с программируемым модулем (модулями) 3, к которым непосредственно подключены контролируемые элементы: датчики оборотов 4, компоненты освещения 5, электромеханизмы 6, датчик уровня топлива 7, реле давления 8, датчики температуры 9, датчики угла 10, пневматические клапаны 11, электромагниты гидронасосов [7] и гидрораспределителей 12, датчики давления 13 сигнальными/питающими проводами 14, также могут быть дополнительно подключены и другие элементы, в зависимости от системы электрооборудования комбайна.

Система работает следующим образом: подключенные к бортовой сети элементы электрооборудования по сигнальному/питающему проводу 14 передают информацию о своем текущем состоянии (нормальная работа, обрыв (в случае потери связи с элементом электрооборудования), короткое замыкание) в программируемый модуль 3, после чего информация обрабатывается и передается по CAN-шине 2 на графический терминал 1, на котором появляется интерактивное окно со схематическим изображением комбайна в одной из проекций, в данной статье показана проекция с левой стороны (рисунок 2), на котором подсвечивается/мерцает отличным от основного фона цветом сенсорная клавиша с обозначением элемента электрооборудования в соответствии с электрической схемой, сигнализируя оператору о примерном месторасположении элемента, будь то датчики оборотов 4, компоненты освещения 5, электромеханизмы 6, датчик уровня топлива 7, реле давления 8, датчики температуры 9, датчики угла 10, пневматические клапаны 11, электромагниты гидронасосов и гидрораспределителей 12, датчики давления 13.

При нажатии на сенсорную клавишу производится переход в информационное окно с фотографией места расположения вышедшего из строя элемента электрооборудования с его условным обозначением и наименованием, а также характером неисправности.

Для объективной оценки преимуществ разработанной системы «ВИСТ» проведен сравнительный анализ

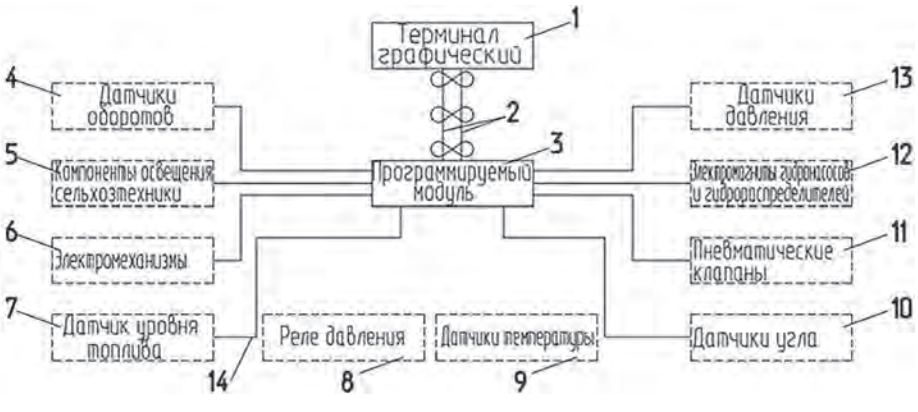


Рисунок 1 — Общая схема системы

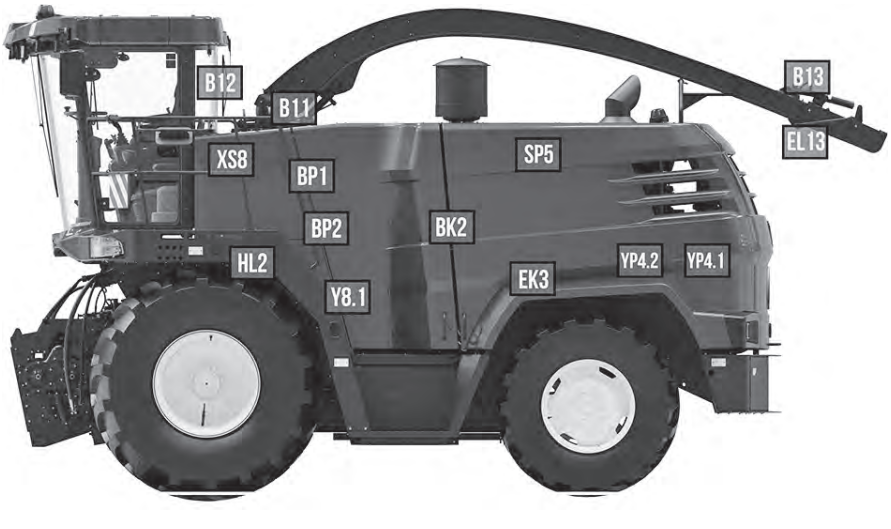


Рисунок 2 — Вид слева

с диагностическими решениями ведущих зарубежных производителей сельскохозяйственной техники (John Deere, CLAAS). Критериями сравнения выбраны: принцип отображения неисправности, стоимость внедрения и ежегодные расходы, охват техники, акцент на пожаробезопасность и перспективы интеграции с цифровыми сервисами. Результаты сравнения приведены в таблице.

Авторами данной статьи внесен непосредственный вклад в разработку художественного оформления всплывающих окон, разработку и интегрирование в программируемый модуль и графический терминал необходимого программного обеспечения для обеспечения функционирования системы.

По представленной системе интерактивной координатно-графической локализации неисправностей бортового электрооборудования сельскохозяйственных машин «ВИСТ» в настоящее время производится доработка программного обеспечения графического терминала, и в 2026–2027 годах система будет проходить испытания в составе опытных машин.

Результаты исследований. Система интерактивной координатно-графической локализации неисправностей бортового электрооборудования «ВИСТ» демонстрирует значительное повышение эффективности [8] диагностики по сравнению с серийно применяемыми в настоящий момент системами.

Основные преимущества и ожидаемые эффекты от внедрения можно суммировать следующим образом:
- сокращение времени простоя техники — возможность оперативной идентификации неисправности через интерактивное окно с подсветкой поврежденного элемента и отображение точного места установки элемента позволяет оператору безошибочно определять конкретный элемент, требующий замены или ремонта;
- повышение надежности и пожаробезопасности — более широкий охват элементов электрооборудования и оперативная визуализация состояния электрооборудования на графическом терминале обеспечивает более точное восприятие проблемы по сравнению с имеющимися методами диагностики, что отвечает требованиям современного уровня к мониторингу состояния агрегатов [9];
- интеграционная совместимость и гибкость применения — «ВИСТ» спроектирована с учетом работы по CAN-шине и имеет возможность адаптации к различным моделям машин ОАО «Гомсельмаш» без внесения существенных изменений в существующие архитектуры бортового электрооборудования. Это обеспечивает и потенциальную миграцию на другие линейки техники с минимальными доработками;
- перспективы расширения функциональности — в дальнейшем возможно расширение набора диагностических сценариев, добавление алгоритмов самообучения на основе накопленного опыта диагностики, интеграцию с удаленной поддержкой и сервисными центрами, а также разработку модулей для прогностической диагностики и планирования технического обслуживания;
- экономический эффект — ускорение ремонтных работ, уменьшение рисков простоя приводят к снижению эксплуатационных затрат и повышению рентабельности техники [10]. Включение «ВИСТ» в линейку технического обслуживания может быть реализовано как платформа для дальнейшей цифровой трансформации предприятий сельского хозяйства;
- пользовательский опыт — интерфейс системы разработан с акцентом на удобство для пользователя. Это делает процесс диагностики менее стрессовым и более быстрым, что критически важно в условиях работы на полях, где время имеет большое значение;
- обратная связь и самообучение — система может включать функции обратной связи, позволяющие собирать данные о неисправностях и их причинах, что, в свою очередь, поможет в дальнейшем оптимизировать диагностические алгоритмы и повысить надежность техники;
- перспективы дальнейших исследований — для повышения эффективности системы «ВИСТ» следует проводить дальнейшие исследования в области искусственного интеллекта и машинного обучения, что может привести к созданию еще более продвинутых диагностических инструментов и алгоритмов.

Заключение. Таким образом, система «ВИСТ» не только успешно решает текущие задачи интерактивной локализации неисправностей, но и закладывает прочный фундамент для дальнейшего развития цифровой инфраструктуры технического обслуживания сельскохозяйственной техники ОАО «Гомсельмаш».

Система открывает новые горизонты для интеграции с другими цифровыми решениями и платформами, что может значительно расширить функциональность

Таблица — Сравнительный анализ системы «ВИСТ» с диагностическими решениями зарубежных производителей

Критерий	«ВИСТ», ОАО «Гомсельмаш»	John Deere	CLAAS
Принцип отображения	Интерактивная схема + фото места установки	Текстовые коды (DTC)	Текстовые коды (DTC)
Стоимость внедрения	Минимальная (штатные компоненты)	Высокая (ПО + подписка)	Высокая (ПО + подписка)
Ежегодные расходы	Отсутствуют	195 долл. США в год за машину; 4995 долл. США в год за парк [11]	CDS 7.5: 200–250 долл. США [11]
Аппаратный комплект	Не требуется	EDL V2: ~1029 долл. США [12]	4 CAN Interface: ~2000 долл. США [13]
Охват техники	Комбайны «Гомсельмаш»	Только John Deere	Только CLAAS
Акцент на пожаробезопасность	Да (короткое замыкание и обрывы)	Нет	Нет
Интеграция с удаленной поддержкой	В перспективе	Да	Да

и обеспечить совместимость с новыми технологиями. Внедрение системы «ВИСТ» поможет наладить более качественную связь между операторами, инженерами и сервисными центрами, что, в свою очередь, повысит уровень сервиса и взаимодействия между всеми участниками производственного процесса.

В конечном итоге, это способствует не только повышению жизнестойкости парка машин, но и созданию устойчивой базы для внедрения новых подходов и технологий, соответствующих современным требованиям к агропроизводству. Таким образом, система «ВИСТ» формирует не только актуальное решение для диагностики, но и становится важной составляющей стратегии инновационного развития компании ОАО «Гомсельмаш», способствуя ее конкурентоспособности на уровне мирового рынка сельскохозяйственной техники.

Список литературы

1. Уткин, А.С. Система автоматизации диагностики узлов кормоуборочной техники / А.С. Уткин, А.Д. Макаренко // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления: материалы XV науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых, Гомель, 23–24 апр. 2015 г. / ГГТУ им. П.О. Сухого; под общ. ред. А.А. Бойко. — Гомель, 2015. — С. 499–502.
2. Кравченко, П.И. Краткий справочник автоэлектрика по определению и устранению неисправностей в системах электрооборудования тракторов, комбайнов и автомобилей / П.И. Кравченко. — Мн.: Урожай, 1967. — 141 с.
3. Ковалев, И.А. Современные диагностические системы для сельскохозяйственной техники: проблемы и перспективы / И.А. Ковалев // Технические науки. — 2021. — № 12. — С. 45–50.
4. Руководства по эксплуатации // ОАО «Гомсельмаш». — URL: https://gomselmash.by/servis-zapchasti/rukovodstva-poekspluatatsii/ (дата обращения: 21.05.2026).
5. АТІ – Разработка и производство современной электроники // НПФ «АТИ». — URL: https://npf-ati.ru/ (дата обращения: 21.05.2026).
6. Уздовский, И.И. Модернизация электрических цепей с использованием модуля силового программируемого / И.И. Уздовский, А.О. Сидоракин // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра: сб. ст. 8-й междунар. науч.-практич. конф., Гомель, 15 нояб. 2024 г. / НТЦК ОАО «Гомсельмаш». — Гомель, 2024. — Ч. 2. — С. 72–74.
7. Уздовский, И.И. Модернизация системы управления доворота вала коробки передач с использованием функциональных возможностей панели управления и графического интерфейса терминала / И.И. Уздовский, А.В. Лашкевич, С.В. Семенов // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра: сб. ст. 9-й междунар. науч.-практич. конф., Гомель, 5 нояб. 2025 г. / НТЦК ОАО «Гомсельмаш». — Гомель, 2025. — Ч. 2. — С. 52–55.
8. Фитишин, К.Р. Модернизация сельскохозяйственной техники: технологические инновации и перспективы будущего / К.Р. Фитишин // Состояние и перспективы развития агропромышленного комплекса: сб. науч. тр. XVII Междунар. науч.-практич. конф. «ИнтерАгро», Ростов-на-Дону, 28 февр. – 1 марта 2024 г. // ДГТУ. — Ростов-на-Дону, 2024. — С. 442–445.
9. Полезная модель BY №13934, МПК B60K 20/02 (2006.01), F16H 61/00 (2006.01). Система управления доворотом вала коробки передач: № 20250269: заявлено 22.12.2025: опубл. 20.03.2026 / Шантыко А.С., Кузменков С.В., Лашкевич А.В., Уздовский И.И.; заявитель ОАО «Гомсельмаш». — 3 с.
10. Сайганов, А. Цифровизация как направление развития белорусского комбайностроения и повышения уровня его конкурентоспособности / А. Сайганов, В. Липская, В. Шкирский // Аграрная экономика. — 2024. — № 6. — С. 61–71. — DOI: https://doi.org/10.29235/1818-9806-2024-6-61-71.
11. Jaltest AGV — Agricultural Vehicle Diagnostics // Jaltest. — URL: https://www.jaltest.com/en/diagnostics/jaltest-agv-agricultural-vehicles/ (date of access: 21.05.2026).
12. Discover NAVIGATOR TXT MULTIHUB 2 // TEXA S.p.A. — URL: https://www.texa.com/en/products/navigator-txt-multihub-2/ (date of access: 21.05.2026).
13. NEW CLAAS 4 CAN Interface + CLAAS CDS 7.5 + PartDoc + WebTIC 2025 // MHH AUTO. — URL: https://mhhauto.com/Thread-NEW-CLAAS-4-CAN-Interface-CLAAS-CDS-7-5-PartDoc-Webtic-2025 (date of access: 21.05.2026).

Uzdouski I.I., Lashkevich A.V., Kvasha V.V., Tratsinnikau A.V.

Interactive coordinate-graphic fault localization system for agricultural machinery onboard electrical equipment “VIST”

This article presents a unique system called “VIST” (Visual Interactive System for Technical Control of Electrical Equipment), which has been developed for fault diagnostics, visualization of the location and components of onboard electrical equipment in agricultural machinery that exhibit operational deviations. The main functional capabilities of the system, such as visualizing the state of electrical components on a graphical terminal and using the CAN bus protocol for data transmission, are examined in detail in this work. It is important to note that the application of the “VIST” system significantly reduces downtime and increases the fire safety of machinery, which is achieved by improving the diagnostic process and providing operators with real-time information about the state of electrical components. The integration of this system into machine designs enhances the productivity of agricultural machinery and the competitiveness of enterprises in the agro-industrial sector, while also helping to reduce the risk of machinery fires.

Поступила в редакцию 16.06.2026.

УДК 533.6.011:004.94

А.В. ВОРОЖУН
Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель, Республика Беларусь

М.Г. ГЕГЕДЕШ, канд. техн. наук, доц.
Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, Гомель, Республика Беларусь

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИКИ СЦЕПА ПЛАТФОРМ С ГРУЗОМ

В статье обоснована актуальность задач по снижению аэродинамического сопротивления, шума и повышения устойчивости за счет внедрения новых технологий и комбинированных численных и экспериментальных подходов. Выполнено исследование параметров распределения воздушных потоков вокруг сцепа вагонов с размещенным на нем грузом в зависимости от направления воздействия ветровой нагрузки, что позволяет выявить характер взаимодействия воздушных масс с конструкцией и определить параметры, влияющие на аэродинамическую устойчивость и безопасность подвижного состава. Представлены результаты выполненного на основе компьютерного моделирования в среде ANSYS Workbench (модуль CFX) анализа влияния углов атаки воздушных масс на аэродинамические характеристики сцепа с прикрытием, демонстрирующие, как изменение углов влияет на скорости частиц вихревых потоков, силы сопротивления и давление.

Ключевые слова: *аэродинамика, компьютерное моделирование, подвижной состав, сопротивление движению, воздушные потоки, сцеп вагонов*

Введение. В условиях стремительного развития технологий и растущих требований к повышению эффективности, безопасности и экологичности транспортных средств актуальной задачей является совершенствование методов их проектирования с учетом аэродинамических параметров, которые существенно влияют на эксплуатационные характеристики железнодорожных конструкций и подвижного состава. Влияние воздушных потоков, обусловленное скоростью движения поезда, формой, геометрическими особенностями и расположением конструкции относительно пути, вызывает появление разнонаправленных нагрузок различной интенсивности [1].

Например, в работе [2] рассмотрена актуальная проблема снижения аэродинамически обусловленного шума на основе современных подходов, объединяющих аналитические, численные, эмпирические методы, а также использование искусственного интеллекта. В работе [3] уделено внимание методам снижения аэродинамического сопротивления легковых и грузовых автомобилей путем уменьшения сопротивления воздуху, снижения шума ветра, минимизации шумовых выбросов, а также предотвращения нежелательных подъемных сил и других факторов, вызывающих аэродинамические нестабильности на высоких скоростях. Исследование [4] посвящено оптимизации снижения аэродинамического сопротивления высокоскоростных поездов на основе полномасштабных экспериментов, испытаний в аэродинамической трубе и численного моделирования.

В условиях движения по рельсовой колее воздушные потоки взаимодействуют с поверхностями сцепа, вагонов и груза, создавая дополнительные силы сопротивления и возможные турбулентные явления. В работе [5] приводится пример, когда сильный боковой ветер вызвал опрокидывание вагонов, загруженных контейнерами, на мосту, что подчеркивает необходимость такого рода исследований для предотвращения подобных аварийных ситуаций.

В целом, анализ исследований различных авторов показал, что численные методы, подтвержденные экспериментальными данными, являются эффективными для точного определения сопротивления. При этом в области железнодорожного транспорта значительная часть работ фокусируется на аэродинамике поездов с точки зрения обеспечения максимальной скорости движения за счет формы, снижающей сопротивление, например, в [6–8]. Некоторые авторы, например, в статьях [9, 10], исследуют аэродинамику отдельных грузовых вагонов. При этом работ, посвященных анализу аэродинамики вагонов с размещенными на них грузами, найти не удалось.

Цель работы — провести анализ распределения воздушных потоков вокруг сцепов вагонов с грузом. Актуальность исследования обусловлена необходимостью оптимизации аэродинамических показателей сцепов вагонов для повышения эффективности и безопасности перевозок, снижения сопротивления воздуха, увеличения скорости и стабильности движения, уменьшения уровня шума и аэродинамических нагрузок, а также для соответствия современным экологическим стандартам и продления срока службы вагонов.

Основная часть. Величина аэродинамического воздействия определяется такими параметрами, как скорость поезда и его форма, геометрические характеристики и пространственное расположение конструкции относительно подвижного состава, и может быть описана следующим выражением (1):

$$q = 0{,}5 \cdot p_{в} \cdot v^2 \cdot k_1 \cdot C_{р}, \qquad (1)$$

где $p_{в}$ = 1,225 кг/м^3 — плотность воздуха при нормальных условиях; v — скорость движения поезда; k_1 — коэффициент, учитывающий аэродинамическую форму подвижного состава; $C_{р}$ — коэффициент, отражающий распределение аэродинамического давления на поверхность конструкции.

Коэффициент распределения давления зависит от рассматриваемого расчетного случая. При воздействии на вертикальные поверхности, параллельные оси пути, коэффициент $C_{р}$ определяется в зависимости от расстояния от оси пути до поверхности a_g согласно выражению (2):

$$C_{р} = C_{р1}\left(a_g\right) = \frac{8}{\left(a_g + 2{,}1\right)^2}. \qquad (2)$$

При воздействии на горизонтальные поверхности, расположенные над подвижным составом, коэффициент C_p зависит от возвышения отметки низа конструкции над уровнем головки рельса h_g и ширины конструкции W. Так, при ширине конструкции от 1,5 до 3,0 м коэффициент C_p может определяться выражением (3), а при ширине конструкции от 3,0 до 20,0 м — выражением (4)

$$C_p = C_{p2}\left(h_g, W\right) = \left(0{,}04 \cdot W + 0{,}41\right) \cdot \frac{5{,}5}{\left(h_g - 1{,}9\right)^2}; \quad (3)$$

$$C_p = C_{p2}\left(h_g, W\right) = 0{,}53 \cdot \frac{5{,}5}{\left(h_g - 1{,}9\right)^2}. \quad (4)$$

При расчете конструкций, пересекающих объект инфраструктуры высокоскоростного железнодорожного транспорта, ширина W которых более 20 м, их требуется рассматривать как тоннели. В этом случае необходимо учитывать волновой характер воздействия аэродинамического давления на конструкцию. Поперечное распределение нагрузки от аэродинамического воздействия на поверхность определяется выражениями (5), (6):

$$C_p\left(h_g, W, a_g\right) = C_p\left(h_g, W, 0\right) \cdot \left(1 - 0{,}01 a_g^2\right), \quad \text{если } a_g < 10{,}0 \text{ м}; \quad (5)$$

$$C_{p2}\left(h_g, W, a_g\right) = 0, \text{ если } a_g \geq 10{,}0 \text{ м}, \quad (6)$$

где a_g — расстояние от оси пути.

Коэффициент k_1, учитывающий аэродинамические качества подвижного состава, принимается равным 0,6 для высокоскоростных поездов с обтекаемыми формами (электропоезд типа «Сапсан»), 0,85 для скоростных поездов, не имеющих достаточно обтекаемых аэродинамических форм (электропоезд «Ласточка», электровозы ЧС6, ЧС200), и 1,0 для обычных поездов (электровозы ЭП2к). Значения коэффициента аэродинамической формы были определены при проведении экспериментальных измерений аэродинамического воздействия подвижного состава [11].

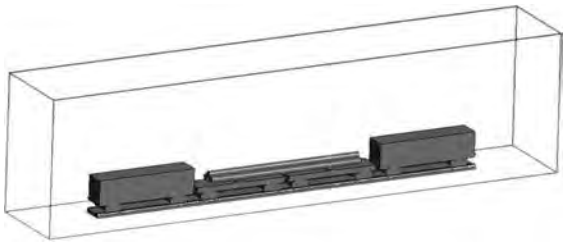


Рисунок 1 — Разработанная в среде ANSYS компьютерная модель сцепа платформ с грузом, имеющего прикрытие с двух сторон полувагонами

Для выполнения анализа используется современный программный комплекс для инженерных расчетов ANSYS [12], позволяющий моделировать сложные взаимодействия воздушных потоков с конструкцией сцепа вагонов. Моделирование аэродинамики воздушного потока выполнялось в программном комплексе ANSYS Workbench с модулем CFX. Объектом моделирования является упрощенная конструкция сцепа, состоящего из 4-осных универсальные платформ базой 9720 мм с размещенным длинномерным грузом цилиндрической формы диаметром 1000 мм и двух крытых вагонов базой 10 000 мм в качестве вагонов прикрытия (рисунок 1).

Произведены расчеты для случаев изменения направления ветра на угол 15°, 30°, 45°, 60°, 75° и 90° по отношению к продольной оси сцепа (рисунок 2), что позволяет изучить влияние различных атмосферных условий на аэродинамические параметры сцепа.

Общие соотношения, которые характеризуют движение воздушных масс, включают динамические уравнения, отнесенные к единице массы, а также уравнения

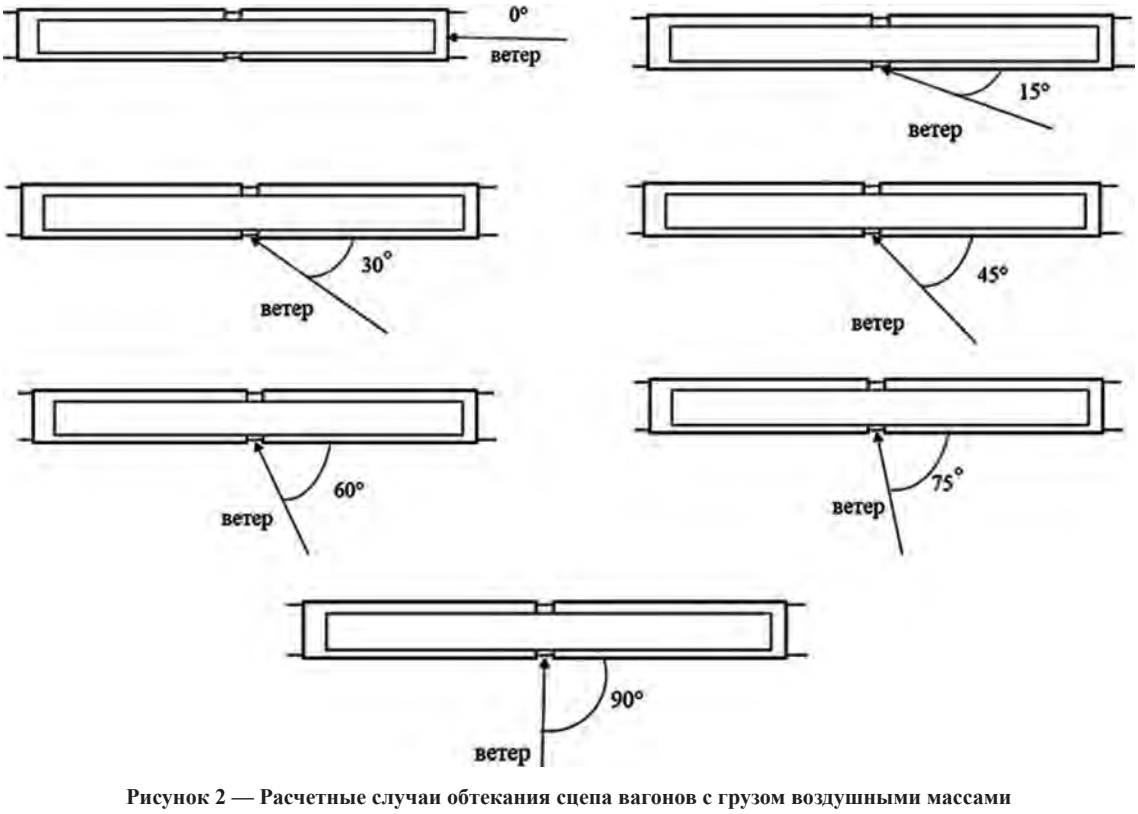


Рисунок 2 — Расчетные случаи обтекания сцепа вагонов с грузом воздушными массами

сохранения массы и энергии. Они имеют следующий вид [13, с. 224, 14, с. 362]:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial u}{\partial t}+u\dfrac{\partial u}{\partial x}+v\dfrac{\partial u}{\partial y}+w\dfrac{\partial u}{\partial z}=F_x+\dfrac{1}{\rho}\left(-\dfrac{\partial p}{\partial x}+\dfrac{\partial \tau_{xx}}{\partial x}+\dfrac{\partial \tau_{xy}}{\partial y}+\dfrac{\partial \tau_{xz}}{\partial z}\right); \\ \dfrac{\partial v}{\partial t}+u\dfrac{\partial v}{\partial x}+v\dfrac{\partial v}{\partial y}+w\dfrac{\partial v}{\partial z}=F_y+\dfrac{1}{\rho}\left(-\dfrac{\partial p}{\partial y}+\dfrac{\partial \tau_{yx}}{\partial x}+\dfrac{\partial \tau_{yy}}{\partial y}+\dfrac{\partial \tau_{yz}}{\partial z}\right); \\ \dfrac{\partial w}{\partial t}+u\dfrac{\partial w}{\partial x}+v\dfrac{\partial w}{\partial y}+w\dfrac{\partial w}{\partial z}=F_z+\dfrac{1}{\rho}\left(-\dfrac{\partial p}{\partial z}+\dfrac{\partial \tau_{zx}}{\partial x}+\dfrac{\partial \tau_{zy}}{\partial y}+\dfrac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}\right); \\ \dfrac{\partial u}{\partial x}+\dfrac{\partial v}{\partial y}+\dfrac{\partial w}{\partial z}=0; \\ \rho C_p\left(\dfrac{\partial T}{\partial t}+u\dfrac{\partial T}{\partial x}+v\dfrac{\partial T}{\partial y}+w\dfrac{\partial T}{\partial z}\right)=\dfrac{\partial Q}{\partial t}+k_T\left(\dfrac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\dfrac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\dfrac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right)+\Phi_d, \end{cases} \quad (7)$$

где u, v, w — проекции вектора скорости частицы воздуха на оси x, y, z соответственно, м/с^2; F_x, F_y, F_z — проекции внешних объемных (массовых) сил, Н/м^3; ρ — плотность воздуха, кг/м^3; p — изотропное напряжение (давление), Па; τ_{ij} — компоненты тензора напряжений, Па; C_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг·К); T — температура воздуха, К; $\dfrac{\partial Q}{\partial t}$ — удельная скорость тепловыделения внешних источников, Дж/(кг·с); k_T — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); Φ_d — часть механической энергии, переходящая в тепловую за единицу времени, отнесенная к единице массы, Дж/(кг·с):

$$\Phi_d=\left[2\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+2\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+2\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial z}\right)^2+\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2\right], \quad (8)$$

где μ — коэффициент динамической вязкости, Па·с.

Решение системы уравнений (7) требует задания граничных условий, соответствующих расчетной схеме исследуемого объекта. Так, на границе входа воздушного потока (Inlet) установлена его постоянная скорость v = 34 м/с (соответствует максимальному зафиксированному на территории Республики Беларусь значению скорости ветра), а на выходе (Outlet) — избыточное давление p = 0. Боковые и верхняя поверхности задаются как открытые границы (Opening), позволяющие воздуху свободно входить и выходить из расчетной зоны, при этом значение давления на этих границах принято равным нулю (рисунок 3). Использовано условие непроникновения через жесткие стенки (Wall) вагонов и груза, а также условие прилипания (No Slip Wall), подразумевающее нулевую скорость потока у поверхности, соответствующую реальному состоянию вязкого потока у поверхности. Интенсивность турбулентности обратного потока установлена на уровне 1 %, чтобы учесть возможные турбулентные возмущения, возникающие при взаимодействии воздушных масс с поверхностью вагона.

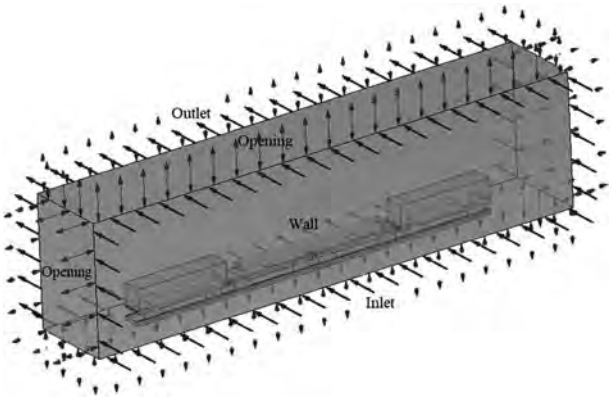


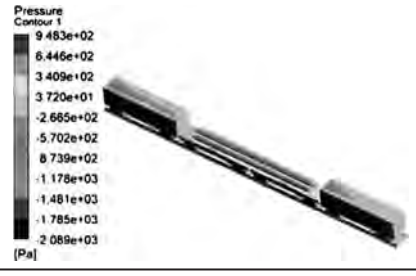
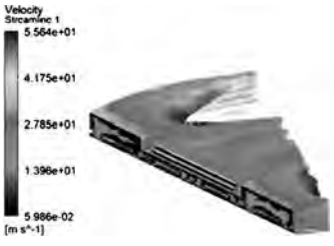
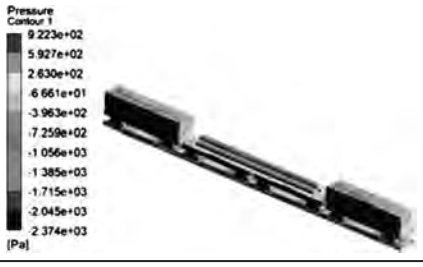
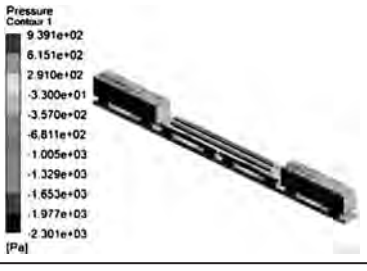
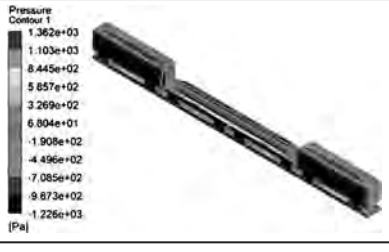
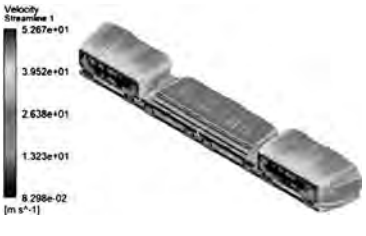
Рисунок 3 — Модель железнодорожного вагона в расчетной области

Для боковых и верхней границ области реализовано условие открытой границы с нулевым давлением, что позволяет максимально приблизить модель к реальным атмосферным условиям. Результаты расчетов представлены в таблице. Результаты расчетов демонстрируют, что при углах атаки 30–60° наблюдается значительная разница в значениях скоростей частиц воздушных

Таблица — Результаты расчетов скоростей воздушных потоков, огибающих сцеп с грузом

Угол атаки	Распределение воздушных масс вокруг сцепа вагонов с длинномерным грузом	
0°		
15°		

Окончание таблицы

Угол атаки	Распределение воздушных масс вокруг сцепа вагонов с длинномерным грузом	
30°		
45°		
60°		
75°		
90°		

масс, а также в направлениях потоков воздуха, которые прошли через платформу с грузом, что может приводить к образованию завихрений и локальных областей с повышенным давлением. Максимальные значения скорости частиц воздушных масс достигают при угле атаки 45° и равны 67,13 м/с. Наименьшие скорости завихрений наблюдаются при углах атаки 15° и 75°, где значения равны 47,76 и 47,31 м/с соответственно. Наибольшие перепады давлений на поверхности вагонов и грузов (от –1226 до 1362 Па) наблюдаются при угле атаки 90°, что указывает на значительные механические нагрузки в этой ситуации и согласуется с устоявшейся практикой перевозок грузов. При этом скорости отдельных воздушных потоков достигают при таком угле атаки 52,67 м/с, что может приводить к необходимости дополнительного учета сдвигающего воздействия в поперечном направлении при расчете креплений грузов.

Таким образом, изменение угла атаки воздушных потоков относительно подвижного состава вызывает неравномерное распределение нагрузок на конструкцию сцепа и вагонов. Это может приводить к возникновению вибраций, колебаний и скачков напряжений в локальных областях названных конструкций, что влечет за собой потерю устойчивости и усталостные повреждения конструктивных элементов подвижного состава и крепления грузов, особенно при высокоскоростном движении и нестандартных габаритах грузов, что повышает риск возникновения аварийных ситуаций и ухудшает безопасность перевозок. Для предотвращения таких рисков необходимо учитывать влияние

этих явлений в процессе проектирования и эксплуатации транспортных систем, а также совершенствовать методы моделирования и контроля аэродинамических потоков.

Заключение. Подход к анализу аэродинамики сцепов вагонов с размещенными на них грузами, основанный на применении компьютерного моделирования, позволяет получить достаточно наглядную картину нагружения отдельных конструктивных элементов подвижного состава и груза, что может способствовать выработке дополнительных рекомендаций по размещению грузов в составе поезда и их креплению, а также выбору средств и способов крепления грузов, предъявляемых к перевозке. Однако учет случайных факторов, возникающих в процессе транспортировки, представляет собой весьма трудоемкую задачу со многими неизвестными параметрами, которые частично могут быть определены с помощью экспериментов. Несмотря на некоторые ограничения, обусловленные невозможностью учета некоторых факторов и параметров, результаты компьютерного моделирования могут быть использованы для анализа динамики сцепов с размещенными на них грузами различной конфигурации.

Список литературы

1. Лабутин, Н.А. Актуализация методики учета аэродинамического воздействия от поездов на высокоскоростных железнодорожных магистралях / Н.А. Лабутин, Л.К. Дьяченко, Е.Е. Луковников // Известия Петербургского государственного университета путей сообщения. — 2024. — Т. 21, № 1. — С. 142–155. — DOI: https://doi.org/10.20295/1815-588X-2024-01-142-155.
2. Katz, J. Convergence and accuracy of potentialflow methods / J. Katz // Journal of Aircraft. — 2019. — Vol. 56, iss. 6. — P. 2371–2375. — DOI: https://doi.org/10.2514/1.C035483.
3. Connolly, M.C. Drag reduction technology and devices for road vehicles - A comprehensive review / M.C. Connolly, A. Ivankovic, M.J.O'Rourke // Heliyon. — 2024. — Vol. 10, iss.13. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e33757.
4. Kan, X. Aerodynamic analysis and optimization of pantograph streamline fairing for high-speed trains / X. Kan, Y. Li, T. Li, J. Zhang // Fluid Dynamics and Materials Processing. — 2024. — Vol. 20, iss. 5. — P. 1075–1091. — DOI: https://doi.org/10.32604/fdmp.2023.044050.
5. Paul, J.C. Application of CFD to rail car and locomotive aerodynamics / J.C. Paul, R.W. Johnson, R.G. Yates // The Aerodynamics of Heavy Vehicles II: Trucks, Buses, and Trains. — Berlin: Springer, 2009. — Ch. 4. — P. 259–297. — DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-540-85070-0_25.
6. Nonlinear aerodynamic loads and dynamic responses of high-speed trains passing each other in the tunnel–embankment section under crosswind / D. Ouyang, E. Deng, W. Yang [et al.] // Nonlinear Dynamics. — 2023. — Vol. 111, iss. 13. — P. 11989–12015. — DOI: https://doi.org/10.1007/s11071-023-08479-7.
7. Aerodynamic drag reduction of railroad tank wagons / C.N. Nayeri; J. Tschepe, H. Schulze, H. Schell // Fluids. — 2022. — Vol. 7, iss. 8. — DOI: https://doi.org/10.3390/fluids7080283.
8. An investigation of influence of windshield configuration and train length on high-speed train aerodynamic performance / A. Adamu, J. Zhang, F. Gidado, F. Wang // Journal of Applied Fluid Mechanics. — 2022. — Vol. 16, iss. 2. — P. 337–352. — DOI: https://doi.org/10.47176/jafm.16.02.1433.
9. Шимановский, А.О. Влияние направления воздушного потока на аэродинамические силы, действующие на транспортное средство / А.О. Шимановский, О.В. Демьянчук // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. — 2025. — Т. 84, № 2. — С. 81–91.
10. Investigation of the impact of headwind on a gondola car when disbanding from a hill hump / M. Khadzhimukhametova, M. Usmanova, S. Saidivaliev, S. Sattorov // Problems of Logistics, Management and Operation in the East-West Transport Corridor: proc. of the 4th Intern. Conf., Baku, 13–14 May 2025. — Cham, 2025. — P. 107–120. — DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-032-13672-5_10.
11. Лабутин, Н.А. Экспериментальные измерения аэродинамики подвижного состава / Н.А. Лабутин, Л.К. Дьяченко, А.В. Ланг // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. — 2022. — № 3(62). — С. 40–48. — DOI: https://doi.org/10.52170/1815-9265_2022_62_40.
12. ANSYS Mechanical User's Guide // SAS IP, Inc. — URL: https://clck.ru/3V6PiC (date of access: 01.08.2026).
13. Андерсон, Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: в 2 т. / Д. Андерсен, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер; пер. с англ. С.В. Сенина, Е.Ю. Шальмана; под ред. Г.Л. Подвидза. — М.: Мир, 1990. — Т. 1. — 384 с.
14. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. — 5-е изд., перераб. — М.: Наука, 1978. — 736 с.

Varazhun A.U., Gegedesh M.G.

Investigation of the loaded flatcars coupling aerodynamics

The paper substantiates the relevance of reducing aerodynamic drag, noise, and increasing stability through the implementation of new technologies and combined numerical and experimental approaches. The investigation is performed for the air flow distribution parameters around two coupled flatcars with cargo placed on them, depending on the wind load direction. The results make it possible to identify the nature of the interaction between air masses and the structure and determine the parameters affecting the aerodynamic stability and safety of the rolling stock. The results of the analysis of the air mass angles influence on the loaded coupled flatcars aerodynamic characteristics are presented on the basis of computer modeling in ANSYS Workbench (CFX module). The results demonstrate how changes in angles affect the velocities of vortex flow particles, drag forces, and pressure.

Поступила в редакцию 31.07.2026.

МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ТЕХНОЛОГИИ

УДК 544.654.2+548.735+544.653

О.В. РЕВА, канд. хим. наук, доц.; В.В. КОВАЛЬ
Университет гражданской защиты Министерства по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь, г. Минск, Республика Беларусь

ТЕРМИЧЕСКИ СТАБИЛЬНЫЕ КОРРОЗИОННОСТОЙКИЕ ГИДРОМЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЕ ПОКРЫТИЯ НА ОСНОВЕ СПЛАВОВ Ni

Представлены результаты исследований коррозионностойких, термически стабильных покрытий Ni-Co и Ni-Sn для продления срока эксплуатации ответственных деталей. Показано, что состав, микроструктура и физико-механические свойства полученных гидрометаллургическим синтезом плотных бездефектных защитных покрытий Ni-Co и Ni-Sn в наибольшей степени определяются плотностью катодного тока. Фазовый состав Ni-Co и Ni-Sn покрытий не претерпевает изменений в результате прокаливания, все изученные покрытия Ni-Sn и Ni-Co обладают очень высокой коррозионной стойкостью как в кислых, так и в щелочных средах, высокой адгезионной прочностью сцепления со стальной основой.

***Ключевые слова**: защита от коррозии, термически стабильные покрытия, гидрометаллургический синтез сплавов*

Введение. В современной технике самого различного назначения имеется достаточно большое количество узлов и агрегатов, испытывающих экстремальные механические, тепловые или химические воздействия: гидравлические молоты, дробилки, копры, кузнечные прессы, газотурбинные двигатели, турбокомпрессоры, гусеничные цепи, буровые долота; лопатки, рабочие колеса, подшипники, валы и кулачковые передачи насосов высокого давления; зубчатые передачи барабанов лебедок. Они требуют применения химически и износостойких высокопрочных материалов: в ряде случаев — твердых и ударопрочных, в других — мягких и самоуплотняющихся (при герметизации резьбовых соединений трубопроводов и шлангов различного назначения).

Однако изготовление большого количества деталей из химически стойких твердых материалов (высоколегированных нержавеющих сталей, бериллиевой бронзы, никеля, хрома, титана, их сплавов) экономически нецелесообразно, поэтому проблема повышения устойчивости к ударным и термическим нагрузкам, трению, деформации деталей лебедок, подъемников, насосов, узлов трения может быть решена нанесением защитных покрытий из термически стабильных сплавов, которые при относительно небольших толщинах (30÷70 мкм) в несколько раз увеличивают срок службы ответственных механизмов.

В настоящий момент известно много способов нанесения защитных металлических покрытий: погружение в расплавы низкоплавких металлов (олова, алюминия, свинца, цинка); вакуумное, газофазное и электродуговое напыление или наплавка; горячее прессование фольги и металлических порошков; химическое или гальваническое осаждение из водных растворов [1–3]. Каждый из этих методов имеет свои достоинства и недостатки, ограничения (например, по толщине покрытий или форме обрабатываемых деталей, фазовому составу покрытия, изотропии физико-механических свойств).

Гидрометаллургический синтез металлов и сплавов не требует применения сложного оборудования, вакуумирования, высоких температур; обеспечивает равномерность толщины покрытий на деталях сложной формы; и обеспечивает возможность низкоэнергетического синтеза композиционных материалов необычного фазового состава, не совпадающего с металлургическими аналогами, с изотропными свойствами [4–9].

Недостатки гидрометаллургических способов нанесения покрытий заключаются в возможности водородного охрупчивания, отслоении или растрескивании покрытия из-за накопления внутренних напряжений, возможности включения неметаллических компонентов (в основном продуктов неполного восстановления металлов) [3–12]. Но перечисленные недостатки путем целенаправленного регулирования скорости и полноты процессов, протекающих на поверхности кристаллизующегося из раствора металла, превращаются в возможность варьирования в широких пределах химического и фазового состава осаждаемых покрытий и дозированного включения в них упрочняющих наночастиц неметаллической природы, что обеспечивает возможность сочетания обычно плохо совместимых свойств металлических материалов [3–12].

Одной из важнейших задач при гидрометаллургическом синтезе защитных покрытий для деталей механиз-

мов, подвергающихся разогреву или резким перепадам температур, является обеспечение термической стабильности физико-механических свойств получаемого материала, которая, как правило, связана с их фазовым составом. Так, достаточно большое количество сплавов, синтезированных электрохимически, отличаются не только неравновесным фазовым составом, но и высоким содержанием аморфных составляющих [3–12], вследствие чего при разогреве возможно формирование новых кристаллических фаз с изменением эксплуатационных характеристик.

Целью представленного исследования было гидрометаллургическое получение термически стабильных и химически стойких защитных покрытий: Ni-Co — твердых ударопрочных; Ni-Sn — уплотняющихся и герметизирующих резьбовые соединения.

Синтез покрытий Ni-Sn проводили из дифосфатно-хлоридных электролитов, модифицированных глицином, с соотношением $[Ni^{2+}]:[Sn^{2+}]$ от 1:2 до 2:1 при комнатной температуре со скоростью 15–18 мкм/ч; покрытий Ni-Co — из сульфатного электролита с соотношением $[Ni^{2+}]:[Co^{2+}]$ = 7:1 и температурах 20–40 °С со скоростью 30–60 мкм/ч на пластинах из низкоуглеродистой стали Ст3, широко применяющейся в машиностроении.

Результаты и обсуждение. Установлено, что во всех изученных системах содержание в сплаве никеля растет с увеличением плотности катодного тока. Содержание олова в покрытиях Ni-Sn варьируется в пределах 45÷95 ат.% (таблица 1), при этом его концентрация в сплаве в значительно меньшей степени связана с повышением концентрации ионов этого металла в растворе, чем с повышением плотности тока, что не согласуется с литературными данными, где более эффективным признается регулирование концентрации ионов металлов в растворе.

В покрытиях Ni-Sn обнаружены кристаллические фазы никеля, олова, твердого раствора олова в никеле, интерметаллического соединения Ni_3Sn (таблица 2). В отдельных случаях обнаруживаются следовые количества интерметаллида Ni_3Sn_2.

Рентгенограммы изученных покрытий Ni-Sn характеризуются узкими четкими пиками; несовпадения между результатами количественного элементного анализа состава сплавов и данными о фазовом составе отсутствуют. После прогрева покрытий при 300–600 °С новых кристаллических фаз в них не обнаруживается, что подтверждает отсутствие аморфных компонентов.

Данные рентгенофазового анализа покрытий Ni-Co свидетельствуют о наличии только фазы кристаллического никеля с классической ГЦК (гранецентрированная кубическая) решеткой никеля (пр. гр. Fm-3m), съемка выполнялась в медном излучении (CuKα) вне зависимости от плотности тока и температуры электролита, тогда как данные химического рентгеноспектрального анализа покрытий показывают достаточно высокое содержание в них кобальта (таблица 3).

Однако кобальт в изученном сплаве скорее всего не находится в аморфном состоянии: имеются сведения о формировании в некоторых сплавах никеля, в том числе Ni-Co, разветвленных взаимно проникающих дендритов эвтектических фаз, где оболочкой служит никель [13, 14]. Подтверждением этого предположения является тот факт, что в результате прокаливания покрытий при 300–600 °С в них не формируются новые кристаллические фазы, тогда как в гальванических сплавах, содержащих аморфные составляющие, термическая обработка традиционно приводит к кристаллиза-

Таблица 1 — Содержание олова в покрытиях Ni-Sn, ат.%

i, А/дм^2	$[Sn^{2+}]:[Ni^{2+}]$ = 2:1	$[Sn^{2+}]:[Ni^{2+}]$ = 1:1	$[Sn^{2+}]:[Ni^{2+}]$ = 1:2
0,2	95,10	87,57	62,58
0,4	87,78	78,16	56,54
0,6	68,35	65,20	49,84
0,8	59,61	56,23	44,52

Таблица 2 — Фазовый и элементный состав покрытий Ni-Sn

i, А/дм^2	Соотношение $[Ni^{2+}]:[Sn^{2+}]$ в электролите	Содержание Sn в покрытиях, ат.%	Кристаллические фазы
0,2	1:2	95,10	β-Sn, доминирующий рефлекс (220), твердый раствор Sn в Ni
0,4		87,78	
0,6		68,35	β-Sn, Ni, Ni_3Sn, Ni_3Sn_2 — следы
0,7		59,61	
0,2	1:1	87,57	β-Sn, Ni, Ni_3Sn
0,4		78,16	
0,6		65,20	
0,8		56,23	
0,2	2:1	62,58	β-Sn, Ni, Ni_3Sn
0,4		56,54	
0,6		49,84	
0,8		44,52	

Таблица 3 — Содержание кобальта в покрытиях Ni-Co, ат.%

i, А/дм^2	20 °С	30 °С	40 °С
1	64,55	44,99	63,12
2	45,12	37,85	63,15
3	34,44	36,87	45,71
4	—	35,69	38,17
5	—	32,33	26,06
7	—	—	25,65

ции второго металла, интерметаллических соединений и твердых растворов. С учетом того, что эвтектическая смесь никель-кобальт обладает уникальным сочетанием свойств: высокой прочностью, коррозионной стойкостью, термической стабильностью [14], полученные покрытия весьма перспективны в различных областях машиностроения.

Методом сканирующей электронной микроскопии доказано, что микроструктура поверхности покрытий Ni-Sn и Ni-Co очень плотная и равномерная, без пор, трещин, щелей и других дефектов. Покрытия Ni-Sn состоят из кристаллитов с размерами 5–10 мкм, которые сформированы из практически неразличимых сросшихся воедино зерен. Наиболее гладкой и однородной поликристаллической беспористой поверхностью характеризуются покрытия Ni-Sn, осажденные при плотности тока 0,2–0,6 А/дм^2 и содержании никеля в покрытии не менее 35÷50 ат.% (рисунок 1).

В покрытиях Ni-Co размеры отдельных кристаллитов достигают 5 мкм, но эти кристаллиты также сформированы из сросшихся воедино наноразмерных зерен. Наиболее гладкой и однородной поликристаллической беспористой поверхностью характеризуются покрытия Ni-Co, содержащие не более 50 ат.% никеля (рисунок 2).

Твердость всех изученных сплавов несколько возрастает по мере увеличения содержания в них никеля. Покрытия Ni-Co являются достаточно твердыми: Нμ = 4,0–5,3 ГПа, тогда как покрытия Ni-Sn являются мягкими и упругими: их микротвердость находится в пределах 160÷300 МПа. Микротвердость покрытий Ni-Sn близка к твердости гальванического олова (для гальванопокрытия из β-Sn она составляет 118–198 МПа). Данный результат весьма необычен и требует дополнительных исследований; возможно, он вызван практи-

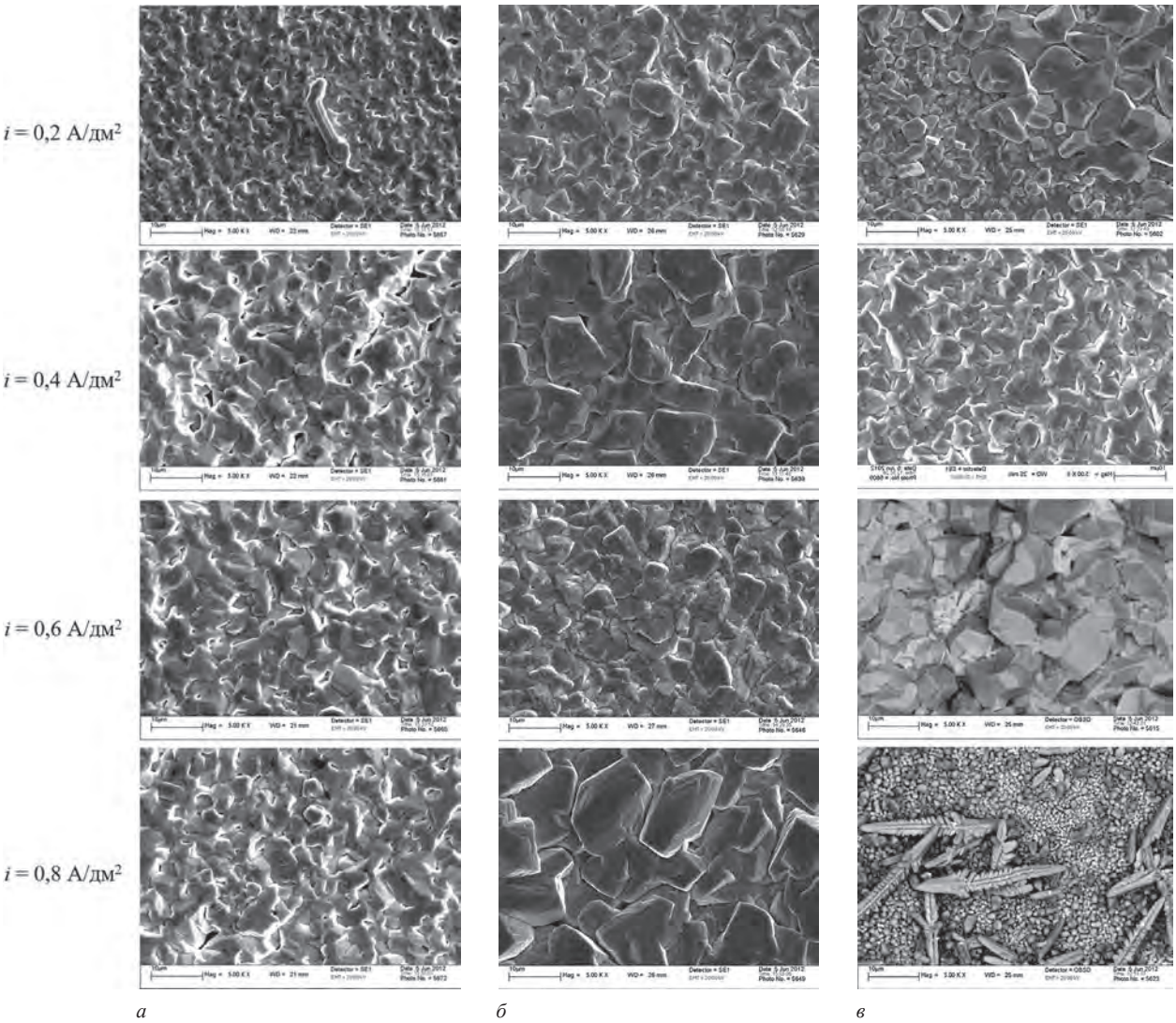


Рисунок 1 — Морфология поверхности покрытий Ni-Sn толщиной 35 мкм, полученных при различных плотностях тока и соотношениях концентраций ионов в растворе: *а* — [Sn^{2+}]:[Ni^{2+}] = 1:2; *б* — [Sn^{2+}]:[Ni^{2+}] = 1:1; *в* — [Sn^{2+}]:[Ni^{2+}] = 2:1

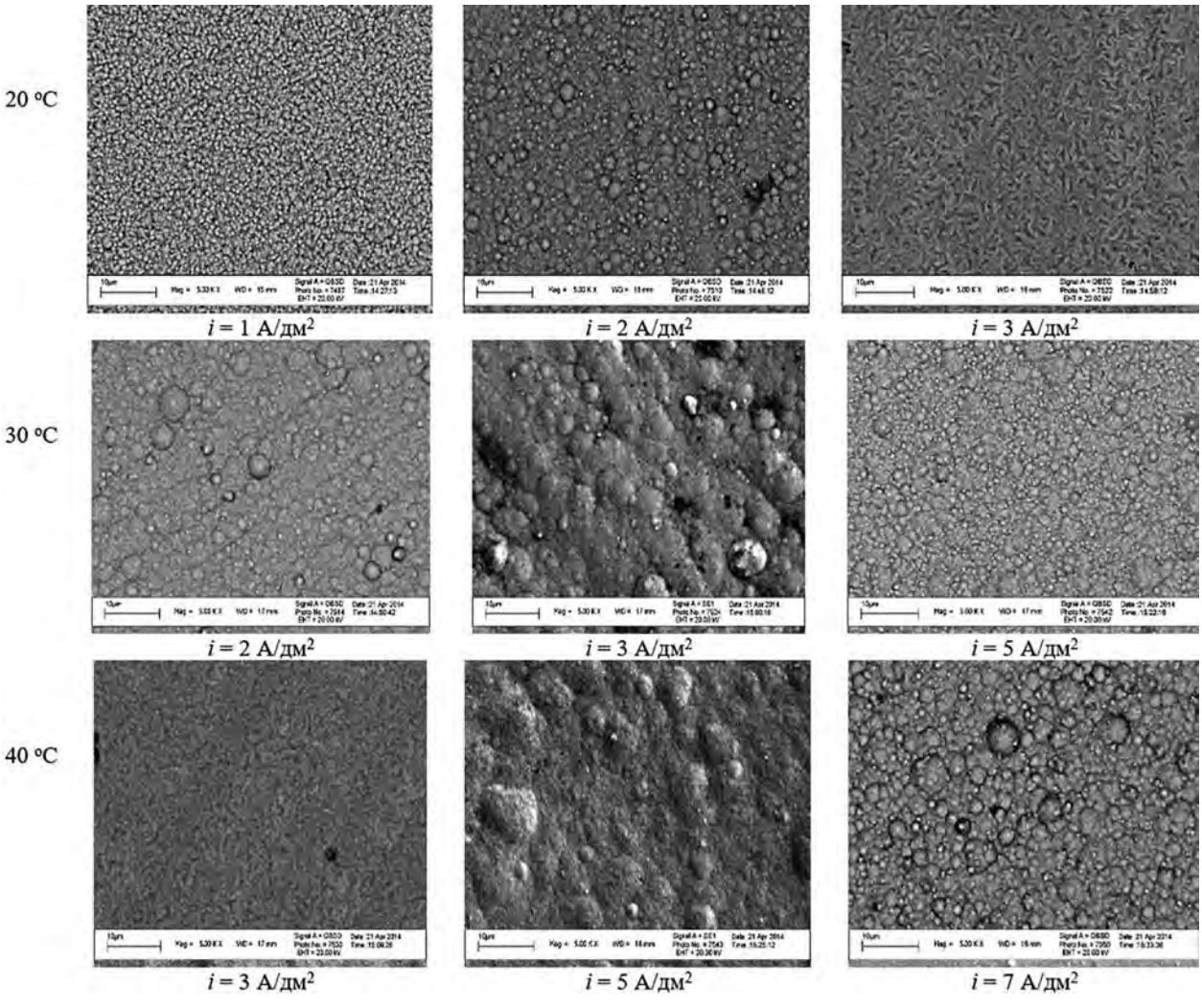


Рисунок 2 — Морфология поверхности покрытий Ni-Co толщиной 50 мкм, осажденных при различных температурах и плотностях тока

ческим отсутствием в изученных материалах интерметаллидов, обнаруживаемых в следовых количествах; формированием которых обычно обусловлена высокая твердость гальваносплавов Ni-Sn. Все исследованные пленки Ni-Sn очень хорошо паяемы (прочность паянного соединения не менее 800 Н/м) и пластичны, что весьма востребовано для самоуплотняющихся герметизирующих материалов.

Обнаружено, что вне зависимости от условий синтеза и, соответственно, компонентного состава, все изученные покрытия Ni-Sn и Ni-Co обладают очень высокой коррозионной стойкостью как в кислых, так и в щелочных средах. Растворение покрытий практически отсутствует даже при длительном нахождении образца в подогретых концентрированных растворах кислоты и щелочи — потеря массы с единицы поверхности испытываемого образца составляет ~0,05 мг/см^2, что находится на грани ошибки эксперимента и, очевидно, вызвано растворением тонкого (1÷2 нм) приповерхностного окисленного слоя покрытия.

Коэффициент трения покрытий системы Ni-Co составляет 0,35–0,40 и весьма близок к показателям металлургического никеля, что в сочетании с их малыми внутренними напряжениями, уникальной коррозионной стойкостью и достаточно высокой пластичностью представляет весьма хороший комплекс защитных свойств. Величина адгезионной прочности сцепления с подложкой для всех изученных покрытий Ni-Sn и Ni-Co весьма высока (расслоения не произошло ни при каких условиях испытаний: нанесение сетки сквозных надрезов, термический удар 300–10 °С), что может гарантировать надежность и долговечность покрытий при эксплуатации их в самых неблагоприятных условиях при множественных изгибах и ударах.

Заключение. Проведенные исследования показали, что полученные гидрометаллургическим методом покрытия Ni-Sn и Ni-Co обладают высокой коррозионной стойкостью и термической стабильностью. Поскольку покрытия Ni-Sn и Ni-Co не содержат аморфных фаз, их физико-механические свойства не должны претерпевать изменений при многократных локальных разогревах, которым постоянно подвергаются различные узлы механизмов.

Несмотря на малую микротвердость, электрохимические сплавы Ni-Sn, полученные из новых дифосфатно-хлоридно-глициновых электролитов, в сочетании с пластичностью и высокой химической стойкостью являются надежной антикоррозионной самоуплотняющейся защитой для деталей с резьбой, пружинных механизмов, нарезных соединительных колец, редукторов.

Тогда как твердые и износостойкие покрытия Ni-Co могут быть использованы для упрочнения узлов и агрегатов, испытывающих экстремальные механические, тепловые или химические воздействия.

Список литературы

1. Защитные покрытия: учеб. пособие / М.Л. Лобанов, Н.И. Кардонина, Н.Г. Россина, А.С. Юровских. — Екатеринбург: УрФУ, 2014. — 200 с.
2. Холодное газодинамическое напыление покрытий (обзор) / И.А. Козлов, К.А. Лещев, А.А. Никифоров, С.А. Демин // ТРУДЫ ВИАМ. — № 8(90). — 2020. — С. 77–93. — DOI: https://dx.doi.org/10.18577/2307-6046-2020-0-8-77-93.
3. Поветкин, В.В. Структура и свойства электролитических сплавов / В.В. Поветкин, Н.М. Ковенский, Ю.Н. Устиновщиков. — М.: Наука, 1992. — 254 с.
4. Гальванотехника: справ. / Ф.Ф. Ажогин, М.А. Беленький, И.Е. Гааль [и др.]; под ред. А.М. Гинберга, А.Ф. Иванова, Л.Л. Кравченко. — М.: Металлургия, 1987. — 763 с.
5. Кудрявцев, Н.Т. Электролитические покрытия металлами / Н.Т. Кудрявцев. — М.: Химия, 1979. — 352 с.
6. Мельников, П.С. Справочник по гальванопокрытиям в машиностроении / П.С. Мельников. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1991. — 384 с.
7. Грихилес, С.Я. Электролитические и химические покрытия. Теория и практика / С.Я. Грихилес, К.И. Тихонов. — Л.: Химия, 1990. — 288 с.
8. Антропов, Л.И. Композиционные электрохимические покрытия и материалы / Л.И. Антропов, Ю.Н. Лебединский. — Киев: Техніка, 1986. — 200 с.
9. Гамбург, Ю.Д. Электрохимическая кристаллизация металлов и сплавов / Ю.Д. Гамбург. — М.: Янус-К, 1997. — 384 с.
10. Гамбург, Ю.Д. Гальванические покрытия. Справочник по применению / Ю.Д. Гамбург. — М.: Техносфера, 2006. — 216 с.
11. Burhhardt, W. Electrodeposition of functional metal coatings / W. Burhhardt // Galvanotechnic. — 1993. — Vol. 84, no. 8. — P. 2585–2590.
12. Лукомский, Ю.Я. Физико-химические основы электрохимии / Ю.Я. Лукомский, Ю.Д. Гамбург. — Долгопрудный: Интеллект, 2008. — 423 с.
13. Каблов, Е.Н. Жаропрочность никелевых сплавов / Е.Н. Каблов, Е.Р. Голубовский. — М.: Машиностроение, 1998. — 464 с.
14. Курц, У. Фундаментальные основы затвердевания / У. Курц, Д.Дж. Фишер; пер. с англ. В.М. Голода, Е.В. Голод; под ред. П.К. Галенко. — М.; Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2013. — 300 с.

Reva O.V., Koval V.V.

Thermally stable, corrosion-resistant hydrometallurgical coatings based on Ni alloys

The article presents the results of a study of corrosion-resistant, thermally stable Ni-Co and Ni-Sn coatings for extending the service life of critical components. It is shown that the composition, microstructure, and physical and mechanical properties of dense, defect-free protective Ni-Co and Ni-Sn coatings obtained by hydrometallurgical synthesis are largely determined by the cathodic current density. The phase composition of the Ni-Co and Ni-Sn coatings does not change as a result of calcination, all studied Ni-Sn and Ni-Co coatings exhibit very high corrosion resistance in both acidic and alkaline environments, high adhesion strength to the steel base.

Поступила в редакцию 10.06.2026.

УДК 621.892

В.И. ЖОРНИК, д-р техн. наук, проф.; А.В. ИВАХНИК, канд. техн. наук
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

К.И. СУРЕШ, Ph.D. in Eng.
Национальный институт междисциплинарной науки и технологий, г. Тируванантапурам, Республика Индия

МОДИФИЦИРОВАНИЕ ПЛАСТИЧНОЙ ЛИТИЕВОЙ СМАЗКИ ДОБАВКОЙ МИКРОЦЕЛЛЮЛОЗЫ

Изучены физико-химические и технологические аспекты создания пластичной литиевой смазки, модифицированной добавкой микроцеллюлозы. Показано, что для повышения эффективности взаимодействия вводимой добавки с масляной основой требуется осуществлять предварительную активацию целлюлозы для придания ей олеофильности, что может быть реализовано, в частности, путем химического модифицирования с последующим механическим диспергированием волокон. Предложен двухстадийный метод получения модифицированных целлюлозой пластичных смазок, включающий предварительную химическую и механическую активацию целлюлозы и последующий синтез пластичной смазки с формированием гибридной дисперсной фазы, состоящей из соли высшей карбоновой кислоты (мыльный компонент) и микрочастиц целлюлозы (немыльный компонент). Разработаны компонентный состав и способ получения пластичной литиевой смазки, модифицированной микроцеллюлозой (4,0–5,0 масс.%) и характеризующейся улучшенными реологическими (изменение коллоидной стабильности с 18 до 6,4 %, повышение предела прочности при сдвиге при 20 ºС с 210 до 870 Па, повышение температуры каплепадения со 193 до 205 °С) и трибологическими (увеличение критической нагрузки в 2,1–2,3 раза и нагрузки сваривания в 1,6–1,8 раза, уменьшение показателя износа с 4,60 до 2,40 мм) свойствами. Разработанный смазочный материал отличается также экологической безопасностью за счет улучшенной биоразлагаемости используемой добавки.

***Ключевые слова**: пластичная литиевая смазка, модифицирующая добавка, микрочастицы целлюлозы, активация целлюлозы, реологические и трибологические свойства*

Введение. Одним из эффективных направлений улучшения свойств пластичных смазочных материалов (ПСМ) является введение в их состав наполнителей в виде мелкодисперсных частиц маслонерастворимых материалов, роль которых сводится, как правило, к созданию разделительного слоя между трущимися поверхностями для предотвращения появления на них задира и повышения их износостойкости, а также к проявлению дополнительного загущающего эффекта в мыльных ПСМ, в которых загустителем являются соли высших карбоновых кислот. Наиболее часто в качестве наполнителей используются неорганические материалы, такие как графит, дисульфид молибдена, глина, кремнезем, мел и диоксид титана. Однако неорганические наполнители имеют ряд недостатков, к числу которых относятся, в частности, низкая способность связывания с маслонаполненными системами, что повышает их склонность к агрегатированию, разделению фаз и снижает механическую и коллоидную стабильность смазок, а также их высокая биостойкость, что препятствует производству с их применением биоразлагаемых смазочных материалов. В отличие от неорганических, органические наполнители могут содержать различные функциональные группы, которые позволяют связывать их с органической составляющей мыльного загустителя ПСМ, что, в свою очередь, приводит к повышению прочности загустителя и формированию так называемой гибридной дисперсной фазы (ГДФ) [1]. Кроме того, органические добавки, такие как микрочастицы целлюлозы, имеют низкую истираемость, повышенную устойчивость дисперсий к осаждению, а также они биоразлагаемы. Все это делает перспективным применение целлюлозы в ПСМ [2]. Однако по своей природе целлюлоза является олеофобной и для эффективного применения в смазках ей требуется придать свойство олеофильности. После такого модифицирования волокна целлюлозы проявляют себя не только как триботехническая добавка, но и как эффективный загуститель [3–5]. Дополнительными факторами, стимулирующими создание новых немыльных ПСМ, являются дефицитность такого часто используемого компонента для синтеза мыльной дисперсной фазы, как 12-гидрооксистеариновая кислота, которая не производится в странах СНГ, а также высокая стоимость другого часто применяемого компонента мыльной дисперсной фазы — гидроксида лития, имеющая тренды к постоянному росту в связи с развитием электротранспорта. Поэтому все более актуальным становится поиск местного и возобновляемого сырья для использования в качестве загустителя [6–8]. Частично эту проблему можно решить, используя загущающую способность волокон целлюлозы.

Целью данной работы является разработка способа получения пластичной литиевой смазки, модифицированной микрочастицами целлюлозы, и оценка ее реологических и трибологических свойств.

Материалы и методы исследования. Для изготовления образцов пластичной смазки в качестве дисперсионной среды применялось минеральное масло И-40А (ГОСТ 20799-88). Для синтеза мыльной составляющей дисперсной фазы литиевой смазки использовались 12-гидрооксистеариновая кислота (ТУ 38-101721-78) и моногидрат гидроокиси лития (ГОСТ 8595-83). В качестве материала наполнителя применялась целлюлоза производства ОАО «Светлогорский ЦКК» (ТУ BY 400004877.033-2022). При активации целлюлозы использовался изопропиловый спирт (ГОСТ 9805-84). Для

улучшения отдельных функциональных свойств пластичной смазки применялись антиокислительная присадка Агидол-12 (ТУ 2425-371-05742686-98) и антикоррозионная присадка В-15/41 (ТУ 6-14-866-86).

Для идентификации функциональных групп молекул целлюлозы использовался метод ИК-спектроскопии (ИК-Фурье-спектрометр Nicolet iS10). Уровень качества ПСМ оценивался в соответствии со стандартизованными методиками по показателю пенетрации (ГОСТ 5346-78), пределу прочности при сдвиге при 20 °С (ГОСТ 7143-73), температуре каплепадения (ГОСТ 32322-2013), коллоидной стабильности (ГОСТ 7142-74), а также по трибологическим характеристикам (критическая нагрузка, нагрузка сваривания, показатель износа), определяемым на 4-шариковой машине трения (ГОСТ 9490-75).

Модифицирование литиевой смазки добавкой целлюлозы. *Предварительная активация целлюлозы*. По своей природе целлюлоза является олеофобной, и для ее эффективного применения в смазках ей необходимо придать свойство олеофильности (провести активацию). Исследования [9–12] показали, что целлюлоза представляет собой линейный стереорегулярный полукристаллический полисахарид, состоящий из повторяющихся звеньев ангидроглюкозы (AHU), которые связаны химическими β-1,4-гликозидными связями. Макромолекулы природной целлюлозы различного происхождения могут содержать от 2000 до 30 000 звеньев AHU. Длинные цепочки целлюлозы соединяются в поперечном направлении и образуют элементарные нанофибриллы и их пучки, называемые микрофибриллами, которые содержат кристаллиты и некристаллические (аморфные) домены. Схематически строение волокна целлюлозы с этой точки зрения представлено на рисунке 1 [9].

Все химические реакции целлюлозы связаны либо с расщеплением ее макромолекулы при действии гидролизующих агентов или окислителей, либо с получением производных целлюлозы как многоатомного спирта. Аморфные области являются уязвимыми местами микрофибрилл, доступными для химических реагентов, а кристаллиты являются прочными и недоступными структурными элементами. Содержание кристаллитов в природной целлюлозе (степень кристалличности) варьируется от 50 (целлюлоза травянистых растений) до 80 % (целлюлоза туники) [9].

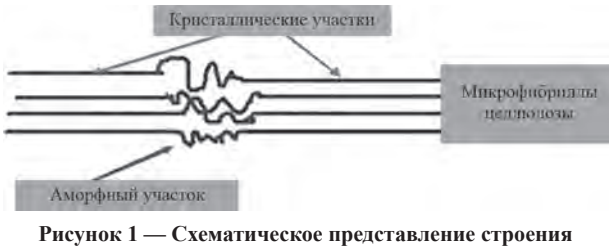


Рисунок 1 — Схематическое представление строения целлюлозы

Таким образом, для активации молекул целлюлозы необходимо проведение термической обработки волокон или химическое воздействие на них деструктирующими элементами, вследствие чего происходит обрыв цепей в слабоаморфных участках и снижение степени полимеризации целлюлозы (химическая резка). Поэтому наиболее уязвимым и интересным для модифицирования участком является участок с аморфной структурой волокна.

Для повышения реакционной способности целлюлозы проводят ее активацию, т. е. обработку, приводящую к набуханию и тем самым к увеличению доступности. Одним из способов активации может служить набухание целлюлозы в воде. Даже небольшое количество воды разрыхляет структуру целлюлозного волокна, увеличивает его внутреннюю поверхность и способствует проникновению растворителей и реагентов. Далее воду вытесняют растворителем, в котором должна проводиться реакция. Высокая реакционная способность достигается при влагосодержании целлюлозы не менее 18–20 %. Однако имеет значение не только массовая доля воды в образцах целлюлозы, но и их предыстория: получены ли образцы подсушиванием влажной целлюлозы (до определенного влагосодержания) или сушкой до сухого состояния с последующим увлажнением до того же влагосодержания. Большей реакционной способностью обладают образцы целлюлозы, полученные по первому варианту. При сушке целлюлозы происходит уплотнение всей структуры волокна, а при последующем увлажнении вода уже не способна разрушить все образовавшиеся при сушке межмолекулярные водородные связи. Активацию целлюлозы водой с вытеснением ее последовательно полярными (обычно сначала воду вытесняют водорастворимыми низкокипящими растворителями, такими как этанол, ацетон) и неполярными растворителями называют инклюдированием. При последующей сушке в целлюлозе удерживается до 4–8 % инклюдированного растворителя от ее массы [10, 11].

Каждое из звеньев AHU в некристаллических доменах целлюлозы содержит три доступные гидроксильные функциональные группы (одну первичную в C_6 и две вторичные в C_2 и C_3), которые и придают целлюлозным материалам повышенную гидрофильность. Для придания олеофильных свойств целлюлозе необходимо заменить их гидрофобные элементы, для чего используются различные методы модифицирования целлюлозы, включая пропитку растворами гидрофобных веществ, гидрофобизацию поверхности, химическое модифицирование. Во всех случаях протекает реакция этерификации целлюлозы как многоатомного спирта с помощью органических кислот, в результате которой образуются алкоголяты и эфиры целлюлозы, которые, в свою очередь, обладают высокими олеофильными свойствами. Реакция этерификации целлюлозы представлена на рисунке 2 [9].

Рисунок 2 — Реакция этерификации целлюлозы кислотами

В зависимости от условий проведения реакции может быть этерифицировано различное количество ОН-групп целлюлозы. В растворе реакция этерификации целлюлозы протекает с большей скоростью, чем в гетерогенной среде (в суспензии). При гетерогенном процессе замещение ОН-групп целлюлозы происходит постепенно. Первыми этерифицируются поверхностные и наиболее рыхлые участки целлюлозного субстрата. При этом образуется смесь частично замещенной и непрореагировавшей целлюлозы. При большей продолжительности реакции происходит уменьшение химической неоднородности полученных продуктов в результате замещения ОН-групп вдоль цепи и между цепями.

Необходимо учитывать, что при этерификации целлюлозы скорость собственно химической реакции больше скорости диффузии (топохимическая реакция). Для улучшения однородности получаемых эфиров необходимо уменьшить различие в скорости диффузии и самой реакции, поэтому стремятся ускорить диффузию или замедлить химическое превращение. Предпочтительнее второй способ, когда для повышения скорости диффузии увеличивают концентрацию этерифицирующего агента в реакционной смеси (скорость диффузии пропорциональна разнице концентраций в двух фазах) или подвергают целлюлозу предварительному набуханию с химической резкой с целью ослабления межмолекулярного взаимодействия [11].

Таким образом, для активации целлюлозы (придания молекулам олеофильности) необходимо осуществить ее обработку в следующей последовательности:
- замочить частицы целлюлозы в воде для ее набухания (ослабить межмолекулярные взаимодействия между аморфной и кристаллической составляющей целлюлозы);
- обработать деструктирующими компонентами (спиртами) для химической резки (обрыв кристаллических цепей с помощью химической поляризации);
- подвергнуть водно-спиртовую суспензию целлюлозы механической деструкции (механическая поляризация) для дальнейшего отделения аморфной части от кристаллической и получения волокон целлюлозы оптимального размера, сопоставимого с размерами волокон мыльных смазок (длина — 5–15 мкм, диаметр — 0,5–3,0 мкм);
- обработать суспензию органическими кислотами для проведения реакции этерификации и придания волокнам целлюлозы олеофильных свойств.

Поскольку при синтезе мыльных пластичных смазок, в основном промышленно, используется органическая 12-гидрооксистеариновая кислота, то целесообразно реакцию этерификации целлюлозы проводить именно с ее помощью. В качестве деструктирующего агента можно использовать следующие спирты: этиловый, изопропиловый, этилкарбитол.

После обработки волокон целлюлозы водно-спиртовым раствором проводилась реакция этерификации 12-гидрооксистеариновой кислотой и у полученной суспензии снимался инфракрасный спектр. Глубина этерификации контролировалась по высоте пика на частоте 1800 $см^{-1}$, который характерен для эфирной группы. Анализ результатов ИК-спектров показал, что по способствованию реакции этерификации спирты расположились в следующем порядке (по убыванию влияния): изопропиловый, этиловый, этилкарбитол. Поэтому при последующих синтезах пластичных смазок для модифицирования (активации) целлюлозы использовался изопропиловый спирт.

Разработка метода формирования дисперсной фазы пластичной смазки на основе микроцеллюлозы. По результатам исследований предложен двухстадийный метода формирования гибридной дисперсной фазы пластичной смазки с применением микродисперсных частиц целлюлозы.

Первая стадия предусматривает модифицирование (активацию) целлюлозы для придания ей олеофильных свойств и включает несколько этапов.

1. Введение целлюлозы в воду, ее выдержку в воде при нагреве и перемешивании. При этом происходит набухание волокон целлюлозы с их пространственным раздвижением, что необходимо для облегчения доступности функциональных групп волокон целлюлозы. Процесс набухания и изменения структуры волокна целлюлозы схематически представлен на рисунке 3.

Количественной мерой процесса набухания является показатель α:

$$\alpha = \frac{m - m_0}{m} \cdot 100\ \% \ \text{ или } \ \alpha = \frac{V - V_0}{V} \cdot 100\ \%,$$

где m_0 и m, V_0 и V — масса и объем полимера (целлюлозы) до и после набухания соответственно.

Целлюлоза вводится в воду в количестве из расчета получения 5,0 масс.% целлюлозы в готовой смазке. Соотношение массы целлюлозы к массе воды должно соответствовать 1:3. Для набухания целлюлозы осуществляется ее выдержка с перемешиванием в течение 60–70 мин при температуре воды 75–80 °С.

2. Введение изопропилового спирта в водную суспензию целлюлозы, выдержка при нагреве и перемешивании для протекания химической резки молекул целлюлозы (химическая активация). Введение изопропилового спирта в водную суспензию целлюлозы в количестве 10–15 масс.% от количества целлюлозы. Выдержка для химической резки при нагреве 85–90 °С и перемешивании в течение 60–70 мин.

3. Диспергирование водно-спиртовой суспензии целлюлозы при нагреве с целью увеличения удельной поверхности ее частиц (механическая активация). Диспергирование водно-спиртовой суспензии целлюлозы при нагреве массы до 120–130 °С при перемешивании и циркуляции с помощью кавитационного диспергатора до достижения размеров волокон целлюлозы длиной

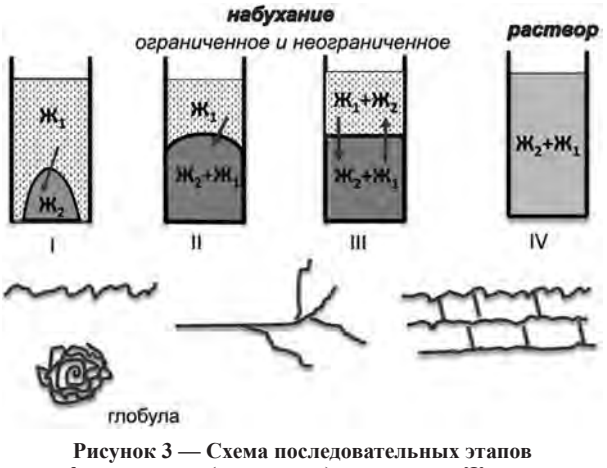


Рисунок 3 — Схема последовательных этапов модифицирования (активации) целлюлозы: $Ж_1$ — водная суспензия целлюлозы; $Ж_2$ — изопропиловый спирт

1,0–10,0 мкм и диаметром 0,5–3,0 мкм, сопоставимых с размерами волокон мыльного загустителя.

4. Введение в водно-спиртовую суспензию химически и механически активированной целлюлозы 12-гидрооксистеариновой кислоты для протекания реакции этерификации. Введение 12-гидрооксистеариновой кислоты осуществляется из расчета на получение 4,0 масс.% мыльного загустителя. Реакция этерификации протекает ориентировочно в течение 30–40 мин. Контроль глубины протекания реакции по высоте пика ИК-спектра на длине волны 1800 $см^{-1}$.

Вторая стадия предусматривает образование гибридного загустителя с участием микрочастиц целлюлозы и включает следующие операции.

1. Введение водно-спиртовой суспензии модифицированной целлюлозы в первую порцию базового масла, находящуюся в реакторе, которая составляет 65–70 масс.% от общей массы базового масла.

2. Введение водного раствора щелочи (в данном случае моногидрат гидроокиси лития) в реактор и нагрев массы. Введение водного раствора щелочи осуществляется в количестве 10–15 масс.%, при этом количество щелочи взято из расчета нейтрализации кислот и обеспечения слабощелочной реакции готовой смазки.

3. Нагрев массы до температуры 120–130 °С. Протекание реакции нейтрализации в течение 30–40 мин.

4. Удаление воды и спирта из реакционной массы, корректировка щелочности реакционной массы при температуре 120–130 °С. Завершение стадии удаления воды и спирта контролируется по окончанию выделения пара, после чего определяется щелочность реакционной массы, которая должна соответствовать слабощелочной среде (0,02 % NaOH). При необходимости проводится корректировка щелочности реакционной массы введением в нее соответствующего количества кислоты (12-гидрооксистеариновая кислота) или щелочи (гидроокись лития).

5. Термообработка реакционной массы при температуре 230–235 °С в течение 5–10 мин. При этом происходит формирование гибридного полимерного геля, состоящего из волокон модифицированной целлюлозы и мыльного загустителя (стеарат лития). Схематично такое структурообразование представлено на рисунке 4. На начальном этапе структура представлена в виде электрически нейтральных звеньев, связанных между собой за счет слабых межмолекулярных сил притяжения (ван-дер-ваальсовых сил). На второй стадии за счет диссоциации ионогенных групп в водной среде образуются заряженные звенья на полимерных цепях и низкомолекулярные противоионы, а затем формируется сетка с олеофильными группами, ассоциирующими друг с другом.

6. Введение второй порции базового масла в реактор и охлаждение реакционной массы. После введения в реакционную массу второй порции базового масла происходит некоторое резкое охлаждение этой массы, затем содержимое реактора медленно охлаждается до температуры 150–160 °С.

7. Введение функциональных присадок и наполнителей в реакционную массу. Необходимые присадки и наполнители (в данном случае антиокислительная присадка Агидол-12 и антикоррозионная присадка В-15/41) вводятся в реакционную массу при температуре 150–160 °С.

8. Отделочные операции. После охлаждения реакционной массы до комнатной температуры проводится гомогенизация и фильтрация готовой смазки.

Отработка технологических приемов получения пластичной смазки, модифицированной микроцеллюлозой. Созданием смазочных материалов с использованием микро- и наноцеллюлозы занимаются многие разработчики. Так, в [13] описан способ получения пластичной смазки, который предусматривает добавление к сложноэфирному маслу органомодифицированной глины, перемешивание смеси при 25 °С на роторном смесителе в течение 3 мин, введение микрокристаллической целлюлозы и последующее перемешивание массы, выдержка в течение 24 ч с получением пластичной смазки, содержащей микрокристаллическую целлюлозу — 10–30 масс.%, органомодифицированную глину — 10–30 масс.%, сложноэфирное масло — остальное. Этот способ позволяет получать пластичную смазку на основе нетоксичных компонентов и, как следствие, с высокой экологичностью и безопасностью, работоспособную в расширенном температурном диапазоне (от –50 до 150 °С). Однако следует отметить довольно высокую вязкость этого смазочного материала (низкий показатель

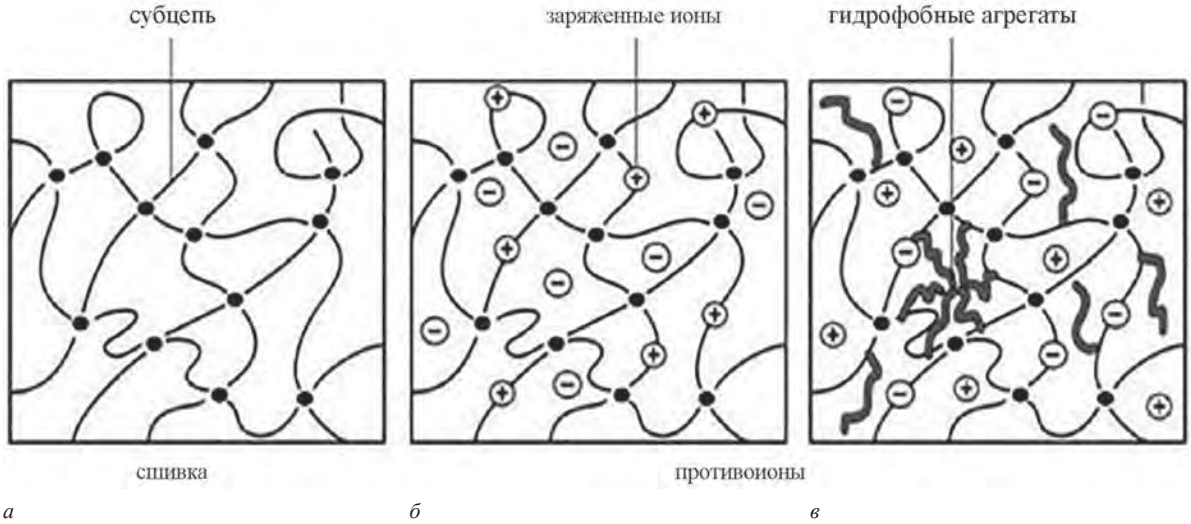


Рисунок 4 — Схематичное представление эволюции структуры полимерного геля: *а* — незаряженная сетка; *б* — полиэлектролитная сетка; *в* — сетка с олеофильными группами

пенетрации), что ограничивает его применение в узлах трения, эксплуатирующихся в условиях средних и высоких скоростей. Данная смазочная композиция также не применима в системах централизованного смазывания.

Авторами работы [14] предложен способ получения биоразлагаемой низкотемпературной пластичной смазки также на основе введения в сложноэфирное масло органомодифицированной глины и микрокристаллической целлюлозы с получением исходной смеси компонентов и перемешивания при комнатной температуре. При этом в качестве органомодифицированной глины используют монтмориллонит, модифицированный солями четвертичного аммония, один из заместителей которого состоит из не менее 12 атомов углерода, а исходную смесь компонентов сначала перемешивают в течение 3–10 мин, нагревают до 150–250 °С, выдерживают при достигнутой температуре в течение 20–60 мин, не давая смеси остыть, перемешивают ее на роторном смесителе со скоростью вращения 10 000–30 000 об/мин в течение 5–30 мин. Затем смесь охлаждают и получают смазку при следующем соотношении компонентов (масс.%): микрокристаллическая целлюлоза — 5–25; органомодифицированная глина — 3–9; сложноэфирное масло — остальное. При этом более 95–99 об.% органомодифицированной глины в составе смазки содержит частицы, размер которых не превышает 55–100 нм. В результате получена пластичная смазка, обеспечивающая низкий коэффициент трения и характеризующаяся повышенной биоразлагаемостью (до 80,1 % по ГОСТ 32550-2015).

К недостаткам смазочных композиций, описанных в [13, 14], можно отнести тот факт, что смазки, полученные загущением только немыльными компонентами целлюлозы и модифицированной глины, отличаются малой тиксотропностью, склонностью к потере пластических качеств при механических воздействиях и неспособностью к их восстановлению при прекращении нагружения. Загущающий эффект дисперсной фазы таких смазок реализуется в основном посредством химического поверхностного притяжения молекул масла частицами загустителя при очень малом пространственном взаимодействии частиц загустителя друг с другом. Подобные системы отличаются низкой объемной механической прочностью, в связи с чем быстро разрушаются в узлах трения.

Пластичная смазка для тяжелонагруженных узлов трения [15] содержит от 0,1 до 25 масс.% полимерного модификатора в смазочной основе, представляющей собой готовую пластичную смазку, преимущественно литиевую (смазка Литол-24). В качестве полимерного модификатора используются дисперсные полимерные волокна, в том числе из целлюлозы, с длиной волокон 0,01–5,0 мм и пористостью 0,1–99,9 %. При этом предпочтительно используются полимерные волокна, содержащие следующие добавки: металлосодержащий прекурсор — 0,1–0,3 %, фторсодержащий олигомер — 0,1–20,0 % или маслорастворимый ингибитор коррозии — 0,1–5,0 %. Разработанный авторами [15] способ предусматривает предварительную обработку диспергированных волокон, включающую их выдержку в сушильной камере при температуре 100–200 °С в течение 3–5 ч для удаления влаги и последующее введение в них модифицирующих присадок. После этого модифицированное дисперсное волокно целлюлозы механически перемешивается с базовым смазочным материалом. В результате такого модифицирования повышаются противозадирные и противоизносные свойства базовой смазки. В то же время следует отметить, что при реализации описанного технологического подхода целлюлозные волокна вводятся в смазочный материал, имеющий уже сформированный структурный пространственный каркас, что затрудняет равномерное распределение волокон целлюлозы по объему смазочного материала и не обеспечивает их агрегативной стабилизации. Необходимость применения интенсивного перемешивания пластичной смазки при введении в нее волокон целлюлозы неизбежно приводит к частичному разрушению мыльной структуры дисперсной фазы смазки, что вызывает ухудшение механической стабильности и снижение тиксотропности получившейся смазочной композиции.

Техническое решение в области получения литиевых пластичных смазок с применением волокон целлюлозы, представленное в [16], заключается в загрузке части минерального масла в обогреваемую мешалку, введении при перемешивании стеариновой кислоты и добавлении гидроокиси лития, нейтрализующей стеариновую кислоту при 85–95 °С, испарении воды и загрузке в мешалку оставшегося количества минерального масла и полимера с перемешиванием до получения однородной смеси, которую затем прогревают до 240 °С с последующим охлаждением до 40–80 °С, и введением при этой температуре с перемешиванием диалкилдитиофосфата цинка, графита и целлюлозы. В результате была получена литиевая смазка со следующим соотношением исходных компонентов (масс. %): стеариновая кислота — 12,0–18,0; гидроокись лития — 2,0–3,0; полимер — 0,4–8,0; графит — 0,5–5,0; модифицированный бором диалкилдитиофосфат цинка — 0,1–1,0; целлюлоза — 0,5–5,0; минеральное масло — до 100. В качестве полимера в данном техническом решении могут быть использованы промышленно выпускаемые материалы, в частности полиизобутилен П-20 (ТУ 38-103257-80), термоэластопласт бутадиен-стирольный (ТУ 38-103267-80), синтетический каучук этиленпропиленовый (СКЭПТОЛ ТУ 2243-002-48896943-99), атактический полипропилен (ТУ 6-05-1902-81). Также рекомендовано применение в качестве противоизносной и противозадирной добавки графита (коллоидно-графитовые сухие препараты марок С-0, С-1, С-2 (ТУ 113-08-48-63-90)) и различных модификаций диалкилдитиофосфата цинка (присадка А-22 (ТУ 0257-006-40065452-97)), которые также используются как антиокислительная присадка [3, 17]. В качестве добавок целлюлозы предложено использовать наполнитель ДОН (СТП 5313-001-17432726-01), который представляет собой полидисперсную смесь частиц целлюлозы и карбоксиметилцеллюлозу (ТУ 6-15-1077-92, ТУ 6-55-40-90, ТУ 2385-001-42245052-99).

Полученный описанным способом пластичный смазочный материал отличается улучшенными смазочными свойствами при расширенном температурном интервале работоспособности от –60 до 120 °С, повышенными герметизирующими качествами и обеспечением экологической безопасности. Отличительной чертой данного технического решения является описание синтеза смазки на основе мыльного загустителя (стеарата лития) при введении добавок (в том числе целлюлозы) после стадии охлаждения в фактически сформированную пластичную смазку с уже имеющимся мыльным структурным каркасом, что не позволяет осуществить

их равномерное распределение в объеме смазочного материала, не препятствует агломерации частиц и не влияет на высокотемпературные свойства смазки. Также следует отметить, что введение значительного количества наполнителя (полимер, графит, целлюлоза в совокупности — до 18 масс.%) приводит к существенному повышению предела прочности и вязкости пластичной смазки, снижению значений ее коллоидной стабильности и образованию так называемой сухой смазки. Чрезмерно высоким является и содержание компонентов мыльного загустителя (стеариновая кислота и гидроокись лития), что приводит к удорожанию конечной смазочной композиции.

Авторами работы [18] предложена композиционная пластичная смазка, содержащая частицы микроцеллюлозы, которые включены в структуру гибридной дисперсной фазы. Эта смазка характеризуется повышенными трибологическими и реологическими свойствами, включая улучшенные противоизносные и противозадирные свойства, повышенную термостойкость и коллоидную стабильность. Наряду с этим решена задача уменьшения содержания применяемых компонентов мыльного загустителя и полимерного наполнителя с целью снижения стоимости смазочного материала. Новая композиционная пластичная смазка содержит органическую кислоту, гидроокись лития и нефтяное дистиллятное масло, графит, целлюлозу, полимер и многофункциональную присадку — модифицированный бором диалкилдитиофосфат цинка. При этом в качестве органической кислоты использована 12-гидрооксистеариновая кислота, а в качестве целлюлозы — целлюлоза, предварительно модифицированная водой. Соотношение исходных компонентов в композиционной пластичной смазке находилось в пределах (масс.%): 12-гидрооксистеариновая кислота — 5,0–7,0; гидроокись лития — 1,2–1,5; полимер — 0,4–1,0; графит — 0,5–5,0; модифицированный бором диалкилдитиофосфат цинка — 0,1–1,0; модифицированная целлюлоза — 4,0–5,0; минеральное масло — до 100.

Получение описанной композиционной пластичной смазки осуществлялось путем предварительного нагрева 65–70 об.% масла, загрузки в него целлюлозы, 12-гидрооксистеариновой кислоты, ее нейтрализации гидроокисью лития, ступенчатой термообработки реакционной смеси, введения оставшейся части масла, введения полимера, графита и модифицированного бором диалкилдитиофосфата цинка. Причем целлюлозу предварительно обрабатывали водой и вводили в масло перед введением 12-гидрооксистеариновой кислоты, а водно-масляную суспензию целлюлозы нагревали до температуры 120–130 °С и волокна целлюлозы дезинтегрировали до размера частиц длиной 1,0–10,0 мкм и диаметром 0,5–3,0 мкм. После чего суспензию охлаждали до температуры 80–85 °С и при этой температуре вводили 12-гидрооксистеариновую кислоту, расплавляли ее, вводили гидроокись лития, нейтрализовали кислоту, термообрабатывали реакционную массу в несколько этапов при температуре до 230 °С. Затем композицию охлаждали и на стадии охлаждения вводили другие наполнители (полимер, графит) и присадки (модифицированный бором диалкилдитиофосфат цинка).

Обработка водой целлюлозы необходима для придания молекулам целлюлозы олеофильности. Целлюлоза вымачивалась в воде для ее набухания (при этом происходит ослабление межмолекулярных взаимодействий между аморфной и кристаллической составляющей целлюлозы), что в последующем способствовало встраиванию волокон целлюлозы в структурный каркас синтезируемой пластичной смазки. Соотношение массы воды, необходимой для обработки целлюлозы, к массе последней составляло от 2:1 до 3:1. Меньшее количество воды недостаточно для набухания целлюлозы, а большее — нецелесообразно, так как в дальнейшем ее необходимо выпарить из реакционной массы. Набухание происходило достаточно быстро, в течение 30 мин, и в результате набухания и перемешивания суспензия целлюлозы в воде представляла собой густую жидкую массу, в которой агломератов целлюлозы не обнаруживалось.

Дезинтегрирование волокон целлюлозы в масле до размера частиц, сопоставимого с размерами волокон мыльных смазок, осуществлялось с помощью гидродинамического кавитационного диспергатора с целью придания волокнам оптимального размера для встраивания в структурный каркас дисперсной фазы смазки и проведения механической поляризации волокон смазки, которая способствовала активации поверхности целлюлозного волокна и повышению реакционной способности.

Температура дезинтегрирования волокон целлюлозы в масле в интервале 120–130 °С необходима для удаления воды, снижения вязкости масляной среды, что облегчало и ускоряло процесс диспергирования. Также при этих температурах происходила термическая поляризация волокон целлюлозы, которая приводила к повышению их олеофильности и реакционной способности. При более низких температурах отсутствовало интенсивное удаление воды и термическая поляризация оказывалась несущественной, а при более высоких температурах наблюдалась частичная деструкция волокон целлюлозы, что нежелательно.

После обработки водой, механической и термической поляризации и охлаждения суспензии активированных волокон в масле до температур 80–85 °С в нее при перемешивании вводилась 12-гидрооксистеариновая кислота и расплавлялась в ней. При этом протекала реакция частичной этерификации между спиртовыми группами волокон целлюлозы и кислотными группами 12-гидрооксистеариновой кислоты, в результате чего осуществлялось окончательное придание волокнам целлюлозы олеофильных свойств, необходимых для смачивания волокон целлюлозы минеральными маслами и встраивания их в структурный каркас дисперсной фазы пластичной смазки.

При реализации технического решения [18] процесс кристаллизации мыльной дисперсной фазы начинается на поверхности волокон целлюлозы, которые встраиваются в мыльную составляющую дисперсной фазы смазки. Структурный каркас разработанной пластичной смазки имеет бо́льшую разветвленность, что обеспечивает повышение его маслоудерживающей способности, а также приводит к увеличению прочности граничного слоя смазочного материала в зоне трения. При этом волокна целлюлозы имплантируются в пространственный структурный каркас волокон мыльной составляющей дисперсной фазы, а не остаются в дисперсионной среде (масле) смазочной композиции, что, во-первых, повышает механическую и термическую стабильность смазки, а во-вторых, предотвращает агрегирование и окисление

волокон целлюлозы, увеличивая коллоидную стабильность смазочного материала.

Таким образом, можно отметить, что такой подход позволяет синтезировать новый тип дисперсной фазы — гибридный, так как полученная дисперсная фаза пластичной смазки состоит из двух прочно связанных между собой составляющих, имеющих различную химическую и физическую природу: мыльной составляющей в виде волокон литиевой соли высокомолекулярной кислоты и немыльной составляющей в виде диспергированных волокон модифицированной целлюлозы.

Реологические и трибологические свойства литиевой смазки, содержащей микроцеллюлозу. Для определения оптимального содержания модифицированной целлюлозы, вводимой в состав пластичного смазочного материала с гибридной дисперсной фазой, были проведены исследования трибологических (критическая нагрузка, нагрузка сваривания, показатель износа) и реологических (коллоидная стабильность, температура каплепадения) свойств литиевой пластичной смазки с ГДФ, содержащей 12-гидрооксистеарат лития в количестве 5,0 масс.% и микрокристаллическую модифицированную водой целлюлозу при ее содержании в диапазоне от 0 до 7,5 масс.%. Результаты испытаний, приведенные в таблице 1, свидетельствуют о том, что оптимальное содержание микроцеллюлозы в составе гибридной дисперсной фазы соответствует диапазону 4,0–5,0 масс.%.

Изучение комплексного влияния добавок микроцеллюлозы на реологические и трибологические свойства пластичных смазок проводилось на примере литиевой смазки, которая модифицировалась по четырем различным вариантам, отличающимся как способом введения частиц микроцеллюлолозы (после стадии омыления или до стадии омыления), так и видом микроцеллюлозы (немодифицированная или модифицированная). При этом в случае введения частиц микроцеллюлозы после стадии омыления в смазке формировалась одинарная дисперсная фаза (ОДФ) в виде волокон стеарата лития, а частицы микроцеллюлозы находились в дисперсионной среде (масле), выполняя роль обычного наполнителя. При введении частиц микроцеллюлозы до стадии омыления частицы добавки взаимодействовали с волокнами синтезируемого стеарата лития на стадии формирования структурного каркаса смазки, включаясь в структуру ГДФ и являясь ее немыльным компонентом.

Для проведения исследований были изготовлены образцы литиевой смазки пяти видов: № 1 — литиевая смазка с ОДФ без добавки микроцеллюлозы; № 2 — литиевая смазка с ОДФ при немодифицированной микроцеллюлозе; № 3 — литиевая смазка с ОДФ при модифицированной микроцеллюлозе; № 4 — литиевая смазка с ГДФ при немодифицированной микроцеллюлозе; № 5 — литиевая смазка с ГДФ при модифицированной микроцеллюлозе. Во всех пяти образцах литиевой смазки содержание 12-гидрооксистеарата лития составляло 5,0 масс.%, при этом в каждом из четырех образцов, содержащих микроцеллюлозу, ее концентрация составляла 5,0 масс.%.

В качестве оцениваемых реологических свойств исследуемых образцов смазок были выбраны пенетрация, предел прочности при сдвиге, коллоидная стабильность и температура каплепадения. Оценка трибологических свойств (критическая нагрузка, нагрузка сваривания, показатель износа) осуществлялась на четырехшариковой машине трения.

Результаты определения реологических свойств исследованных образцов литиевой смазки представлены в таблице 2. Из приведенных результатов видно, что введение целлюлозы, как немодифицированной, так и модифицированной по традиционной технологии с формированием ОДФ модифицированной смазки (образцы № 2 и 3) практически не влияет на реологические свойства смазочного материала. При этом введение частиц микроцеллюлозы с формированием ГДФ оказывает существенное влияние на реологические свойства пластичной смазки, причем использование модифицированной (активированной) целлюлозы обеспечивает более высокие показатели реологических свойств. В частности, предел прочности при сдвиге при 20 °С, по сравнению с немодифицированной литиевой смазкой (образец № 1), увеличился на 540 (образец № 4) и 660 Па (образец № 5); коллоидная стабильность улучшилась

Таблица 1 — Влияние содержания целлюлозы на свойства литиевой смазки с ГДФ

Содержание модифицированной целлюлозы, масс.%	Критическая нагрузка, Н	Нагрузка сваривания, Н	Показатель износа при 392 Н, мм	Коллоидная стабильность, %	Температура каплепадения, °С
—	617	1098	4,60	18,0	193
1,0	980	1166	4,35	15,0	195
2,5	1166	1235	3,22	10,0	198
4,0	1235	1842	2,43	6,6	205
5,0	1470	2067	2,40	6,4	205
7,5	1470	2067	2,42	8,5	203

Таблица 2 — Реологические свойства образцов литиевой смазки

Наименование показателя	Значение показателя				
	Образец № 1	Образец № 2	Образец № 3	Образец № 4	Образец № 5
Пенетрация, 10^{-1} мм	305	302	298	270	268
Предел прочности при сдвиге при 20 °С, Па	210	240	285	750	870
Коллоидная стабильность, %	18,0	18,0	15,0	7,8	6,4
Температура каплепадения, °С	193	193	197	201	205

Таблица 3 — Трибологические свойства образцов литиевой смазки

Наименование показателя	Значение показателя				
	Образец № 1	Образец № 2	Образец № 3	Образец № 4	Образец № 5
Критическая нагрузка, Н	617	784	784	1303	1470
Нагрузка сваривания, Н	1098	1166	1166	1842	2067
Показатель износа при 392 Н, мм	4,60	3,62	3,41	2,86	2,40

с 18 (образец № 1) до 7,8 (образец № 4) и 6,4 % (образец № 5); температура каплепадения возросла со 193 (образец № 1) до 201 (образец № 4) и 205 °С (образец № 5).

Результаты триботехнических испытаний исследованных образцов № 1–5 литиевой смазки представлены в таблице 3.

Анализ приведенных данных показывает, что влияние частиц микроцеллюлозы, введенных по традиционной схеме в пластичные смазки наполнителей (образцы № 2 и 3), на трибологические свойства смазки более заметно, чем на ее реологические свойства. По результатам испытаний видно, что целлюлоза является довольно эффективной триботехнической добавкой. При этом в большей мере улучшаются противоизносные свойства, чем противозадирные. Для повышения триботехнических свойств требуется введение значительного количества целлюлозы, но при увеличении содержания целлюлозы свыше 5,0 масс.% прироста триботехнических свойств не наблюдается, в то же время начинают ухудшаться реологические свойства.

Заключение. Изучены физико-химические и технологические аспекты создания пластичной литиевой смазки, модифицированной добавками микроцеллюлозы. Показано, что для повышения эффективности взаимодействия вводимой добавки с масляной основой требуется осуществлять предварительную активацию целлюлозы для придания ей олеофильности, что может быть реализовано, в частности, путем химического модифицирования (обработка водой для набухания, а также спиртом и органической кислотой для протекания реакции этерификации) с последующим механическим диспергированием волокон. Установлено, что без активации целлюлозы не удается добиться образования стабильной гибридной дисперсной фазы и значительная часть целлюлозы остается в составе дисперсионной среды, выполняя роль обычного наполнителя. Предложен двухстадийный метод получения модифицированных целлюлозой пластичных смазок, включающий предварительную химическую и механическую активацию целлюлозы и последующий синтез пластичной смазки с формированием гибридной дисперсной фазы, состоящей из соли высшей карбоновой кислоты (мыльный компонент) и микрочастиц целлюлозы (немыльный компонент). Разработан компонентный состав и способ получения пластичной литиевой смазки, модифицированной микроцеллюлозой (4,0–5,0 масс.%) и характеризующейся улучшенными реологическими (изменение коллоидной стабильности с 18 до 6,4 %, повышение предела прочности при сдвиге при 20 °С с 210 до 870 Па, повышение температуры каплепадения со 193 до 205 °С) и трибологическими (увеличение критической нагрузки в 2,1–2,3 раза и нагрузки сваривания в 1,6–1,8 раза, уменьшение показателя износа с 4,60 до 2,40 мм) свойствами. Разработанный смазочный материал, наряду с повышенными функциональными свойствами, характеризуется экологической безопасностью за счет улучшенной биоразлагаемости используемой добавки.

Работа выполнена при финансовой поддержке БРФФИ (договор №Т25ИНДА-009).

Список литературы

1. Ивахник, А.В. Основные научно-технологические принципы формирования гибридной дисперсной фазы пластичных смазочных материалов / А.В. Ивахник, В.И. Жорник, Э. Зейналов // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2024. — Вып. 13. — С. 297–304.
2. Ивахник, А.В. Исследование смазок с гибридной дисперсной фазой в составе литиевых солей и целлюлозы / А.В. Ивахник, В.И. Жорник, В.П. Ивахник // Трибология – машиностроению: тр. XV Междунар. науч.-техн. конф., Москва, 12–14 нояб. 2024 г. — М., 2024. — С. 82–84.
3. Смазки. Производство, применение, свойства: справ. / под ред. Т. Манга, У. Дрезеля; пер. с англ. В.М. Школьникова. — СПб.: Профессия, 2010. — 994 с.
4. Состояние и перспективы развития производства биоразлагаемых пластичных смазок (обзор) / О.П. Паренаго, Р.З. Сафиева, С.В. Антонов [и др.] // Нефтехимия. — 2017. — Т. 57, № 6. — С. 766–768.
5. Granger, D. Organic solid EP additive for lubricating greases / D. Granger, R.B. de Oliveria, Sh. Sakolsky // NLGI Spokesman. — 2024. — Vol. 88, no. 1. — P. 28–34.
6. Morris, Dw. Novel lithium free thickener system – performance profile, characteristics and target application / Dw. Morris // NLGI Spokesman. — 2022. — Vol. 86, no. 3. — P. 8–16.
7. Granger, D. Modified fatty acids as alternative soap thickeners for lubricating greases / D. Granger, Sh. Maghrabi // NLGI Spokesman. — 2022. — Vol. 85, no. 6. — P. 28–34.
8. Fathi-Najafi, M. Moving forward… Can lubricating grease be produced in a more efficient way / M. Fathi-Najafi, J. Kay // NLGI Spokesman. — 2019. — Vol. 81, no. 1. — P. 1–10.
9. Кленкова, Н.И. Структура и реакционная способность целлюлозы / Н.И. Кленкова. — Л.: Наука, 1976. — 366 с.
10. Влияние пористой структуры и плотности молекулярной упаковки целлюлозы на скорость ее нитрования и степень замещения нитратов целлюлозы / А.А. Тагер, М.В. Цилипоткина, И.С. Тюкова [и др.] // Высокомолекулярные соединения. Серия Б. — 1985. — Т. 27, № 3. — С. 194–197.
11. Изменение во времени пористой структуры и реакционной способности предварительно разрыхленной целлюлозы / М.В. Цилипоткина, Л.К. Колмакова, А.А. Тагер [и др.] // Высокомолекулярные соединения. Серия Б. — 1987. — Т. 29, № 11. — С. 854–856.
12. Влияние активаторов на структурно-физическое состояние целлюлозы / И.Ф. Кайминь, М.Я. Иелович, Л.И. Слыш // Материалы Всесоюзн. совещ. «Физические и физико-химические аспекты активации целлюлозы». — Рига, 1981. — С. 71–76.
13. Патент RU 2697057, МПК C10M 169/06 (2019.05). Низкотемпературная консистентная смазка: № а 2018141408: заявлено 26.11.2018: опубл. 09.08.2019 / С.О. Ильин, С.Н. Горбачева, А.С. Лядов, С.В. Антонов; заявитель Федеральное гос. бюджетное учреждение науки Ордена Трудового Красного Знамени Ин-т нефтехимического синтеза им. А.В. Топчиева Российской академии наук (ИНХС РАН). — 7 с.
14. Патент RU 2716499, МПК C10M 113/16 (2019.08), C10M 125/30 (2019.08), C10M 105/32 (2019.08), C10M 107/32 (2019.08). Способ получения биоразлагаемой низкотем-

пературной консистентной смазки на основе целлюлозы: № а 2019131138: заявлено 03.10.2019: опубл. 12.03.2020 / Ильин С.О., Горбачев С.Н., Ярмуш Ю.М.; заявитель Федеральное гос. бюджетное учреждение науки Ордена Трудового Красного Знамени Ин-т нефтехимического синтеза им. А.В. Топчиева Российской академии наук (ИНХС РАН). — 13 с.

15. Патент RU 2243988, МПК C10M 171/06, C10M 149/08, C10M 145/40, C10M 125/04, C10M 131/08, C10N 40/04. Смазочная композиция для тяжелонагруженных узлов трения: № а 2003129010/04: заявлено 29.09.2003: опубл. 10.01.2005 / Струк В.А., Костюкович Г.А., Кравченко В.И., Овчинников Е.В., Семеняко М.М., Авдейчик С.В.; заявители: Научно-исслед. ин-т материаловедения и ресурсосберегающих технологий УО «Гродненский государственный университет им. Янки Купалы»; ОАО «Белкард». — 9 с.
16. Патент RU 2214449, МПК C10M 161/00 (2000.01), C10M 161/00 (2000.01), C10M 125/02 (2000.01), C10M 145/40 (2000.01), C10M 143/00 (2000.01), C10M 137/10 (2000.01), C10M 101/02 (2000.01), C10M 117/02 (2000.01), C10N 40/34. Пластичная смазка: № а 2001123073/04: заявлено 27.06.2001: опубл. 20.10.2003 / Муталлим-Заде Н.Ф., Волков П.В., Егоров И.Ф., Петров Н.Г., Саркисянц Н.Р., Тиньков А.А., Тимохин И.А.; заявитель ДОАО «Оргэнергогаз». — 8 с.
17. Ищук, Ю.Л. Состав структура и свойства пластичных смазок / Ю.Л. Ищук. — Киев: Наук. думка, 1996. — 510 с.
18. Ивахник, А.В. Создание гибридных пластичных смазок с применением соединений целлюлозы / А.В. Ивахник, В.И. Жорник // Альтернативные источники сырья и топлив: тез. докл. X Междунар. науч.-техн. конф. «АИСТ-2025», Минск, 21–23 окт. 2025 г. — Мн., 2025. — С. 98–99.

Zhornik V.I., Ivakhnik A.V., Suresh K.I.

Modification of lithium grease by microcellulose additive

The physicochemical and technological aspects of the creating of the lithium grease modified by the microcellulose additive is studied. It is shown that in order to increase the effectiveness of the interaction of the introduced additive with the oil base, it is necessary to carry out preliminary activation of the cellulose. This gives the oleophilic properties to the cellulose. The activation can be achieved, in particular, by the chemical modification with the followed mechanical dispersion of the fibers. The two-stage method for the production of the cellulose-modified greases is proposed including the preliminary chemical and mechanical activation of the cellulose and subsequent synthesis of the grease with the formation of the hybrid dispersed phase consisting of the salt of the higher carboxylic acid (soap component) and the cellulose microparticles (non-soap component). The component composition and the method are developed for the producing of the lithium grease modified by the microcellulose (4.0–5.0 wt.%) and characterized by the improved rheological (change in colloidal stability from 18 to 6.4 %, increase in shear strength at 20 °C from 210 to 870 Pa, increase in drop temperature from 193 to 205 °C) and tribological (increase in critical load by 2.1–2.3 times and welding load by 1.6–1.8 times, reduction of wear rate from 4.60 to 2.40 mm) properties. The developed grease is also environmentally friendly due to the improved biodegradability of the used additive.

Поступила в редакцию 25.05.2026.

УДК 621.794.61

А.И. КОМАРОВ, канд. техн. наук; А.С. ЧЕРНЯВСКАЯ; Д.В.ОРДА
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

В.А. ЛОМОНОСОВ, канд. хим. наук; И.В. РЯЗАНОВ, канд. физ-мат. наук
Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по материаловедению, г. Минск, Республика Беларусь

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЗАЩИТЫ ОТ КОРРОЗИИ МАГНИЕВОГО СПЛАВА МЛ10 МИКРОПЛАЗМЕННЫМ ПОКРЫТИЕМ С НИЗКИМ СОДЕРЖАНИЕМ СИЛИКАТА МАГНИЯ

Представлены результаты исследования структуры и коррозионной стойкости тонких (12–15 мкм) покрытий на магниевом сплаве МЛ10, полученных микродуговым оксидированием в электролите с пониженным (2–8 г/л) содержанием силиката натрия Na_2SiO_3. По данным рентгенофазового анализа, покрытие представлено оксидом магния MgO, при этом выбранные режимы МДО и концентрация Na_2SiO_3 не приводят к появлению отражений силиката магния на дифрактограмме покрытия. Показано, что основным фактором, определяющим защитные свойства тонких покрытий на магнии, является частота формирующего напряжения. При повышении частоты с 50 до 100 Гц наблюдается рост стойкости покрытий к коррозии. Повышение концентрации силиката натрия приводит к повышению пористости покрытия и снижению коррозионной стойкости.

***Ключевые слова**: магниевые сплавы, коррозия, покрытие, микродуговое оксидирование*

Введение. В последние годы магниевые сплавы вызывают повышенный интерес, который обусловлен их особыми свойствами, такими как низкая плотность, высокая удельная прочность, демпфирующая способность, электромагнитное и противошумовое экранирование, стабильность размеров при длительных эксплуатации и хранении, отсутствие эффекта охрупчивания [1, 2]. Однако магний обладает повышенной химической активностью и связанной с ней низкой коррозионной стойкостью, что является существенным недостатком, ограничивающим широкое применение магниевых сплавов. Поэтому перед промышленным применением деталей из магниевых сплавов требуется обработка поверхности с целью ее защиты от коррозии. Одним из наиболее эффективных методов такой обработки является микродуговое оксидирование (МДО), которое позволяет формировать покрытие с высокой адгезией, коррозионной и износостойкостью [3–6].

Коррозионная стойкость покрытий, полученных методом МДО, зависит от множества факторов, включая технологические параметры и электролиты [7, 8]. По мнению ряда исследователей, основным фактором, определяющим защитные свойства покрытий, является состав электролита [3, 9, 10]. Поскольку при оксидировании магниевых сплавов основу покрытия составляет оксид магния, который склонен к гидролизу в коррозионной среде, электролит должен содержать добавки, приводящие к образованию более стойких соединений, например Mg_2SiO_4. [11, 12]. Поэтому наибольшее распространение для оксидирования магния получили электролиты, содержащие растворимые силикаты (силикат натрия, силикат калия), благодаря их универсальности, широкому температурному диапазону процесса и повышенным механическим и защитным свойствам формируемых покрытий, обусловленных образованием в их составе силиката магния. В ряде работ было показано, что покрытия, содержащие силикат магния, демонстрируют значительно более высокую коррозионную стойкость по сравнению с покрытием, состоящим только из оксида магния [3, 5, 11–13]. При этом в большинстве исследований, посвященных коррозионной защите магниевых сплавов методом МДО, авторы рассматривают электролиты с высокой (более 15 г/л) концентрацией силиката натрия, что, вероятно, связано со стремлением получить повышенное содержание в покрытии устойчивой к коррозии фазы Mg_2SiO_4. Однако высокое содержание силиката натрия в электролитах для микродугового оксидирования магния приводит к грубому рельефу поверхности, повышенной пористости и быстрому старению ванны из-за полимеризации соединений кремния [14]. Вместе с тем к ряду изделий точной механики и оптики, помимо защиты от воздействия окружающей среды, предъявляются требования повышенной чистоты поверхности, которую не могут обеспечить электролиты с высоким содержанием растворимых силикатов. Таким образом, интерес представляет исследование структуры и защитных свойств покрытий на магнии, полученных в электролитах с низкой концентрацией силикатных добавок, не приводящих к заметному формированию силикатов магния в их составе.

Методика исследования. Исследования проводились на образцах из магниевого сплава МЛ10, изготовленных в виде дисков диаметром 30 мм и высотой 5 мм. Перед микродуговой обработкой плоские поверхности образцов шлифовались наждачной бумагой с зернистостью 600, промывались водой и обезжиривались этанолом. Микродуговое оксидирование проводили на установке МДО, разработанной в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси. Оксидные слои формировали в электролите на основе водного раствора гидроокиси калия (КОН) с концентрацией 15 г/л, пирофосфата натрия (Na_2PO_4) — 8 г/л, фторида натрия (NaF) — 2 г/л и силиката натрия (Na_2SiO_3) — 2 и 8 г/л.

Обработка образцов выполнялась в импульсном режиме при анодно-катодной поляризации с частотой следования импульсов 50 и 100 Гц и максимальной ампли-

тудой анодного напряжения 300 В. Плотность тока не превышала 30 А/дм^2. Время обработки составляло 8 мин.

Фазовый состав покрытия исследовали на рентгеновском дифрактометре Адани PowDix600.

Толщина МДО-слоя измерялась толщиномером «Константа-К5». Измерения микротвердости производились на приборе ПМТ-3 в соответствии с ГОСТ 9450-76 с использованием в качестве индентора пирамиды Виккерса, на которую прикладывалась нагрузка 0,19 Н.

Исследования коррозионной стойкости покрытий на магниевом сплаве выполнялись электрохимическим методом согласно ГОСТ 9.912-89. Коррозионные тесты проводились в трехэлектродной ячейке с использованием в качестве электролита водного раствора NaCl (3,56 масс.%) с помощью потенциостата CORRTEST модели CS310X с программным обеспечением CS Studio. Часть поверхности образца закрывалась, оставляя окно площадью 1,43 см^2. Эта поверхность являлась рабочим электродом. В качестве вспомогательного электрода использовался графитовый стержень, а электродом сравнения являлся хлоридсеребряный электрод с насыщенным раствором KCl. Перед началом измерений электролит барботировали азотом в течение 60 мин для удаления кислорода. Температура электролита составляла 20±2 °С. Перед началом поляризации образец выдерживали в электролите до установления стабильного потенциала разомкнутой цепи (ПРЦ) в течение 60 мин. Поляризационные кривые получали при развертке потенциала электрода в интервале от –500 до +500 мВ относительно ПРЦ со скоростью развертки 1 мВ/с. Анализ поляризационных кривых проводили путем аппроксимации экспериментальных данных уравнением электрохимической кинетики Батлера–Фольмера с упрощениями, соответствующими уравнению Тафеля:

$$j = j_{\text{корр}}\left(\exp\left(2{,}303\frac{E-E_{\text{корр}}}{\beta_{\text{а}}}\right)-\exp\left(-2{,}303\frac{E-E_{\text{корр}}}{\beta_{\text{к}}}\right)\right).$$

В процессе аппроксимации подбирались величины потенциала коррозии $E_{\text{корр}}$, плотности коррозионного тока $j_{\text{корр}}$, а также катодного и анодного тафелевских наклонов $\beta_{\text{к}}$, $\beta_{\text{а}}$.

Результаты и обсуждение. В результате микродугового оксидирования на всех образцах были сформированы покрытия толщиной 12–15 мкм. Исследование фазового состава показало, что при выбранных технологических параметрах (плотность тока, напряжение, продолжительность процесса и концентрация Na_2SiO_3) в составе покрытия не регистрируется силикат магния (рисунок 1). Отсутствие силикатов магния в покрытии

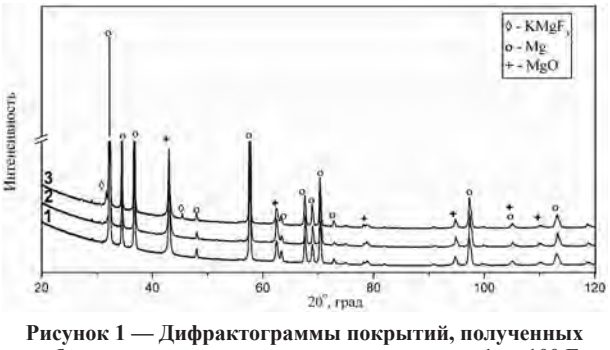


Рисунок 1 — Дифрактограммы покрытий, полученных на образцах магния при следующих условиях: 1 — 100 Гц, 2 г/л Na_2SiO_3; 2 — 50 Гц, 8 г/л Na_2SiO_3; 3 — 100 Гц, 8 г/л Na_2SiO_3

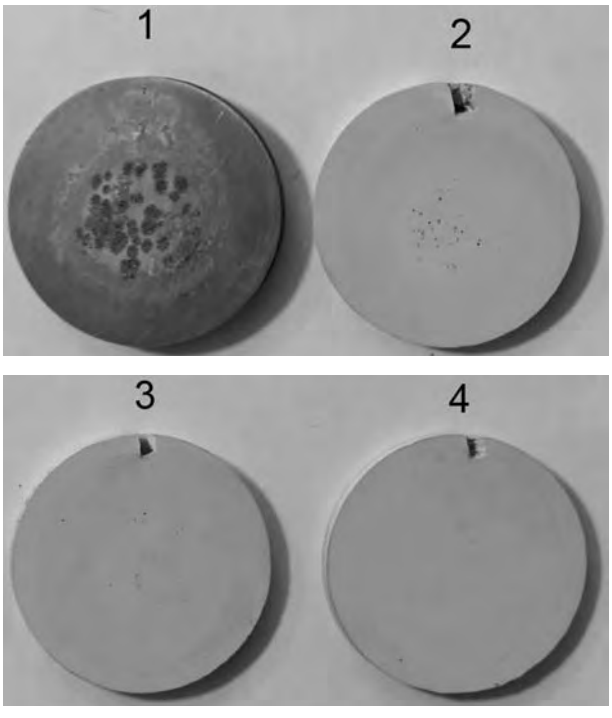


Рисунок 2 — Образцы магниевого сплава МЛ10 после испытаний: 1 — без покрытия; 2 — покрытие 50 Гц, 8 г/л Na_2SiO_3; 3 — 100 Гц, 8 г/л Na_2SiO_3; 4 — 100 Гц, 2 г/л Na_2SiO_3

в этом случае можно объяснить достаточно низкими выбранными параметрами и продолжительностью процесса МДО, не приводящими к формированию высокотемпературных соединений, к которым относится силикат магния.

В результате испытаний коррозионной стойкости образцы в той или иной степени подверглись воздействию коррозии (рисунок 2). Как следует из рисунка 2, магниевый сплав без покрытия подвергается интенсивной коррозии с образованием глубоких питтингов, что характерно для электрохимической коррозии. Покрытие, сформированное при частоте 50 Гц в электролите с повышенным содержанием силиката натрия (8 г/л), улучшает коррозионную стойкость сплава, однако в этом случае также присутствует точечная коррозия, при этом размер и количество коррозионных поражений значительно снижены (см. рисунок 2, образец 2). Повышение частоты до 100 Гц в электролите того же состава приводит к значительному повышению коррозионной стойкости покрытия, о чем свидетельствуют лишь единичные незначительные очаги коррозии (см. рисунок 2, образец 3).

Дальнейшее повышение коррозионной стойкости наблюдается при снижении концентрации силиката натрия в электролите до 2 г/л (см. рисунок 2, образец 4). В этом случае на поверхности образца визуально не обнаруживаются следы коррозии.

Данные визуального осмотра образцов хорошо согласуются с результатами коррозионных испытаний (рисунок 3).

Как следует из анализа полученных поляризационных кривых (см. рисунок 3), все варианты покрытия повышают коррозионную стойкость магния. При этом плотность тока коррозии образцов с покрытием снижаются более чем на три порядка по сравнению с этим показателем для образца без покрытия. Одновременно повышается потенциал коррозии, что указывает на по-

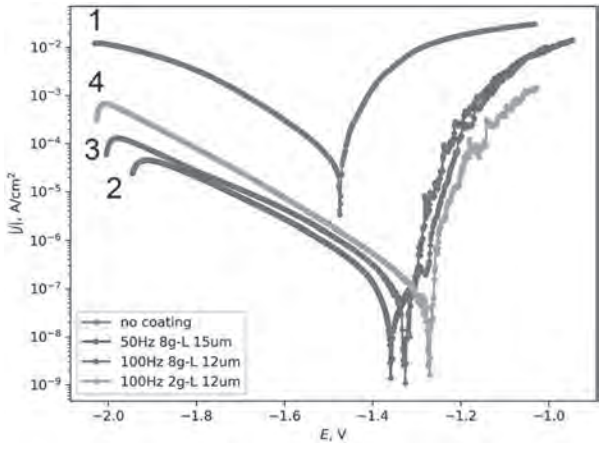
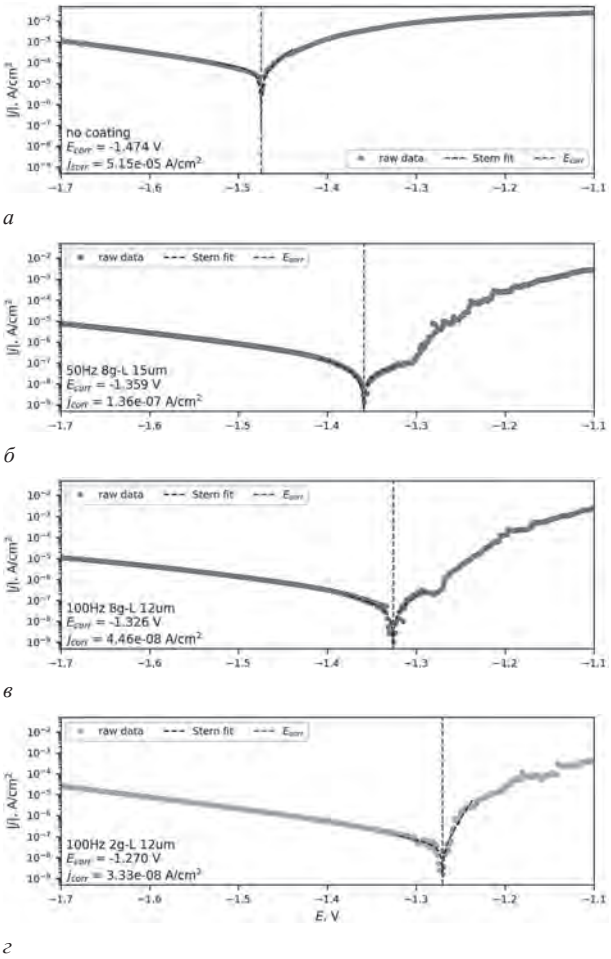


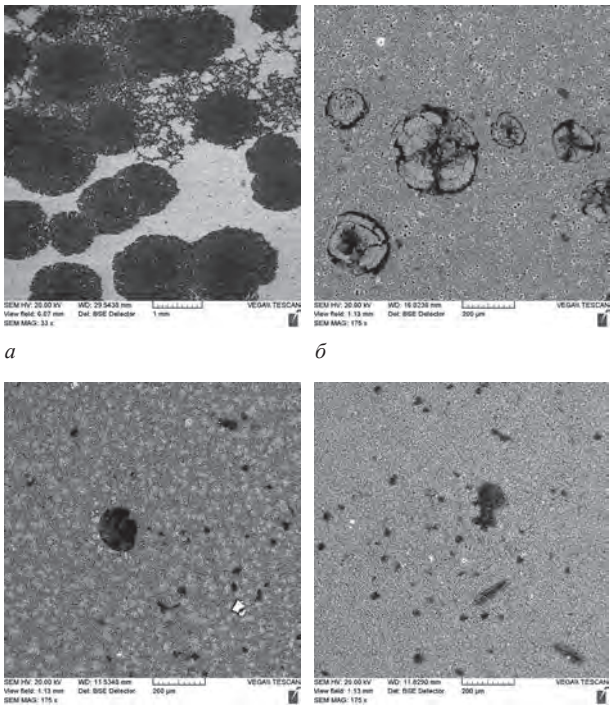
Рисунок 3 — Совмещенные поляризационные кривые образцов магния: 1 — без покрытия; 2 — 50 Гц, 8 г/л Na_2SiO_3; 3 — 100 Гц, 8 г/л Na_2SiO_3; 4 — 100 Гц, 2 г/л Na_2SiO_3

вышение стойкости к анодному окислению. При этом, согласно данным рисунка 4, наиболее низкий потенциал коррозии отмечается у образца магниевого сплава без покрытия (–1,474 В). Покрытие, полученное при частоте 50 Гц, повышает коррозионную стойкость образца, так как потенциал коррозии повышается до –1,359 В. Повышение частоты формирующего напряжения процесса МДО до 100 Гц приводит к дальнейшему росту защитных свойств покрытия. При этом наилучший результат (–1,270 В) от-



а *б* *в* *г*

Рисунок 4 — Поляризационные кривые исследуемых образцов: а — без покрытия; б — 50 Гц, 8 г/л Na_2SiO_3; в — 100 Гц, 8 г/л Na_2SiO_3; г — 100 Гц, 2 г/л Na_2SiO_3

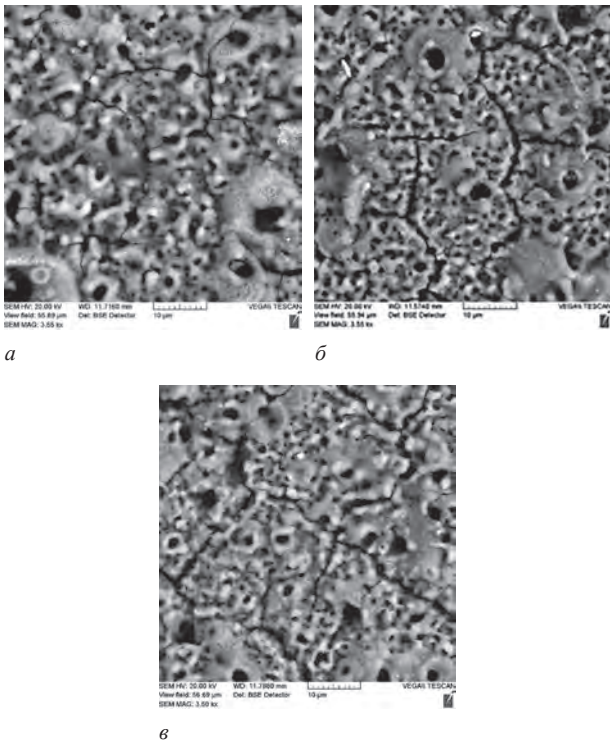


а *б* *в* *г*

Рисунок 5 — СЭМ-изображение поверхности после испытаний на коррозию: *а* — без покрытия; *б* — 50 Гц, 8 г/л Na_2SiO_3; *в* — 100 Гц, 8 г/л Na_2SiO_3; *г* — 100 Гц, 2 г/л Na_2SiO_3

носится к покрытию, полученному в электролите с низким содержанием Na_2SiO_3, в то время как для покрытия, полученного при более высокой концентрации Na_2SiO_3 (8 г/л), потенциал коррозии составляет –1,326 В.

Полученные данные выглядят несколько неожиданно, поскольку включение нерастворимого в воде соеди-



а *б* *в*

Рисунок 6 — Микроструктура исходной поверхности образцов: *а* — 50 Гц, 8 г/л Na_2SiO_3; *б* — 100 Гц, 8 г/л Na_2SiO_3; *в* — 100 Гц, 2 г/л Na_2SiO_3

нения $KMgF_3$ могло повысить коррозионную стойкость покрытия на основе оксида магния. Однако анализ структуры поверхности этого образца, полученной с помощью СЭМ (рисунок 5 *в*), указывает на неравномерное, «островковое» распределение данного фторида в покрытии. Такая неравномерность, вероятно, способствует возникновению дефектов в виде несколько повышенной, по сравнению с образцом без $KMgF_3$, пористости (рисунок 6), что и приводит к снижению коррозионной стойкости покрытия.

Анализируя данные рисунка 6, можно сделать вывод, что покрытие, полученное при частоте 50 Гц, имеет наибольшую пористость с преобладанием пор размером ~2 мкм, при этом имеются крупные поры 4–6 мкм. Повышение частоты до 100 Гц приводит к уменьшению размера пор в ~2 раза (см. рисунки 6 *б*, *в*). Сравнивая структуру покрытий, полученных при частоте 100 Гц, также следует отметить, что повышенное содержание силиката натрия (см. рисунок 6 *б*) приводит к более высокой пористости по сравнению с покрытием, полученным в электролите с концентрацией силиката натрия 2 г/л (см. рисунок 6 *в*). Исходя из этих данных, можно сделать вывод, что при формировании тонких (12–15 мкм) покрытий повышенное содержание силиката натрия способствует росту пористости и, как следствие, снижению их защитных свойств.

Заключение. Формирование покрытия на магниевом сплаве МЛ10 в электролите с пониженным (2–8 г/л) содержанием силиката натрия Na_2SiO_3 не сопровождается образованием силиката магния в составе покрытия. Выбранные режимы оксидирования приводят к формированию покрытия толщиной 12–15 мкм, состоящего из оксида магния.

Исследования коррозионной стойкости покрытий электрохимическим методом показали снижение плотности тока коррозии образцов с покрытием более чем на три порядка по сравнению с этим же показателем для образца без покрытия. Показано, что основным фактором, определяющим защитные свойства полученных покрытий, является частота формирующего напряжения. При повышении частоты с 50 до 100 Гц наблюдается рост стойкости покрытий к коррозии. Повышение концентрации силиката натрия с 2 до 8 г/л приводит к повышению пористости покрытия и снижению коррозионной стойкости.

Работа выполнена при финансовой поддержке БРФФИ (по договору Т24М-014).

Список литературы

1. Елкин, Ф.М. Актуальные проблемы металловедения, производства и применения магниевых сплавов / Ф.М. Елкин // Технология легких сплавов. — 2007. — № 1. — С. 5–18.
2. Петров, А.А. Магниевые сплавы: перспективные отрасли применения, преимущества и недостатки (обзор) Часть 1. Применение в медицине. Кристаллографические факторы, влияющие на коррозионную стойкость магниевых сплавов / А.А. Петров, К.А. Сперанский // Труды ВИАМ. — 2021. — № 10(104). — С. 12–27.
3. Микродуговое оксидирование магниевых сплавов (обзор) / Б.В. Владимиров, Б.Л. Крит, В.Б. Людин [и др.] // Электронная обработка материалов. — 2014. — № 50(3). — С. 1–38.
4. Characterization of AZ31 Mg alloy coated by plasma electrolytic oxidation / S. Durdu, S. Bayramoğlu, A. Demirtaş [et al.] // Vacuum. — 2013. — Vol. 88. — Pp. 130–133. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2012.01.009.
5. Комаров, А.И. Формирование, структура и свойства модифицированного форстеритом МДО-покрытия на магниевом сплаве МЛ10 / А.И. Комаров, А.С. Романюк, Д.А. Шипалов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2022. — № 4(61). — С. 61–67. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-4-61-61-67.
6. Hussein, R.O. Processing-microstructure relationships in the plasma electrolytic oxidation (PEO) coating of a magnesium alloy / R.O. Hussein, D.O. Northwood, X. Nie // Materials Sciences and Applications. — 2014. — Vol. 5, no. 3. — P. 124–139. — DOI: http://dx.doi.org/10.4236/msa.2014.53017.
7. Влияние состава электролита на свойства сплава МА2-1 при микродуговом оксидировании / Б.В. Владимиров, Б.Л. Крит, В.Б. Людин [и др.] // Известия Томского политехнического университета. — 2014. — Т. 324, № 2. — С. 143–148.
8. Characterization of AC PEO coatings on magnesium alloys / R. Arrabal, E. Matykina, T. Hashimoto [et al.] // Surface and Coatings Technology. — 2009. — Vol. 203, iss. 16. — P. 2207–2220. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2009.02.011.
9. Wu, T. Corrosion and protection of magnesium alloys: recent advances and future perspectives / T. Wu, K. Zhang // Coatings. — 2023. — Vol. 13, iss. 9. — DOI: https://doi.org/10.3390/coatings13091533.
10. Influences of electrolytes on tribocorrosion performance of MAO coating on AZ31B magnesium alloy in simulated body fluid / L.Y. Xu, N.Y. Liu, L. Cao, Y. Wan // International Journal of Applied Ceramic Technology. — 2021. — Vol. 18, iss. 5. — P. 1657–1669. — DOI: https://doi.org/10.1111/ijac.13817.
11. Li, J. Effect of the sodium silicate inhibitor on the corrosion protection of AZ31 magnesium alloy / J. Li, T. Lai, Y. Chen // Materials. — 2024. — Vol. 17, iss. 22. — DOI: https://doi.org/10.3390/ma17225533.
12. Zhang, Y. Magnesium silicate coatings were prepared by micro-arc oxidation on the surface of magnesium alloys through the synergistic effect of SiO_3^{2-}/F^- / Y. Zhang, S. Zhang, H. Li [et al.] // Materials. — 2025. — Vol. 18, iss. 20. — DOI: https://doi.org/10.3390/ma18204760.
13. Влияние добавки в электролит наноразмерных частиц SiO_2 на состав и свойства оксидных слоев, формируемых плазменно-электролитическим оксидированием магния / Е.Д. Боргардт, А.В. Полунин, П.В. Ивашин, М.М. Криштал // Вектор науки ТГУ. — 2018. — № 3(45). — С. 6–13. — DOI: https://doi.org/10.18323/2073-5073- 2018-3-6-13.
14. Борисов, А.М. Микродуговое оксидирование в электролитах-суспензиях (обзор) / А.М. Борисов, Б.Л. Крит, В.Б. Людин // Электронная обработка материалов. — 2016. — № 1. — С. 50–77.

Komarov A.I., Cherniavskaya A.S., Orda D.V., Lomonosov V.A., Riazanov I.V.

Corrosion protection efficiency of МЛ10 (ML10) magnesium alloy using a micro-plasma coating with low magnesium silicate content

This paper presents the results of a study on the structure and corrosion resistance of thin (12–15 μm) coatings on the МЛ10 (ML10) magnesium alloy, produced via microarc oxidation (MAO) in an electrolyte with a low (2–8 g/l) concentration of sodium silicate Na_2SiO_3. According to the X-ray diffraction analysis, the coating is composed of magnesium oxide MgO. Notably, the selected MAO parameters and Na_2SiO_3 concentration do not result in the appearance of magnesium silicate reflections on the diffraction pattern. It is demonstrated that the frequency of the forming voltage is the key factor determining the protective properties of thin coatings on magnesium. Increasing the frequency from 50 to 100 Hz leads to an enhanced corrosion resistance of the coatings. An increase in the sodium silicate concentration results in higher coating porosity and lower corrosion resistance.

Поступила в редакцию 31.08.2026.

УДК 621.78

М.М. КАНЕ, д-р техн. наук, проф.
Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

УПРАВЛЕНИЕ ПАРАМЕТРАМИ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ШЕСТЕРЕН НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ИХ ПООПЕРАЦИОННОГО ИЗМЕНЕНИЯ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ШЕСТЕРЕН

В статье показана актуальность управления параметрами качества поверхностей зубьев цилиндрических шестерен (параметра шероховатости R_a, микротвердости H_μ, остаточных напряжений первого σ_1 и второго σ_2 родов) при их изготовлении (на операциях шевингования, нитроцементации, зубообкатки, зубохонингования, зубошлифования двухконусным и червячным кругами) на основе пооперационного изменения данных параметров. Описаны условия выполненных автором экспериментальных исследований изменения этих параметров на указанных операциях. Приведены основные положения методик проведения этих исследований и обработки их результатов. Показаны основные результаты выполненных исследований, дан их анализ. Установлены, в частности, правомерность использования методов корреляционно-регрессионного анализа при изучении рассмотренных процессов, моделирования и оптимизации этих процессов статистическими методами, возможности современных процессов изготовления цилиндрических шестерен по обеспечению указанных характеристик качества зубьев, предложены физические модели некоторых из изученных явлений, наиболее эффективные пути улучшения изученных показателей качества поверхностей зубьев цилиндрических шестерен после каждой из рассмотренных операций их изготовления. Описаны принципы управления параметрами качества поверхностей зубьев цилиндрических шестерен на основе моделирования их пооперационного изменения.

***Ключевые слова**: цилиндрические зубчатые колеса, параметры качества поверхностей зубьев, изменение параметров качества при изготовлении цилиндрических шестерен, управление параметрами качества*

Актуальность управления параметрами качества поверхностей зубьев цилиндрических шестерен при их изготовлении. Цель работы. Параметры качества поверхностей зубьев (параметр шероховатости R_a, микротвердость H_μ, остаточные напряжения первого σ_1 и второго σ_2 родов) нагруженных цилиндрических шестерен рабочих и транспортных машин влияют на эксплуатационные свойства шестерен и машин в целом. Эти параметры в значительной степени определяют прочность, выносливость, износостойкость зубьев шестерен, ресурс машин. К указанным зубчатым колесам современных машин предъявляют высокие требования в отношении их точности, качества поверхностей и прочности. Поэтому процессы их изготовления являются многооперационными и содержат операции формообразования зубьев, их предварительной отделки, упрочнения и окончательной отделки. Наиболее распространены такие процессы, как зубофрезерование червячной фрезой, шевингование, химико-термическая обработка (ХТО, включающая нитроцементацию с последующими закалкой и низким отпуском), зубообкатка, зубохонингование, зубошлифование двухконусным или червячным кругами. Для обеспечения требований к качеству поверхностей зубьев готовых шестерен необходимо знать закономерности формирования этих параметров при нарезании зубьев, изменения на всех операциях их отделки и упрочнения, иметь возможность целенаправленно управлять значениями этих параметров на всех операциях изготовления шестерен. Однако закономерности пооперационного изменения параметров качества поверхностей зубьев шестерен при их изготовлении изучены недостаточно. Публикации в этой области относятся к 60-80-м годам XX века. Имеются довольно противоречивые данные о возможностях в основном ХТО и зубошлифования по обеспечению параметров R_a и σ_1 [1–4], однако отсутствуют данные об изменении этих параметров, а также H_μ и σ_2 на основных операциях обработки цилиндрических зубчатых колес. Это приводит к тому, что в отечественных технологических процессах изготовления цилиндрических шестерен после операций ХТО и отделки зубьев указывают значения R_a, полученные после шевингования колес, а после операций отделки — значения HRC, достигнутые после ХТО. Хотя, как показано в ряде работ [3, 5] и подтверждено нашими исследованиями, эти параметры существенно изменяются на операциях отделки зубьев после ХТО. Отсутствие полной информации о закономерностях пооперационного изменения параметров качества поверхностей зубьев не позволило предложить научно обоснованную методику управления этими параметрами при изготовлении шестерен. Таким образом, рассматриваемая работа является актуальной.

Цель работы — определение для современных процессов изготовления нагруженных цилиндрических шестерен закономерностей пооперационного изменения характеристик качества поверхностей зубьев на основных операциях их изготовления, разработка основных принципов управления значениями параметров качества поверхностей зубьев шестерен при их изготовлении.

Методы и условия экспериментального исследования. Основные принципы выполненного нами экспериментального исследования пооперационного изменения показателей качества цилиндрических шестерен на различных операциях их изготовления описаны в работе [6]. Важнейшими из этих принципов являются:

- для моделирования технологического процесса достаточно установить взаимосвязи между входами и выходами процесса;
- указанные взаимосвязи могут быть установлены методами математической статистики, в частности, с по-

мощью корреляционно-регрессионного анализа, при использовании полиномиальных моделей в условиях пассивного эксперимента.

Экспериментальные исследования были выполнены нами в условиях Минского завода шестерен и Минского автомобильного завода. Объектами исследования явились цилиндрические зубчатые колеса с m = 3…5 мм, z = 23…41, изготовленные из сталей 40Х, 25ХГТ, 20ХН3А. Были изучены такие процессы изготовления цилиндрических шестерен, как зубофрезерование червячной фрезой, шевингование, нитроцементация, зубообкатка, зубохонингование, зубошлифование червячным и конусным кругом. Использовалось современное зуборезное и зубоотделочное оборудование на перечисленных выше операциях, а также установки для нитроцементации, закалки и низкого отпуска шестерен тоннельного и шахтного типов. Все используемое оборудование отвечало предъявляемым к нему требованиям. Обработка производилась на рациональных в данных условиях режимах. Для каждого материала колеса и операции было обработано не менее 3…5 партий колес объемом 50…100 шт. Обработка каждой партии производилась на одном станке при постоянных режимах и одинаковых настройках.

Измерения параметров качества поверхности зубьев производились до и после каждой из рассматриваемых операций на вырезанных зубьях или их сегментах. На каждой шестерне зубья или сегменты вырезались на четырех равномерно расположенных по зубчатому венцу зубьях. Измерения параметра R_a производились с помощью профилографов-профилометров в трех зонах по высоте зуба: у вершины зуба, в зоне делительной окружности и у впадины зуба. В расчет далее принималось усредненное значение R_a. Измерения H_μ выполнялись в трех точках по длине зуба в зоне делительной окружности. Полученные результаты по всем зубьям данной шестерни затем усреднялись. Измерения σ_1 и σ_2 производились рентгенографическим способом.

Методы анализа результатов экспериментальных исследований. При анализе экспериментальных данных вначале для каждого из выбранных процессов обработки цилиндрических шестерен и параметров качества поверхностей их зубьев была выполнена проверка правомерности применения корреляционно-регрессионного анализа для моделирования изменения этих параметров на рассмотренных операциях обработки цилиндрических шестерен. Методика такой проверки предложена в [6]. Она включает анализ нормальности распределения параметра оптимизации y, однородности дисперсий y, достаточной точности измерения значений независимых переменных x, стационарности и эргодичности изучаемых процессов, их случайного характера. С учетом особенностей формирования и измерения рассмотренных параметров качества поверхностей зубьев при изученных процессах изготовления цилиндрических зубчатых колес нами были рассмотрены следующие законы распределения этих параметров: нормальный, логарифмически нормальный, Релея, типа А (Грама–Шарлье), равномерное распределение.

Затем для каждого из рассмотренных процессов обработки цилиндрических шестерен и параметров качества поверхности зубьев была выполнена предварительная обработка экспериментальных данных, которая включала:

- исключение резко выделяющихся результатов с помощью критерия Ирвина [6];
- оценку формы взаимосвязи рассматриваемых параметров качества поверхности зубьев после данной операции (y) с их исходными значениями (x) перед ней. Эта оценка производилась как путем анализа эмпирических линий регрессии этих параметров после рассмотренных операций, так и путем сравнения двух видов зависимостей $\bar{y} = f(\bar{x})$, описывающих пооперационное изменение параметра качества на данной операции. Были рассмотрены линейная (1) и нелинейная (2) модели:

$$\bar{y} = a + b\bar{x}; \quad (1)$$

$$\bar{y} = c + d\bar{x} + e\bar{x}^2, \quad (2)$$

где $\bar{x}$, $\bar{y}$ — средние арифметические значения параметра качества до и после рассматриваемой операции обработки шестерен.

Анализ степени адекватности каждой из этих моделей для всех рассмотренных процессов обработки цилиндрических шестерен и параметров качества поверхностей зубьев производился с использованием следующих характеристик: F-критерий Фишера адекватности модели; S^2 — остаточная сумма квадратов; $\varepsilon_{ср}$ — средняя относительная ошибка уравнения связи; критерий Стьюдента достоверности коэффициентов b, d и e в уравнениях (1) и (2). Расчеты выполнялись по методикам, приведенным в [6].

Предложенная нами методика обработки результатов экспериментального исследования изменения параметров качества деталей машин на различных операциях их изготовления приведена в [7]. Она позволяет рассчитать следующие характеристики взаимосвязи значений рассматриваемого параметра качества детали после данной операции с их значениями перед данной операцией.

1. Средние арифметические значения параметра качества до ($\bar{x}$) и после ($\bar{y}$) данной операции.

2. Среднеквадратические отклонения данного параметра до (S_x) и после (S_y) данной операции;

3. Коэффициент изменения V данного показателя качества после выполнения данной операции:

$$V = \frac{\bar{x}}{\bar{y}}. \quad (3)$$

4. Коэффициенты a и b уравнения регрессии (1) в виде полинома первой степени, описывающего зависимости $\bar{y} = f(\bar{x})$ для рассмотренных параметров качества поверхностей зубьев шестерен.

5. Характеристики степени тесноты взаимосвязи параметров качества поверхности после данной операции с их исходными значениями: коэффициенты парной корреляции r_{xy}, эмпирические $\eta_э$ и теоретические $\eta_т$ корреляционные отношения. Значения $\eta_т$ были рассчитаны для зависимости (2).

6. Критерии Стьюдента (t_b, t_d, t_e) для оценки достоверности коэффициентов уравнений регрессии b, d, e в уравнениях (1) и (2), а также коэффициентов парной корреляции $r_{xy}(t_r)$. Значения и знак b, d, e, r_{xy} считаются достоверными с вероятностью $P = 1 - \alpha$ при $t_{\alpha/2,n-2} \le t_{кр}$. При $\alpha = 0{,}01$, $n = 50$ $t_{кр} = 2{,}68$ [8].

7. Средние относительные ошибки $\varepsilon_{ср}$ уравнений связи (1) и (2) для всех рассмотренных показателей качества поверхностей зубьев и методов их обработки:

$$\varepsilon_{ср} = \frac{1}{n}\sum_1^n \frac{\left|y_{iэ} - y_{ip}\right|}{y_{iэ}} \cdot 100\ \%, \quad (4)$$

где $y_{iэ}$ и $y_{iр}$ — экспериментальные и расчетные по уравнениям связи значения показателей качества поверхностей зубьев после рассматриваемых процессов их обработки; i — номер шестерни в партии колес; n — объем партии колес.

8. F-критерий Фишера адекватности модели. Адекватность полученной модели (1) или (2) экспериментальным данным считается подтвержденной с вероятностью $P = 1 - \alpha$ при $F \le F_{кр}$, $F_{кр} = F_{1-\alpha,m_1,m_2}$, где $m_1 = n$, $m_2 = n - 2$, n — объем выборки. При $\alpha = 0{,}05$, $n = 50$ $F_{0,95;50;48} = 1{,}61$ [8].

9. Значения A, B — доли дисперсии s_y^2 данного параметра качества поверхностей зубьев в процентах после рассматриваемой операции. Причем A возникла на рассматриваемой операции, а B унаследована с предыдущей операции [7].

Результаты исследования и их анализ. Здесь мы рассмотрим результаты, полученные для зубчатых колес из стали 25ХГТ. Зубчатые колеса автотракторных трансмиссий из этой стали наиболее распространены в отечественном машиностроении. Характеристики этой стали являются примерно средними среди характеристик других сталей, используемых для шестерен автотракторных трансмиссий.

Анализ законов распределения изученных параметров качества поверхностей зубьев цилиндрических шестерен на рассмотренных операциях их изготовления показал, что для описания этих распределений может быть использован закон нормального распределения. При этом распределения параметров R_a и $H_ц$ с наилучшей точностью описываются нормальным распределением, а распределения σ_1 и σ_2 — распределением Релея (Максвелла). Это касается всех рассмотренных операций обработки цилиндрических шестерен. Информация о законах распределения параметров качества поверхностей зубьев позволяет с достаточной точностью определить поле рассеяния ω этого параметра в данных условиях, т. е. оценить технологические возможности данной операции с точки зрения обеспечения характеристик качества поверхности зубьев, т. к. значение ω является оценкой технологического допуска на данную характеристику качества поверхности зубьев на рассматриваемой операции их обработки. С вероятностью P значение ω может быть определено по формулам:

- при распределении характеристики по нормальному закону

$$\omega = 2ls, \qquad (5)$$

где l — коэффициент, зависящий от вероятности P и объема выборки N, по которой было рассчитано значение s [6] (при $P = 0{,}9973$, $N = 50$ $l = 3{,}84$; при $P = 0{,}9973$, $N = 100$ $l = 3{,}60$); s — среднее квадратическое отклонение значений характеристики в выборке.

- при распределении характеристики по закону Релея с вероятностью $P = 0{,}9973$

$$\omega = 5{,}25s. \qquad (6)$$

Сравнение зависимостей (1) и (2) для описания пооперационного изменения рассмотренных характеристик качества поверхностей зубьев цилиндрических шестерен на различных операциях их обработки показало, что описание указанных взаимосвязей с достаточной точностью может быть выполнено с помощью зависимости (1). Поэтому в таблице, где приведены основные результаты исследования, даны значения коэффициентов a и b для этой зависимости.

Каждое из значений, приведенных в таблице, является средним арифметическим значением соответствующих характеристик, рассчитанных для всех исследованных партий зубчатых колес в данных условиях.

Приведем основные результаты анализа полученных данных.

Таблица — Характеристики пооперационного изменения параметров качества поверхностей зубьев цилиндрических шестерен при их изготовлении

Параметр качества поверхности зубьев	Последовательные операции обработки зубьев														
	Характеристики пооперационного изменения параметров качества поверхностей зубьев цилиндрических шестерен при их изготовлении														
	$\bar{x}$	$\bar{y}$	S_x	S_y	V	a	b	$\eta_э$	$\eta_т$	r_{xy}	t_r	$\varepsilon_{ср}$	F	A	B
Зубофрезерование-шевингование															
R_a	5,489	2,762	1,28	0,825	1,99	0,995	0,33	0,55	0,53	0,51	3,54	10,14	0,75	73,53	26,47
$H_ц$	2541,1	2055,1	250,1	160,1	1,24	1141,0	0,36	0,65	0,63	0,61	4,83	6,37	0,799	63,0	37,0
σ_1	598,2	–74,8	65,0	54,99	–8,00	–405,0	0,55	0,70	0,67	0,85	6,34	16,4	0,897	42,0	58,0
σ_2	220,0	126,0	40,2	28,4	1,74	2,0	0,56	0,85	0,83	0,80	8,2	17,6	0,73	36,0	64,0
Шевингование-ХТО															
R_a	2,762	2,979	0,825	0,95	0,93	1,11	0,75	0,72	0,68	0,65	4,23	12,4	0,81	57,8	42,2
$H_ц$	1887,8	8844,6	147,5	1158,4	0,21	2938,3	3,13	0,45	0,43	0,40	2,8	10,38	0,955	84,0	16,0
σ_1	–74,8	–733,8	54,99	87,00	0,1	–677,8	0,75	0,59	0,56	0,54	2,96	15,1	1,02	71,0	29,0
σ_2	125,0	548,0	28,4	160,0	0,23	17,54	4,2	0,81	0,78	0,75	7,6	16,4	0,93	44,0	56,0
ХТО-зубохонингование								ХТО-хонингование зубьев							
R_a	2,979	2,15	0,95	0,63	1,385	0,55	0,544	0,9	0,87	0,82	12,2	15,81	0,92	33,0	67,0
$H_ц$	8844,6	7248,9	1157,4	837,2	1,22	1765,0	0,62	0,93	0,90	0,86	12,2	4,31	0,589	25,9	74,1
σ_1	–733,8	–355,9	87,0	83,0	2,1	319,0	0,92	0,95	0,93	0,90	20,15	5,6	0,75	19,0	81,0
σ_2	548,0	466,0	160,0	116,0	1,176	142,7	0,59	0,88	0,85	0,82	8,5	20,1	0,775	33,0	67,0
ХТО-обкатка зубьев															
R_a	2,98	2,0	0,49	0,35	1,49	1,	0,3	0,68	0,65	0,6	4,18	8,75	0,63	31,0	69,0
$H_ц$	8030,0	8350,0	1051,1	1210,1	0,96	3532,0	0,61	0,70	0,65	0,63	10,2	6,52	0,772	47,0	53,0
σ_1	–733,8	–750,0	87,0	88,9	0,98	–420,0	0,45	0,76	0,73	0,71	8,45	8,2	0,76	45,0	55,0
σ_2	548,0	565,0	156,6	150,7	0,97	400,0	0,48	0,70	0,67	0,64	7,1	17,5	0,93	48,0	52,0

Окончание таблицы

Параметр качества поверхности зубьев	Последовательные операции обработки зубьев Характеристики пооперационного изменения параметров качества поверхностей зубьев цилиндрических шестерен при их изготовлении														
	$\bar{x}$	$\bar{y}$	S_x	S_y	V	a	b	$\eta_э$	$\eta_т$	r_{xy}	t_r	$\varepsilon_{ср}$	F	A	B
ХТО-зубошлифование червячным кругом															
R_a	2,98	0,8	0,65	0,16	3,72	0,2	0,25	0,51	0,45	0,4	4,11	9,51	0,76	85,0	15,0
$H_μ$	8030,0	8844,6	1051,1	1091,8	0,9	3223,6	0,7	0,70	0,68	0,65	10,5	5,71	0,783	55,0	45,0
$σ_1$	–733,8	910,0	87,0	101,2	–0,8	600,0	–0,45	0,65	0,62	0,60	4,71	11,5	0,844	52,0	48,0
$σ_2$	635,0	610,0	167,1	135,5	1,04	361,0	0,45	0,68	0,65	0,62	6,3	18,1	0,95	52,0	48,0
ХТО-зубошлифование коническим кругом															
R_a	2,98	1,0	0,51	0,17	2,98	0,55	0,15	0,42	0,49	0,35	3,74	11,3	0,82	87,0	13,0
$H_μ$	8030,0	8350,0	1051,1	1070,5	0,96	3532,0	0,6	0,66	0,64	0,61	9,04	6,03	0,790	60,0	40,0
$σ_1$	–733,8	1050,0	87,0	118,9	–0,7	700,0	–0,42	0,64	0,61	0,58	4,25	12,3	0,869	62,0	38,0
$σ_2$	635,0	640,0	167,1	142,2	0,99	250,0	0,61	0,65	0,62	0,60	5,8	18,7	0,98	57,0	43,0

Примечания. 1. Приняты следующие размерности значений $\bar{x}$, $\bar{y}$, S_x, S_y для различных параметров качества поверхностей зубьев: мкм для R_a, МПа для $H_μ$, $σ_1$, $σ_2$. 2. Значения $\varepsilon_{ср}$, A, B приведены в процентах. 3. Исходные значения параметров качества поверхностей зубьев на предшествующих операциях обозначены x, значения этих параметров после рассматриваемой операции — y. 4. Значения a, b, $\varepsilon_{ср}$, F даны для зависимости $\bar{y} = f(\bar{x})$ вида (1).

Параметр R_a рабочей поверхности зубьев цилиндрических шестерен. Как видно из таблицы, для всех рассмотренных процессов обработки цилиндрических зубчатых колес имеет место пооперационное наследование значений параметра R_a шероховатости поверхностей зубьев (r_{xy} = 0,35–0,82, t_r = 3,54–12,2). Наиболее сильными «барьерами» для пооперационного наследования значений R_a являются операции зубошлифования и шевингования (r_{xy} = 0,36–0,51, A = 62,8–87,0 %, B = 13,0–37,2 %). Это связано, на наш взгляд, с тем, что эти процессы приводят к существенному изменению исходных значений R_a.

Уменьшение дисперсии R_a после шевингования может быть достигнуто в основном за счет совершенствования самого процесса шевингования (A = 73–82 %, B = 18–27 %, $A > B$) после ХТО и зубошлифования. Этого можно добиться в равной степени как за счет совершенствования самих процессов ХТО и зубошлифования, так и предшествующих процессов (A = 45–66 %, B = 34–55 %, $A \cong B$). Уменьшение дисперсии R_a после зубохонингования и зубообкатки может быть обеспечено в основном совершенствованием предыдущих операций (A = 31–33 %, B = 67–69 %, $B > A$). Хотя процессы зубохонингования и зубообкатки могут существенно повлиять на изменение дисперсии R_a (A = 31–33 %).

Микротвердость $H_μ$ рабочей поверхности зубьев цилиндрических шестерен. Как видно из таблицы, для всех рассмотренных процессов изготовления цилиндрических шестерен имеет место явление технологической наследственности при пооперационном изменении параметра $H_μ$ на последовательно выполняемых операциях (r_{xy} = 0,35–0,9, t_r = 2,8–12,2).

Процессы шевингования и зубохонингования вызывают некоторое уменьшение исходных значений $H_μ$ (на 34 и 17 % соответственно). Это связано с тем, что на данных операциях удаляется небольшой припуск и имеет место некоторое разупрочнение рабочих поверхностей зубьев. Как показал выполненный нами анализ микроструктуры поверхностей зубьев, после этих операций имеет место некоторый рост зерна по сравнению с предшествующими операциями. Процесс ХТО не только значительно (в среднем на 326 %) увеличивает значения $H_μ$, но и существенно преобразует исходные значения $H_μ$ (r_{xy} = 0,4), т. е. служит определенным барьером на пути пооперационного наследования значений $H_μ$. Зубошлифование червячным и коническим кругами вызывает небольшое увеличение исходных значений $H_μ$ (примерно на 7 %). Это объясняется дополнительной закалкой шлифуемых поверхностей из-за высоких температур в зоне резания при зубошлифовании.

Управление значениями $H_μ$ на таких операциях, как шевингование (A = 63 %, B = 37 %), ХТО (A = 84 %, B = 16 %) может быть выполнено в основном за счет совершенствования предшествующей операции, на операциях зубообкатки и зубошлифования (A = 55–60 %, B = 45–40 %) — примерно в равной степени как за счет данной, так и предшествующей операции обработки зубьев шестерен.

Остаточные напряжения первого рода $σ_1$ в рабочей поверхности зубьев цилиндрических шестерен. Как видно из таблицы, для всех рассмотренных процессов изготовления цилиндрических шестерен имеет место технологическое наследование значений $σ_1$ в рабочих поверхностях зубьев с предшествующей операции (r_{xy} = 0,54–0,9, t_r = 2,96–20,15).

При изготовлении цилиндрических шестерен имеет место изменение не только абсолютных значений $σ_1$, но и их знака. Процесс шевингования преобразует растягивающие остаточные напряжения в рабочих поверхностях зубьев, возникающие при зубофрезеровании, в сжимающие. После ХТО эти напряжения значительно возрастают (примерно в 10 раз) и несколько снижаются после зубохонингования (примерно в 1,8 раза). Зубошлифование преобразует сжимающие остаточные напряжения в поверхностях зубьев в растягивающие, что ухудшает эксплуатационные свойства цилиндрических шестерен. Причем шлифование червячным кругом создает меньшие значения $σ_1$ (616 МПа), чем шлифование коническим кругом (711,8 МПа).

Управление значениями $σ_1$ при шевинговании, зубообкатке и зубошлифовании червячным кругом может быть достигнуто примерно с одинаковой эффективностью как за счет регулирования условий данной операции, так и изменения условий выполнения предыдущей операции (A = 42–52 %, B = 48–58 %). При ХТО и зубошлифовании коническим кругом решение указанной задачи может

быть достигнуто в основном за счет изменения условий выполнения данной операции (A = 62–71 %, B = 29–38 %). При зубохонинговании управление значениями σ_1 может быть обеспечено в основном за счет изменения условий предшествующей операции (A = 19 %, B = 81 %).

Преобразование исходных растягивающих остаточных напряжений первого рода σ_1 в поверхностях зубьев в сжимающие при шевинговании связано с увеличением степени пластической деформации обрабатываемых поверхностей и снижением температуры в зоне резания по сравнению с зубофрезерованием. Хотя сила резания при шевинговании уменьшается в среднем в 1,6 раза по сравнению с зубофрезерованием, объем снимаемой стружки при этом уменьшается примерно в 5000–6000 раз, что приводит к значительному росту удельных сил резания. Температуры в зоне резания при зубофрезеровании (320–350 °С) примерно в 3 раза выше, чем при шевинговании (120–140 °С). Как показано в работах А.А. Маталина, А.В. Подзея, В.В. Абрамова, увеличение степени пластической деформации малопластичных материалов, к которым относятся и материалы нагруженных шестерен, вызывает резкое увеличение остаточных напряжений сжатия и глубины их проникновения в металл. Низкие температуры в зоне резания при шевинговании не вызывают существенного изменения возникших сжимающих остаточных напряжений. Сжимающие остаточные напряжения в материале деталей, как известно, способствуют увеличению их ресурса.

При зубохонинговании основную роль в некотором (до 1,8 раза) уменьшении исходных сжимающих остаточных напряжений играет тепловой фактор, характерный для доводочных процессов. Поскольку зубохонингование выполняют при мягких режимах со снятием незначительного припуска, при эффективном охлаждении керосином, то в зоне резания возникают невысокие температуры, которые приводят к релаксации остаточных напряжений, небольшому разупрочнению и снижению микротвердости поверхностного слоя зубьев, характерных для низкотемпературного отпуска.

Зубошлифование, как показано в работах Д.С. Еленевского, А.И. Кораблева, Д.Н. Решетова, А.В. Якимова, В.Г. Лебедева, И.И. Сидорина, М.Д. Генкина, Н.М. Рыжова и подтверждено нашими исследованиями, приводит к преобразованию сжимающих остаточных напряжений в материале зубчатых колес в растягивающие, которые могут достигать 700 МПа, что почти вдвое снижает усталостную прочность зубьев [9]. В некоторых случаях при правильно выбранных исходных перед зубошлифованием значений σ_1 и условий зубошлифования [4, 9] в поверхности зубьев после зубошлифования могут иметь место и сжимающие остаточные напряжения. Это свидетельствует о необходимости учитывать явления технологической наследственности для параметров качества поверхности зубьев при проектировании процессов изготовления цилиндрических шестерен. Как установлено в выполненных ранее исследованиях, наибольшие значения σ_1, как правило, имеют место на поверхности зубьев. Поэтому результаты нашего исследования, при котором мы измеряли значения σ_1 и σ_2 только на рабочих поверхностях зубьев, позволяют оценить критические значения σ_1 и σ_2, которые имеют место при изготовлении шестерен и влияют на их ресурс.

Остаточные напряжения второго рода σ_2 в рабочей поверхности зубьев цилиндрических шестерен. Как видно из таблицы, для всех рассмотренных процессов изготовления цилиндрических шестерен имеет место технологическое наследование значений σ_2 в поверхностях зубьев (r_{xy} = 0,60–0,82, t_r = 5,8–8,5). Операции шевингования, зубохонингования, зубошлифования червячным кругом вызывают некоторое уменьшение исходных значений остаточных напряжений второго рода. Операции ХТО, зубошлифования коническим кругом, зубообкатки вызывают увеличение исходных значений σ_2. Различие в характере влияния зубошлифования червячным и коническим кругами на изменение исходных значений σ_2 связано с отличиями в условиях резания этими методами. При зубошлифовании коническим кругом имеют место бо́льшие площадь контакта круга с деталью, скорость, силы и температуры резания, чем при зубошлифовании червячным кругом, что вызывает увеличение остаточных напряжений. При зубообкатке имеет место пластическая деформация поверхностного слоя зубьев, что тоже приводит к росту исходных значений остаточных напряжений в поверхности зубьев.

Управление значениями σ_2 после шевингования и зубохонингования может быть выполнено в основном за счет оптимизации исходных значений σ_2 перед этими операциями (A = 33–36 %, B = 64–67 %), хотя и изменение условий выполнения операций шевингования и зубохонингования может существенно повлиять на значения σ_2 после этих операций (A = 33–36 %). Управление значениями σ_2 на операциях ХТО, зубообкатки и зубошлифования примерно с одинаковой эффективностью может быть выполнено за счет регулирования условий как названных, так и исходных операций (A = 44–57 %, B = 43–56 %).

Методика управления параметрами качества поверхностей зубьев цилиндрических шестерен при их изготовлении. Таким образом, как видно из приведенных результатов данного исследования, для всех рассмотренных параметров качества поверхностей зубьев цилиндрических шестерен и процессов их отделки и упрочнения имеет место технологическое наследование значений этих параметров с предшествующих операций (r_{xy} = 0,35–0,90, t_r = 3,74–20,15, B = 13–81 %). Для описания рассмотренных пооперационных взаимосвязей параметров качества поверхностей зубьев с их исходными значениями может быть использован полином первой степени вида (1) (F = 0,73–1,02, $\varepsilon_{ср}$ = 4,31–20,1 %). С учетом сказанного предлагается следующая последовательность действий по обеспечению требований нормативно-технической документации (НТД) к качеству поверхностей зубьев готовых цилиндрических шестерен.

1. Выбор маршрута обработки зубьев для каждого из нормируемых параметров качества поверхности зубьев. При этом учитываются достижимые значения этого параметра после зубонарезания (см. формулы (5), (6) и таблицу), требования к нему в готовой детали, коэффициенты изменения этого параметра на различных операциях обработки зубьев (см. таблицу). Выбор маршрута следует производить по методике [10]. Из возможных маршрутов для разных параметров качества поверхностей зубьев для шестерни принимается тот, который обеспечивает наилучшее качество поверхностей зубьев.

2. Выбор требований к параметрам качества поверхностей зубьев на промежуточных операциях их обработки с учетом требований к этому параметру в готовой детали и характера взаимосвязи этого параметра после

принятых операций с его исходными значениями перед этой операцией (см. таблицу, зависимость (1)). Методика такого выбора показана в [11]. Процедуру этого выбора следует начинать с последней операции обработки зубьев и заканчивать операцией зубонарезания.

3. Выбор режимов зубофрезерования червячной фрезой, обеспечивающих рассчитанные в п. 2 требования к параметрам качества поверхностей зубьев после этой операции. При этом можно использовать методику и рекомендации, приведенные в [12].

4. Совершенствование технологической системы (ТС) для операций, включенных в маршрут обработки зубьев для каждого из нормируемых в НТД параметров качества поверхностей зубьев. Для каждого параметра качества поверхностей зубьев и операции их обработки следует учитывать соотношение между значениями характеристик *A* и *B*. Например, если *A* значительно больше *B*, основное внимание следует уделить совершенствованию данной операции обработки, в противном случае — предшествующей. Под совершенствованием ТС понимается оптимизация режимов обработки, повышение точности, жесткости, виброустойчивости ТС.

5. Экспериментальная проверка эффективности проведенных мероприятий по обеспечению требований к параметрам качества поверхности зубьев в готовых зубчатых колесах. Для этого следует обработать по принятому маршруту 2–3 партии зубчатых колес объемом примерно 50 шт. каждая и оценить фактический процент брака по рассматриваемым показателям качества поверхности зубьев статистическими методами [6]. Если максимальное значение процента брака в обработанных партиях окажется меньше допустимого для данного производства, процесс управления качеством шестерен следует признать успешным.

Заключение. Показана правомерность применения статистических методов для моделирования пооперационного изменения четырех параметров качества поверхностей зубьев цилиндрических шестерен (параметр шероховатости R_a, микротвердость H_μ, остаточные напряжения первого σ_1 и второго σ_2 родов) на основных операциях изготовления цилиндрических шестерен (шевингование, ХТО (включающая нитроцементацию с последующими закалкой и низким отпуском), зубообкатка, зубохонингование, зубошлифование двухконусным или червячным кругами). Экспериментально для современных производственных условий установлены закономерности указанных изменений. На основе полученных результатов предложена методика управления параметрами качества поверхностей зубьев цилиндрических шестерен при их изготовлении. Это создает предпосылки для повышения качества цилиндрических зубчатых передач, увеличения их ресурса и конкурентоспособности.

Список литературы

1. Производство зубчатых колес: справ. / С.Н. Калашников, А.С. Калашников, Г.И. Когаг [и др.]; под общ. ред. Б.А. Тайца. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1990. — 464 с.
2. Антонюк, В.Е. Справочное пособие зуборезчика / В.Е. Антонюк. — Мн.: Беларусь, 1989. — 303 с.
3. Гулида, Э.Н. Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес / Э.Н. Гулида. — Львов: Вища школа, 1983. — 133 с.
4. Еленевский, Д.С. Остаточные напряжения и прочность зубьев цементованных шестерен / Д.С. Еленевский // Вестник машиностроения. — 1958. — № 9. — С. 12–15.
5. Кораблев, А.И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач / А.И. Кораблев, Д.Н. Решетов. — М.: Машиностроение, 1968. — 288 с.
6. Кане, М.М. Основы исследований, изобретательства и инновационной деятельности в машиностроении: учебник / М.М. Кане. — Мн.: Выш. школа, 2018. — 366 с.
7. Кане, М.М. Изменение точности зубьев цилиндрических шестерен при их отделочной обработке / М.М. Кане // Машиностроение: республ. межвед. сб. науч. тр. / Бел. нац. техн. ун-т; редкол.: В.К. Шелег (гл. ред.), Л.М. Акулович, В.Л. Басинюк [и др.]. — Мн., 2025. — Вып. 36. — С. 74–86.
8. Кане, М.М. Предварительный анализ экспериментальных данных. Оценка правомерности применения корреляционно-регрессионного анализа в заданных условиях: пособие для студентов специальностей 1-36 80 02 «Инновационные технологии в машиностроении» и 1-53 80 01 «Автоматизация» / М.М. Кане. — Мн.: БНТУ, 2020. — 49 с.
9. Исаев, А.И. Исследование сил и температур при шлифовании / А.И. Исаев, С.С. Силин // Труды МАТИ: сб. — М., 1960. — Вып. 38. — С. 25–31.
10. Кане, М.М. Управление процессами проектирования и изготовления зубчатых передач / М.М. Кане // Вестник машиностроения. — 1997. — № 11. — С. 8–11.
11. Кане, М.М. Выбор рациональной точности цилиндрических зубчатых колес на различных операциях их обработки / М.М. Кане // Вестник машиностроения. — 1996. — № 8. — С. 3–8.
12. Кане, М.М. Моделирование и оптимизация процесса зубофрезерования цилиндрических шестерен червячными фрезами / М.М. Кане, В.К. Шелег, М.А. Кравчук // Механика машин, механизмов и материалов. — 2020. — № 4(53). — С. 19–27.

Kane M.M.

Control of the quality parameters of the tooth surfaces of cylindrical gears based on modeling their step-by-step changes in the manufacture of gears

The article shows the relevance of controlling the surface quality parameters of cylindrical gear teeth (roughness parameter R_a, microhardness H_μ, residual stresses of the first σ_1 and second σ_2 kinds) during their manufacture (during operations of gear shaving, nitrocarburizing, gear burnishing, gear honing, gear grinding with double-cone and worm wheels) based on step-by-step changes in these parameters. The conditions of experimental studies performed by the author on changes in given parameters during these operations are described. The main provisions of the methods of conducting these studies and processing their results are given. The main results of the performed studies are shown, their analysis is given. In particular, the validity of using correlation and regression analysis methods in studying the processes under consideration, modeling and optimizing these processes using statistical methods, and the possibilities of modern cylindrical gear manufacturing processes to ensure these tooth quality characteristics have been established, physical models of some of the studied phenomena are proposed, as well as the most effective ways to improve the studied quality indicators of the tooth surfaces of cylindrical gears after each of the considered manufacturing operations. The principles of controlling the surface quality parameters of cylindrical gear teeth based on modeling their step-by-step changes are described.

Поступила в редакцию 24.04.2026.

УДК 621.793

М.А. БЕЛОЦЕРКОВСКИЙ, д-р техн. наук, проф.; А.В. СОСНОВСКИЙ, канд. техн. наук, доц.; А.В. КУШНЕРОВ; И.К. СИВИЦКИЙ
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

СЯОМЭЙ ГО, д-р техн. наук, проф.
Чжэцзянский университет водных ресурсов и электроэнергетики, г. Ханчжоу, Китайская Народная Республика

ВЛИЯНИЕ ПОЛЯРНОСТИ РАСПЫЛЯЕМОГО ЭЛЕКТРОДА ПРИ ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ МЕТАЛЛИЗАЦИИ НА АДГЕЗИЮ ПСЕВДОСПЛАВНЫХ ПОКРЫТИЙ К ПОДЛОЖКЕ

В статье представлены результаты исследования псевдосплавных покрытий, полученных методом гиперзвуковой металлизации из проволок алюминия АД-1 и нихрома Х20Н80, распыленных при разной полярности.

***Ключевые слова**: напыление, гиперзвуковая металлизация, псевдосплавы, адгезия, физико-механические свойства*

Введение. Технологии газотермического напыления (ГТН) переживают этап масштабной трансформации, превращаясь из традиционного метода ремонта деталей в прецизионный инструмент инженерии поверхностей. Современный вектор развития ГТН направлен на создание многофункциональных покрытий, автоматизацию технологических процессов напыления и внедрение экологически чистых решений в различных сферах деятельности, таких как авиационная и ракетно-космическая, автомобилестроение и транспорт, нефтегазовая и химическая промышленность, металлургия и тяжелое машиностроение, биомедицина и имплантология. ГТН применяется везде, где свойства поверхности детали должны радикально отличаться от свойств ее основы. С помощью ГТН решают задачи защиты от износа, коррозии, высоких температур, а также задачи электро- и биоизоляции, восстановления геометрии и аддитивного производства [1–4].

Одним из перспективных методов формирования газотермических покрытий является технология гиперзвуковой металлизации (ГМ) (рисунок 1). Нанесение покрытий данным способом осуществляется путем распыления расплава, полученного в результате плавления двух проволок электрической дугой, возникающей при пропускании через проволоку электрического тока. Распыление расплава осуществляется с помощью высокоскоростной струи продуктов сгорания воздушно-пропановой смеси. Главной отличительной особенностью ГМ является наличие малогабаритной высокоэффективной камеры сгорания воздушно-пропановой смеси, сверхзвуковая струя которой имеет на выходе скорость 1500 м/с при температуре 1900 °С. А при использовании газа МАФ скорость распыляющего потока может достигать 1650 м/с. Это позволяет частицам распыляемого металла разгонятся в потоке до 500 м/с и формировать покрытие, имеющее плотность и прочность сцепления в 2–3 раза выше, чем при традиционной электродуговой металлизации. Такие отличительные особенности процесса ГМ позволяют получать высокоплотные стальные покрытия с пористостью 1–5 % и прочностью сцепления 40–60 МПа [5].

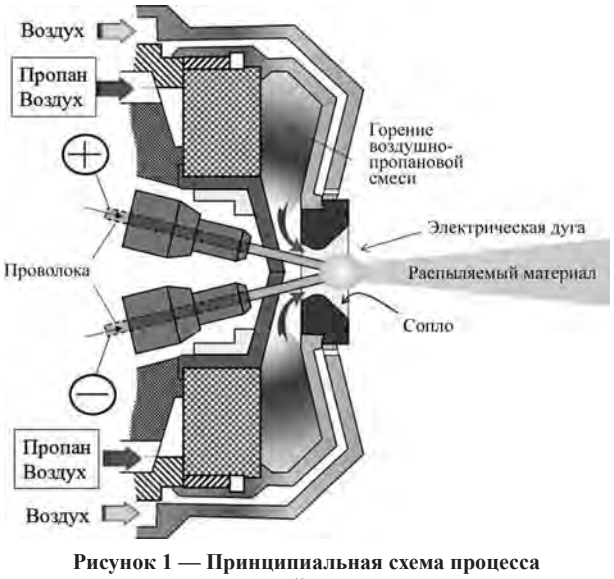


Рисунок 1 — Принципиальная схема процесса гиперзвуковой металлизации

В некоторых случаях, когда подложка имеет коэффициент линейного термического расширения (КТЛР), значительно отличающийся от КТЛР покрытия, адгезия последнего может быть меньше 20 МПа, что не удовлетворяет эксплуатационным требованиям. В данном случае как в ГМ, так и в остальных технологиях ГТН используются специальные подслои между подложкой и покрытием, что позволяет повысить адгезионную прочность [2]. Как правило, в качестве подслоев используют дорогостоящие никелевые сплавы и молибден [3]. В связи с этим в данной работе стояла задача подобрать подслой взамен дорогостоящих материалов с не меньшими характеристиками адгезии.

Псевдосплавные покрытия. Одним из новых перспективных методов триботехнического материаловедения является использование композиционных материалов, когда изделие или покрытие формируется из расплавленных частиц двух или трех материалов, переносимых перемешивающимися высокоскоростными газовыми потоками [6]. После кристаллизации частиц образуются композиционные покрытия — псевдосплавы, обладающие уникальными характеристиками. В частности, материалы типа псевдосплавов характеризуются рядом важных свойств, а именно сочетанием высоких значений температуры плавления с механической прочностью, твердостью, демпфирующей способностью,

износостойкостью, способностью к самосмазыванию в условиях сухого трения и гидрофобностью. Это связано с тем, что псевдосплавы состоят из материалов, которые, как правило, не образуют твердых растворов и соединений в жидком и твердом состоянии (отличаются температурой плавления, не сплавляются между собой). Благодаря отсутствию взаимодействия этих материалов в значительной области концентраций и температур псевдосплавные покрытия сочетают в себе свойства каждого из компонентов. Вместе с тем известные методы формирования псевдосплавов весьма энергоемки, требуют использования дорогостоящего специализированного оборудования и расходных материалов, а также не применяются при восстановлении деталей и не работоспособны в тяжелонагруженных узлах трения, что обусловлено возникновением в поверхностных слоях псевдосплавов повреждений на границах раздела частиц с различными механическими свойствами [7].

Метод ГМ является наиболее перспективным для формирования псевдосплавных покрытий при распылении двух разных проволок, поскольку позволяет формировать плотные покрытия из разнородных проволок благодаря высоким динамическим параметрам распыляющего потока. Однако при распылении двух проволок как при методе ГМ, так и классической электродуговой металлизации (ЭДМ) тепловой баланс в зоне горения дуги коренным образом зависит от полярности подаваемого на распыляемые проволоки напряжения [8]. Известно, что в условиях дугового разряда атмосферного давления на положительном электроде (аноде) выделяется значительно большее количество тепловой энергии за счет его непрерывной бомбардировки ускоренным потоком электронов. Это приводит к ускоренному плавлению и более высокому перегреву жидкого металла анодной проволоки по сравнению с катодной. При этом размер частиц, отделяющихся от анодной проволоки в 1,5–2 раза больше частиц, отделяющихся от катодной проволоки [9]. Исходя из этого авторами было предложено провести исследования псевдосплавных покрытий, полученных путем одновременного распыления проволок нихрома Х20Н80 и алюминия АД-1 на оборудовании ГМ при разной полярности распыляемых проволок.

Оборудование и методики исследований. Для нанесения псевдосплавных покрытий использовались проволоки Х20Н80 диаметром 1,8 мм и АД-1 — 2 мм.

Покрытия наносились на установке для гиперзвуковой металлизации ГМ-4, разработанной в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси [10]. В качестве горючего газа для формирования распыляющего факела использовался пропан. Давление распыляющего воздуха составляло 0,3 МПа, пропана — 0,33 МПа. Напряжение электрической дуги между распыляемыми электродами — 32 В. Дистанция распыления — 120 мм. При этом в процессе напыления меняли полярность подключения тока к распыляемым проволокам.

Струйно-абразивная подготовка поверхности стальных образцов осуществлялась электрокорундом грануляцией 1,7…2,0 мм по ГОСТ 3647-80 при давлении воздуха 0,6 МПа, расходе воздуха от 2,5 м^3/мин, угле атаки между струей абразива и поверхностью детали 70…85 град, расстоянии от сопла до обрабатываемой детали 70…100 мм.

Исследование фазового состояния напыленного псевдосплава осуществляли на дифрактометре ДРОН-2.0 в монохроматизированном кобальтовом (CoKα) излучении при напряжении 30 кВ и анодном токе 10 мА. Расшифровка рентгенограмм осуществлялась при помощи программного обеспечения Crystallographica Search-Match с картотекой PDF-2. Металлографические исследования проводились на оптическом микроскопе АЛЬТАМИ МЕТ 1МТ. Измерения твердости по Виккерсу — на твердомере DuraScan 20 при нагрузке на индентор P = 10 г и 10 кг.

Адгезионную прочность покрытий исследовали с помощью штифтового метода оценки прочности сцепления, заключающегося в отрыве штифта от слоя нормально приложенной нагрузкой [10, 11]. Отношение максимального усилия, при котором происходит отрыв покрытия к площади торца штифта, принимают за характеристику прочности сцепления покрытия.

Образцы для определения адгезионной прочности штифтовым методом изготавливались из стали 45 ГОСТ 1050-88 (рисунок 2).

Образец представляет собой сборочное изделие, состоящее из трех деталей: корпуса 3, фланца-подложки 1 и штифта 2. Штифт, выполненный в виде конуса с отверстием, устанавливается во фланец-подложку, на который наносится покрытие. Корпус предназначен для жесткой фиксации штифта во фланец-подложке. После установки и фиксации в корпусе торец штифта подвергался дробеструйной обработке совместно с поверхностью фланца-подложки для формирования ровной поверхности под напыление (рисунок 3).

После напыления (рисунок 4) минимальная толщина покрытий образцов-штифтов составляла 0,4 мм, что является достаточным для оценки прочности сцепления покрытия с основой, используя штифтовой метод [12]. Измерение толщины покрытия выполнялось штангенциркулем ШЦ-125 с погрешностью измерений 0,01 мм. После формирования покрытия и охлаждения его до комнатной температуры фланец-подложку со штифтом извлекали из корпуса и устанавливали в разрывную машину INSTRON для определения адгезионной прочности покрытия.

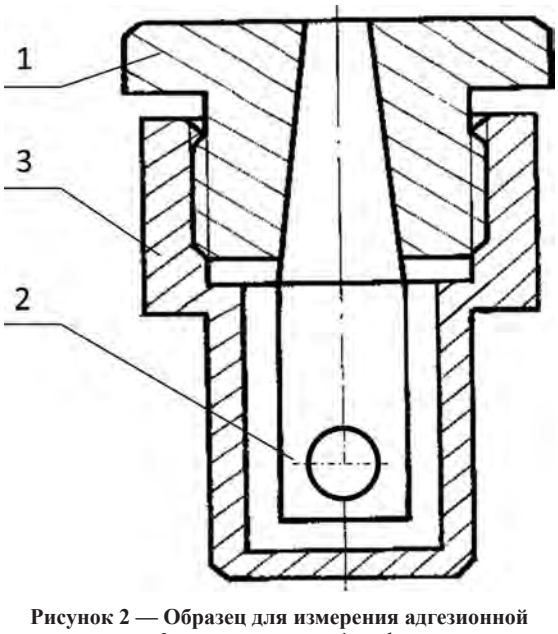
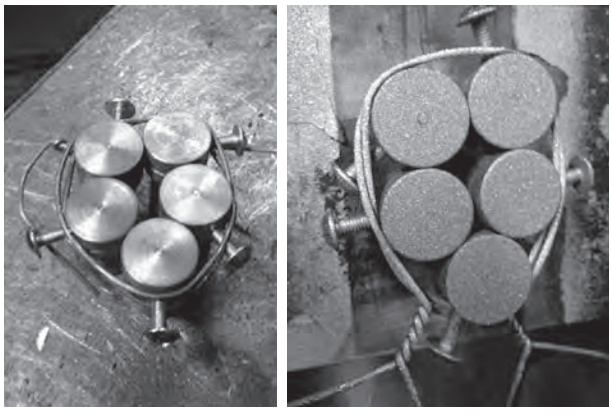


Рисунок 2 — Образец для измерения адгезионной прочности штифтовым методом: 1 — фланец-подложка; 2 — штифт; 3 — корпус

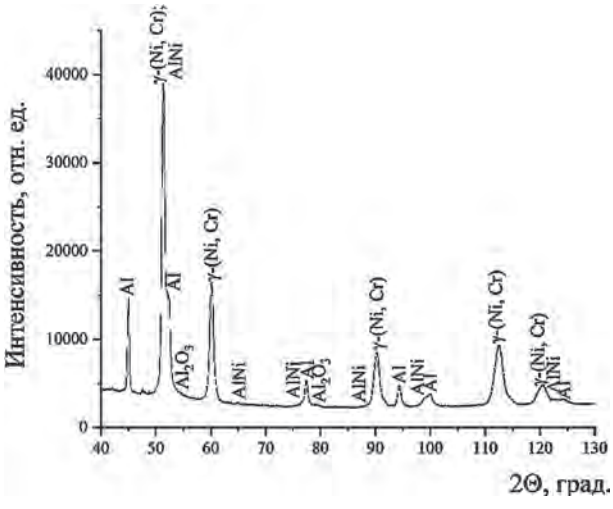


а *б*

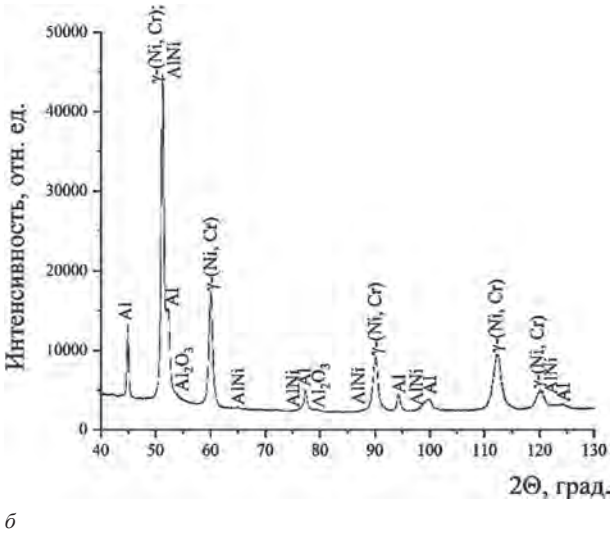
Рисунок 3 — Образцы-штифты: *а* — до дробеструйной обработки; *б* — после дробеструйной обработки

Результаты исследований. Исследования полученных образцов показали, что изменение полярности подключения источника питания к распыляемым проволокам приводит к изменениям физико-механических свойств получаемых покрытий. Наибольшее влияние изменение полярности оказывает на химический состав полученных покрытий (таблица 1). В фазовом составе покрытий значительной разницы не наблюдается (рисунок 5), так же, как и макро- и микротвердости (таблица 2). Несмотря на незначительную разницу в микро- и макротвердости разных типов покрытия, прослеживается тенденция в больших показаниях твердости для псевдосплава АД-1(+)/Х20Н80(–). В то же время, анализируя химический состав полученных покрытий, псевдосплав АД-1(+)/Х20Н80(–) имеет больше алюминия и меньше никеля, по сравнению с псевдосплавом обратной полярности, что должно наоборот приводить к меньшим значениям твердости. Это можно объяснить наличием интерметаллидов AlNi (см. рисунок 5) в покрытии обоих типов, которые образуются в результате взаимодействия расплавов Х20Н80 и АД-1 в процессе распыления. При этом в покрытии АД-1(+)/Х20Н80(–) интерметаллидов на 2–4 % больше, что и объясняет большие показатели твердости.

Рисунок 4 — Процесс гиперзвуковой металлизации



а



б

Рисунок 5 — Фрагмент рентгеновской дифрактограммы (CoKα) от поверхностных слоев покрытия из псевдосплава АД-1/Х20Н80, напыленного методом ГМ при разной полярности рапсыляемых проволок:
а — АД-1(–)/Х20Н80(+); *б* — АД-1(+)/Х20Н80(–)

Помимо твердости, образование интерметаллидов приводит к увеличению адгезии, что показали результаты испытания на прочность сцепления (таблица 3). Это связано с тем, что реакция образования интерметаллида AlNi является высокоэкзотермической. При этом дополнительный тепловой эффект разогревает гетерогенную частицу в полете, а перегретые капли при ударе о подложку лучше смачивают ее поверхность, глубже затекают в микронеровности шероховатости и активизируют диффузионные процессы проникновения атомов покрытия в подложку, что обеспечивают более прочную физико-химическую связь. В то же время, когда алюминиевая проволока находится на аноде (+), она перегревается сильнее [13], чем нихром на катоде (+), что активизирует процессы образования интерметаллидов и улучшает адгезионные и дюрометрические показатели получаемых покрытий.

Таблица 1 — Химический состав покрытий, напыленных при разной полярности, %

Маркировка	Al	Si	Ti	Cr	Mn	Fe	Ni
АД-1(–)/Х20Н80(+)	38,496	0,500	0,161	12,188	0,279	0,988	47,388
АД-1(+)/Х20Н80(–)	45,053	0,492	0,138	11,158	0,256	0,747	42,156

Таблица 2 — Результаты измерения твердости псевдосплавных покрытий АД-1/Х20Н80

Образец	Твердость	
	HV 10	HV 10
АД-1(–)/Х20Н80(+)	195	260
АД-1(+)/Х20Н80(–)	205	265

Таблица 3 — Результаты испытания покрытий на адгезионную прочность

Образец	Адгезионная прочность, МПа
АД-1(–)/Х20Н80(+)	28
АД-1(+)/Х20Н80(–)	35

Выводы. В результате проведенных исследований установлено, что полярность распыляемых проволок методом ГМ имеет значительное влияние как на состав получаемого псевдосплавного покрытия, так и на его свойства.

Установлено, что при распылении проволок нихрома Х20Н80 и алюминия АД-1 в покрытии образуются интерметаллиды AlNi, причем при подключении положительного полюса к алюминию интерметаллидов образуется на 2–4 % больше, чем при подключении отрицательного, что вызвано большим тепловыделением на положительном электроде и активизацией экзотермических процессов взаимодействия алюминия и никеля. Большее количество интерметаллидов приводит к увеличению адгезионной прочности покрытия с подложкой на 20 %. Соответственно применение подслоя из псевдосплава АД-1(+)/Х20Н80(–) позволит обеспечить формирование покрытия с адгезией 35 МПа, при этом стоимость конечного покрытия будет значительно дешевле, чем при использовании чистого нихрома, обеспечивающего меньшую адгезионную прочность [14].

Список литературы

1. Матыгуллина, Е.В. Теория и технология нанесения газотермических покрытий: учеб. пособие / Е.В. Матыгуллина, Д.И. Токарев. — Пермь: ПНИПУ, 2021. — 74 с.
2. Процессы формирования газотермических покрытий и их моделирование: учеб. пособие / А.Ф. Ильющенко, А.И. Шевцов, В.А. Оковитый, Г.Ф. Громыко. — Мн.: Бел. навука, 2011. — 357 с.
3. Газотермическое напыление: учеб. пособие / Л.Х. Балдаев, В.Н. Борисов, В.А. Вахалин [и др.]. — 2-е изд. — М.: Старая Басманная, 2015. — 539 с.
4. Анализ свойств газотермических покрытий: учеб. пособие: в 2 ч. / М-во образования и науки Рос. Федерации, УрФУ. — Екатеринбург: УрФУ. — Ч. 1: Основные методы и материалы газотермического напыления / Ю.С. Коробов, В.И. Панов, Н.М. Разиков. — 2016. — 80 с.
5. Выбор технологических параметров процесса нанесения стальных покрытий гиперзвуковой металлизацией / М.А. Белоцерковский, А.В. Сосновский, А.П. Яловик // Механика машин, механизмов и материалов. — 2015. — № 3(32). — С. 52–58.
6. Handbook of thermal spray technology / ed. J.R. Davis. — Materials Park: ASM International, 2004. — 338 p.
7. Белоцерковский, М.А. Процесс формирования покрытий из псевдосплавов гиперзвуковой металлизацией / М.А. Белоцерковский // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. — 2018. — № 11. — С. 51–57.
8. Ultrafine particles emitted by flame and electric arc guns for thermal spraying of metals / D. Bémer, R. Régnier, I. Subra [et al.] // The Annals of occupational hygiene. — 2010. — Vol. 54, iss. 6. — P. 607–614. — DOI: https://doi.org/10.1093/annhyg/meq052.
9. Particle size distribution in a wire-arc spraying system / A. Pourmousa, J. Mostaghimi, A. Abedini, S. Chandra // Journal of Thermal Spray Technology. — 2005. — Vol. 14, iss. 4. — P. 502–510. — DOI: https://doi.org/10.1361/105996305X76522.
10. Белоцерковский, М.А. Разработка универсального оборудования для нанесения покрытий высокоскоростным распылением металлических проволок и полимерных шнуров / М.А. Белоцерковский, А.В. Сосновский // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2022. — Вып. 11. — С. 295–298.
11. Ибатуллин, И.Д. Приборы и методы оценки качества покрытий / И.Д. Ибатуллин, М.Д. Карлова, Д.Р. Загидуллина // Известия Самарского научного центра РАН. — 2016. — Т. 18, № 4-2. — С. 291–296.
12. Анализ свойств газотермических покрытий: учеб. пособие: в 2 ч. / М-во образования и науки Рос. Федерации, УрФУ. — Екатеринбург: УрФУ. — Анализ свойств газотермических покрытий. Ч. 2: Оценка параметров покрытий / Ю.С. Коробов. — Екатеринбург: УрФУ, 2016. — 92 с.
13. Preparation of Ni–Al intermetallic compounds by plasma arc melting deposition through double-wire feeding / Yu. Meng, J. Li, M. Gao, H. Chen // Journal of Materials Research and Technology. — 2023. — Vol. 24. — P. 6174–6186. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2023.04.201.
14. Определение адгезионной и когезионной прочности металлических покрытий, нанесенных гиперзвуковой металлизацией / Ф.И. Пантелеенко, М.Н. Карпец, М.А. Белоцерковский, А.В. Сосновский // Наука и техника. — 2021. — Т. 20, № 6. — С. 459–464. — DOI: https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-6-459-464.

Belotserkovsky M.A., Sosnovskiy A.V., Kushnerov A.V., Sivitskiy I.K., Guo Xiaomei

Polarity effect of the sprayed electrode during high-speed metallization on the adhesion of pseudo-alloy coatings to the substrate

The article presents the results of a study of pseudo-alloy coatings obtained by hypersonic metallization made of nickel АД-1 (AD-1) and nichrome Х20Н80 (Kh20N80) wires, sprayed at different polarities.

Поступила в редакцию 03.08.2026.

УДК 621.793.71

М.А. БЕЛОЦЕРКОВСКИЙ, д-р техн. наук, проф.; И.И. ТАРАН
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

А.О. ГРИЩЕНКО
Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ И АДГЕЗИИ ГАЗОПЛАМЕННЫХ ПОЛИМЕР-АБРАЗИВНЫХ ПОКРЫТИЙ

Проведена оценка напряженного состояния и прочности сцепления с основой полимерных покрытий с абразивными наполнителями при шлифовании и ударном взаимодействии с обрабатываемым материалом. Рассчитаны значения когезионной прочности полимер-абразивного материала, предельной силы удержания абразивного зерна, а также эквивалентные напряжения. Установлены диапазоны эксплуатационных нагрузок, при которых сохраняется когезионная прочность покрытия и исключается его отслоение от основы.

***Ключевые слова**: газопламенные покрытия, полимер-абразивные покрытия, напряженное состояние, когезионная прочность, прочность сцепления покрытий*

Внутренние напряжения, возникающие в покрытиях сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ) при газопламенном напылении на металлическую подложку, обусловлены рядом причин. В первую очередь, это различие в коэффициентах термического расширения (КТР) полимера и металла, которое достигает 10–25 раз. Кроме того, в процессе охлаждения в структуре полимера образуются кристаллические области, которые значительно уменьшают объем полимерного покрытия, что приводит к «сползанию» покрытия, разрушая возникающие слабые адгезионные связи с металлической подложкой. Для предотвращения этого поверхность металла подвергают интенсивной струйно-абразивной обработке для формирования шероховатости и образования механического сцепления с полимером.

Молекулярный вес СВМПЭ превышает 10^6 г/моль, вследствие чего релаксационные процессы замедлены. Большие температурные градиенты при кристаллизации приводят к растрескиванию и отслаиванию от металлической подложки (рисунок 1).

Как показали наши исследования, для устранения причин возникновения таких дефектов скорость охлаждения СВМПЭ покрытия не должна превышать 2 °С/мин, особенно в области температуры плавления СВМПЭ (~135 °С) [1].

Рисунок 1 — Трещина, образовавшаяся при скорости остывания 35 °С/мин

Одним из эффективных методов снижения внутренних напряжений в полимерной матрице является введение дисперсных наполнителей с максимально высоким КТР. В случае СВМПЭ-матрицы с такими наполнителями, как корунд Al_2O_3 и карбид кремния SiC, проявляется очень большая разница в свойствах (таблица 1). Каждое из перечисленных свойств наполнителя в разной степени влияет на возникновение и релаксацию напряжений в матрице. Например, карбид кремния имеет более высокую теплопроводность и, находясь в поверхностных слоях композита, эффективнее отводит тепло, чем корунд. С другой стороны, КТР карбида кремния меньше, чем у корунда, и уровень локальных термических напряжений в СВМПЭ-матрице выше.

СВМПЭ относится к классу неполярных полимеров [2], вследствие чего его взаимодействие с другими компонентами композиции преимущественно определяется не образованием химических связей, а механическим сцеплением на границе раздела фаз. При охлаждении композиционного материала после выхода из зоны плавления полимерная матрица подвергается усадке, что способствует плотному охвату частиц наполнителя и их удержанию в структуре покрытия при воздействии внешних механических нагрузок. Вместе с тем при высокой концентрации наполнителя возможно формирование локальных областей полимерной матрицы, ограниченных близко расположенными частицами абразива. В процессе кристаллизации и последующей усадки полимера в таких областях могут формироваться микропоры и другие дефекты структуры, способные снижать прочность межфазного сцепления.

Одним из определяющих факторов формирования полимер-абразивного покрытия методом газопламенного напыления является соотношение размеров частиц порошка полимера и наполнителя. Для частиц СВМПЭ необходимо учитывать их способность к нагреву и оплавлению в пламени терморасылителя. При чрезмерно малом размере частицы полимера возрастает вероятность ее термоокислительной деструкции, тогда как частицы увеличенного размера могут не успевать полностью расплавиться в процессе напыления, что затрудняет формирование однородного монолитного покрытия. Для исследуемого СВМПЭ рабочий диапазон размеров частиц

Таблица 1 — Некоторые свойства наполнителей SiC и Al_2O_3, влияющие на напряжения в СВМПЭ-матрице

Свойство	Карбид кремния SiC	Корунд Al_2O_3	Влияние на композит с СВМПЭ
Твердость, ГПа	~25–30	~20	SiC сильнее повышает твердость и стойкость к абразивному износу
Теплопроводность, Вт/(м·К)	~120–200	~30	SiC эффективнее отводит тепло из зоны трения, снижая локальный нагрев и термические напряжения
КТР, $К^{-1}$	$4 \cdot 10^{-6}$	$8 \cdot 10^{-6}$	СВМПЭ $200 \cdot 10^{-6}$ $К^{-1}$. Разница огромна в обоих случаях, но с SiC локальные термические напряжения чуть выше

определяется режимами газопламенного напыления и, как правило, находится в пределах 40–250 мкм. Важное значение имеет также характер распределения абразивного наполнителя в полимерной матрице. При приготовлении полимер-абразивной композиции применяют интенсивное механическое перемешивание, а при необходимости — механоактивацию в аттриторах или шаровых мельницах. В процессе смешения обеспечивается контакт и частичное внедрение абразивных частиц в поверхностный слой полимерных гранул. При последующем прохождении композиции через пламя происходит нагрев и оплавление полимерной составляющей, сопровождающиеся фиксацией абразивных частиц в формирующейся матрице. Такой механизм способствует более равномерному распределению наполнителя в объеме покрытия и формированию требуемой структуры рабочей поверхности.

Таким образом, при газопламенном напылении в полимер-абразивном покрытии на основе СВМПЭ образуются сильные поля напряжений, которые в значительной степени влияют на служебные характеристики инструмента.

Актуальным направлением повышения эффективности шлифовальных операций является совершенствование структуры абразивного слоя и обеспечение рационального распределения абразивных частиц в полимерной матрице. Гранулометрический состав компонентов оказывает существенное влияние на формирование рабочей поверхности покрытия, его пористость, прочность удержания абразивных зерен и способность к обновлению режущего рельефа в процессе эксплуатации. При оптимальном распределении абразивных частиц в объеме полимерной матрицы формируется развитая рабочая поверхность, обеспечивающая требуемое сочетание прочностных и эксплуатационных характеристик абразивного инструмента.

Для того чтобы в процессе эксплуатации абразивного инструмента в первую очередь происходило выкрашивание зерен меньшего размера, должно выполняться следующее соотношение [3]:

$$F_М \ll F_К, \quad (1)$$

где $F_М$ — удерживающая сила связки для мелкого зерна; $F_К$ — удерживающая сила для зерна крупной фракции.

Аналитические зависимости, описывающие прочность фиксации абразивных зерен в связке, были разработаны рядом ученых, включая А.В. Королева, Ю.К. Новоселова, Б.П. Кудряшова, В.И. Курдюкова и других. Согласно результатам анализа, сила удержания зерна связкой прямо пропорциональна квадрату его линейного размера r^2. Таким образом, при условии, что размер крупного зерна в 2,5–3 раза превышает размер мелкого, разница в удерживающих силах достигает 6–9 раз [3]:

$$\frac{F_М}{F_К} = \frac{g\left(r_М^2\right)}{g\left(r_К^2\right)} = \frac{0{,}16}{0{,}111}, \quad (2)$$

где $r_М$ — диаметр зерен мелкой фракции; $r_К$ — диаметр зерен крупной фракции.

Следует подчеркнуть, что приведенные математические модели основаны на идеализированных геометрических представлениях, при которых размеры зерен считаются одинаковыми, что не всегда соответствует реальной структуре шлифовального материала.

В рамках рассматриваемого процесса абразивное покрытие выполнено на основе СВМПЭ, обеспечивающего повышенную износостойкость и устойчивость к механическим воздействиям. В качестве абразивных материалов используются электрокорунд и карбид кремния, что позволяет достичь высокой эффективности обработки за счет их высокой твердости и абразивных свойств. При использовании электрокорунда и карбида кремния в качестве абразивных частиц важную роль играет их взаимодействие со связкой. Электрокорунд, обладающий высокой твердостью и термостойкостью, прочно удерживается в структуре полиэтиленовой матрицы, создавая прочное сцепление с основой. Карбид кремния, в свою очередь, отличается агрессивной режущей способностью и высокой твердостью, что усиливает эффективность обработки, но предъявляет повышенные требования к прочности связующего слоя.

Оптимальное распределение абразивных частиц в СВМПЭ и контроль за их равномерной фиксацией позволяют достичь стабильности процесса обработки, обеспечивая равномерный износ покрытия и эксплуатационные характеристики. Для усиления удержания зерна могут применяться методы модификации полиэтиленовой матрицы, направленные на улучшение адгезии и повышение когезионных свойств материала.

Все указанные параметры взаимосвязаны и оказывают комплексное влияние на процесс обработки. Например, увеличение зернистости может повысить производительность процесса, но одновременно снизить чистоту поверхности. Высокая пористость способствует лучшему отводу тепла, но снижает прочность инструмента [4]. Таким образом, правильный выбор абразивного инструмента с учетом его параметров позволяет оптимизировать процесс шлифования, повысить его производительность и качество обработки.

Когезия СВМПЭ зависит от его структуры, степени кристалличности и условий испытаний. В среднем она составляет 5–15 МПа, но может варьироваться в зависимости от состава и метода обработки материала [5]. Когезию C можно приближенно оценить через прочность связи между частицами покрытия:

$$C = \frac{F}{A}, \quad (3)$$

где F — сила, необходимая для разрыва покрытия, Н; A — площадь разрыва, м^2.

Адгезию $\sigma_{от}$ можно оценить через энергию связи на границе «основа – покрытие», но чаще всего ее определяют экспериментально методом отрыва покрытия [1].

Для расчета когезии C и прочности отрыва $\sigma_{от}$ используются зависимости от адгезионных и когезионных свойств материалов. В общем виде:

$$\sigma_{от} = \min\left(\sigma_{адг}, \sigma_{ког}\right), \quad (4)$$

где $\sigma_{адг}$ — адгезионная прочность между покрытием и основой; $\sigma_{ког}$ — когезионная прочность самого покрытия (СВМПЭ + абразив).

Прочность отрыва $\sigma_{от}$ и когезия C будут зависеть:
- от процентного содержания наполнителя в СВМПЭ (он влияет на прочность связи между частицами);
- размеров частиц абразива (мелкие частицы лучше распределяются и могут влиять на когезию);
- типа абразива (25А — электрокорунд, 54С — карбид кремния, они имеют разную адгезию с полимером);
- плотности и кристалличности СВМПЭ, что влияет на механические свойства.

Для чистого СВМПЭ когезия обычно 5–15 МПа [6]. Процентное содержание наполнителя снижает когезию:
- при 10–30 % наполнителя когезия снижается на 20–50 % вследствие ослабления межмолекулярных связей;
- при >50 % наполнителя когезия значительно снижается и полимерная матрица становится хрупкой.

Размер частиц также влияет на возникновение напряженного состояния: крупные частицы создают больше внутренних напряжений, снижая когезию, а мелкие частицы при равномерном распределении могут увеличить прочность.

Приближенная формула для расчета когезии [7]:

$$C = C_{СВМПЭ} \cdot \left(1 - \kappa V_f\right), \quad (5)$$

где $C_{СВМПЭ}$ — когезия чистого СВМПЭ (примем среднее значение: 10 МПа); V_f — объемная доля наполнителя; κ — эмпирический коэффициент (для полимеров с абразивом 1,2–1,5) [8]. В таблице 2 и на рисунке 1 показаны расчетные результаты когезии СВМПЭ, наполненного различным содержанием абразивных зерен.

Далее требуется определить напряжения, которые возникают при шлифовании, которое способно выдержать покрытие, не отрываясь от подложки. Для этого нам требуется определить:
- напряжения при шлифовании $\sigma_{шлиф}$, возникающие в покрытии;
- сравнить их с адгезией покрытия $\sigma_{сцеп}$;

Таблица 2 — Расчетные значения когезии

Объемное содержание абразива, %	Когезия покрытия, МПа
10	8,7
20	7,4
30	6,1
40	4,8
50	3,5

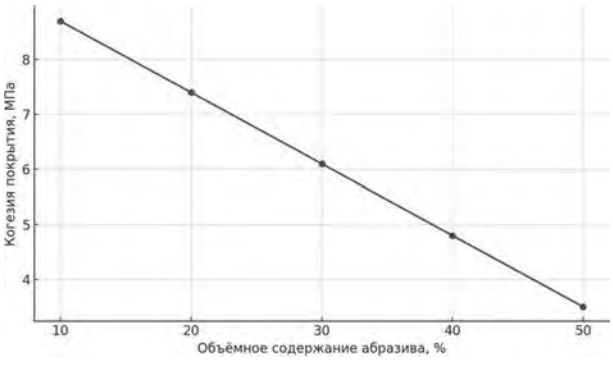


Рисунок 2 — Зависимость когезии покрытия от объемного содержания абразива

- диапазон нагрузок при шлифовании, при которых покрытие не оторвется.

Среднее напряжение, возникающее в зоне взаимодействия активных абразивных зерен с обрабатываемой поверхностью, определяется отношением тангенциальной силы к суммарной фактической площади контакта активных зерен.

Напряжения при шлифовании будем определять по формуле [9, 10]:

$$\sigma_{шлиф} = \frac{F_T}{A_\Sigma} = \frac{P \cdot \mu}{A_\Sigma}, \quad (6)$$

где A_Σ — суммарная фактическая площадь контакта активных абразивных зерен с обрабатываемой поверхностью, мм^2; F_T — тангенциальная сила, Н; P — нормальная сила, Н; $\mu = 0{,}5$ — коэффициент трения абразивсодержащего покрытия (обычно 0,2−0,4 для полимеров).

Суммарная площадь контакта может быть представлена как

$$A_\Sigma = \sum_{i=1}^{n} A_{c,i}, \quad (7)$$

где $A_{c,i}$ — фактическая площадь контакта i-го активного абразивного зерна с обрабатываемой поверхностью, мм^2; n — количество зерен, одновременно участвующих в передаче нагрузки.

При использовании среднего значения площади контакта одного зерна выражение (8) принимает вид:

$$A_\Sigma = nA_c, \quad (8)$$

где A_c — средняя фактическая площадь контакта одного активного абразивного зерна.

Таким образом, напряжение при шлифовании определяется зависимостью:

$$\sigma_{шлиф} = \frac{P \cdot \mu}{nA_c}. \quad (9)$$

С учетом того, что в нашем случае абразивные частицы имеют размер 0,6–1,2 мм (зернистость F22; при расчетах используем среднее значение 0,9 мм), площадь контакта одного зерна (в приближении форму зерна будем считать шаром) составит:

$$A_z = \pi\left(\frac{D_{ср}}{2}\right)^2 = 0{,}636 \text{ мм}^2. \quad (10)$$

Рассчитаем напряжения $\sigma_{шлиф}$ при разных объемных содержаниях абразива V_f. Результаты расчетов приведены в таблице 3 и на рисунке 3.

Таблица 3 — Расчетные значения напряжений при шлифовании

Объемное содержание абразива, %	Число активных зерен *z*	Сила, с которой инструмент давит на покрытие *P*, Н	Напряжение при шлифовании $\sigma_{шлиф}$, МПа
10 (0,1)	100	10	0,0786
		20	0,1572
		30	0,2358
		40	0,3145
		50	0,3931
		60	0,4717
		70	0,5503
		80	0,6289
20 (0,2)	200	10	0,0393
		20	0,0786
		30	0,1179
		40	0,1572
		50	0,1965
		60	0,2358
		70	0,2752
		80	0,3145
30 (0,3)	300	10	0,0262
		20	0,0524
		30	0,0786
		40	0,1048
		50	0,1310
		60	0,1572
		70	0,1834
		80	0,2096
40 (0,4)	400	10	0,0197
		20	0,0393
		30	0,0590
		40	0,0786
		50	0,0983
		60	0,1179
		70	0,1376
		80	0,1572
50 (0,5)	500	10	0,0157
		20	0,0314
		30	0,0472
		40	0,0629
		50	0,0786
		60	0,0943
		70	0,1101
		80	0,1258

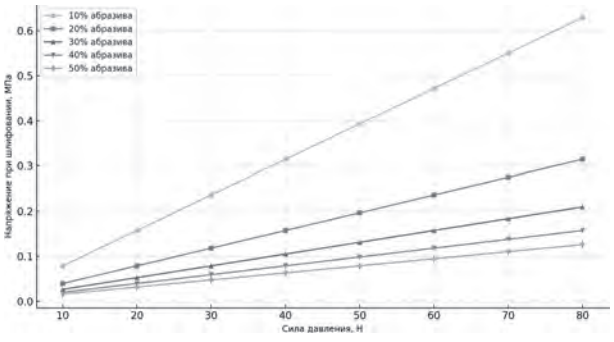


Рисунок 3 — Зависимость напряжения при шлифовании от силы давления для разных объемных содержаний абразива

Из полученных данных видно, что с увеличением содержания абразива напряжение при шлифовании уменьшается, так как активных зерен больше и нагрузка на них распределяется равномерно.

Теперь сравним полученные значения напряжения при шлифовании с когезией наполненного покрытия (если $\sigma_{шлиф} < \sigma_{сцеп}$, то покрытие выдержит нагрузку).

Из полученных расчетных данных видно (таблица 4), что напряжение при шлифовании (0,02–0,63 МПа) намного меньше когезии покрытия (3,5–8,7 МПа) и, следовательно, покрытие не разрушится.

На основании полученных результатов можно сделать вывод:

- инструмент может работать на всех режимах, покрытие не будет разрушаться;
- при меньшем содержании абразива (10 %) напряжение при шлифовании больше;
- при 50 % абразива нагрузка распределяется лучше и напряжение минимально;
- покрытие выдерживает шлифование при всех концентрациях абразива, потому что напряжения при шлифовании значительно ниже когезии.

Таблица 4 — Расчетные значения когезии материала покрытия и напряжения, возникающие при шлифовании

Объемное содержание абразива, %	Когезия покрытия, МПа	Сила, с которой инструмент давит на покрытие *P*, Н	Напряжение при шлифовании $\sigma_{шлиф}$, МПа
10 (0,1)	8,7	10	0,0786
		20	0,1572
		30	0,2358
		40	0,3145
		50	0,3931
		60	0,4717
		70	0,5503
		80	0,6289
20 (0,2)	7,4	10	0,0393
		20	0,0786
		30	0,1179
		40	0,1572
		50	0,1965
		60	0,2358
		70	0,2752
		80	0,3145
30 (0,3)	6,1	10	0,0262
		20	0,0524
		30	0,0786
		40	0,1048
		50	0,1310
		60	0,1572
		70	0,1834
		80	0,2096
40 (0,4)	4,8	10	0,0197
		20	0,0393
		30	0,0590
		40	0,0786
		50	0,0983
		60	0,1179
		70	0,1376
		80	0,1572

Окончание таблицы 4

Объемное содержание абразива, %	Когезия покрытия, МПа	Сила, с которой инструмент давит на покрытие P, Н	Напряжение при шлифовании $\sigma_{шлиф}$, МПа
50 (0,5)	3,5	10	0,0157
		20	0,0314
		30	0,0472
		40	0,0629
		50	0,0786
		60	0,0943
		70	0,1101
		80	0,1258

- запас прочности большой — покрытие не разрушится даже при максимальном давлении (80 Н) и минимальной когезии (3,5 МПа).

Далее теоретически определим предельную силу, при которой абразивное зерно не выкрошится из полимерного покрытия. Это поможет определить границы рационального использования покрытия.

В процессе шлифования на абразивное зерно действуют:
- нормальная сила F_N — давит на зерно;
- тангенциальная сила (трения) $F_т$ — стремится вырвать зерно из матрицы;
- адгезионная сила $F_{адг}$ — удерживает зерно в полимерной матрице;
- сила когезии полимера $F_{ког}$ — сопротивление разрушению полимерной матрицы в области зерна.

Зерно будет выкрашиваться в случае, если

$$F_т > F_{адг} + F_{ког}, \qquad (11)$$

то есть если сила, стремящаяся вырвать зерно, превышает суммарное сопротивление сцепления и прочности матрицы.

Зерно удерживается в матрице за счет сил адгезии и когезии.

Приближенно сила удержания может быть рассчитана как

$$F_{пред} = \left(\sigma_{адг} + \sigma_{ког}\right) \cdot A_{конт}, \qquad (12)$$

где $\sigma_{адг}$ — прочность сцепления полимера с зерном (обычно 3–8 МПа для полимерных связок); $\sigma_{ког}$ — когезионная прочность полимера (3,5–8,7 МПа из наших расчетов); $A_{конт}$ — площадь контакта зерна с матрицей.

Таблица 5 — Расчетные значения предельной силы удержания зерна в СВМПЭ матрице в зависимости от объемного содержания абразива

Объемное содержание абразива, %	Когезия покрытия, МПа	Предельная сила удержания зерна, мН
10	8,7	8,72
20	7,4	7,89
30	6,1	7,06
40	4,8	6,23
50	3,5	5,41

Подставив расчет площади контакта зерен с полимерной матрицей из (10) и приняв средние значения $\sigma_{адг}$ = 5 МПа и $\sigma_{ког}$ = 6 МПа, получим, что предельная сила удержания зерна в СВМПЭ-матрице составляет:

$$F_{пред} = 11{,}0 \cdot 10^6 \cdot 6{,}36 \cdot 10^{-7} \approx 7 \text{ Н}. \qquad (13)$$

Таким образом, предельная сила удержания зерен в полимерной матрице составляет 7 Н, т. е., если сила трения при шлифовании превысит это значение, зерна будут выкрашиваться. Расчеты соответствия предельной силы удержания зерен при различном содержании абразива зернистости F22 приведены в таблице 5.

Выполнена аналитическая оценка когезионной прочности композитного слоя и предельной силы удержания абразивных зерен. Установлено, что с увеличением объемного содержания абразива когезионная прочность покрытия уменьшается, что обусловлено снижением доли полимерной матрицы. Однако при концентрации абразива до 50 об.% обеспечивается достаточная прочность фиксации зерен и работоспособность покрытия.

Результаты расчетов показали, что оптимальное сочетание параметров покрытия и связующего слоя позволяет достичь высокой адгезии покрытия, минимизируя риск его разрушения в процессе эксплуатации. Полученные данные могут быть использованы для совершенствования технологии нанесения полимер-абразивного покрытия и увеличения срока его службы.

Работа выполнена в рамках ГПНИ «Современное материаловедение, перспективные материалы и новые технологии», подпрограмма 7.2. «Наноструктуры, наноматериалы и технологии», задание 2.4.

Список литературы

1. Влияние ультрадисперсных наполнителей на прочность и структуру газопламенных покрытий из сверхвысокомолекулярного полиэтилена / М.А. Белоцерковский, С.А. Ковалёва, И.И. Таран [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2024. — Вып. 13. — С. 257–260.
2. Сопоставление влияния некоторых методов модификации на характеристики сверхвысокомолекулярного полиэтилена и композитов на его основе / В.Г. Назаров, В.П. Столяров, Ф.А. Доронин [и др.] // Высокомолекулярные соединения. Серия А. — 2019. — Т. 61, № 3. — С. 254–263. — DOI: https://doi.org/10.1134/S2308112019030106.
3. Мироседи, А.И. Повышение эффективности шлифования путем совершенствования структуры инструмента с уче-

том результатов стохастического моделирования: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / Мироседи Александр Ильич; СГТУ им. Ю.А. Гагарина. — Саратов, 2007. — 22 с.
4. Современные технологии получения и переработки полимерных и композиционных материалов / В.Е. Галыгин, Г.С. Баронин, В.П. Таров, Д.О. Завражин. — Тамбов: ТГТУ, 2012. — 296 с.
5. UHMWPE Biomaterials handbook: ultra high molecular weight polyethylene in total joint replacement and medical devices / ed. S.M. Kurtz. — 3rd ed. — Oxford: Elsevier, 2015. — 568 p.
6. Handbook of thermoset plastics / ed. H. Dodiuk. — 3rd ed. — Oxford: William Andrew, 2013. — 736 p.
7. Mallick, P.K. Fiber-reinforced composites: materials, manufacturing, and design / P.K. Mallick. — 3rd ed. — Boca Raton: CRC Press, 2007. — 638 p.
8. Королев, А.В. Расчет прочности удержания абразивного зерна связкой / А.В. Королев, А.Н. Тюрин // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. — 2008. — № 3(72). — С. 100–109.
9. Туромша, В.И. Влияние податливости системы СПИД и износа инструмента на скорость съема материала при шлифовании / В.И. Туромша, А.П. Пархутик, С.В. Бичанин // Машиностроение: респ. межвед. сб. науч. тр. / Бел. ордена Трудового Красного Знамени политехнич. ин-т; редкол.: В.Н. Чачин (гл. ред.) [и др.]. — Мн., 1990. — Вып. 15. — С. 54–58.
10. Фельдштейн, Е.Э. Обработка материалов и инструмент: учеб. пособие / Е.Э. Фельдштейн, М.А. Корниевич, М.И. Михайлов. — Мн.: Новое знание, 2009. — 317 с.

Belotserkovsky M.A., Taran I.I., Grishchenko A.O.

Assessment of the stress state and adhesion of gas-flame polymer abrasive coatings

An assessment has been carried out for the stress state and adhesion strength of the substrate of polymer coatings with abrasive fillers during grinding and impact interaction with the processed material. The values of the cohesive strength of the polymer-abrasive material, the limiting holding force of the abrasive grain, as well as equivalent stresses are calculated. The ranges of operational loads have been established, at which the cohesive strength of the coating is maintained and its detachment from the substrate is excluded.

Поступила в редакцию 04.08.2026.

УДК 621.793:669.717

Д.В. ОРДА; И.А. СОСНОВСКИЙ; А.И. КОМАРОВ, канд. техн. наук;
А.А. КУРИЛЁНОК, канд. техн. наук, доц.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

СТРУКТУРА И ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПОКРЫТИЙ НА ОСНОВЕ СПЛАВА СИСТЕМЫ Al-Si, ПОЛУЧЕННЫХ МЕТОДОМ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ИНДУКЦИОННОЙ НАПЛАВКИ

В статье представлены результаты изучения структуры и трибомеханических свойств образцов покрытий на основе Al-Si-сплавов с содержанием Si 18, 20 и 25 масс.%, полученных методом центробежной наплавки с индукционным нагревом на внутреннюю поверхность втулки. Металлографический анализ показал, что покрытия имеют структуру с градиентным распределением частиц эвтектического и первичного кремния, а также железосодержащих включений. Показано, что в процессе наплавки на поверхности стальной втулки образуется алитированный слой толщиной до 30 мкм, который растворяется и насыщает расплав железом, которое диффундирует в Al-Si-расплав и при кристаллизации участвует в образовании железосодержащих включений. Анализ триботехнических свойств проводился на покрытии с содержанием кремния 25 масс.%. Показано, что данное покрытие имеет различные свойства по глубине, при этом наиболее высокими свойствами обладает эвтектическая структура (располагается в серединной части покрытия), не содержащая в своем составе крупных включений первичного кремния и интерметаллидов.

***Ключевые слова**: алюминий, кремний, сплав, покрытие, индукционная наплавка, втулка, структура, коэффициент трения*

Введение. В машиностроении крайне важно повышать надежность и срок службы узлов трения — именно износ контактирующих поверхностей чаще всего приводит к выходу машин и механизмов из строя. Поэтому особую актуальность приобретает создание триботехнических материалов со специально подобранными или улучшенными свойствами. Достичь этого можно как за счет разработки инновационных материалов, так и путем оптимизации уже существующих составов и методов их применения. Одним из перспективных подходов считается нанесение градиентных покрытий на базе известных трибоматериалов (например, бронз или оловянистого алюминия). Такой способ оказывается экономически выгоднее, чем производство деталей трения целиком из этих материалов.

В качестве материала для покрытий триботехнического назначения могут выступать алюминиевые сплавы, которые широко используются в машиностроении, имеют высокую удельную прочностью и коррозионную стойкость, а также обладают высокой технологичностью, что облегчает их применение на производстве.

Однако при проектировании комбинированных деталей, включающих покрытия из сплавов Al, ключевой сложностью остается слабая адгезия алюминиевого сплава со сталью. Она вызвана несколькими факторами: разницей в теплофизических характеристиках материалов (коэффициент температурного линейного расширения (КТЛР) у алюминиевых сплавов составляет $20–26 \cdot 10^{-6}$ °C^{-1}, тогда как у стали — $14{,}1 \cdot 10^{-6}$ °C^{-1}), присутствием оксидных пленок на поверхности, а также диффузионными процессами, протекающими на границе их контакта.

Согласно данным источника [1], композиционные Al-Si-Cu-сплавы отличаются более низким КТЛР. В частности, добавление в сплав 20–30 масс.% кремния позволяет снизить КТЛР до $16–18 \cdot 10^{-6}$ °C^{-1}. Тем не менее крупные частицы первичного Si, формирующиеся в структуре материала, ухудшают его триботехнические характеристики. Аналогичный негативный эффект дает легирование Cu — в этом случае ухудшение свойств связано с образованием интерметаллидных фаз состава Al_xCu_y.

Следует отметить, что величина КТЛР зависит от дисперсности структуры сплава, а также может компенсироваться формированием градиентной структуры. В работах [2–4] показано, что формирование градиента свойств по толщине покрытия обеспечивает совмещение функциональных свойств для улучшения эксплуатационных характеристик материала.

В работе [3] рассмотрены физико-механические и триботехнические характеристики антифрикционных градиентных серебряно-алмазных покрытий, которые осаждаются из бесцианистых электролитов под действием асимметричного переменного тока. Ближе к подложке формируется твердый мелкокристаллический осадок, а по мере приближения к поверхности зерна укрупняются и становятся менее твердыми. Подобное изменение структуры по толщине обеспечивает улучшенные триботехнические свойства покрытия и его надежную адгезию к основе. Как показано в [4], дополнительно повысить качество структуры и эксплуатационные характеристики таких покрытий можно путем введения нанодобавок.

В [5] описаны результаты формирования сверхтвердого покрытия nc-TiN/a-Si_3N_4 , где для обеспечения высокого уровня адгезии покрытия к быстрорежущей стали Vanadis23 (достигнуто значение до 116 Н) применяли градиентный промежуточный слой Cr/CrN/CrN + TiN с постепенным изменением его химического состава по толщине. Схожие результаты получены при нанесении градиентных покрытий Ti-Cr-N, Cr-N и Ti-N, в которых варьировалась концентрация Ti и Cr [6]. При этом установлено, что градиентные покрытия Ti-Cr-N характеризуются более низким коэффициентом трения и большей

износостойкостью по сравнению с покрытием постоянного состава TiCrN.

В [7] представлены результаты по созданию градиентной структуры в электролитическом сплаве W-Ni: содержание W плавно увеличивается от 0 % на границе «покрытие — подложка» до 50 % у поверхности покрытия. Такой подход повышает стойкость покрытия к отслоению. Кроме того, выявлено, что форма профиля градиента химического состава не оказывает значимого влияния на величину и распределение термомеханических напряжений в структуре покрытия.

Согласно проведенному анализу, формирование градиентной структуры покрытия связано с применением различных технологических методов воздействия посредством внешних силовых полей, в частности, электромагнитных, термических, центробежных и других.

В исследовании [8] продемонстрировано, что при центробежном литье смеси эпоксидной смолы с мелкодисперсным порошком феррита стронция удается сформировать в образце градиентное распределение ферромагнитного материала: при этом многодоменные частицы ориентируются в окружном направлении. Аналогичный градиент распределения частиц при центробежной наплавке отмечен в работе [9]: в вакуумных условиях были получены трубы из сплава AlLi 2060. В этом случае более высокая плотность медьсодержащей эвтектики по сравнению с матричным сплавом приводит к ее скоплению во внешнем слое, за счет чего повышается твердость этого слоя, а эвтектика выступает в роли упрочняющей фазы. Ключевым фактором, влияющим на распределение включений в структуре материала под действием центробежной силы, является скорость вращения.

Al-Si-сплавы представляют значительный интерес для промышленности благодаря сочетанию высоких трибомеханических и технологических характеристик. Их востребованность обусловлена, в частности, отличной литейной способностью и хорошей обрабатываемостью резанием. При этом триботехнические свойства Al-Si-сплавов во многом определяются особенностями их структуры.

Как указано в источнике [10], в процессе центробежного формования отливок из сплава AlSi19 наблюдается перераспределение фаз за счет разницы в плотности: плотность первичного кремния составляет 2,33 г/см^3, а соединения Mg_2Si — 1,88 г/см^3; оба значения ниже плотности алюминиевой матрицы (2,7 г/см^3). Вследствие этого включения смещаются к внутренней поверхности изделия.

Формирование градиентной структуры, позволяющей оптимально распределять нагрузку в рабочем слое материала, рассматривается как одно из перспективных решений для увеличения ресурса подшипников, которые эксплуатируются в условиях интенсивных циклических нагрузок. Кроме того, градиентная структура покрытия как частный случай многослойной системы способна помочь в снижении уровня шума и вибраций при работе механизмов: это достигается за счет повышения демпфирующих свойств конструкции. Получить такое покрытие с плавно изменяющимися по глубине механическими характеристиками возможно посредством технологии центробежной наплавки.

В ОИМ НАН Беларуси разработана технология наплавки покрытий на внутреннюю поверхность деталей методом центробежного формования с индукционным нагревом [11–14]. В процессе наплавки происходит полное расплавление шихтового материала с образованием единого расплава, что позволяет формировать сплав необходимого состава.

Целью работы является исследование структурообразования и триботехнических свойств покрытий, полученных центробежной индукционной наплавкой на внутреннюю поверхность втулки, из Al-Si-сплавов с повышенным содержанием Si.

Материалы и методы испытаний. В качестве материала для наплавки покрытий использовался заэвтектический Al-Si-сплав, содержащий 18, 20 и 25 масс.% Si.

Формирование покрытия на внутренней поверхности цилиндрической стальной заготовки из стали 20 (ГОСТ 1050-88) проводилось методом центробежного формования предварительно подготовленной кусковой шихты со ступенчатым нагревом токами высокой частоты до температуры 680–720 °С при вращении с частотой 1600–2500 мин$^{-1}$. После достижения заданных параметров процесса производилась изотермическая выдержка в течение 5 мин, причем при изотермической выдержке осуществлялись циклические изменения частоты вращения заготовки в диапазоне 500–2500 мин$^{-1}$ с периодичностью 2 цикла в минуту с последующим динамическим охлаждением до температуры 250–350 °С. Шихта состояла из кусков Al-Si (25 масс.%) сплава, технически чистого Al (в количестве для получения покрытия заданного состава) и покровного флюса в количестве 5 % от массы шихты. Количество материала рассчитывалось из объема расплава, необходимого для получения покрытия толщиной 5–6 мм.

Центробежная индукционная наплавка осуществлялась на оборудовании, включающем генератор токов высокой частоты типа ЛПЗ-2-67М мощностью 60 кВт, частотой 66 кГц, рамочный индуктор, программный регулятор ТРМ 151, инфракрасный пирометр TemPro-2200 (Китай) и установку центробежной индукционной наплавки (конструкции ОИМ НАН Беларуси) с регулируемой частотой вращения. Температура нагрева определялась пирометром TemPro-2200, а время контролировалось электронным секундомером ИВПР-203М ТУ 4282-001-33865949-2009 (Россия).

Структурно-фазовое состояние полученных образцов исследовалось методом металлографического анализа на микроскопе XJM300 (Турция), оснащенном цифровой регистрацией изображений, на шлифах с половинчатым травлением двумя растворами: водно-спиртовой раствор HF (1 %) для выявления структуры покрытия и спиртовой раствор HNO_3 (4 %) для выявления диффузионного слоя. Фазовый состав покрытия исследовали на автоматизированном комплексе на базе рентгеновского дифрактометра PowDix600 («Адани», Беларусь) с использованием CuKα-излучения. Химический анализ покрытий осуществлялся методом рентгенофлуоресцентного анализа на приборе Epsilon 1 компании PANalytical (Нидерланды). Микротвердость образцов определялась на приборе ПМТ-3 («ВОСТОК-7», Россия) при нагрузке 0,196 и 0,49 Н.

Триботехнические испытания образцов проводились на трибометре MFT-5000 (Rtec Instruments, США) по схеме возвратно-поступательного перемещения образца относительно неподвижного стального контртела, в качестве которого использовался торец стального ро-

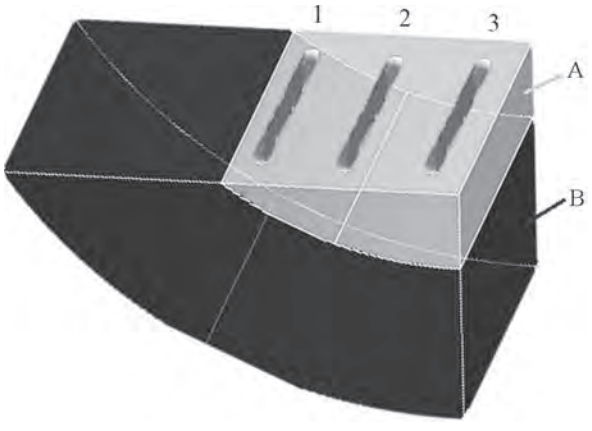
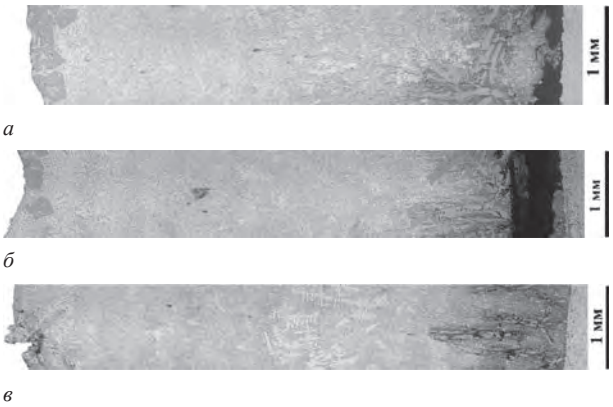


Рисунок 1 — Схема проведения испытаний на образце втулки с покрытием: А — покрытие; В — стальная втулка; места испытаний: 1 — возле границы со сталью; 2 — в середине; 3 — у поверхности

лика из сплава ШХ15 (твердость 60–62 HRC) диаметром 3 мм. Испытание проводилось при нагрузках (Fz) 65, 130 и 195 Н, что соответствует 10, 20 и 30 МПа, в среде масла И-40А. Испытания по толщине покрытия проводились с трех местах: у поверхности, в середине и возле границы со сталью — согласно схеме, представленной на рисунке 1. Амплитуда перемещения составляла 10 мм с частотой 10 Гц. Длительность испытания в нагруженном состоянии составляла 1 ч. По результатам испытаний определялся коэффициент трения, массовая интенсивность изнашивания I_q, а также суммарный линейный износ пары трения. Потеря массы Δm образцов определялась путем взвешивания на аналитических весах ВЛР-200 («Госметр», Россия).

Результаты исследований. Металлографический анализ образцов покрытий показал, что, независимо от содержания Si в составе, формирование их структуры протекает по общим закономерностям, отличие заключается только в количестве частиц первичного Si. Так, покрытие имеет заэвтектическую структуру (рисунок 2) с неравномерным распределением частиц эвтектического и первичного Si, что обусловлено разной скоростью отвода тепла с поверхности втулки. У стальной втулки и у поверхности иглообразные частицы эвтектического Si более крупные (до 4 раз) в сравнении с серединной частью. При этом часть включений первичного Si под действием центробежной силы оттесняется к стальной основе, а часть — остается у поверхности. Размер данных



а

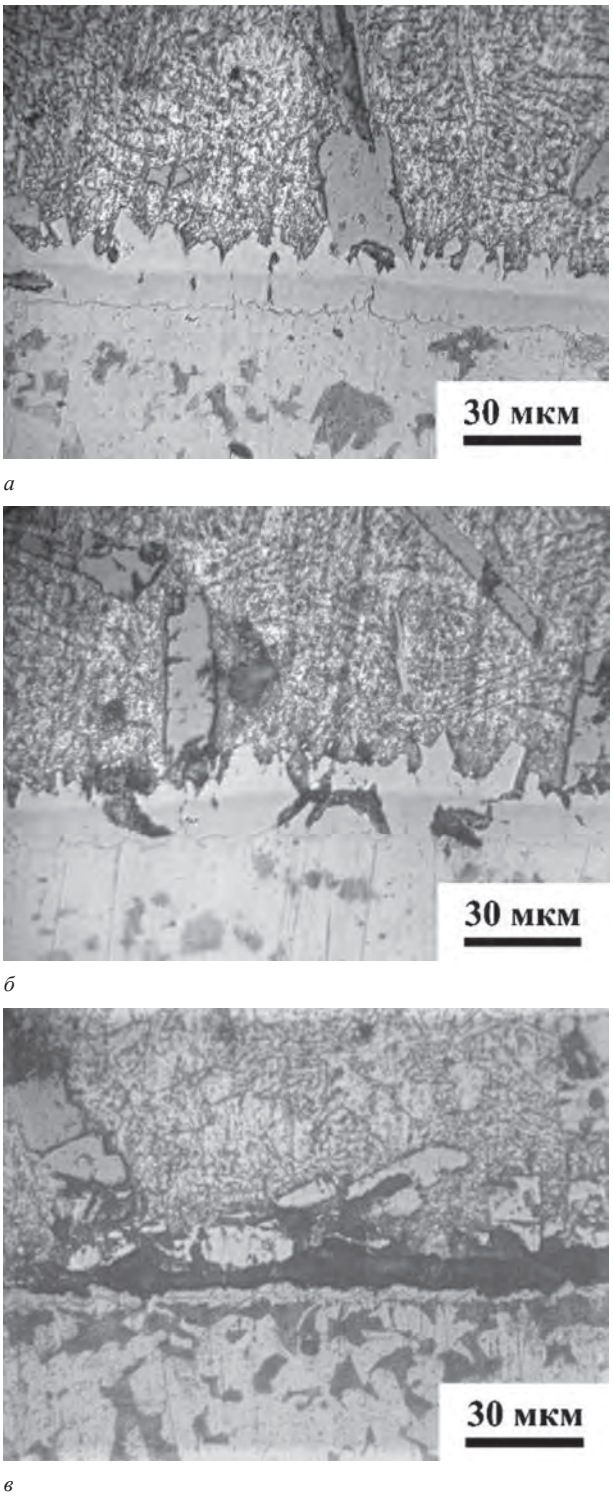
б

в

Рисунок 2 — Структура покрытий из алюминий-кремниевого сплава: *а* — 18 масс.% Si; *б* — 20 масс.% Si; *в* — 25 масс.% Si

включений достигает 500 мкм, при этом у поверхности частицы неправильной формы, тогда как у стальной основы частицы двух форм: неправильной и иглообразной, размер которых достигает 800 мкм. В структуре покрытия также встречаются дендритные зерна α-Al.

Отличительной особенностью при формировании покрытия является образование диффузионного слоя на поверхности стальной втулки (рисунок 3 *а*), структура которого близка к структуре алитированного слоя в расплавах Al. Данный слой имеет характерные вытянутые



а

б

в

Рисунок 3 — Структура диффузионного слоя: *а*, *б* — покрытие Al-Si (25 %); *в* — покрытие Al-Si (20 %)

Таблица — Результаты триботехнических испытаний

Область испытаний	Коэффициент трения			Суммарный линейный износ, мкм			Интенсивность изнашивания I_q, мг/м
	65 Н	130 Н	195 Н	65 Н	130 Н	195 Н	
У поверхности	0,019–0,021	0,007–0,009	0,008–0,010	19	22	51	$8{,}23 \cdot 10^{-5}$
В середине	0,004–0,006	0,014–0,016	0,003–0,005	14	19	31	
У границы со сталью	0,005–0,008	0,009–0,012	0,007–0,011	34	24	59	

зерна, рост которых происходит по нормали к поверхности [5].

Со стороны Al-Si-сплава граница диффузионного слоя имеет «рваное» строение (см. рисунок 3 *б*), частицы угловатой формы, окруженные Al-Si-сплавом. Такое строение границы раздела фаз указывает на растворение алитированного слоя. Железо, растворенное в расплаве, при кристаллизации выделяется в виде железосодержащих включений иглообразной формы в приграничной зоне.

Следует отметить, что в данных условиях кристаллизации Al-Si-покрытия, содержащие менее 25 масс.% Si, обладают сильно отличающимися термофизическими параметрами материалов (коэффициент термического линейного расширения), что приводит к формированию в процессе кристаллизации и охлаждения дефектов на границе раздела фаз со сталью и покрытие отслаивается от основы, при этом отрыв происходит преимущественно по диффузионному слою, что показано на рисунках 2 *а*, *б* и 3 *в*.

Исследования микротвердости (HV 0,02) покрытий показали, что твердость крупноигольчатой эвтектики у поверхности покрытия составляет 470–500 МПа, в середине — 460–520 МПа, а у стальной втулки возрастает до 580 МПа за счет дополнительного армирования железосодержащими включениями, которые кристаллизуются в иглообразной форме. Частицы первичного Si имеют твердость порядка 5 ГПа. В структуре покрытия присутствуют железосодержащие включения, микротвердость которых колеблется в пределах от 5,5 до 7 ГПа, а алитированный слой обладает микротвердостью на уровне 6,5–7,0 ГПа.

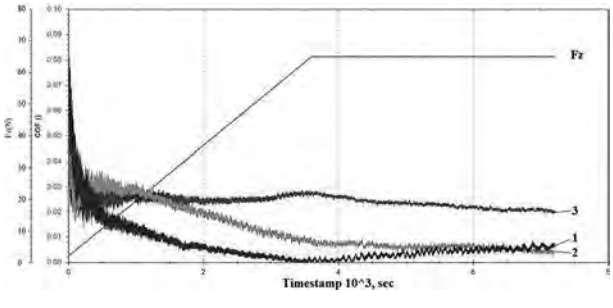
Триботехнические испытания проводились на трех участках по глубине покрытия: у поверхности, в середине и у границы со сталью. Согласно полученным данным (таблица), эвтектическая структура обладает низким значением коэффициента трения, тогда как кремниевые и железосодержащие включения негативно сказываются на износостойкости.

Анализ кривых изменения коэффициента трения в процессе испытаний показал, что коэффициент трения эвтектической структуры, не имеющей включений частиц первичного Si или железосодержащих включений, имеет более стабильный параметр (рисунок 4). Такое поведение обусловлено процессами скалывания твердых хрупких железосодержащих включений и частиц первичного Si, что также обуславливает контактно-абразивный механизм изнашивания свободными частицами.

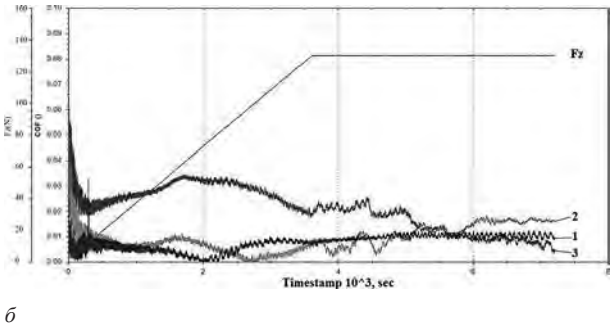
Измерение массы образца в процессе испытаний не позволило достоверно установить потерю массы ввиду малых значений, поэтому была определена средняя интенсивность изнашивания после серии испытаний, тогда как данные суммарного линейного износа пары трения показали, что мелкоигольчатая эвтектика обладает более высокой износостойкостью.

Нестабильность процесса трения также подтверждается кривой изменения положения датчика нагрузки (рисунок 5). На кривой следует выделить два участка: приработка (до 400 с) и стабильный износ (400–3600 с). Однако на протяжении всего времени испытаний присутствуют колебания значений, что связано с накоплением продуктов износа и абразивных частиц в зоне трения (это приводит к росту нагрузки и смещению датчика вверх для разгрузки и стабилизации нагрузки испытаний) с последующим их выбросом в объем масла.

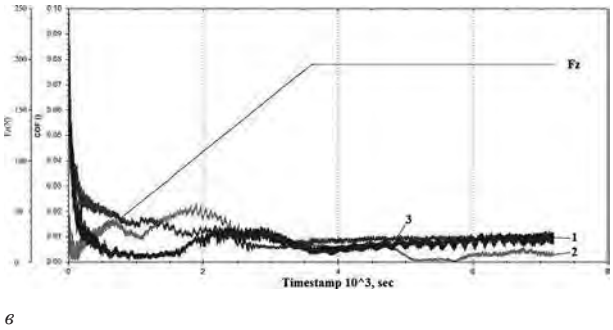
Контактно-абразивный механизм изнашивания свободными частицами подтверждается результатами ана-



а



б



в

Рисунок 4 — Кривые изменения коэффициента трения в процессе испытаний при различной нагрузке:
а — 65 Н; *б* — 130 Н; *в* — 195 Н; Fz — нагрузка, Н;
1 — у границы со сталью; 2 — середина; 3 — у поверхности

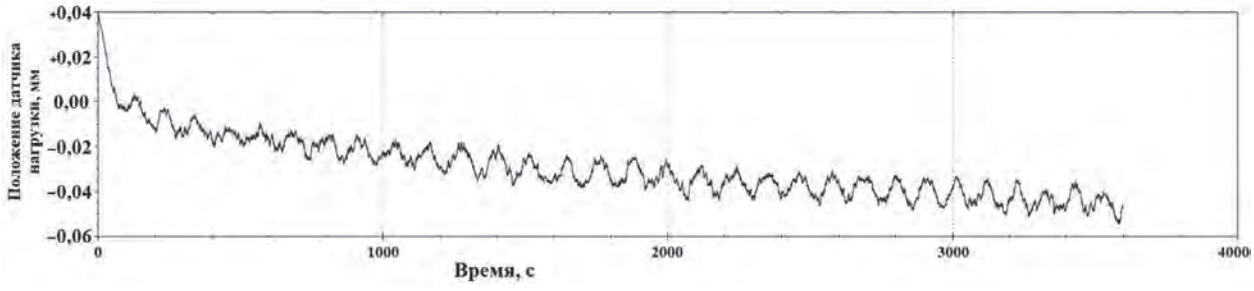
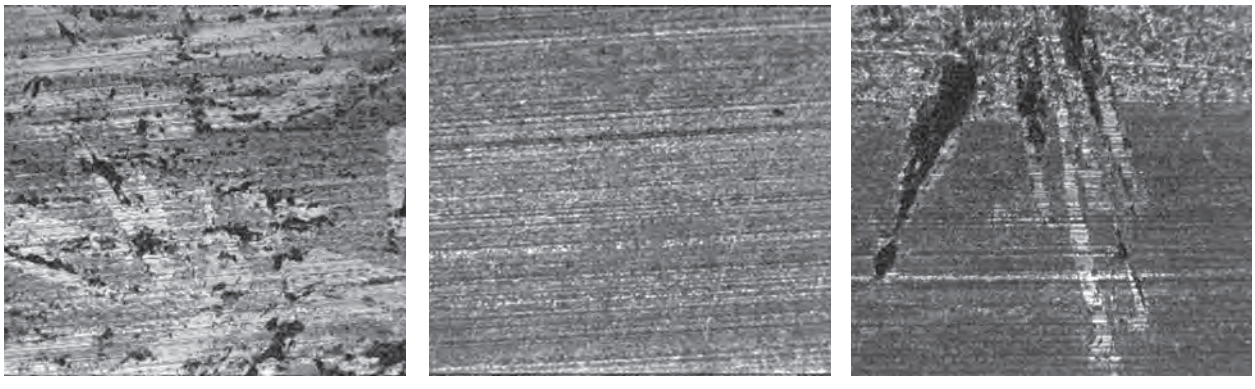


Рисунок 5 — Изменение положения датчика нагрузки в процессе испытаний покрытия Al-Si (25 масс.%) при нагрузке 195 Н



а *б* *в*

Рисунок 6 — Поверхности трения различных зон по глубине покрытия у поверхности (*а*), в середине (*б*) и у границы со сталью (*в*)

лиза поверхностей трения на различных участках покрытия (рисунок 6).

Заключение. Результаты исследований показывают, что технология центробежной индукционной наплавки может применяться при нанесении покрытий из высококремнистых силуминов на внутреннюю поверхность втулки. При этом формируется структура с градиентным распределением частиц эвтектического и первичного кремния, а также железосодержащих включений.

В процессе наплавки на поверхности стальной втулки образуется алитированный слой, толщиной до 30 мкм, который растворяется и насыщает расплав железом, которое диффундирует в Al-Si-расплав и при кристаллизации участвует в образовании железосодержащих включений.

Показано, что триботехнические свойства покрытия различны по глубине. Так, наиболее высокими свойствами обладает эвтектическая структура (располагается в серединной части покрытия), не содержащая в своем составе крупных включений первичного кремния и интерметаллидов.

Ключевым вектором совершенствования технологии наплавки высококремнистых силуминов выступает корректировка технологических параметров процессов наплавки и кристаллизации — в первую очередь для реализации ускоренного охлаждения и диспергирования частиц кремния, что позволит управлять структурой наплавленного материала и улучшать его механические характеристики.

Работа выполнена при финансовой поддержке БРФФИ (по договору № Т26М-041).

Список литературы

1. Малюх, М.А. Разработка составов легких сплавов системы Al-Si-Cu с регламентированным температурным коэффициентом линейного расширения: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.16.01 / Малюх Марина Александровна; ФГБОУ ВО Сибирский гос. индустриальный ун-т. — Новокузнецк, 2019. — 20 с.
2. Перспективные технологии, свойства и применение наноструктурированных электрохимических покрытий / М.В. Ненашев, И.Д. Ибатуллин, С.Ю. Ганигин [и др.] // Вестник СГАУ. — 2011. — № 3-1(27). — С. 189–196.
3. Градиентные антифрикционные серебряно-алмазные покрытия / М.В. Ненашев, И.Д. Ибатуллин, А.Р. Галлямов, А.Н. Иванов // Известия Самарского научного центра РАН. — 2011. — Т. 13, № 4-3. — С. 824–829.
4. Свойства градиентных серебряно-алмазных покрытий / И.Д. Ибатуллин, М.В. Ненашев, Д.А. Деморецкий [и др.] // Известия Самарского научного центра РАН. — 2012. — Т. 14, № 1-2. — С. 554–557.
5. Улучшение показателей адгезии между подложкой и покрытием реставрационных инструментов путем применения промежуточного градиентного слоя / И.Ф. Прогальский, Б.Г. Вендлер, В.В. Тимофеев [и др.] // Вестник НовГУ. — 2014. — № 81. — С. 81–84.
6. Stress and mechanical properties of Ti–Cr–N gradient coatings deposited by vacuum arc. / V.V. Uglov, V.M. Anishchik, S.V. Zlotski [et al.] // Surface and Coatings Technology. — 2005. — Vol. 200, iss. 1–4. — P. 178–181. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2005.02.136.
7. Патент RU 2629954 C2, МПК H01H 1/02, H01H 1/021. Градиентное защитное покрытие: № 2015156139: заявлено 28.12.2015: опубл. 05.07.2017 / Карабанов С.М., Суворов Д.В., Тарабрин Д.Ю., Гололобов Г.П., Сливкин Е.В., Петров П.М.; заявитель Рязанский государственный радиотехнический университет. — 9 с.
8. Kaszuwara, W. The anisotropy of bonded ferrite magnets obtained by centrifugal casting in magnetic field / W. Kaszuwara, J. Zygmuntowicz, B. Michalski // Journal of Magnetism and Magnetic Materials. — 2022. — Vol. 555. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.jmmm.2022.169364.
9. Effects of different process parameters on microstructure evolution and mechanical properties of 2060 Al–Li alloy during vacuum centrifugal casting / M. Xin, Z. Wang, B. Lu, Y. Li // Journal of Materials Research and Technology. — 2022. — Vol. 21. — P. 54–68. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2022.08.147.

10. Effect of Mg and Cu on microstructure, hardness and wear on functionally graded Al–19Si alloy prepared by centrifugal casting / C. Contatori, N.I. Domingues, R.L. Barreto [et al.] // Journal of Materials Research and Technology. — 2020. — Vol. 9, iss. 6. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2020.11.050.
11. Структура и триботехнические свойства алюминиевых покрытий, получаемых методом центробежной индукционной наплавки / К.Е. Белявин, А.И. Комаров, И.А. Сосновский, Д.В. Орда // Перспективные материалы и технологии: монография / под ред. В.В. Рубаника. — Мн.: БГУ, 2021. — Гл. 11. — С. 140–155.
12. Покрытия на основе сплава Zn-Al, получаемые методом центробежной индукционной наплавки / Д.В. Орда, И.А. Сосновский, А.И. Комаров, А.А. Курилёнок // Перспективные материалы и технологии: монография: в 2 т. / под ред. В.В. Рубаника. — Мн.: БГУИР, 2026. — Т. 1. — Гл. 17. — С. 263–283.
13. Патент BY 24895 C1, МПК B22D 19/08 (2006.01). Способ нанесения металлического покрытия на внутреннюю цилиндрическую поверхность детали: № a 20250100: заявлено 19.05.2025: опубл. 20.04.2026 / Белоцерковский М.А., Комаров А.И., Сосновский И.А., Орда Д.В., Куриленок А.А.; заявитель Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси. — 6 с.
14. О формировании покрытия из Al-Si сплава на внутренней поверхности детали методом центробежной наплавки / Д.В. Орда, И.А. Сосновский, А.И. Комаров, А.А. Курилёнок // Перспективные материалы и технологии: материалы Междунар. симп., Минск, 25–29 мая 2026 г. / Бел. гос. ун-т информатики и радиоэлектроники; под. ред. В.В. Рубаника. — Мн., 2026. — С. 184–186.

Orda D.V., Sosnovskiy I.A., Komarov A.I., Kurilyonok A.A.

Structure and tribotechnical properties of coatings based on the Al-Si alloy system obtained by centrifugal induction surfacing

The article presents the results of studying the structure and tribomechanical properties of coating samples based on Al-Si alloys with a Si content of 18, 20 and 25 wt.% obtained by centrifugal surfacing with induction heating on the inner surface of the sleeve. Metallographic analysis has shown that the coatings have a structure with a gradient distribution of particles of eutectic and primary silicon, as well as iron-containing inclusions. It is shown that during the deposition process, an aluminized layer up to 30 μm thick is formed on the surface of the steel sleeve, which dissolves and saturates the melt with iron, which diffuses into the Al-Si melt and, during crystallization, participates in the formation of iron-containing inclusions. Tribotechnical properties were analyzed on a coating with a Si content of 25 wt.%. It is shown that this coating has different properties in depth, while the eutectic structure has the highest properties (located in the middle part of the coating), which does not contain large inclusions of primary silicon and intermetallides.

Поступила в редакцию 14.09.2026.

УДК 536.421.5:661.657.5

В.Т. СЕНЮТЬ, канд. техн. наук, доц.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

П.А. ВИТЯЗЬ, д-р техн. наук, проф., акад. НАН Беларуси
Институт порошковой металлургии имени академика О.В. Романа, г. Минск, Республика Беларусь

И.В. ВАЛЬКОВИЧ; С.А. КОВАЛЁВА, канд. техн. наук, доц.; В.И. ЖОРНИК, д-р техн. наук, проф.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

И.Е. ГРИГОРЬЕВ
Белорусский государственный технологический университет, г. Минск, Республика Беларусь

РАЗРАБОТКА СВЕРХТВЕРДОГО ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО МАТЕРИАЛА НА ОСНОВЕ КНБ С ДОБАВКОЙ ТВЕРДОГО СПЛАВА ВК-8

Разработан сверхтвердый инструментальный материал на основе наноструктурного кубического нитрида бора (КНБ) и твердого сплава ВК-8. Процесс получения сверхтвердого материала заключается в химико-термическом модифицировании вольфрамом и углеродом исходного наноструктурного порошка КНБ, приготовлении шихты на основе порошков КНБ и ВК-8, механоактивации шихты, прессовании заготовок и спекании заготовок в аппарате высокого давления при значениях 2,5, 5,5 и 7,0 ГПа в диапазоне температур 900–2200 °С. Определены давления и температуры формирования сверхтвердого материала с наиболее высокими механическими характеристиками. Установлено, что добавка твердого сплава ВК-8 в количестве 5 масс.% способствует росту трещиностойкости материала, тогда как увеличение содержания добавки до 10 масс.% приводит к снижению микротвердости на 10–15 % при повышении трещиностойкости образцов на 20–25 %. Показано, что достигнутые механические характеристики сверхтвердого материала обусловлены формированием в нем наноструктурного состояния и образованием упрочняющих фаз WC, WN, B_2W_5 по границам зерен КНБ.

***Ключевые слова**: наноструктурный кубический нитрид бора, твердый сплав, высокие давления и температуры, микротвердость, трещиностойкость*

Введение. Сегодня сверхтвердые материалы (СТМ), к которым относят алмаз и КНБ, а также композиты на их основе, нашли широкое применение в инструментальном производстве благодаря их высокой твердости и износостойкости [1]. За рубежом такие организации, как ИФВД РАН, ТИСНУМ, ООО «Микротехника», АО «ВНИИАЛМАЗ» (Россия), ИСМ им. Бакуля НАН Украины (Украина), Element Six Ltd. (Великобритания), South Diamond New Materials, Zhengzhou IW Diamond Co., Ltd. (Китай), General Electric (США), Sumitomo Electric Industries, Ltd. (Япония), интенсивно проводят работы по получению композиционных СТМ из термостойких алмазов статического и динамического синтеза, микропорошков КНБ, а также композиций на их основе, не содержащих металлов-катализаторов, снижающих свойства получаемых материалов [2].

Значительного повышения уровня трещиностойкости композиционных СТМ, предназначенных для высокоскоростной механической обработки, можно добиться за счет использования нанопорошков алмаза и КНБ, что вытекает из соотношения Холла–Петча [3]. Недостатком указанного подхода является использование для его реализации давлений свыше 7–8 ГПа и температур порядка 2100–2500 °С, при этом синтез необходимо осуществлять в достаточно узком температурном интервале, что усложняет процесс получения композиционных СТМ [4].

Другим подходом, позволяющим увеличить трещиностойкость композиционных СТМ с 6–8 до 10–15 МПа·м$^{1/2}$ при микротвердости по Виккерсу 38–46 ГПа при сниженных с 7–8 до 4,5–5,5 ГПа давлениях их получения, является создание так называемых гетероструктурных композитов на основе порошков СТМ и тугоплавких соединений. Указанный подход предполагается реализовать путем создания композиций из модифицированных активаторами спекания (Al, Si, B) компонентов СТМ (кубического или вюрцитного нитрида бора, а также алмазов) и тугоплавких порошков с последующим компактрированием в условиях высоких давлений и температур, в ходе которого происходит формирование гетероструктурного композита за счет спекания микро- или наноструктурных порошков СТМ в износостойкой тугоплавкой матрице [5].

Использование в качестве исходного материала наноструктурного КНБ с более высокой, по сравнению с алмазом, термостойкостью и химической стабильностью позволяет создавать на его основе инструменты для лезвийной и абразивной обработки с улучшенными эксплуатационными характеристиками [6]. Добавки тугоплавких нитридов, карбидов, боридов позволяют снизить параметры спекания таких материалов и способствуют повышению их износостойкости при сохранении высокой твердости [7].

В то же время для процессов механической обработки закаленных сталей, чугунов, защитных покрытий в условиях прерывистого резания (с ударом) необходимы материалы с повышенной трещиностойкостью, например в виде двуслойных пластин на основе твердосплавной подложки и расположенного на ее поверхности рабочего слоя поликристаллического алмаза или КНБ. Однако процесс получения композита связан с жидкофазной инфильтрацией слоя СТМ при термобарическом спекании, что требует высокой точности поддержания

p, *T*-параметров и зачастую не позволяет добиться стабильного качества материала. Кроме того, при использовании субмикро- и нанопорошков СТМ инфильтрация жидкой фазы, в данном случае кобальта, из подложки в спекаемый слой СТМ практически не происходит из-за нанопористой структуры последнего [8].

В данной работе разрабатывается альтернативный подход получения наноструктурных композитов на основе КНБ с повышенной трещиностойкостью, заключающийся в спекании наноструктурного порошка КНБ с добавкой вольфрамсодержащего твердого сплава системы WC-Co.

Цель работы заключалась в разработке в условиях высоких давлений и температур процесса получения сверхтвердого материала на основе наноструктурного КНБ с добавлением твердого сплава ВК-8 и изучение его структурных особенностей и механических характеристик.

Материалы и методы исследований. В качестве основного компонента сверхтвердого материала использовали наноструктурный порошок КНБ с размером частиц 50–250 нм (ТУ BY 190410065.020-2019) в виде агломератов до 0,5–2 мкм (рисунок 1 *а*). Добавкой служил порошок твердого сплава ВК-8 (ГОСТ 3882-74) в количестве 5 и 10 масс.%.

С целью формирования защитного покрытия на частицах КНБ и улучшения их адгезии к частицам твердого сплава порошок КНБ предварительно подвергали комплексному химико-термическому модифицированию [9]. На первом этапе порошок подвергался отжигу в защитной атмосфере в среде галогенидов вольфрама при температуре 900 °С в течение 2 ч. Второй этап модифицирования заключался в науглероживании поверхности частиц КНБ путем отжига в окислительной атмосфере CO_2 при температуре 750 °С также в течение 2 ч. На рисунке 1 *б* показан порошок наноструктурного КНБ после модифицирования в системе W-C. Содержание вольфрама и углерода в виде поверхностных пленок и кластеров размером до ~200 нм достигает 10 масс.%.

Далее в порошок добавляли 10 масс.% водного раствора поливинилового спирта, перемешивали в течение 30 мин и продавливали через сито с размером ячейки 160 мкм. Затем из порошка методом прессования получали заготовки высотой 5 мм и диаметром 4 мм, которые отжигали при температуре 120 °С в течение 1 ч с целью удаления пластификатора. Термобарическое спекание заготовок осуществляли в аппарате высокого давления (АВД) «наковальня с лункой» при давлениях 2,5, 5,5 и 7,0 ГПа в интервале температур 900–2200 °С с выдержкой 30–45 с.

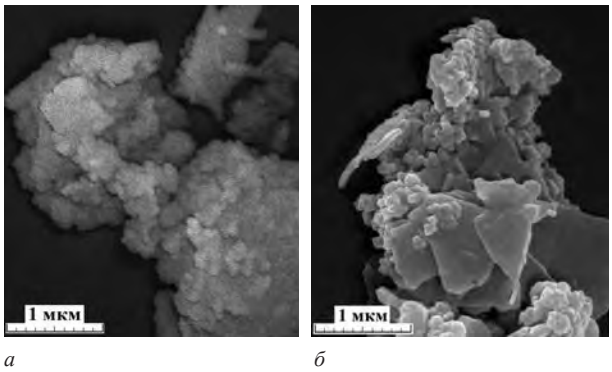
Исследование морфологии и элементного состава проводили методом сканирующей электронной микроскопии (СЭМ) высокого разрешения Mira фирмы Tescan (Чехия) с энергодисперсионным анализатором фирмы Oxford Instruments (Великобритания). Рентгеновские исследования выполняли на дифрактометре D8 ADVANCE (AXS Bruker) в Cu-K_α-излучении. Изучение морфологии поверхности образцов проводили с помощью метода атомно-силовой микроскопии (АСМ) на атомно-силовом микроскопе NT–206 (ОДО «МикроТестМашины», Республика Беларусь). Микротвердость H_μ определяли методом Виккерса на микротвердомере ПМТ-3 при нагрузке 1,96 Н, а трещиностойкость K_{1c} — инденторным методом.

Результаты и обсуждение. На первом этапе исследований изучали спекаемость сверхтвердого материала из модифицированного вольфрамом и углеродом наноструктурного КНБ без введения добавки твердого сплава. Термобарическую обработку образцов осуществляли при давлениях 2,5, 5 и 7 ГПа и температурах 900–2200 °С в течение 45 с. На рисунке 2 представлены зависимости микротвердости и трещиностойкости сверхтвердого материала на основе композиционного наноструктурного порошка КНБ-W-C от температуры термобарического спекания.

На рисунке 3 показана микроструктура спеченного материала, полученная методом АСМ.

В результате исследований было установлено, что при указанном давлении спекание материала с наиболее высокими механическими характеристиками наблюдается в диапазоне температур 1600–2000 °С. При более высоких температурах происходит обратный фазовый переход КНБ в гексагональную модификацию BN, при более низких температурах нет качественного спекания образцов вследствие наличия пористости. По данным АСМ размер зерен КНБ в полученном материале находится на уровне 0,1–0,2 мкм. На основе первичных зерен КНБ формируются поликристаллические агрегаты зерен размером порядка 1–2 мкм. На структуре, полученной в режиме трения, по границам зерен КНБ наблюдаются прослойки, принадлежащие фазам на основе системы BN-W-C [10].

На втором этапе работы изучали влияние добавки твердого сплава ВК-8 на структуру и свойства сверхтвердого материала. Для получения образцов готовили ре-



а *б*

Рисунок 1 — Морфология наноструктурного порошка КНБ: *а* — порошок в исходном состоянии; *б* — после модифицирования в системе W-C

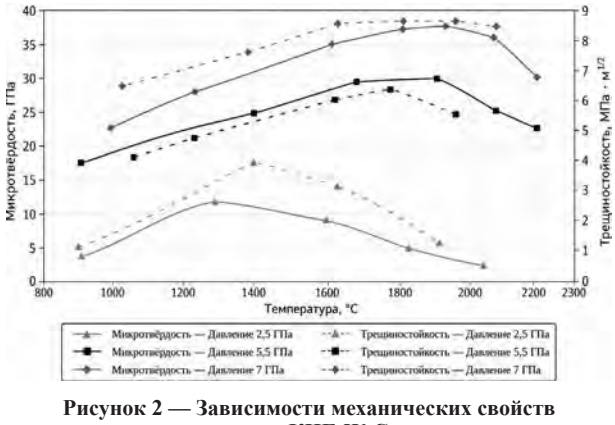
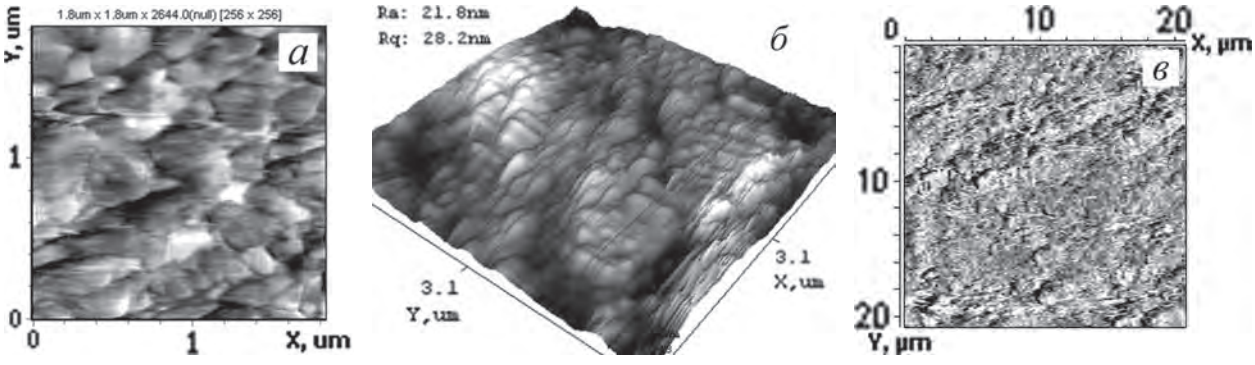


Рисунок 2 — Зависимости механических свойств материалов на основе КНБ-W-C от температуры термобарического спекания



а *б* *в*

Рисунок 3 — Микроструктуры сверхтвердого материала на основе КНБ, модифицированного в системе W-C:
а — топография поверхности; *б* — трехмерное изображение излома; *в* — изображение поверхности в режиме трения

акционную шихту на основе КНБ с добавками порошка ВК-8 в количестве 5 и 10 масс.%, которую затем подвергали высокоэнергетическому размолу и механоактивации с энергонапряженностью 1 Вт/г стальными шарами (диаметр шаров 5 и 9 мм) в аттриторе с футеровкой из нержавеющей стали в течение 25 мин. В результате получали композиционный порошок в виде гранул (рисунок 4).

Далее на основе гранул в соответствии с разработанной методикой прессовали заготовки, которые также спекали в том же интервале давлений и температур с выдержкой 30–45 с.

В результате термобарической обработки в АВД заготовок с добавкой 5 и 10 масс.% ВК-8 формируется плотный композиционный материал с однородной мелкодисперсной структурой. На рисунке 5 показана микроструктура спеченного сверхтвердого композита с добавкой 5 масс.% ВК-8 при давлении 7 ГПа, температуре 1850 °С и изотермической выдержке 30 с. По данным СЭМ, вольфрамсодержащие соединения образуют частицы размером 0,3–0,5 мкм и равномерно распределены в объеме материала.

По данным рентгенофазового анализа состав композита состоит из КНБ и фаз карбида WC, нитрида WN и борида вольфрама B_2W_5 (рисунок 6). При этом в составе материалов, полученных при температурах выше 2000 °С, регистрируется гексагональный нитрид бора, что обусловлено обратным переходом КНБ в графитоподобную модификацию BN.

Анализ АСМ изображений структуры образцов, содержащих 5 и 10 масс.% ВК-8, показал, что размер зерен КНБ достигает 0,2–0,8 мкм, что выше, чем для образцов без добавки твердого сплава (рисунок 7 *а–г*), сами зерна КНБ состоят из субзерен размером менее 100 нм; по границам зерен выявлены нанокристаллические прослойки вольфрамсодержащих (предположительно) фаз (WC, WN, B_2W_5) размером до 200 нм, способствующие упрочнению межзеренных границ (см. рисунок 7 *б*). В структуре образцов с содержанием добавки 10 масс.% ВК-8 отмечены включения размером до 4 мкм, отличающиеся по структуре и морфологии от мелкодисперсной матрицы КНБ и предположительно относящиеся к частицам спеченного твердого сплава WC-Co (см. рисунок 7 *в*).

Максимальные значения микротвердости и трещиностойкости материала на основе обоих составов зафиксированы у образцов, полученных при давлении 7 ГПа и температурах 1750–1950 °С (рисунок 8 *а*, *б*). Повышение температуры термобарического спекания выше 2000 °С приводит к снижению механических свойств сверхтвердого материала, что связано с рекристаллизацией зерен КНБ и образовавшихся тугоплавких соединений, а также частичным обратным превращением КНБ в графитоподобную модификацию нитрида бора.

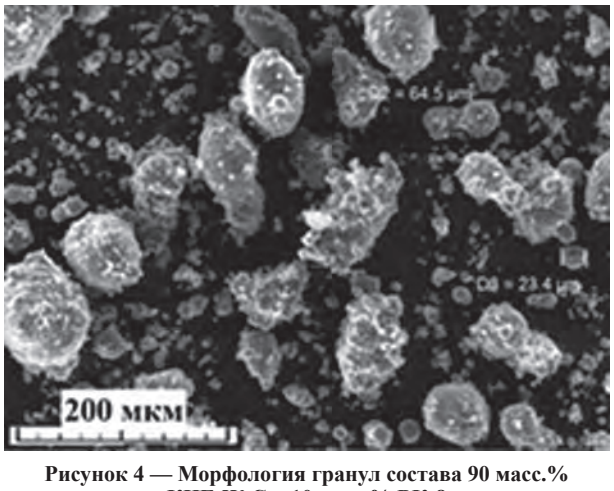


Рисунок 4 — Морфология гранул состава 90 масс.% КНБ-W-C + 10 масс.% ВК-8

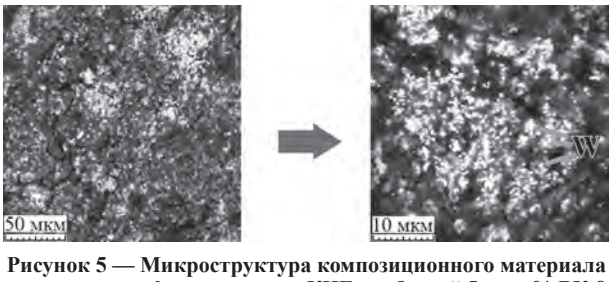


Рисунок 5 — Микроструктура композиционного материала на основе модифицированного КНБ с добавкой 5 масс.% ВК-8

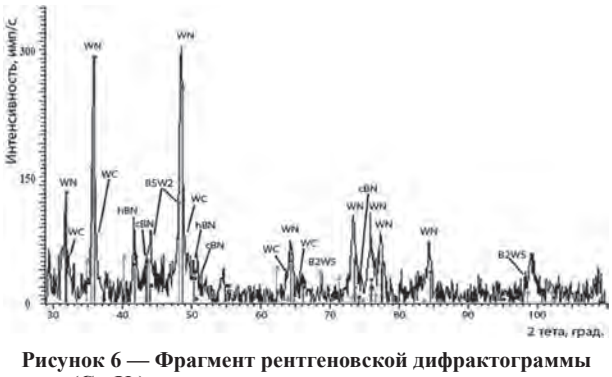


Рисунок 6 — Фрагмент рентгеновской дифрактограммы ($Cu\text{-}K_\alpha$) композиционного материала на основе КНБ-W-C + 5 масс.% ВК-8

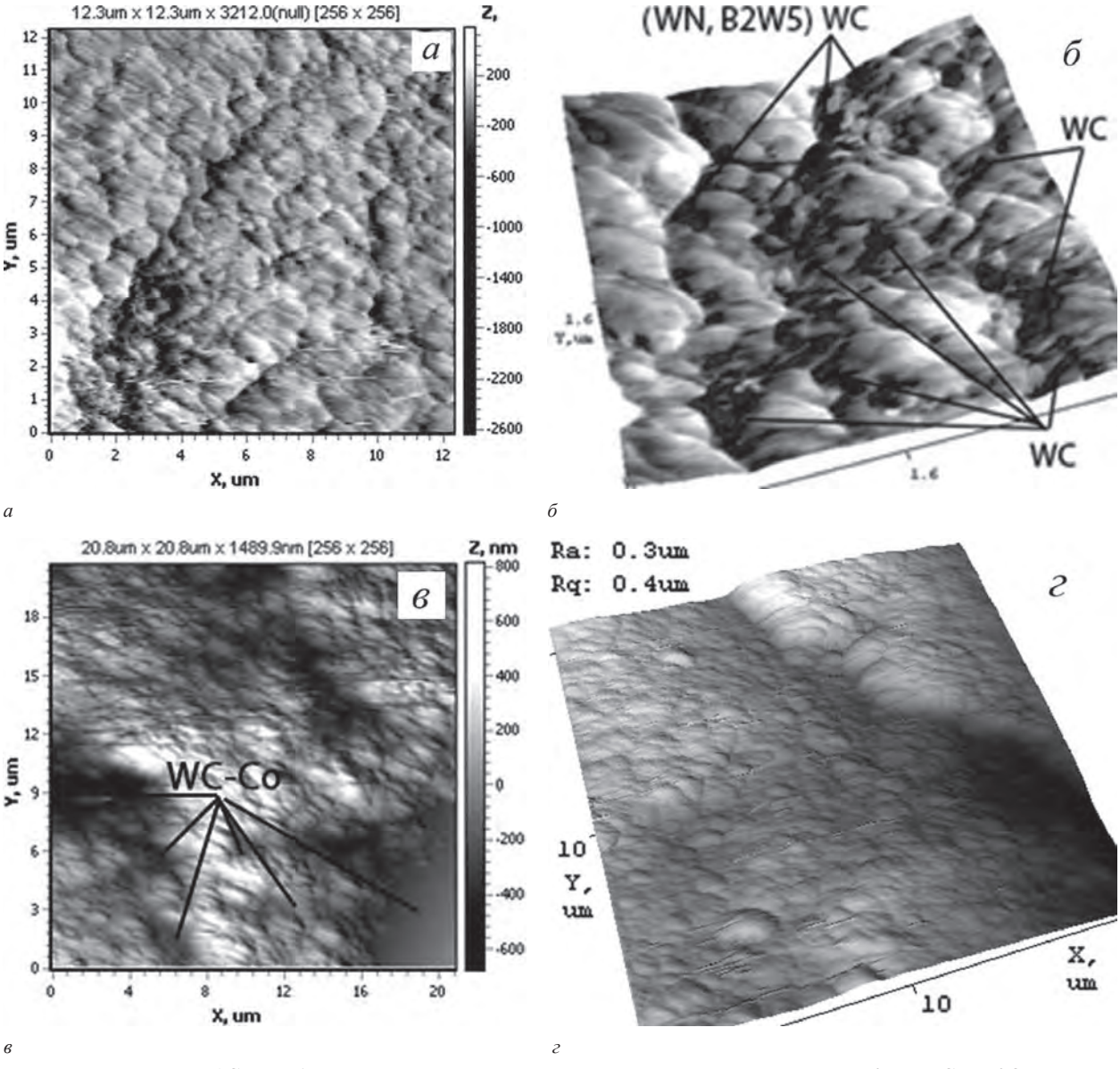


Рисунок 7 — АСМ-изображения микроструктуры сверхтвердого материала на основе КНБ-W-C + ВК-8:
а, *б* — 5 масс.% ВК-8; *в*, *г* — 10 масс.% ВК-8; *а*, *в* — топография поверхности; *б*, *г* — трехмерное изображение излома.
Давление спекания — 7 ГПа, температура — 1950 °С, время — 45 с

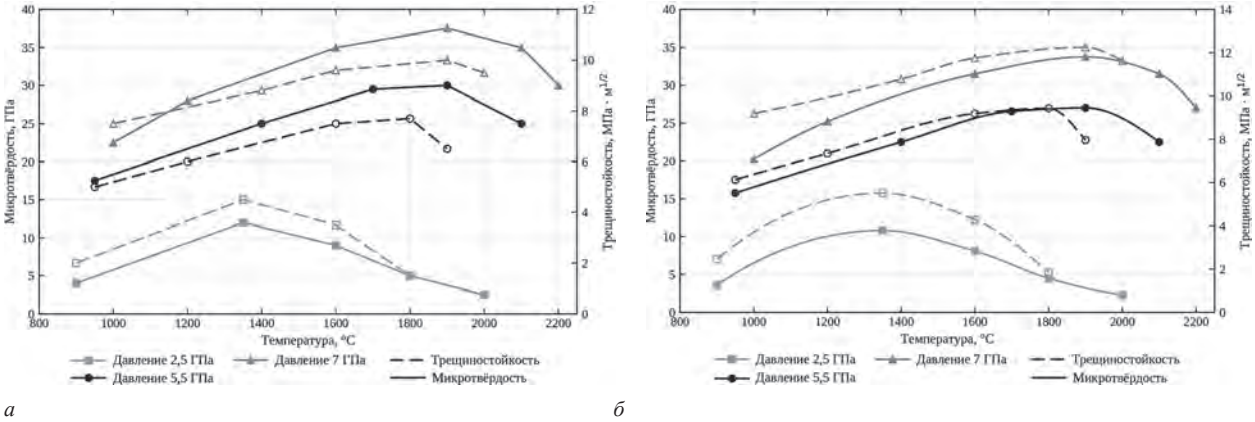


Рисунок 8 — Зависимости механических свойств материалов на основе КНБ–ВК-8 от температуры термобарического спекания: *а* — 5 масс.% ВК-8; *б* — 10 масс.% ВК-8

Заключение. Использование наноструктурного КНБ, модифицированного в системе W-C, позволяет получить мелкозернистый материал с размером первичных зерен КНБ на уровне 0,1–0,2 мкм, собранных в поликристаллические агрегаты размером порядка 1–2 мкм. Микротвердость и трещиностойкость полученного при давле-

нии 7 ГПа сверхтвердого материала без добавки ВК-8 составляет 35–37 ГПа и 8,5–9 МПа·м$^{1/2}$ соответственно.

Показано, что добавка твердого сплава ВК-8 в количестве 5 масс.% позволяет повысить параметр трещиностойкости образцов на 10–15 % по сравнению с материалом без добавки. Последующее увеличение содержания добавки ВК-8 до 10 масс.% приводит к снижению микротвердости материала до уровня 31–33 ГПа, но при этом способствует повышению трещиностойкости до 12–12,3 МПа·м$^{1/2}$.

По данным рентгенофазового анализа, композит состоит из КНБ и фаз карбида WC, нитрида WN и борида вольфрама B_2W_5. Оптимальные условия формирования структуры и свойств сверхтвердого материала реализуются при давлении 7 ГПа и температурах 1750–1950 °С. Рост температуры спекания выше 2000 °С приводит к снижению механических характеристик материала, что связано как с рекристаллизацией зерен КНБ и тугоплавких соединений, так и обратным переходом КНБ в графитоподобную модификацию нитрида бора. Полученные результаты подтверждают перспективность разработанного материала для применения в лезвийном инструменте, эксплуатируемом в условиях прерывистого резания.

Список литературы

1. Синтез и спекание сверхтвердых материалов для производства инструмента / под общ. ред. П.А. Витязя, В.З. Туркевича. — Мн.: Бел. навука, 2021. — 337 с.
2. Diamond-ceramics composites–new materials for a wide range of challenging applications / M. Herrmann, B. Matthey, S. Höhn [et al.] // Journal of the European Ceramic Society. — 2012. — Vol. 32, iss. 9. — P. 1915–1923. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.jeurceramsoc.2011.11.005.
3. Наноалмазы детонационного синтеза: получение и применение / П.А. Витязь, В.И. Жорник, А.Ф. Ильющенко [и др.]; под общ. ред. П.А. Витязя [и др.]. — Мн.: Бел. навука, 2013. — 381 с.
4. Synthesis of new materials in the boron–carbon system / V.P. Filonenko, A.V. Nozhkina, R.I. Romanov [et al.] // Glass and Ceramics. — 2018. — Vol. 74, iss. 11–12. — P. 434–439. — DOI: https://doi.org/10.1007/s10717-018-0011-z.
5. Сенють, В.Т. Спекание сверхтвердых композиционных материалов на основе микро- и субмикропорошков кубического нитрида бора и наноструктурных нитридов титана и алюминия / В.Т. Сенють // Весці Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. — 2015. — № 4. — С. 35–40.
6. Исследование процессов синтеза и спекания сверхтвердых наноструктурных материалов из кубического нитрида бора и тугоплавких соединений и разработка на их основе технологий изготовления неперетачиваемых пластин для металлообработки / П.А. Витязь, В С. Урбанович, В.Т. Сенють [и др.]. — Мн.: Бел. навука, 2017. — 58 с. — (Препринт).
7. Новый сверхтвердый нанокомпозит на основе кубического нитрида бора и тугоплавких соединений / В.С. Урбанович, Т.Д. Солоненко, О.Е. Лавыш [и др.] // Наноструктурные материалы – 2014: Беларусь – Россия – Украина: НАНО-2014: материалы IV Междунар. науч. конф., Минск, 7–10 окт. 2014 г. / редкол.: П.А. Витязь [и др.]. — Мн., 2014. — С. 196–197.
8. Микроструктура и механические свойства компактов наноалмаз–SiC / Е.А. Екимов, Е.Л. Громницкая, Д.А. Мазалов [и др.] // Физика твердого тела. — 2004. — Т. 46, № 4. — С. 734–736.
9. Витязь, П.А. Наноструктурные композиционные материалы инструментального назначения на основе кубического нитрида бора / П.А. Витязь, В.Т. Сенють, В.И. Жорник // Перспективные материалы и технологии: монография: в 2 т. / А.В. Алифанов, С.С. Ануфрик, К.Е. Белявин [и др.]; под ред. В.В. Клубовича. — Витебск: ВГТУ, 2017. — Т. 2. — С. 254–277.
10. Изучение структуры ПСТМ на основе ультрадисперсного порошка КНБ после модифицирования W и Ti / В.Т. Сенють, С.А. Ковалева, Т.В. Гамзелева [и др.] // Деформация и разрушение материалов и наноматериалов: сб. материалов V Междунар. конф., Москва, 26–29 нояб. 2013 г. / Ин-т металлургии и материаловедения им. А.А. Байкова РАН. — М., 2013. — С. 560–562.

Senyut V.T., Vityaz P.A., Val'kovich I.V., Kovaliova S.A., Zhornik V.I., Grigoriev I.E.

Development of a superhard tool material based on CBN with the addition of ВК-8 (VK-8) hard alloy

A superhard tool material based on nanostructured cubic boron nitride (CBN) and ВК-8 (VK-8) hard alloy has been developed. The process of producing the superhard material involves chemical-thermal modification of the initial nanostructured CBN powder with tungsten and carbon, preparation of a charge based on CBN and VK-8 powders, mechanical activation of the charge, pressing of blanks, and sintering of the blanks in a high-pressure apparatus at values of 2.5, 5.5, and 7.0 GPa in the temperature range of 900–2,200 °C. The pressures and temperatures required for the formation of a superhard material with the highest mechanical properties have been determined. It was found that the addition of VK-8 hard alloy in an amount of 5 wt.% promotes an increase in the crack resistance of the material, whereas growth in the additive content to 10 wt.% leads to a decrease in microhardness by 10–15 % with an increase in the crack resistance of the samples by 20–25 %. It is shown that the achieved mechanical characteristics of the superhard material are due to the formation of a nanostructured state in it and the formation of strengthening phases WC, WN, B_2W_5 along the grain boundaries of CBN.

Поступила в редакцию 17.07.2026.

УДК 621.793: 669.017

О.Г. ДЕВОЙНО, д-р техн. наук, проф.; А.В. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук;
В.А. КОВАЛЬ, канд. техн. наук; А.Ю. РУДНИЦКИЙ
Филиал БНТУ «Научно-исследовательский политехнический институт», г. Минск, Республика Беларусь

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СОСТАВА ПОРОШКОВ СПЛАВОВ НИКЕЛЯ НА НЕКОТОРЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ, ПОЛУЧАЕМЫХ ПРИ ПЛАЗМЕННОМ НАПЫЛЕНИИ

Проведена оценка связи характеристик покрытий самофлюсующегося (СФ) типа из никелевых сплавов, формируемых по технологии плазменного напыления, с составом порошка. Рассматривался вариант как стандартного APS (atmospheric plasma spraying), так и нового топливно-ассистируемого APS (fuel assisted APS — FA-APS), реализуемый с вводом органических добавок для повышения энтальпии в зоне нагрева порошка и для их защиты от окисления. Выполнен специальный анализ (для двух групп — режимов APS и FA-APS) степени влияния состава порошков на результативность напыления — по коэффициенту трения (CoF) и по усредненной микротвердости HV покрытий. Для характеристики состава применены показатели, используемые для среднеэнтропийных сплавов. Найдено, что для группы режимов FA-APS имеет место более сильная корреляционная связь для пар между CoF и не только составом порошков и получаемых покрытий (в частности, фракциями B и Ni в них), но и такими параметрами, как энтропия смешения ΔS_{mix} для материала порошка (и покрытия) и степень разупорядоченности (по радиусам атомов) δr для материала порошка. Данная связь характеризуется коэффициентом парной корреляции (Пирсона) R до 0,649 для FA-APS-группы (по сравнению с уровнем |R| не выше, чем 0,566 для APS-группы). При множественных корреляциях уровень |R| для CoF и HV имеет тенденцию к повышению. Особенностью, найденной при анализе режимов напыления (особенно, группы APS), является немного более слабый уровень корреляционной связи для них (в парах с CoF и HV), по сравнению с отдельной группой режимов по нанесению покрытий из близких по составу СФ-сплавов методом лазерной наплавки.

***Ключевые слова**: упрочненные покрытия, самофлюсующиеся сплавы никеля, плазменное напыление, порошки, состав, коэффициент трения, микротвердость, энтропия смешения, корреляционный анализ*

Введение и задача исследования. В области современных технологий плазменного формирования APS из порошков СФ-сплавов широко используется напыление сплавов никеля [1–8]. При этом разработка новых вариантов APS в последние десятилетия выявила особую плазменно-топливную разновидность напыления металлических и керамических покрытий [1–7], при которой в плазменные струи вводят топливные компоненты, например, алканового типа. Данные системы для плазменно-топливного напыления FA-APS [1] являются модернизацией APS с электродуговыми плазмотронами (ЭДП) на аргоно-водородных и других смесях [9–19]. Доступная информация по характеристикам износостойкости (коэффициенту трения *CoF* и иным) для покрытий из СФ-сплавов, получаемых в аппаратах для FA-APS, немногочисленна и в основном касается микротвердости, за исключением лишь [5, 6]. Эти данные указывают на необходимость продолжения разработки FA-APS-метода и его исследования, в т. ч. с применением оценки влияния состава порошков сплавов на характеристики получаемых покрытий, которая и была выбрана нами как задача данной работы.

Методика исследования и полученные результаты. В данном исследовании проводилась оценка связи характеристик износостойких покрытий СФ типа на основе никелевых сплавов (с долей Ni от 60 до 74 вес.%), формируемых по технологии дугового плазменного напыления порошков при давлении 0,101 МПа. Был рассмотрен вариант как стандартного APS, так и FA-APS без стадии дополнительного оплавления поверхности, реализуемый в плазменных струях с вводом добавок алканового и аналогичного типа для повышения энтальпии в зоне нагрева порошка и как защита его от обезуглероживания и окисления. В частности, в режимах данной группы из Ni-Cr-Fe-Si-B-C-сплава (из индивидуального порошка или же с упрочняющей добавкой) могут быть получены покрытия со средней микротвердостью до 10–11 ГПа. На рисунке 1 приведен пример, полученный в нашей установке FA-APS-типа [1, 2, 4].

Для сравнения эффективности системы для FA-APS удобно использовать энерготехнологические параметры [1, 4]. Нами найдено, что вклад топливной составляющей в данном процессе с комбинированным нагревом может достигать 20–30 % и более (при мощности ЭДП 30–40 кВт и при среднемассовой энтальпии струи ЭДП на выходе при использовании в них N_2 или воздуха 10–17 МДж/кг) в зависимости от выбранного топлива. Например, вклад в общую начальную мощность FA-APS в случае использования технического пропан-бутана

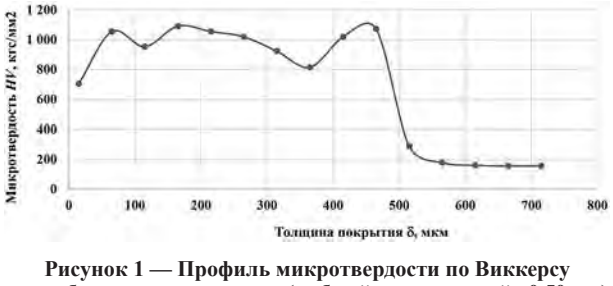


Рисунок 1 — Профиль микротвердости по Виккерсу по глубине покрытия в мкм (с общей его толщиной ~0,50 мм) для образца, напыленного в плазме с топливной добавкой, из сплава ПР-НХ17СР4 с добавкой 20 % (WC + 6 % Co)

с низшей теплотворной способностью 46,2 МДж/кг при его расходе ≥0,5 кг/ч и при тепловой мощности струи плазмы на выходе из сопла 25,0 кВт будет составлять не менее чем 21–22 %, а в случае природного газа (с концентрацией $CH_4 \geq 92$ %) в аналогичном режиме — до 25–26 %. Такой уровень явно выше, чем вклад топливного компонента при традиционном APS-напылении (как, например, в способе с никелевым СФ-сплавом [9]). В последнем случае вычисленный вклад энтальпии H_2 (в составе смеси (Ar (55 л/мин) + H_2 (7,5 л/мин)) находится в интервале 7–11 % (при мощности на дуге ЭДП 33 кВт и при уровне энтальпии плазмы 10–15 МДж/кг (без учета вклада H_2)).

Далее нами проведен специальный базовый анализ (с использованием корреляционного метода для двух верифицированных групп данных — режимов стандартного APS (с девятью сортами порошков) и FA-APS (с двумя порошками)) степени влияния состава порошков на результативность процесса напыления — по коэффициенту сухого трения *CoF* получаемых покрытий из СФ-сплавов (на сталях и других металлах) и по их усредненной микротвердости по Виккерсу *HV*. Выбранные данные по режимам FA-APS и, для сравнения, по режимам APS [5–7, 9–19] проанализированы с учетом принципов проектирования композиционно сложных материалов [4, 8]. Часть расчетных результатов проиллюстрирована рисунками 2–5 и таблицей. Для расширенной характеристики состава каждого порошка, кроме концентраций в нем металлов и неметаллов, применены термодинамические и статистические показатели, используемые в теории высоко- и среднеэнтропийных сплавов [4, 8], в т. ч. неэквимолярных (к которым и относятся промышленные марки СФ-сплавов).

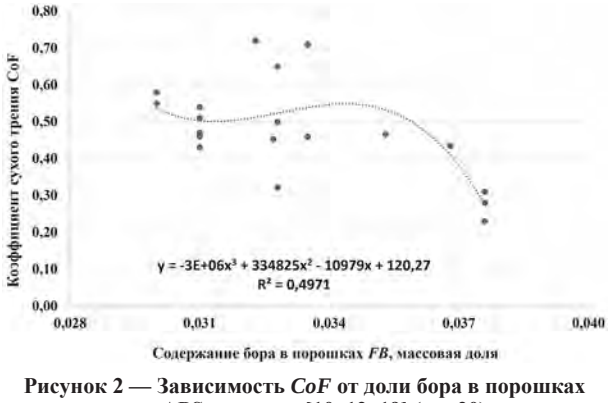


Рисунок 2 — Зависимость *CoF* от доли бора в порошках для группы APS-режимов [10, 12–19] (*n* = 20), модуль коэффициента линейной корреляции |*R*| = 0,566 (т. е. R^2 = 0,321)

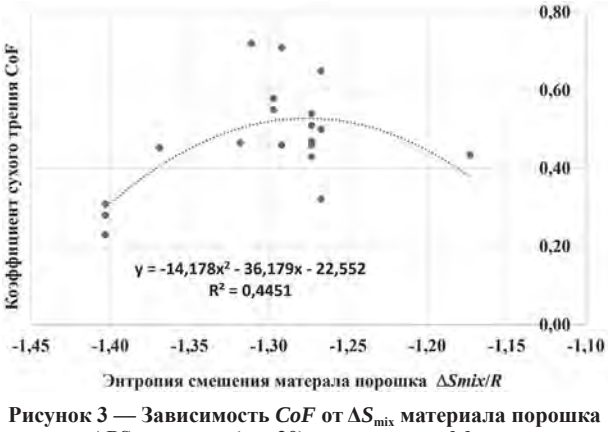


Рисунок 3 — Зависимость *CoF* от ΔS_{mix} материала порошка для APS-режимов (*n* = 20), значение коэффициента линейной корреляции *R* = 0,434

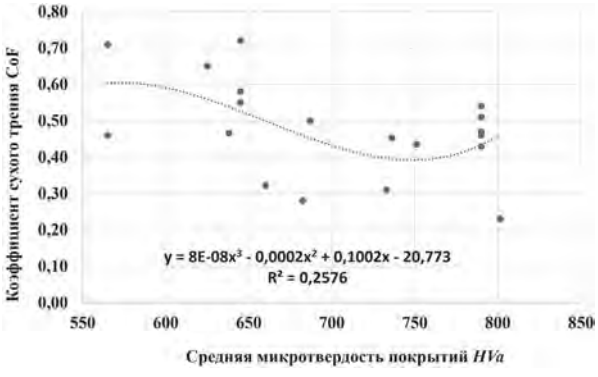


Рисунок 4 — Зависимость *CoF* от средней *HV* в покрытиях для APS-режимов (*n* = 20), значение модуля коэффициента линейной корреляции |*R*| = 0,445

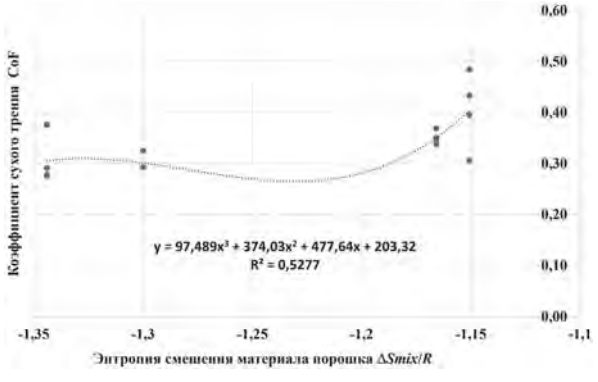


Рисунок 5 — Зависимость *CoF* от ΔS_{mix} (для сплавов, образующих покрытие) для группы режимов FA-APS [5] (*n* = 16), значение коэффициента линейной корреляции *R* = 0,649 (т. е. R^2 = 0,421)

В результате анализа было найдено, что для группы режимов FA-APS имеет место более сильная корреляционная связь для пар между *CoF* и не только характеристиками состава порошков и получаемых в итоге покрытий (в частности, фракциями бора и никеля в них), но и такими параметрами, как энтропия смешения ΔS_{mix} для материала порошка (и также покрытия) и степень разупорядоченности δr для материала порошка. Данная связь характеризуется уровнем коэффициентов линейной парной корреляции (Пирсона) *R* до 0,649 для FA-APS-группы (по сравнению с модулем $|R| \leq 0{,}566$ для APS-группы), что, учитывая ограниченный объем выборки данных, соответствует уровню статистической значимости для рассмотренных парных корреляций для режимов FA-APS. При множественном корреляционном анализе уровень *R* для характеристик рассматриваемого типа (*CoF* и *HV*) имеет тенденцию к повышению [4]. В тоже время особенностью, найденной при анализе рассмотренных режимов напыления покрытий (особенно группы стандартных APS-режимов), является несколько более слабый уровень корреляционной связи для них (в парах входных параметров порошков с выходными характеристиками, т. е. с *CoF* и *HV*), по сравнению с отдельно рассмотренной нами группой режимов нанесения покрытий из близких по составу никелевых СФ-сплавов методом лазерной порошковой наплавки (набор из 28-ми сплавов), для которых, как было найдено, уровень коэффициентов |*R*| достигает 0,662, в частности, для пары *CoF* с δr.

Таблица — Энтропия смешения и другие характеристики состава [2, 4, 8] для порошков никелевых сплавов, в т. ч. ПР-НХ17СР4 и ПР-НХ15СР2 (производства ОАО «Полема»)

Параметр	Значения для различных напыляемых порошков (концентрации в вес. %)				
	сплав ПР-НХ17СР4 (в т. ч. Ni ≥ 69,3 %, Fe < 5 %) [5–6]	сплав ПР-НХ15СР2 (в т. ч. Ni ≥ 74,4 %, Fe < 5 %) [5–6]	6-компонентный Ni-СФС по [19] (в т. ч. Ni 71,7 %, Fe 4,17 %)	8-компонентный Ni-СФС Ni60CuMo по [10] (Ni 67,42 %, Fe 2,45 %)	5-компонентный Ni-СФС Ni60B (Ni 60,56 %, Fe 15,74 %) по [13]
Конфигурационная энтропия смешения $\Delta S_{mix}/R$ (здесь R — универсальная газовая постоянная)	–1,344	–1,166	–1,292	–1,403	–1,369
Усредненное количество валентных электронов на 1 атом данного сплава	7,595	8,22	7,724	7,657	7,689
Усредненная электроотрицательность (по Л. Полингу) на 1 атом данного сплава χ	1,913	1,894	1,910	1,911	1,879
Степень разупорядоченности (по радиусам атомов в сплаве) δr, %	14,76	11,54	14,18	14,57	12,70
Коэффициент вариации (для распределения долей атомов в сплаве) CV	1,059	1,293	1,127	1,340	0,759
Коэффициент эксцесса (для распределения долей атомов) Kurt	4,529	5,275	4,796	5,499	4,301
Коэффициент асимметрии (для распределения долей атомов) Skew	2,073	2,268	2,137	2,275	2,001
Среднее значение (математическое ожидание) концентрации (для распределения долей атомов) E, мольные доли	0,167	0,167	0,167	0,125	0,200
Коэффициент сухого трения CoF для покрытий (при $T \approx 300$ K)	0,276–0,376 (FA-APS)	0,306–0,484 (FA-APS)	0,71; 0,46 (APS)	0,31; 0,23; 0,38 (APS)	0,453 (APS)

Заключение. Полученные данные позволяют сделать вывод о том, что имеется вероятность не менее сильного влияния на качество напыляемых покрытий из СФ-сплавов данного типа (в особенности в бестопливных APS-аппаратах) режимных теплотехнических параметров ЭДП, а не только композиционных свойств (т. е. состава порошков), что следует учитывать в дальнейшей разработке оптимизированных по физико-механическим характеристикам износостойких слоев технологий их напыления на металлоизделия.

Данное исследование проводилось при поддержке БРФФИ по гранту № Т25КИ-081.

Список литературы

1. Исследование модернизированной технологии плазменного напыления порошка бронзы с использованием комбинированного процесса с добавками углеводородов = Investigation of upgraded technology for plasma spraying of bronze powder using the combined process with hydrocarbon additions / О.Г. Девойно, А.В. Горбунов, Ч. Ван [и др.] // Наука и техника. — 2023. — Т. 22, № 2. — С. 103–112. — DOI: https://doi.org/10.21122/2227-1031-2023-22-2-103-112.
2. Вариативность коэффициента трения и твердости для порошковых плазменных покрытий на основе самофлюсующихся сплавов, с учетом требований к тормозным парам трения / О.Г. Девойно, А.В. Горбунов, В.К. Шелег [и др.] // Машиностроение: респ. сб. науч. тр. / редкол.: В.К. Шелег [и др.]. — Мн.: БНТУ, 2026. — Вып. 37. — С. 37–50.
3. Numerical investigation of a hybrid HVOF-plasma spraying process / B. Martinez, G. Mariaux, A. Vardelle [et al.] // Journal of Thermal Spray Technology. — 2009. — Vol. 18, no. 5–6. — P. 909–920. — DOI: https://doi.org/10.1007/s11666-009-9398-y.
4. Исследование формирования износостойких покрытий с карбидообразующими компонентами при высокоэнтальпийном напылении композиционных порошков на конструкционную сталь / О.Г. Девойно, А.В. Горбунов, А.С. Володько [и др.] // Современные методы и технологии создания и обработки материалов: сб. тр.: в 2 кн. / ФТИ НАН Беларуси. — Мн.: ФТИ НАН Беларуси. — 2026. — Кн. 2. — С. 101–114.
5. Криворогова, А.С. Формирование защитных покрытий на изделиях из алюминиевых сплавов методом плазменного напыления и определение их свойств: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 2.6.5 / Криворогова Анастасия Сергеевна; Уральский федеральный университет. — Екатеринбург, 2025. — 24 с.

6. Modification of aluminum surfaces by supersonic plasma sputtering / S. Ilinykh, A. Krivorigova, N. Ilinykh [et al.] // MATEC Web of Conferences. — 2020. — Vol. 329. — DOI: https://doi.org/10.1051/matecconf/202032902027.
7. Патент RU 2741040 C1, МПК C23C 28/00 (2006.01), C23C 24/04 (2006.01), C23C 4/134 (2016.01), C23C 4/04 (2006.01). Способ получения защитного покрытия: № 2020120189: заявлено 11.06.2020: опубл. 22.01.2021 / Гельчинский Б.Р., Ильиных С.А., Крашанинин В.А., Криворогова А.С. // заявитель ФГБУН ИМЕТ УрО РАН. — 8 с.
8. Miracle, D.B. A critical review of high entropy alloys and related concepts / D.B. Miracle, O.N. Senkov // Acta Materialia. — 2017. — Vol. 122. — P. 448–511. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.actamat.2016.08.081.
9. Effect of heat treatment on structure and property evolutions of atmospheric plasma sprayed NiCrBSi coatings / L. Liu, H. Xu, J. Xiao [et al.] // Surface and Coatings Technology. — 2017. — Vol. 325. — P. 548–554. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2017.07.011.
10. Investigation of microstructure and wear behavior of ni60cumo coating fabricated on ZL109 aluminum alloy by plasma spray / B.Y. Han, W. Du, H. Zhang [et al.] // Journal of Materials Engineering and Performance. — 2022. — Vol. 31, iss. 11 . — P. 9262–9272. — DOI: https://doi.org/10.1007/s11665-022-06892-4.
11. Investigation of tribological behavior of plasma sprayed Ni-based coating prepared on aluminum alloy under different temperatures / B. Han, X. Gao, S. Chen [et al.]. — 27 p. — DOI: https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-2683577/v1. — (Preprint).
12. Forming mechanism and tribological properties of a Ni-based coating prepared from transverse static magnetic field-assisted supersonic plasma spraying / Z. Wang, Y. Huang, H. Wang [et al.] // Green Manufacturing Open. — 2023. — Vol. 1, iss. 1. — DOI: https://doi.org/10.20517/gmo.2022.03.
13. Effect of Fe content on the tribological properties of Ni60 coatings applied by pulsed magnetic field assisted supersonic plasma spraying / Z. Wang, Y. Huang, J. Zhou [et al.] // Materials Characterization. — 2022. — Vol. 185. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.matchar.2022.111771.
14. Study on preparation and wear resistance of NiCrBSi-WC/Co composite coatings by pulsed magnetic field assisted supersonic plasma spraying / J. Zhou, W. Gao, D. He [et al.] // Surface and Coating Technology. — 2022. — Vol. 448. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2022.128897.
15. Medabalimi, S.R. Developing partially oxidized NiCr coatings using the combined flame spray and plasma spray process for improved wear behaviour at high temperature / S.R. Medabalimi, M.R. Ramesh, R. Kadoli // Wear. — 2021. — Vol. 478–479. — DOI: https://doi.org/10.1016/J.WEAR.2021.203885.
16. Effects of spraying conditions on the microstructure and properties of NiCrBSi coatings prepared by internal rotating plasma spraying / L. Tang, J. Kang, P. He [et al.] // Surface and Coatings Technology. — 2019. — Vol. 374. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2019.06.056.
17. Automatic remelting and enhanced mechanical performance of a plasma sprayed NiCrBSi coating / L.Y. Chen, H. Wang, C. Zhao [et al.] // Surface and Coatings Technology. — 2019. — Vol. 369. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2019.04.052.
18. Wear behaviors of 5 wt % SiO_2–Ni60 coatings deposited by atmospheric plasma spraying under dry and water-lubrication sliding conditions / C. Zhang, J. Xu, G. Sun [et al.] // Wear. — 2021. — Vol. 470–471. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.203621.
19. Singh, G. Wear and friction behavior of NiCrBSi coatings at elevated temperatures / G. Singh, M. Kaur, R. Upadyaya // Journal of Thermal Spray Technology. — 2019. — Vol. 28, iss. 5. — P. 1081–1102. — DOI: https://doi.org/10.1007/s11666-019-00876-y.

Devoino O.G., Gorbunov A.V., Koval V.A., Rudnitsky A.Yu.

Assessment of the effect of the composition of nickel-based alloy powders on some characteristics of wear-resistant coatings obtained with plasma spraying

A relationship was assessed between the characteristics of self-fluxing (SF) coatings of nickel alloys formed using plasma spraying with the powder composition. Both the standard APS (atmospheric plasma spraying) and new fuel-assisted APS (FA-APS) variant were considered. Last variant is carried out in plasma jets with the feeding of organic additives to increase enthalpy in the heating zone of powder and to provide their protection against oxidation. A special analysis (for two groups — for APS regimes and FA-APS ones) was performed to determine the influence of the powders composition on effectiveness of the spraying – based on the coefficient of friction (*CoF*) and the averaged microhardness *HV* of the coatings. A number of indexes for medium-entropy alloys were applied for the characterization of the composition. It was found that for the FA-APS group of regimes, there is a stronger correlation for pairs between *CoF* and not only the composition of the powders and the resulting coatings (in particular, the B and Ni fractions in them), but also such parameters as the entropy of mixing ΔS_{mix} for material of powder (and coating) and the degree of disorder (by atomic radii) δr for the powder material. This relationship is characterized by the pair correlation coefficient (Pearson) *R* up to 0.649 for the FA-APS group (compared to the level of $|R|$ not higher than 0.566 for the APS group). Herewith, in multiple correlations, the $|R|$ level for *CoF* and *HV* tends to increase. The feature found in the analysis of the spraying regimes (especially the APS group) is a slightly weaker level of correlation for them (in pairs with *CoF* and *HV*) compared to other group of the laser cladding regimes with the similar SF alloys.

Поступила в редакцию 09.07.2026.

УДК 631.352.02

К.М. МИХАЙЛОВ; В.И. ЖОРНИК, д-р техн. наук, проф.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

М.И. МИХАЙЛОВ, д-р техн. наук, проф.
Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь

ВЛИЯНИЕ ДЕМПФИРУЮЩИХ ПОКРЫТИЙ БАЗОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НОЖЕЙ ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО БАРАБАНА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА НА ИХ НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ

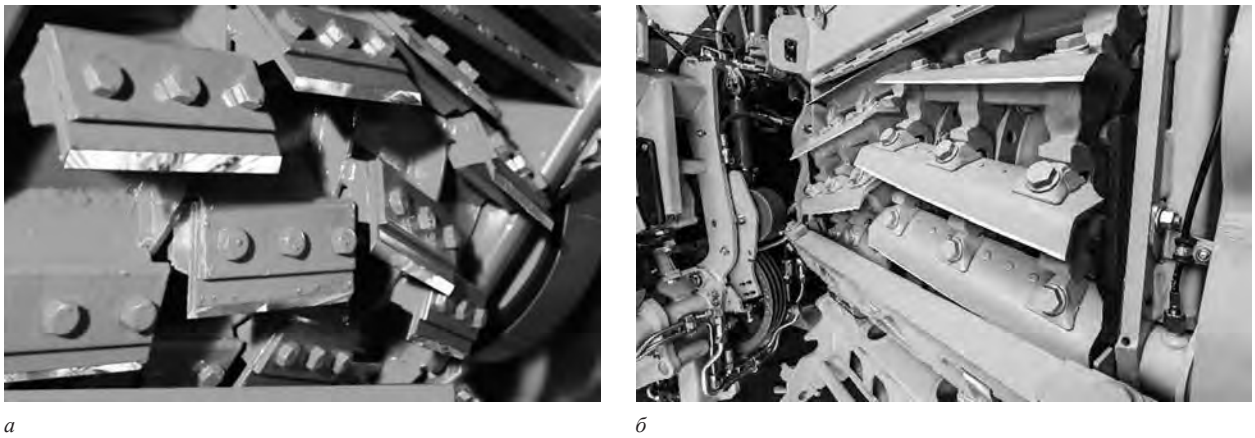
Разработана 3D-модель ножа измельчающего барабана криволинейной геометрии, а также узла его крепления, в которой учтены параметры элементов системы крепления и демпфирующее покрытие для базовых поверхностей ножей. Установлен характер распределения напряжений в разработанной модели системы крепления ножа. Определено влияние параметров элементов системы крепления и демпфирующего покрытия на напряженное состояние ножей измельчающего барабана кормоуборочного комбайна.

***Ключевые слова**: кормоуборочный комбайн, измельчающий барабан, система крепления ножей, напряженное состояние*

Введение. Функционирование кормоуборочных комбайнов в удаленных полевых условиях ограничивает возможности оперативного технического обслуживания. Выход из строя основных агрегатов провоцирует длительные простои и экономический ущерб, что актуализирует требования к показателям безотказности как к приоритетным. На безотказность измельчающего механизма решающее воздействие оказывают эксплуатационные факторы: засоренность убранной массы почвенными включениями, наличие раздробленных инородных предметов, а также абразивно-коррозионное изнашивание рабочих органов. При этом процесс измельчения, протекающий на высоких окружных скоростях, является наиболее энергоемким этапом всего технологического цикла. Только с учетом этих условий можно ставить задачу об оптимизации и о повышении работоспособности устройств и их элементов [1–10].

Проблемами надежности измельчающего барабана, в частности исследованиями НДС его ножей, занимались такие авторы, как С.С. Щербаков, А.А. Новиков, Л.А. Сосновский и другие [11–15]. В рамках данных исследований проводилась оценка стойкости стандартных ножей, устанавливаемых на измельчающие аппараты комбайнов завода ОАО «Гомсельмаш» (рисунок 1 *а*). Данное устройство выполнено в виде четырехсекционного барабана, оснащенного ножами прямолинейной геометрии. Зарубежные аналоги ведущих брендов, таких как CLAAS, Krone, комплектуются преимущественно двухсекционными барабанами (см. рисунок 1 *б*). В них используются ножи сложной винтовой формы и обуславливается это следующим. В процессе работы кромки ножей барабана довольно быстро затупляются, что приводит к сокращению срока службы ножей и противорежущего бруса, ухудшению качества корма, увеличению до 30 % расхода топлива и простоям техники. С целью обеспечения постоянства угла заточки и радиуса режущей кромки производители кормоуборочной техники предписывают переточку ножей каждые 400–600 убранных тонн кормов. Этот процесс осуществляется встроенным автоматическим устройством непосредственно в измельчающем аппарате в процессе вращения барабана.

Поскольку в двухсекционных конструкциях длина ножей вдвое превышает длину элементов четырехсекционных, для сохранения неизменными углов ножей в процессе заточки требуется использование ножей винтовой формы. В четырехсекционных барабанах данное отклонение менее заметно, однако оно прогрессирует по



а *б*

Рисунок 1 — Измельчающие аппараты комбайнов: *а* — производства ОАО «Гомсельмаш»; *б* — производства фирмы CLAAS

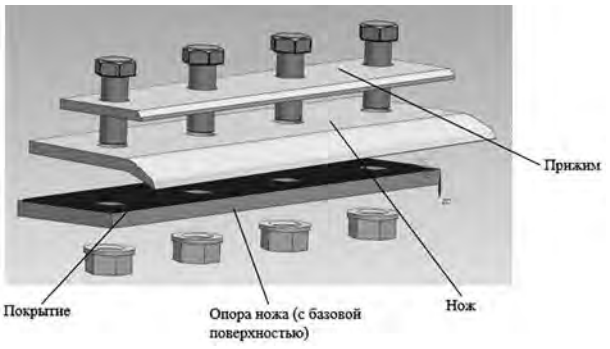


Рисунок 2 — 3D-модель системы крепления ножа

мере увеличения количества переточек. В свою очередь, ножи винтовой формы из-за своей геометрии имеют неплотное прилегание к опорной поверхности, что при их установке приводит к перераспределению напряжений. Для улучшения условий контактного взаимодействия ножа с опорной поверхностью предлагается ввести покрытие базовых поверхностей, что позволяет увеличить фактическую площадь контакта, уменьшить влияние микронеровностей и зазоров. С учетом всего вышесказанного была поставлена задача исследования влияния демпфирующего покрытия базовых поверхностей ножей измельчающего барабана на их напряженное состояние.

Целью работы является исследование влияния покрытий базовых поверхностей ножей измельчающего барабана кормоуборочного комбайна на их напряженное состояние.

Методика исследований. Конечно-элементное моделирование системы крепления ножа в трехмерной постановке проводилось в пакете ANSYS. Разбиение на конечные элементы было выполнено таким образом, чтобы наибольшая плотность элементов была на лезвии ножа и крепежных элементах, максимальный размер элемента — 1,73 мм.

В моделях опора жестко закреплена, т. е. на ее опорной поверхности заданы граничные условия первого типа

$$U_l = 0.$$

Граничные условия второго типа заданы для k-го элемента системы (на режущей кромке и в болтовых соединениях) на поверхностях распределением усилий $\overline{F}_i^k$:

$$\sigma_{ij}^k l_j^k = \overline{F}_i^k,$$

где l_j^k — направляющий косинус.

Взаимодействие двух тел (например, ножа и прижима) с учетом их механических и геометрических свойств описывается условиями контакта:

$$\overline{U}_i^k\Big|_{S_{kl}^U} - \overline{U}_i^l\Big|_{S_{kl}^U} = \gamma_i^{k,l}, \quad i = 1,2,3, \quad l = 1...m;$$

$$\sigma_{nn}^k\Big|_{S_{kl}^\sigma} - \sigma_{nn}^l\Big|_{S_{kl}^\sigma} = 0;$$

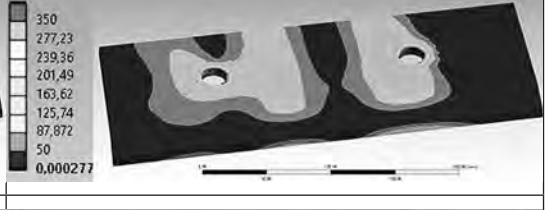
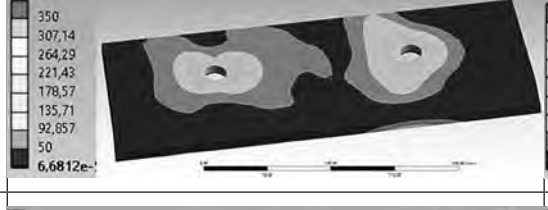
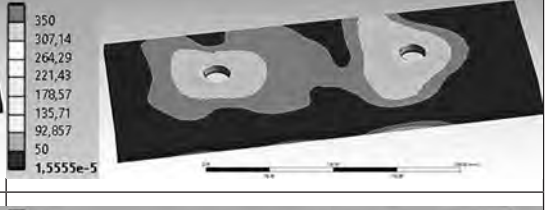
$$\sigma_{nr}^k\Big|_{S_{kl}^\sigma} - \sigma_{nr}^l\Big|_{S_{kl}^\sigma} \le f^{k,l}\sigma_{nn},$$

где m — количество тел, контактирующих с k-м элементом; $f^{k,l}$ — коэффициент трения между k и l телами.

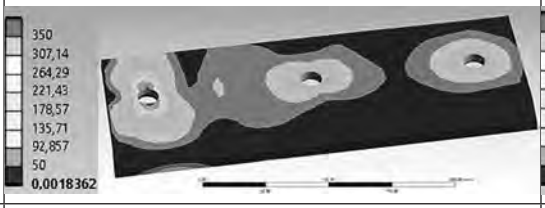
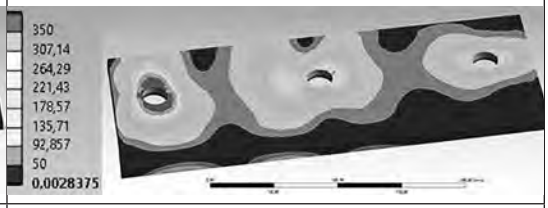
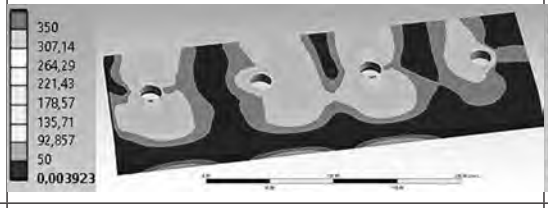
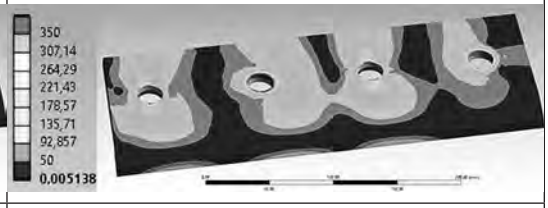
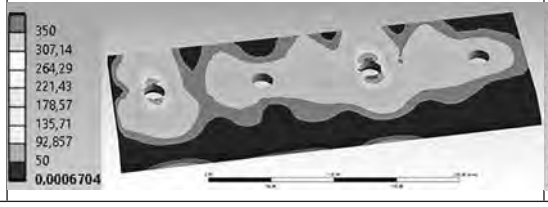
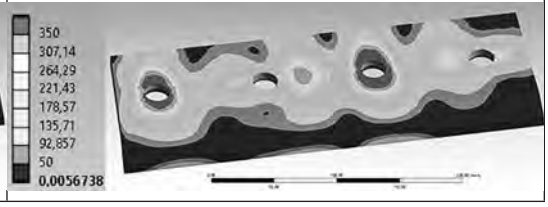
Уровни сил затяжки болтов рассчитываются исходя из предела текучести их материала (стали), равного 450 МПа, в предположении, что при пластическом деформировании болтов напряжения, а следовательно, и уровни сил их затяжки, остаются практически неизменными.

В расчет закладывались конструкции с демпфирующим слоем (рисунок 2) и без, варьировались силы затяжки и точки их приложения.

Таблица 1 — Картины распределения эквивалентных напряжений

Вариант конструкции	F = 97,5 кН	F = 120 кН
Без покрытия		
С покрытием		
Без покрытия		

Окончание таблицы 1

Вариант конструкции	F = 97,5 кН	F = 120 кН
С покрытием		
Без покрытия		
С покрытием		

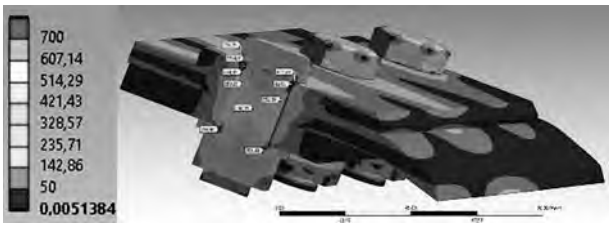
Результаты расчетов и их анализ. В таблице 1 приведены результаты расчетов в виде картин эквивалентных напряжений. Из них видно, что при увеличении уровня сил закрепления ножей F в 1,23 раза от исходных 97,5 кН во всех рассмотренных конструктивных схемах фиксируется рост максимальных эквивалентных напряжений, возникающих в наиболее нагруженных локальных зонах. При этом степень возрастания напряжений напрямую зависит от количества точек приложения сил затяжки. Для схемы с двумя точками крепления этот рост составляет 1,25 раза, что практически пропорционально увеличению самого усилия. В варианте с тремя точками приложения сил прирост оказывается несколько выше — в 1,34 раза, а для четырехточечной конструкции — наиболее существенным, достигая 1,59 раза. Таким образом, увеличение числа точек приложения сил закрепления при одновременном повышении уровня сил закрепления усиливает концентрацию напряжений в материале ножа.

Вместе с тем, несмотря на количественный рост пиковых напряжений, качественный характер их распределения по поверхности и объему детали претерпевает лишь незначительные изменения.

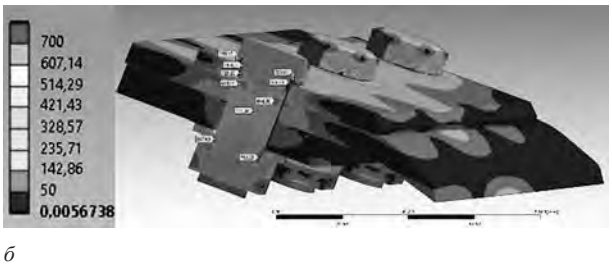
Введение в конструкцию демпфирующего покрытия при F = 97,5 кН приводит к еще более выраженному росту максимальных эквивалентных напряжений по сравнению с вариантами без покрытия. Для двухточечной схемы этот рост составляет 1,2 раза, для трехточечной — 1,43 раза, а для четырехточечной — уже 1,6 раза, то есть в абсолютных цифрах при одном и том же уровне сил закрепления ножей демпфирующий слой увеличивает пиковые напряжения тем сильнее, чем больше точек приложения сил.

Если рассматривать совместное действие двух факторов — повышения уровня сил закрепления ножей в 1,23 раза и наличия демпфирующего слоя — то можно оценить вклад каждого из них. Прирост максимальных напряжений, вызванный только увеличением уровня сил закрепления, составляет 4 % для двухточечной схемы, 17 % для трехточечной и 21 % для четырехточечной (от значений, полученных при базовой затяжке в тех же конструкциях с покрытием). Эти цифры показывают, что влияние уровня сил закрепления ножей на рост напряжений не является линейным и становится более значимым по мере увеличения числа точек приложения сил закрепления.

Помимо количественного роста пиковых значений, применение демпфирующих покрытий приводит к ка-



а



б

Рисунок 3 — Распределение эквивалентных напряжений в сечении:
а — базовой конструкции;
б — конструкции с демпфирующим покрытием

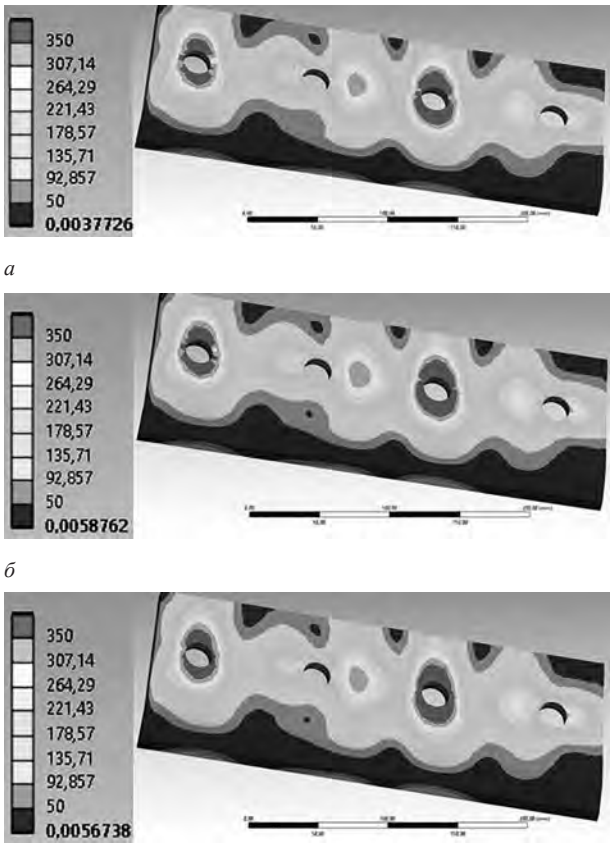


Рисунок 4 — Картины эквивалентных напряжений ножа измельчающего барабана при толщине покрытия базовой поверхности: *а* — 0,5 мм; *б* — 0,8 мм; *в* — 1 мм

чественному перераспределению полей напряжений во всех исследуемых конструкциях. Зоны с повышенными напряжениями не только смещаются, но и заметно расширяются, охватывая большие области материала. Это особенно отчетливо проявляется в конструкциях с тремя и четырьмя точками приложения сил закрепления ножей. В этих случаях наблюдается более равномерное распределение напряжений по поверхности по сравнению с двухточечной схемой, однако при этом сами области максимумов становятся обширнее.

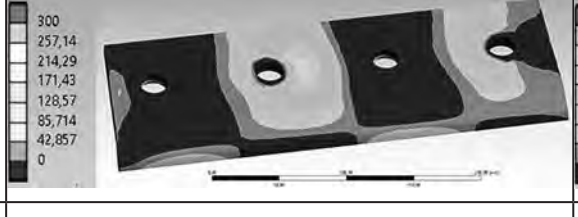
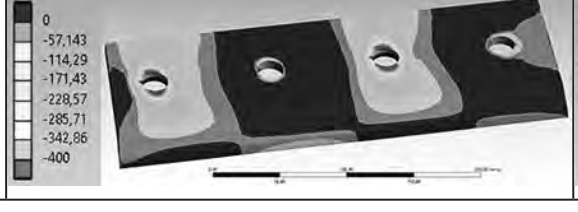
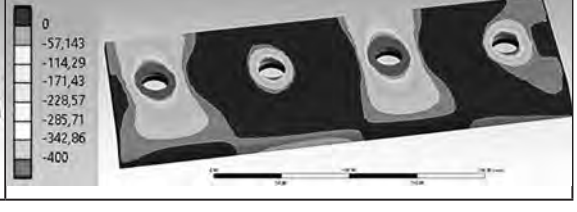
Также, согласно проведенным расчетам, в сечениях вдоль осей болтов, соответствующих наиболее нагруженным областям соединения, значения эквивалентных напряжений достигают локальных пиков. Данные пики относятся к зонам геометрических концентраторов — к переходным участкам у головки болта и к заходным фаскам гаек. Распределение напряжений в основных элементах конструкции имеет продольный характер, то есть максимальные значения действуют вдоль оси болта, что обусловлено преимущественно осевым характером прилагаемой нагрузки (рисунок 3 *а*). Применение демпфирующих покрытий обеспечило снижение значений эквивалентных напряжений в областях их максимумов на величину от 8 до 23 % в зависимости от конкретного сечения и типа детали. При этом характер распределения напряжений вдоль оси болта для ножа и прижима трансформировался в трапециевидный, а зона увеличилась в диаметре (см. рисунок 3 *б*).

Дополнительно выполнена серия конечно-элементных исследований влияния толщины демпфирующего покрытия на напряженное состояние системы крепления ножей. Толщина покрытия варьировалась дискретно в диапазоне 0,5–1,0 мм. Результаты показали, что изменение толщины не приводит к качественным изменениям характера распределения эквивалентных напряжений (рисунок 4). При этом было выявлено увеличение максимальных напряжений при росте толщины — для крайних значений диапазона (0,5 и 1,0 мм) разница составила 7 % в пользу большей толщины.

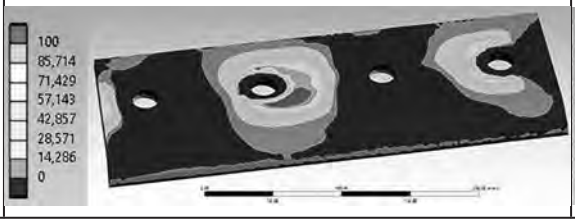
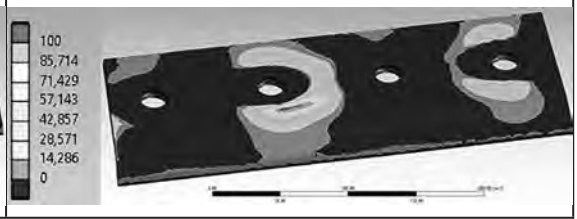
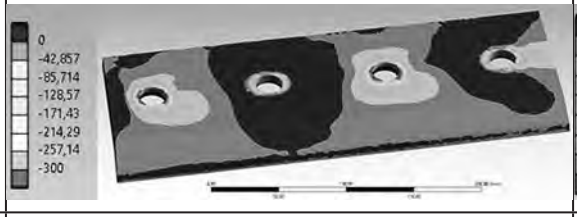
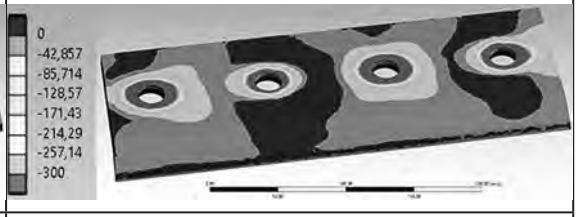
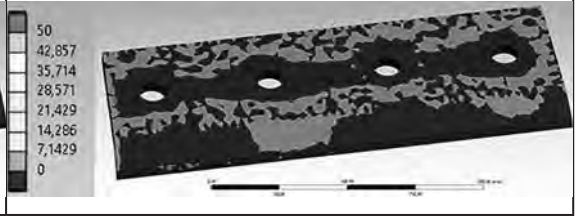
В таблице 2 представлены распределения напряжений вдоль координатных осей для конструкции с максимальным уровнем закрепления ножей (четыре точки приложения сил) в двух исполнениях — с демпфирующим слоем толщиной 1 мм и без него. Иные результаты не выведены ввиду их однотипности и большого объема данных.

Анализ результатов показывает, что введение демпфирующего покрытия увеличивает максимальные напря-

Таблица 2 — Картины распределения напряжений по координатным осям

Ось	Конструкция без демпфирующего слоя	Конструкция с демпфирующим слоем
+*X*		
–*X*		

Окончание таблицы 2

Ось	Конструкция без демпфирующего слоя	Конструкция с демпфирующим слоем
+*Y*		
–*Y*		
+*Z*		
–*Z*		

жения по оси *X* на 7–14 %, по оси *Y* — на 4–18 %; по оси *Z* положительные максимумы снижаются в 1,22 раза, тогда как отрицательные возрастают в 1,29 раза. Что касаемо характера распределения: по осям *X* и *Y* наблюдается умеренное расширение зон максимальных напряжений, свидетельствующее о некотором перераспределении нагрузки в поперечных и продольных направлениях, а по оси *Z* картина остается практически неизменной.

Заключение. Полученные результаты представляют практическую ценность для конструкторов кормоуборочных комбайнов, поскольку позволяют количественно оценить влияние числа точек приложения и уровня сил закрепления ножей и наличия демпфирующего покрытия на напряженное состояние ножей измельчающего барабана. Эти данные дают возможность обоснованно выбирать рациональную схему крепления, избегая неоправданного роста пиковых напряжений и их сосредоточения в зонах концентраторов. Выявленные закономерности перераспределения полей напряжений и влияния толщины покрытия могут быть использованы при оптимизации конструкции с целью повышения ее надежности и долговечности. Таким образом, результаты расчетов позволяют установить характер влияния демпфирующих покрытий на напряженное состояние ножей и создают основу для принятия обоснованных проектных решений при разработке систем крепления ножей измельчающего барабана.

Список литературы

1. Анилович, В.Я. Определение показателей надежности сельскохозяйственных машин по экспериментальным данным / В.Я. Анилович, И.П. Сычев // Научные труды: Украинский научно-исследовательский институт сельскохозяйственного машиностроения. — 1967. — Вып. 4. — С. 267–280.
2. Цитович, И.С. Безотказность и долговечность тракторов и сельскохозяйственных машин / И.С. Цитович, Н.Н. Дорожкин, В.А. Дьяченко. — Мн.: Ураджай, 1977. — 151 с.
3. Альгин, В.Б. Надежность технически сложных изделий в свете «Индустрии 4.0» / В.Б. Альгин, Н.Н. Ишин // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объед. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2017. — Вып. 6. — С. 43–54.
4. Михлин, В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники / В.М. Михлин. — М.: Колос, 1984. — 335 с.
5. Псырков, Н.В. К анализу напряженно-деформированного состояния и поврежденности трибофатической системы режущего аппарата сельскохозяйственной техники / Н.В. Псырков, С.С. Щербаков // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объед. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев [и др.]. — Мн., 2012. — Вып. 1. — С. 263–267.
6. Журавков, М.А. Напряженно-деформируемое состояние трибофатической системы «прижим — нож — основа-

ние ревущего инструмента комбайна» / М.А. Журавков, С.С. Щербаков, А.В. Круподеров // Теоретическая и прикладная механика: междунар. науч.-техн. сб. / Бел. нац. техн. ун-т; ред. А.В. Чигарев. — Мн., 2012. — Вып. 27. — С. 219–224.
7. Щербаков, С.С. Напряженно-деформированное состояние и повреждаемость трибофатической системы «прижим — нож — опора» режущего инструмента комбайна / С.С. Щербаков // Механика машин, механизмов и материалов. — 2012. — № 2(19). — С. 75–80.
8. Объемная повреждаемость ножа и противорежущего бруса режущего аппарата комбайна в динамической постановке / М.А. Журавков, С.С. Щербаков, О.А. Насань [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2015. — Вып. 4. — С. 232–236.
9. Миренков, В.В. Анализ напряженно-деформированного состояния ножа измельчающего барабана кормоуборочного комбайна / В.В. Миренков, В.Ф. Хиженок, П.Е. Родзевич // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. — 2014. — № 1(56). — С. 20–28.
10. Оценка стойкости ножей питающе-измельчающих аппаратов сельскохозяйственных комбайнов: теория, стендовые и полевые испытания / А.А. Новиков, В.В. Комиссаров, В.О. Замятнин [и др.] // Вестник БелГУТа: наука и транспорт. — 2016. — № 1(32). — С. 201–208.
11. Дробышевский, П.С. Опыт применения чугуна ВЧТГ для изготовления ножей режущих барабанов кормоуборочных комбайнов / П.С. Дробышевский, А.А. Новиков // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе — сегодня и завтра: тез. докл. междунар. науч.-практ. конф., Гомель, 4–5 окт. 2018 г. / НТЦК ОАО «Гомсельмаш». — Гомель, 2018, — С. 126–127.
12. Псырков, Н.В. Опыт внедрения специального чугуна марки ВЧТГ для изготовления ножей режущих кормоуборочной техники / Н.В. Псырков, А.А. Квитанов, В.О. Замятнин // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев [и др.]. — Мн., 2013. — Вып. 2. — С. 388–390.
13. Высокопрочный чугун с шаровидным графитом и высоким сопротивлением усталости. Марки и механические свойства: СТБ 2544-2019. — Введ. 01.10.2019. — Мн.: Госстандарт, 2019. — 7 с.
14. Ножи кормоуборочных комбайнов КВК-800. Программа и методика сравнительных доводочных эксплуатационных испытаний. — Гомель: Гомсельмаш, 2014. — 20 с.
15. Тюрин, С.А. Эксплуатационные испытания ножей кормоуборочных комбайнов и их результаты / С.А.Тюрин // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2021. — Вып. 10. — С. 13–16.

Mikhaylov K.M., Zhornik V.I., Mikhaylov M.I.

Effect of damping coatings on the base surfaces of the knives of the shredding drum of a forage harvester on their stress state

A 3D model of a knife of a shredding drum with a curved geometry, as well as its attachment unit, has been developed. The model takes into account the parameters of the fastening system elements and a damping coating for the base surfaces of the knives. The nature of the stress distribution in the developed model of the knife attachment system has been established. The influence of the parameters of the fastening system elements and the damping coating on the stressed state of the knives of the shredding drum of the forage harvester is determined.

Поступила в редакцию 25.09.2026.

УДК 621.7

В.Е. АНТОНЮК, д-р техн. наук, проф.; С.Г. САНДОМИРСКИЙ, д-р техн. наук, доц.;
О.М. ЕЛОВОЙ, канд. техн. наук; Н.П. ТИМОШЕНКО
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ОСОБЕННОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОИЗВОДСТВА КОЛЬЦЕВЫХ ЗАГОТОВОК

Рассмотрены принципиальные отличия технологий и технико-экономических параметров автоматизированного и неавтоматизированного производств кольцевых заготовок. Проанализированы проблемы и предложены пути обеспечения эффективной эксплуатации автоматизированных производств кольцевых заготовок. Сформулированы требования к оптимальным техническим параметрам кольцевых заготовок для целесообразного их изготовления в условиях автоматизированных производств, включая требования по достижимой точности изготовления, возможности изготовления профильных кольцевых заготовок, количеству изготавливаемых заготовок за один заказ, особенностям используемого материала кольцевых заготовок, влиянию их массы на точность изготовления, времени запуска и остановки автоматизированного производства. Приведены особенности отработки технологии изготовления кольцевых заготовок в условиях автоматизированного производства. Выводы статьи могут быть использованы при изготовлении кольцевых заготовок на действующем на ОАО «МПЗ» и на создаваемом на ОАО «БЕЛАЗ» автоматизированных кольцераскатных комплексах.

***Ключевые слова**: кольцераскатка, кольцевая заготовка, технология изготовления колец, автоматизированное производство, технико-экономические параметры*

Введение. Кольцераскатка позволяет с высокой точностью создавать заготовки с улучшенными механическими свойствами для машиностроения, авиационной, космической и химической промышленности при производстве дисков турбин, крупногабаритных подшипников, ветряных установок, опорных колец, зубчатых колес. В Европе работает более 30 кольцераскатных производств, но уровень их автоматизации — минимальный.

На ОАО «МПЗ» в 2017 году введена в эксплуатацию автоматизированная линия производства кольцевых заготовок диаметром до 600 мм [1]. Отмечено, что линия позволяет уменьшить расход материала при высоком качестве продукции [2]. В составе ОАО «БЕЛАЗ» в 2027 году будет создан автоматизированный комплекс производства кольцевых заготовок диаметром до 3000 мм и массой до 3000 кг. Предполагают, что новое производство позволит ОАО «БЕЛАЗ» обеспечить внутренний рынок Беларуси и до 30 % его объема будет отправлено на экспорт [3]. Ожидают, что внедряемая технология позволит получать заготовки цельнокатаных и профильных колец из сталей разных марок с высоким качеством и минимальным припуском под последующую обработку, которые востребованы на внутреннем и российском рынках [4]. Реализация этого инвестиционного проекта с высоким экспортным потенциалом приведет к созданию собственного технологичного производства раскатных колец и обеспечит замещение их импорта для ОАО «БЕЛАЗ» и других предприятий Беларуси и России [5].

Теоретически на автоматизированном комплексе в диапазоне его технических параметров можно изготовить любую кольцевую заготовку. Но опыта создания автоматизированного производства для широкой номенклатуры кольцевых заготовок в мировой практике нет. В обязанности поставщика входит обеспечение технических параметров автоматизированного комплекса при заданных параметрах кольцевых заготовок. Но эффективная эксплуатация комплекса — задача покупателя. Поэтому планируемые для создаваемого и созданного в Беларуси кольцераскатных производств результаты, по нашей оценке, могут быть не достигнуты. Проблема в том, сколько времени понадобится для подготовки и отработки технологии изготовления планируемой кольцевой заготовки и с какой себестоимостью и отпускной ценой она будет изготовлена в условиях автоматизированного производства.

Цель работы — обоснование позиции ОИМ НАН Беларуси по особенностям эксплуатации автоматизированных производств кольцевых заготовок и возможных путях обеспечения их эффективности.

Технология автоматизированного производства кольцевых заготовок сильно отличается от не автоматизированного и требует другого понимания изготовления кольцевых заготовок. Все поставщики оборудования (прессов и кольцераскатных станов) поставляют его с требуемыми техническими показателями, а не технологию. Поставщики автоматизированного кольцераскатного комплекса предлагают проектную технологию с перечнем необходимого оборудования. Ее используют для ввода комплекса в эксплуатацию. На этом участие поставщика закончено и работу по созданию и отработке эксплуатационной технологии выполняет покупатель.

Основная операция автоматизированного комплекса — кольцераскатка, несмотря на использование современного оборудования с ЧПУ, остается управляемой вручную. Результаты по достигаемой производительности и точности при кольцераскатке зависят от многих факторов, для учета которых пока нет программного обеспечения. Поэтому до начала изготовления кольцевых заготовок в автоматизированном режиме для каждой заготовки должна быть отработана технология кольцераскатки в ручном режиме управления оператором. И только после достижения приемлемых результатов технологические параметры кольцераскатки вводят в си-

стему ЧПУ и по ним возможно последующее автоматизированное изготовление кольцевых заготовок без особого вмешательства, но под наблюдением операторов.

Роль оператора при автоматизированном управлении кольцераскаткой существенно отличается от его работы на отдельной кольцераскатной установке, при которой оператор может менять время цикла кольцераскатки и даже останавливать ее процесс. При работе на кольцераскатной установке автоматизированного комплекса оператор может только корректировать режимы без изменения циклового времени. При этом оператор не может остановить процесс кольцераскатки, так как это требует удаления всех горячих заготовок с пресса, с кольцераскатной установки и с других устройств, где невозможно оставить горячую заготовку для остывания. Поэтому возможности оператора автоматизированного производства ограничены, а достижение требуемой точности и производительности надо обеспечить заранее отработанной технологией для всего комплекса в ручном режиме управления. Только после достижения приемлемых для обеспечения тактового времени комплекса результатов следует принимать решение по изготовлению кольцевой заготовки в автоматизированном режиме.

Технико-экономические отличия неавтоматизированного и автоматизированного производств кольцевых заготовок состоят в том, что при одинаковых по габаритам и массе параметрах заготовок возможности их изготовления в условиях автоматизированного и неавтоматизированного производств разные, а себестоимость изготовления кольцевых заготовок при неавтоматизированном производстве может быть меньше. Для эксплуатации автоматизированного кольцераскатного комплекса в экономически выгодном режиме должны быть заранее определены оптимальные технические параметры кольцевых заготовок, планируемых для изготовления на нем.

Большинство работающих в Европе и России кольцераскатных комплексов не автоматизированы и состоят из пресса и кольцераскатного стана, обслуживаемых манипулятором или автопогрузчиком. Например, на предприятии Dirostahl Ringwalzen (Германия) [6] в состав комплекса входит молот, камерная печь, кольцераскатной стан с ЧПУ (рисунок 1).

Механизация и транспортирование заготовок базируются на автопогрузчиках. Предприятие Dirostahl Ringwalzen принимает заказы на изготовление кольцевых заготовок в любых минимальных количествах, начиная с 2–3 штук, производит заготовки только прямоугольного профиля сечения. В результате предприятие обеспечено заказами, не тратит время на остановку работы кольцераскатки для переналадки на разные размеры заготовок, не содержит квалифицированный персонал для его обслуживания.

На автоматизированном кольцераскатном комплексе ОАО «БЕЛАЗ» теоретически можно будет изготавливать одинаковые с предприятием Dirostahl Ringwalzen кольцевые заготовки. Но будет экономически нецелесообразно изготавливать по 2–3 штуки разных размеров, профильные кольцевые заготовки в количестве не более 20–30 штук в одном заказе, переналаживать кольцераскатный комплекс на специфическую технологию изготовления заготовок из высоколегированных сталей. А автоматизированный кольцераскатный комплекс требует содержания штата специалистов для обслуживания и программирования работы около 20 единиц автоматизированного оборудования с ЧПУ в составе комплекса.

Из изложенного следует, что до принятия решения о производстве кольцевой заготовки в условиях автоматизированного производства следует определить оптимальные технические параметры кольцевой заготовки для ее производства в условиях автоматизированной линии или комплекса.

Оптимальные технические параметры кольцевых заготовок должны быть определены для автоматизированного кольцераскатного производства с учетом специфики и возможностей оборудования, средств механизации, системы управления и контроля. С достаточной точностью должны быть получены ответы на вопросы о достигаемой точности кольцевых заготовок и влиянии на нее их массы, возможной профильной формы кольцевых заготовок, особенности используемого материала кольцевых заготовок и их количеству в одном заказе, времени запуска и остановки кольцераскатного производства.

По приведенным параметрам на этапе ввода автоматизированного комплекса в эксплуатацию нет точного и однозначного ответа. Отработка технологии и определение технических возможностей комплекса с учетом особенностей входящего в его состав оборудования требует времени и работы группы специалистов, имеющих возможность получать и систематизировать информацию о технических параметрах оборудования и технологии в реальном времени при изготовлении разных типов кольцевых заготовок.

Достигаемая точность кольцевых заготовок — наиболее обсуждаемый и неопределенный вопрос при изготовлении кольцевых заготовок в условиях автоматизированного производства. Несмотря на использование современного оборудования с программным управлением, кольцераскатка остается сложным процессом, который на сегодняшний день еще не совсем понят и предсказуем.

а *б* *в*

Рисунок 1 — Кольцераскатка на предприятии Dirostahl Ringwalzen: *а* — складирование заготовок; *б* — кольцераскатный стан; *в* — транспортировка кольцевых заготовок автопогрузчиком

Кольцераскатка с системами ЧПУ появилась примерно в 1970 году, что потребовало создания систем управления процессом на основе компьютерной техники. На этом этапе исследований основное внимание уделяли моделированию течения материала кольца при использовании схем радиального и радиально-осевого деформирования [7–9].

Достигаемая точность кольцераскатки в значительной степени связана с системой управления ее процессом, и основная роль в достижении требуемой точности остается за операторами кольцераскатной установки. Поставщики кольцераскатного оборудования избегают рекомендаций по достигаемой точности кольцераскатки, а заказчики этого оборудования больше внимания уделяют конструктивному исполнению установки, возможностям системы управления, точности позиционирования, стабильности привода, оставляя достижение требуемой точности в разработке операционной технологии производства заготовки. Из доступной информации по рекомендациям компании Wagner Dortmund (Германия) [10] достигаемая точность для кольцевых заготовок с наружным диаметром от 300 до 700 мм находится в диапазоне точности по степени IT16 по ГОСТ 25346-2013. Но при этом должен быть обеспечен минимальный припуск, примерно в 2,5 раза больший, чем допуск.

Кроме операции кольцераскатки на окончательную точность кольцевой заготовки будут влиять поставка проката, весовая точность резки исходной заготовки, равномерность нагрева перед прессованием, потери температуры при прессовании, скорости перемещения и еще ряд факторов, которые выясняют только в процессе эксплуатации. Учесть влияние всех факторов на окончательную точность кольцевой заготовки при заказе кольцераскатного комплекса невозможно. Тем более для полностью автоматизированного комплекса, который создается впервые и не имеет аналогов в мировой практике. Поэтому при вводе в эксплуатацию автоматизированного кольцераскатного комплекса возможные отклонения от планируемых показателей точности тестовых кольцевых заготовок следует оценивать как основу для уточнения достижимой точности кольцевых заготовок при последующей эксплуатации комплекса в течение определенного времени.

На основании приведенной информации можно сделать выводы:

- достигаемая точность кольцевых заготовок должна быть определена при отработке технологии для конкретного кольцераскатного оборудования в процессе эксплуатации с достижением стабильных параметров точности;
- окончательная достигаемая точность кольцевых заготовок должна быть разделена на точность «горячих» кольцевых заготовок после кольцераскатной установки и «холодных» кольцевых заготовок после системы охлаждения.

Профильная форма кольцевых заготовок сокращает трудоемкость механической обработки и повышает коэффициент использования материала. Но проблема изготовления колец с профилированным сечением состоит в том, что при профилировании вращающегося кольца не происходит совпадения профиля роликов и получаемого профиля кольца. Это зависит от пластических свойств материала, режимов деформирования, соотношения размеров сечения кольца. Поэтому положительные факторы от изготовления профильных заготовок надо сопоставлять с дополнительными затратами на их изготовление.

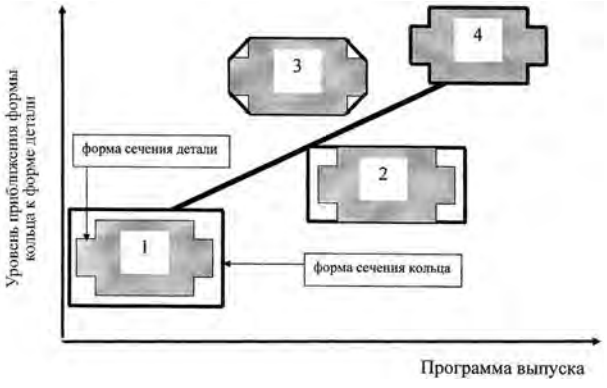


Рисунок 2 — Рекомендуемые формы сечения кольца в зависимости от программы выпуска

На рисунке 2 представлены зависимости выбора профиля кольца от программы выпуска [11]. При малых программах целесообразно получать кольцо с формой 1 прямоугольного сечения. По мере роста программы можно использовать формы 2 и 3, приближенные к форме окончательной детали. При больших программах выпуска надо использовать форму 4, максимально приближенную к окончательной форме детали.

На рисунке 3 представлены зависимости затрат от использования разных форм сечения кольца при разной относительной стоимости [11].

Для оценки возможности и целесообразности использования профильной кольцераскатки нужна информация о: наличии механизации для замены инструмента и времени простоя линии при этой замене; стоимости и стойкости профильного инструмента и возможности его изготовления; цене материала профильных кольцевых заготовок и стоимости их механической обработки; циклом времени кольцераскатки профильной кольцевой заготовки. Кроме наличия этой информации для разработки технологии изготовления профильных кольцевых заготовок желательно иметь специализированный инженерный программный комплекс для моделирования процесса прессования и кольцераскатки типа DEFORM®, FORGE®NxT, Simufact Forming, QForm.

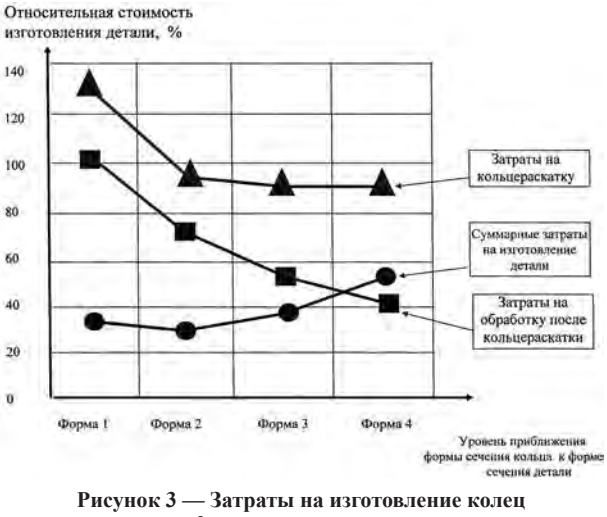


Рисунок 3 — Затраты на изготовление колец с разными формами сечения в зависимости от относительной стоимости

Количество изготавливаемых кольцевых заготовок за один запуск кольцераскатного комплекса можно разделить на две группы: для собственных производственных нужд и для поставок на экспорт.

Количество заготовок для собственных нужд определяют по производственной потребности, возможностям закупки материала и хранения заготовок. Экономическую эффективность в этом случае не определяют. Но для заказа кольцевых заготовок для поставок на экспорт требуется обоснование цены и экономической эффективности поставки. Для оценки возможности и целесообразности поставок на экспорт кольцевых заготовок с разным количеством заказа требуется информация по времени переналадки и простоя автоматизированной линии при ней; минимальному количеству кольцевых заготовок в заказе в зависимости от параметров заготовки.

Особенности материала кольцевых заготовок вызывают необходимость создания и реализации специальной технологии изготовления кольцевых заготовок из высоколегированных сталей. Сейчас востребованы и являются наиболее дорогим продуктом кольцераскатки маложесткие кольцевые заготовки из титановых и никелевых сплавов. Изготовление таких заготовок происходит в узком температурном диапазоне с деформированием в несколько переходов. Возможность такого изготовления на автоматизированных кольцераскатных комплексах не предусмотрена.

Влияние массы заготовки на достижение точности связано с особенностью формирования кольцевой заготовки при кольцераскатке. По сложившейся практике массу окончательной кольцевой заготовки определяют по номинальным геометрическим размерам. К этой массе добавляют массы окалины, которая может составлять от 1,1 до 2 % от массы заготовки, и выдры — тоже непостоянную величину. Следует учитывать и допуск на массу заготовки при резке. При кузнечной обработке тел вращения излишнюю массу заготовки перемещают в заранее предусмотренный облой. При кольцераскатке всю массу заготовки перераспределяют в окончательную заготовку. В автоматизированном кольцераскатном комплексе технология изготовления основана на минимальном вмешательстве оператора. Поэтому решение по использованию излишней массы заготовки должно быть введено в систему управления комплексом. Расчетные параметры кольцевой заготовки и технологические параметры кольцераскатки заранее вводят в систему программного управления кольцераскаткой и оператору отводится роль наблюдателя. Но это возможно только после предварительных испытаний и уточнения экспериментальным путем расчетных технологических параметров кольцераскатки. В автоматизированной линии проведение экспериментов исключено и все заданные в системе управления технологические параметры кольцераскатки могут корректироваться оператором только в ограниченном диапазоне. Проведенный анализ [12] позволил сделать следующие выводы:

- невозможно достижение точности по степени IT16 на наружный и внутренний диаметры и высоту кольцевой заготовки при номинальной массе;
- возможно достижение точности по степени IT16 на один из трех размеров кольцевой заготовки, который определяют как важнейший, исходя из конструктивных особенностей кольца, условий его последующей механической обработки и эксплуатации. Для достижения заданной точности этого размера, максимально приближенной к номинальному значению, оператору должна быть предоставлена возможность корректировки режима кольцераскатки при его отработке для конкретной заготовки. На второй и третий размеры требования по точности не должны устанавливаться.

Время запуска и остановки кольцераскатного производства не фиксируют при вводе линии в эксплуатацию, но его придется обязательно учитывать при планировании загрузки. Известные автоматизированные производства железнодорожных колес могут месяцами изготавливать одно и то же колесо без остановки и переналадки производства. Для целенаправленного планирования запуска в производство кольцевых заготовок должны быть отработаны процедуры запуска и остановки производства с установкой нормативов времени для разных вариантов технологии и типов заготовок. По предварительным подсчетам время запуска и остановки кольцераскатного комплекса может составлять 3–4 часа.

Отработка технологии для изготовления широкой номенклатуры кольцевых заготовок в условиях автоматизированного производства — отдельная проблема, решение которой не предусмотрено в обязательствах поставщика и выполняется специалистами покупателя. Есть определенный опыт отработки неавтоматизированной технологии изготовления кольцевых заготовок. Но для автоматизированного производства такого опыта нет. При отработке эксплуатационной технологии изготовления кольцевых заготовок, кроме оптимальных технических параметров, надо уточнить еще ряд параметров, которые вводят в проектную технологию как расчетные: фактическое цикловое время всех операций изготовления кольцевых заготовок (резка заготовки, нагрев, прессование, кольцераскатка, охлаждение), а также масса окалины, масса выдры, погрешность формы сечения («рыбий хвост»), весовая погрешность прессовой заготовки, температурный диапазон кольцераскатки, сопротивление деформированию в температурном диапазоне кольцераскатки, коэффициент линейного расширения металла и еще ряд факторов, которые выявляют при вводе в эксплуатацию конкретного автоматизированного производства.

Но в условиях автоматизированного производства нет возможностей экспериментальной отработки каждого перечисленного параметра. Кроме того, отработка этих параметров не должна заканчиваться изготовлением кольцевых заготовок, которые невозможно будет использовать в производственных целях.

Фактически отработка технологии изготовления кольцевых заготовок в условиях автоматизированного производства будет происходить с получением заказа на изготовление и поставку определенного количества кольцевых заготовок требуемого размера. Поэтому отработку технологии для первого изготовления кольцевых заготовок при автоматизированном производстве следует выполнять по программам, учитывающим технические параметры производства, с минимальным количеством экспериментальных заготовок и затрат на время отработки с изготовлением экспериментальных кольцевых заготовок, которые можно использовать в производственных целях. Параметры отработанной технологии после первого изготовления следует сохранять и использовать при последующих изготовлениях с возможностью их уточнения. Разработка таких программ должна бази-

роваться на информации о фактических технических параметрах автоматизированного производства, знаниях планирования многофакторного эксперимента и процессов кольцераскатки.

Для дальнейшего улучшения технико-экономических показателей производства требуется работа силами как заказчика, так и привлекаемых специалистов и организаций. Результаты требуется сравнивать не с технико-экономическими показателями по бизнес-плану, а с фактически достигнутыми показателями при вводе линии в эксплуатацию.

Заключение. 1. Два автоматизированных кольцераскатных производства в Беларуси по достигаемым техническим параметрам могут обеспечить собственные потребности ОАО «МПЗ» и ОАО «БЕЛАЗ» в кольцевых заготовках, а также потребности всех белорусских предприятий, но часть мощностей для производства кольцевых заготовок остается неиспользованной.

2. Опыта эксплуатации автоматизированного производства для широкой номенклатуры кольцевых заготовок в мировой практике нет, и экономически целесообразная эксплуатация автоматизированных кольцераскатных комплексов требует решения ряда проблем, которые не входят в обязанности поставщика комплекса.

3. В качестве первоочередных задач по эффективной эксплуатации автоматизированных кольцераскатных комплексов следует определить, зафиксировать и сертифицировать фактические технические параметры и возможности производства кольцевых заготовок и собрать информацию, позволяющую отличить возможности созданных производств от других европейских, российских и китайских изготовителей кольцевых заготовок; разработать и использовать программу отработки технологии изготовления каждой кольцевой заготовки с минимальными затратами, включая требования по достигаемой точности, возможности изготовления профильной их формы, количеству изготавливаемых заготовок за один заказ, особенностям используемого в них материала, влиянию массы заготовки на точность ее изготовления, времени запуска и остановки автоматизированного производства.

Список литературы

1. Введен в эксплуатацию кольцераскатный комплекс Muraro // Одиннадцать. — 2017. — 7 авг. — С. 1–3.
2. Минский подшипниковый завод запустил кольцераскатный комплекс // БЕЛТА. — URL: https://belta.by/economics/view/minskij-podshipnikovyj-zavod-zapustil-koltseraskatnyj-kompleks-258254-2017/ (дата обращения: 06.06.2026).
3. ОАО «БЕЛАЗ» построит современный комплекс кольцераскатки в Орше / Пресс-служба ОАО «БЕЛАЗ» — управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ» // Министерство промышленности Республики Беларусь. — URL: https://minprom.gov.by/oao-belaz-postroit-sovremennyj-kompleks-kolceraskatki-v-orshe/ (дата обращения: 06.06.2026).
4. БЕЛАЗ реализует масштабный проект по созданию кольцераскатного производства в Орше // BELAZ.BY. — URL: https://belaz.by/press-centre/?ELEMENT_ID=7712 (дата обращения: 06.06.2026).
5. Инвестиции БЕЛАЗа в создание современного комплекса кольцераскатки составят почти Br200 млн // БЕЛТА. — URL: https://www.belta.by/economics/view/investitsii-belaza-v-sozdanie-sovremennogo-kompleksa-koltseraskatki-sostavjat-pochti-br200-mln-605545-2023/ (дата обращения: 06.06.2026).
6. Dirostahl Ringwalzen // YouTube. — URL: https://www.youtube.com/watch?v=4viAfxiD9Z4 (date of access: 06.06.2026).
7. Puller, St. Simulation des Werkstoffflusses beim Ringwalzen mittels elementarer Plastitatsteorie: dis. … dokt. / Stefan Puller; Universität Hannover. — 2003. — 110 p.
8. Behrens, B.-A. Schnelle Simulation des Radial-Axial-Ringwalzens. Walzen profilierter Ringe: Werkstoffflusssimulation und Visualisierung / B.-A. Behrens, J. Gue, M. Marchenko // Werkstattstechnik wt-online-Ausgabe. — 2008. — S. 171–175.
9. Marchenko, M. Radial-Axial-Ringwalzen. Dynamische 3D-Visualisierung eines Radial-Axial-Ringwalzprozesses / M. Marchenko // VDM Verlag Dr. Müller. — 2010. — 84 p.
10. Technologiehandbuch Radial-Axial-Ringwalzmaschine / Thyssen Maschinenbau GmbH. — Wagner Dortmund, 1990. — 105 s.
11. Витязь, П.А. Кольцераскатка в производстве деталей машиностроения / П.А. Витязь, В.Е. Антонюк, П.А. Пархомчик. — Мн.: Бел. навука, 2013. — 188 с.
12. Требования к выбору массы и нагреву заготовок в автоматизированных кольцераскатных комплексах / В.Е. Антонюк, С.Г. Сандомирский, В.В. Яворский [и др.] // Литье и металлургия. — 2022. — № 1. — С. 121–129. — DOI: https://doi.org/10.21122/1683-6065-2022-1-121-129.

Antonyuk V.E., Sandomirski S.G., Yelovoy O.M., Timoshenko N.P.

Features of automated production of ring blanks

The fundamental differences in technologies and technical and economic parameters of automated and non-automated production of ring blanks are considered. The issues are analyzed and ways to ensure the efficient operation of automated ring blank production are proposed. Requirements are formulated for optimal technical parameters of ring blanks for their efficient production in automated production conditions, including requirements for achievable manufacturing accuracy, the possibility of producing profile ring blanks, the number of blanks manufactured per order, the characteristics of the material used for ring blanks, the influence of their mass on manufacturing accuracy, the start-up and shutdown times of automated production. The article presents the features of the development of the technology for manufacturing ring blanks in automated production conditions. The findings of the article can be used in the production of ring blanks at the existing JSC “MINSK BEARING PLANT” and at the automated ring-rolling complexes being created at the OJSC “BELAZ”.

Поступила в редакцию 12.06.2026.

УДК 621.382

Е.В. АСТРАШАБ, канд. техн. наук, доц.; А.Н. ГРИГОРЧИК, канд. техн. наук; В.А. КУКАРЕКО, д-р физ.-мат. наук, проф.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

И.Д. ТЫЧИНСКАЯ
Филиал ООО «Клинский машиностроительный завод», г. Минск, Республика Беларусь

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ ЛЕЗВИЙНОЙ ОБРАБОТКИ НА ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ И ДЕФЕКТНОЕ СОСТОЯНИЕ ПЛАСТИНЫ ИЗ МОНОКРИСТАЛЛА САПФИРА

Исследованы параметры шероховатости поверхности, а также дефектное состояние пластин из монокристалла сапфира в исходном состоянии и после высокоскоростной лезвийной обработки по различным режимам. Установлено, что исследуемые пластины содержат фазу Al_2O_3 и характеризуются высокой степенью кристаллического совершенства. Показано, что отклонение параметра кристаллической решетки С от табличного значения не превышает 0,0023 %, а его изменение после обработки составляет не более 0,001 %, что свидетельствует об отсутствии существенного влияния технологических режимов на дефектное состояние материала. Установлено, что наиболее стабильное качество поверхности, согласно параметрам R_a, R_q, R_{sk}, R_{ku}, регистрируется при дополнительном вращении стола, подаче со скоростью 1 мм/с, а также припуске на обработку в 1 мкм, что обеспечивает формирование более равномерной структуры микрорельефа поверхности.

***Ключевые слова**: высокоскоростная лезвийная обработка, кубический нитрид бора, монокристалл сапфира, шероховатость, фазовый состав*

Введение. Изготовление компонентов микроэлектроники, применяемых в различных отраслях промышленности, часто осуществляется с использованием технологии «кремний на сапфире» [1–3]. Сапфир является хрупким, твердым и труднообрабатываемым материалом. Пластины сапфира для кристаллов микросхем изготавливаются посредством длительной и трудоемкой механической (преимущественно абразивной) многоступенчатой обработки (шлифования и полирования), в ходе которой на поверхности неизбежно формируется механически деформированный поверхностный слой, определяющий качество поверхности. По мере уменьшения толщины пластин из сапфира влияние механически деформированного слоя на многие параметры функционирования микросхем возрастает.

В настоящее время появились инструментальные пластины модификации кубического нитрида бора, имеющие высокую твердость и ударную вязкость, что позволяет проводить высокоскоростную механическую лезвийную обработку тонких пластин из сапфира. При этом время и трудоемкость утонения пластин методом лезвийной обработки по сравнению со шлифовкой сокращается в 10 и более раз [4]. Однако влияние различных режимов лезвийной обработки на дефектное состояние пластин сапфира практически не изучено, что затрудняет разработку технически обоснованной технологии обработки утонения пластин для их последующей финишной обработки (полировки). Таким образом, *целью данной работы* является установление влияния двух режимов высокоскоростной лезвийной обработки на шероховатость поверхности и дефектное состояние пластин из монокристалла сапфира.

Методики исследований. Объектом исследований являлись пластины монокристалла сапфира, обработанные по двум различным режимам методом высокоскоростной лезвийной обработки. Диаметр пластин составлял ≈10,3 см, толщина — 1,0 мм.

Высокоскоростная механическая лезвийная обработка пластин сапфира проводилась на установке прецизионного шлифования и полирования полупроводниковых пластин с использованием специализированной оснастки для крепления режущего инструмента. Основные параметры режимов обработки представлены в таблице 1.

Оценка видимых дефектов (трещины, царапины, вмятины, сколы) проводилась с использованием визуального контроля с увеличением до 5 раз. Более подробное изучение поверхности пластин сапфира проходило под микроскопом «Альтами МЕТ 1М». Исследование шероховатости поверхности проводилось атомно-силовым микроскопом АСМ NT-206 в контактном режиме, зондами NSC11 с жесткостью кантилевера 3 Н/м и с получением изображений топографии поверхности. Оценка дефектного состояния поверхности пластин проводилась с использованием рентгеноструктурного анализа на дифрактометре POWDIX 600, работающем по схеме Брэгга–Брентано, в монохроматизированном кобальтовом (CoK_α) излучении при напряжении 30 кВ и анодном токе 10 мА.

Результаты исследований и их обсуждение. Рентгеноструктурный анализ пластин сапфира в исходном состоянии (поставки) позволил установить, что фазовый состав пластин содержит Al_2O_3. Регистрируются отра-

Таблица 1 — Режимы высокоскоростной лезвийной обработки пластин сапфира

Наименование	n, мин$^{-1}$	v_c, мм/с	n_c, об/мин	$S_{пр}$, мкм
Режим № 1	2000	1,0	8	1,0
Режим № 2	2000	0,5	—	0,5

Примечание: n — число оборотов шпинделя; v_c — скорость перемещения стола (продольная подача); n_c — число оборотов вращения рабочего стола; $S_{пр}$ — припуск, снимаемый за один проход.

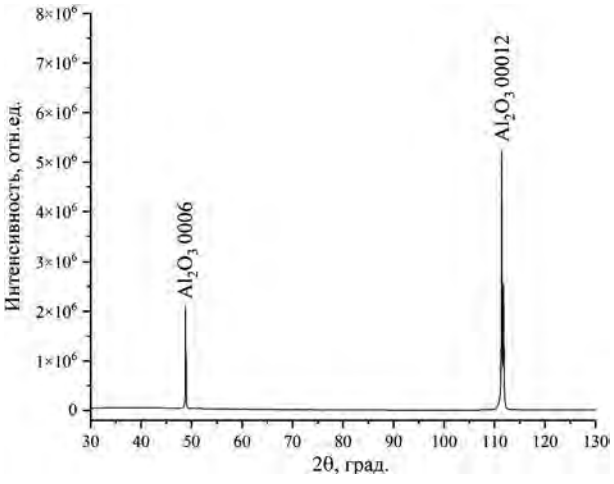


Рисунок 1 — Фрагмент рентгеновской дифратограммы (CoK_α) от пластины монокристалла сапфира (образец № 1) в исходном состоянии (поставки)

жения с дифракционными линиями 0006 и 00012 (рисунок 1), что свидетельствует о вырезке образцов с ориентацией поверхности, перпендикулярной направлению [0001] (стандартная ориентация C-plane [4–6]). Сапфир обладает анизотропией свойств в различных кристаллографических направлениях, в связи с чем направление вырезки образцов играет важную роль для отработки режимов высокоскоростной лезвийной обработки.

Высокоскоростная лезвийная обработка по различным режимам не приводит к изменению фазового состава образцов монокристаллического сапфира. Из результатов обработки данных рентгеноструктурного анализа (таблица 2) установлено, что в исходном состоянии средние значения параметра кристаллической решетки *C* для образцов № 1 и 2 (отражение 00012) незначительно отличаются от табличного значения параметра $C_{табл}$ = 12,991 Å (на –0,0023 и 0,0023 % соответственно), что свидетельствует о высоком качестве кристаллов, а также отсутствии существенных остаточных внутренних напряжений или значительных структурных искажений. В частности, различие значений параметра решетки *C* по сравнению с табличным менее 0,01 % соответствует практически идеальному кристаллу [7–11].

Таблица 2 — Параметры кристаллической решетки *d* и *C* для образцов № 1 и 2 в исходном состоянии и подвергнутых высокоскоростной лезвийной обработке по различным режимам

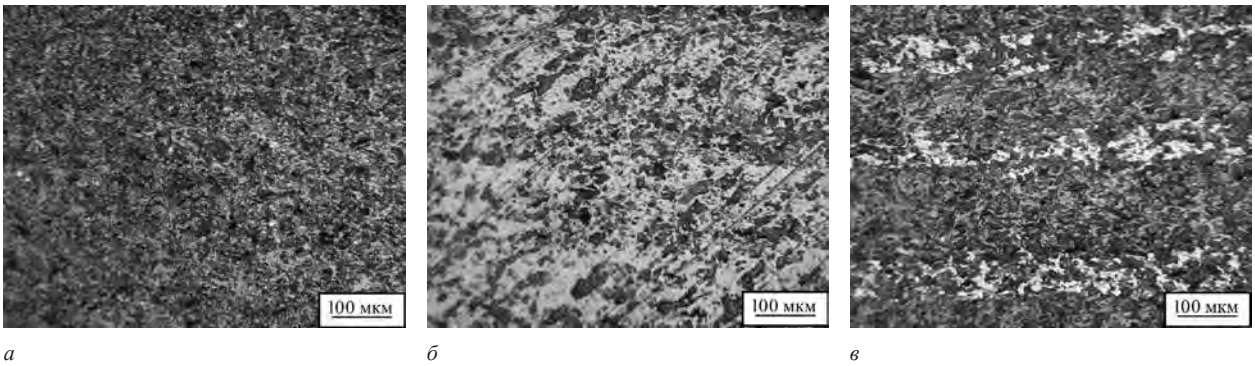
Маркировка образца	Режим обработки	Расчетное *d*	Расчетное *C*
		00012	00012
№ 1	исх. сост.	1,0826	12,9907
	№ 1	1,0826	12,9906
№ 2	исх. сост.	1,0827	12,9913
	№ 2	1,0826	12,9912

Сравнение параметров кристаллической решетки пластин монокристаллического сапфира в исходном состоянии и после высокоскоростной лезвийной обработки (см. таблицу 2) позволило установить, что значения межплоскостных расстояний *d* и параметр решетки *C* изменяются незначительно. Для отражения 00012 образцов № 1 и 2 уменьшение параметра *C* составляет 0,0001 Å (менее 0,001 %), что свидетельствует о высокой степени кристаллического совершенства материала, отсутствии существенных остаточных напряжений и значительных искажений кристаллической решетки. Регистрируемое небольшое уменьшение параметра решетки *C* может быть связано с формированием слабых остаточных растягивающих напряжений поверхностного слоя после механической обработки.

На рисунке 2 представлены характерные микрофотографии поверхности пластин в исходном состоянии и после лезвийной обработки по различным режимам. На поверхности обработанных образцов (см. рисунок 2 *б*, *в*) регистрируется микрорельеф, включающий участки параллельных выступов и впадин (соответствующих круговому движению режущего инструмента), а также следов хрупкого и вязкого разрушения поверхности на отдельных участках. Трещины и другие дефекты (вмятины, сколы, царапины), контролируемые визуальными методами, не регистрируются.

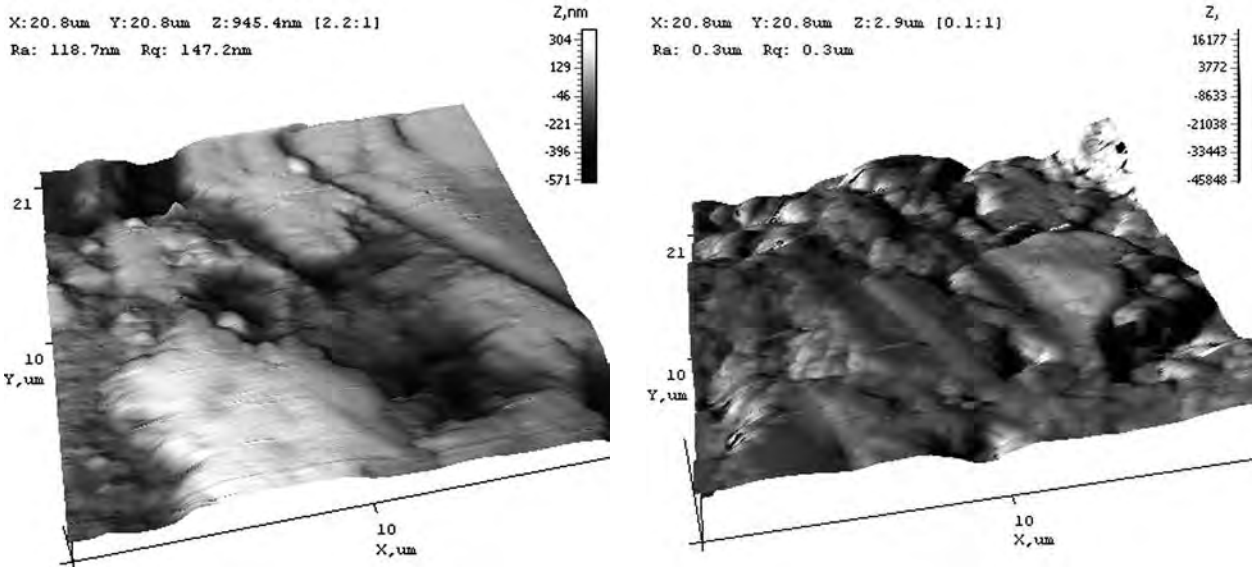
Формирование микрорельефа поверхности при лезвийной обработке монокристаллического сапфира представляет собой сложный процесс, обусловленный сочетанием пластического деформирования и хрупкого разрушения материала. Различные режимы обработки пластин оказывают влияние на параметры шероховатости R_a (среднеарифметическое отклонение профиля), R_q (среднеквадратичная шероховатость), R_{sk} (асимметрия профиля), R_{ku} (коэффициент эксцесса). Результаты исследований шероховатости и топологии поверхности пластин сапфира, обработанных по различным режимам, представлены на рисунке 3 и в таблице 3.

Из полученных результатов (см. таблицу 3) можно видеть, что значение соотношения номинальной и пол-



а *б* *в*

Рисунок 2 — Характерные микрофотографии поверхности пластин монокристаллического сапфира в исходном состоянии (*а*) и после их высокоскоростной лезвийной обработки (*б*, *в*): *а* — исходное состояние (поставки); *б* — режим № 1; *в* — режим № 2



а *б*

Рисунок 3 — Характерная поверхность пластин сапфира после их лезвийной обработки по различным режимам:
а — режим № 1; *б* — режим № 2

Таблица 3 — Результаты исследования характерного рельефа поверхности пластин сапфира, обработанного методом высокоскоростной лезвийной обработки по различным режимам

Режим обработки	Номинальная площадь, мкм^2	Полная площадь, мкм^2	Соотношение номинальной и полной площадей	R_a, нм	R_q, нм	R_{sk}	R_{ku}
Режим № 1	432,099	438,120	0,986	229	272	–0,90	2,75
Режим № 2	432,099	476,223	0,907	255	319	–0,45	3,47

ной площади пластины, обработанной по режиму № 1 (0,99) больше, чем у пластины, подвергнутой обработке по режиму № 2, что указывает на более сглаженный характер основной части профиля поверхности. При этом режим обработки № 2 характеризуется более развитым микрорельефом поверхности по сравнению с режимом № 1, что подтверждается увеличением параметров шероховатости (R_a увеличился с 229 до 255 нм, R_q — с 272 до 319 нм) и ростом полной площади поверхности, вызванными изменением параметров лезвийной обработки. Отрицательные коэффициенты R_{sk} после обработки по режимам № 1 и 2 свидетельствуют о преобладании впадин над выступами. При этом рост значения коэффициента эксцесса R_{ku} с 2,75 до 3,47 указывает на то, что при обработке по режиму № 2 микровыступы поверхности приобретают более острую (пикообразную) форму. Для оценки возможности дальнейшего снижения параметров шероховатости поверхности пластин сапфира после высокоскоростной лезвийной обработки целесообразно провести дополнительные исследования с варьированием технологических параметров рассматриваемых режимов обработки.

Наиболее благоприятные условия формирования микрорельефа (см. таблицу 3) с использованием высокоскоростной лезвийной обработки для последующей полировки регистрируются при режиме № 1, для которого характерно дополнительное вращение стола, что обеспечивает повышение скорости резания и постоянное изменение угла контакта резца с поверхностью сапфира, а также повышение температуры на локальных участках. В результате процесс резания способствует увеличению доли пластического механизма удаления материала. Необходимо отметить, что на характер разрушения материала также оказывают влияние физико-механические свойства монокристалла сапфира, его кристаллографическая ориентация, геометрия и степень износа режущего инструмента, а также жесткость технологической системы.

Таким образом, из представленных результатов исследований пластин сапфира установлено, что параметры высокоскоростной лезвийной обработки оказывают существенное влияние на характер формирования микрорельефа поверхности. Наиболее стабильное качество поверхности, согласно параметрам R_a, R_q, R_{sk}, R_{ku}, обеспечивается при обработке с дополнительным вращением стола (повышенная скорость резания), а также значением подачи 1 мм/с и припуска 1 мкм за проход (режим № 1), что обеспечивает формирование более равномерного микрорельефа поверхности. При этом изменение параметра C кристаллической решетки пластин сапфира после обработки происходит менее чем на 0,001 %, что свидетельствует о перспективности использования метода высокоскоростной лезвийной обработки для последующей финишной обработки (полирования).

Заключение. Исследованы параметры шероховатости поверхности, а также дефектное состояние пластин из монокристалла сапфира в исходном состоянии и после высокоскоростной лезвийной обработки по различным режимам.

Установлено, что фазовый состав исследуемых пластин включает фазу Al_2O_3, а ориентация поверхности соответствует плоскости C-plane. Анализ параметров кристаллической решетки показал, что значения параметра C отличаются от табличного значения не более чем на 0,0023 %, что свидетельствует о высокой степени кристаллического совершенства материала. Изменение па-

раметра *C* после высокоскоростной лезвийной обработки не превышает 0,001 %, что указывает на отсутствие существенного влияния режимов на дефектное состояние монокристалла сапфира. Показано, что наиболее стабильное качество поверхности, согласно параметрам R_a, R_q, R_{sk}, R_{ku}, регистрируется при дополнительном вращении стола, значениях подачи 1 мм/с и припуска 1 мкм за проход (режим № 1), что обеспечивает формирование более равномерной структуры микрорельефа поверхности.

Работа выполнена в рамках проекта БРФФИ № Т25МЭ-019 (2025–2027 г.).

Список литературы

1. Dobrovinskaya, E.R. Sapphire: Material, Manufacturing, Applications / E.R. Dobrovinskaya, L.A. Lytvynov, V. Pishchik. — New York: Springer Science & Business Media, 2009. — 480 p. — DOI: https://doi.org/10.1007/978-0-387-85695-7.
2. Study on mechanism of crack propagation of sapphire single crystals of four different orientations under impact load and static load / K. Wang, F. Jiang, L. Yan [et al.] // Ceramics International. — 2019. — Vol. 45, iss. 6. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2019.01.021.
3. Plasticity and fracture of sapphire at room temperature: load-controlled microcompression of four different orientations / A. Montagne, S. Pathak, X. Maeder, J. Michler // Ceramics International. — 2014. — Vol. 40, iss. 1, part B. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2013.07.121.
4. Crystalline orientation effects on material removal of sapphire by femtosecond laser irradiation / Q. Wen, P. Zhang, G. Cheng [et al.] // Ceramics International. — 2019. — Vol. 45, iss. 17, part B. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2019.08.056.
5. Nesse, W.D. Introduction to optical mineralogy / W.D. Nesse. — New York: Oxford University Press, 1986. — 496 p.
6. Perkins, D. Mineralogy / D. Perkins. — 2nd ed. — Upper Saddle River: Prentice Hall, 2002. — 483 p.
7. Rocking curve imaging of high quality sapphire crystals in backscattering geometry / A. Jafari, I. Sergueev, D. Bessas [et al.] // Journal of Applied Physics. — 2017. — Vol. 121, no. 4. — DOI https://doi.org/10.1063/1.4974106.
8. Evolution of mechanically formed bow due to surface waviness and residual stress difference on sapphire (0001) substrate / I.-Y. Jung, S. Song, M. Choi [et al.] // Journal of Materials Processing Technology. — 2019. — Vol. 269. — P. 102–108. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2019.02.003.
9. Methods for obtaining the strain-free lattice parameter when using diffraction to determine residual stress / P.J. Withers, M. Preuss, A. Steuwer, J.W.L. Pang // Journal of Applied Crystallography. — 2007. — Vol. 40, iss. 5. — P. 891–904. — DOI: https://doi.org/10.1107/S0021889807030269.
10. High-resolution x-ray diffraction strain-stress analysis of GaN/sapphire heterostructures / V. Harutyunyan, A.P. Aivazyan, E.R. Weber [et al.] // Journal of Physics D: Applied Physics. — 2001. — Vol. 34, iss. 10A. — DOI: https://doi.org/10.1088/0022-3727/34/10A/308.
11. X-ray diffraction studies of residual strain in AlN/sapphire templates / J. Serafinczuk, L. Pawlaczyk, K. Moszak [et al.] // Measurement. — 2022. — Vol. 200. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.measurement.2022.111611.

Astrashab E.V., Grigorchik A.N., Kukareko V.A., Tychinskaya I.D.

Effect of high-speed blade machining conditions on the surface roughness and defect state of a single-crystal sapphire wafer

The surface roughness parameters and defect state of single-crystal sapphire wafers were investigated, both in their as-received state and following high-speed blade machining under various conditions. It was established that the wafers under investigation contain an Al_2O_3 phase and are characterised by a high degree of crystalline perfection. It has been shown that the deviation of the lattice constant *C* from the tabulated value does not exceed 0.0023 %, and its change following machining is no more than 0.001 %, which indicates that the machining conditions have no significant effect on the defect state of the material. It has been established that the most stable surface quality, as measured by the R_a, R_q, R_{sk} and R_{ku} parameters, is achieved with additional table rotation, a feed rate of 1 mm/s, and a machining allowance of 1 μm, which ensures the formation of a more uniform surface micro-relief structure.

Поступила в редакцию 17.07.2026.

УДК 621.793

М.А. БЕЛОЦЕРКОВСКИЙ, д-р техн. наук, проф.; А.В. СОСНОВСКИЙ, канд. техн. наук, доц.; В.С. АЛЕКСАНДРОВА
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОЛЬЦЕВОГО СПУТНОГО ПОТОКА В ОБОРУДОВАНИИ ГИПЕРЗВУКОВОЙ МЕТАЛЛИЗАЦИИ

В статье представлены результаты исследований покрытий, полученных методом гиперзвуковой металлизации на модернизированном оборудовании с использованием кольцевого спутного потока.

***Ключевые слова**: напыление, стальные покрытия, гиперзвуковая металлизация, спутные потоки*

Введение. Проблема износа деталей машин представляет собой сложную задачу, которая приводит к значительным экономическим потерям, повышенному потреблению ресурсов и негативному воздействию на окружающую среду и безопасность. Причинами интенсивного изнашивания являются ряд универсальных и регионально-специфических факторов, таких как условия эксплуатации, качество технического обслуживания узла трения, конструктивные и материальные особенности элементов узла трения [1].

Для противодействия износу применяют два основных направления: снижение интенсивности изнашивания и восстановление изношенных деталей. Наиболее популярным и экономически оправданным мероприятием по реализации этих направлений являются технологии нанесения покрытий, которые позволяют как упрочнять, так и восстанавливать изношенные детали. При этом методы газотермического напыления занимают значительную долю работ при восстановлении и упрочнении деталей машин, эксплуатирующихся в различных отраслях промышленности [2–4].

Наиболее перспективным способом получения высокоплотных металлических покрытий является гиперзвуковая металлизация (ГМ) (рисунок 1). Нанесение покрытий данным способом осуществляется путем распыления расплава, полученного в результате плавления двух проволок электрической дугой, возникающей при пропускании через проволоку электрического тока. Распыление осуществляется с помощью высокоскоростной струи продуктов сгорания воздушно-пропановой смеси. Главной отличительной особенностью ГМ является наличие малогабаритной высокоэффективной камеры сгорания воздушно-пропановой смеси, сверхзвуковая струя которой имеет на выходе скорость 1500 м/с при температуре 1900 °С. А при использовании газа МАФ скорость распыляющего потока может достигать 1650 м/с. Это позволяет частицам распыляемого металла разгоняться в потоке до 500 м/с и формировать покрытие, имеющее плотность и прочность сцепления в 2–3 раза выше, чем при традиционной электродуговой металлизации. Такие отличительные особенности процесса ГМ позволяют получать высокоплотные стальные покрытия с пористостью 1–5 % и прочностью сцепления 40–60 МПа [5].

Однако, несмотря на высокие показатели технологии ГМ, современная промышленность предъявляет более высокие требования к функциональным свойствам покрытий. В связи с этим была поставлена задача проведения модернизации оборудования ГМ с целью повышения физико-технических свойств напыляемых покрытий.

Исследование взаимодействия газовых потоков. Конструктивной особенностью оборудования ГМ является наличие дополнительного воздушного потока, необходимого для охлаждения камеры сгорания, внутри которой температура горения воздушно-пропановой смеси достигает 1900 °С. При этом поток охлаждающего воздуха, проходя вдоль корпуса камеры сгорания, выходит наружу параллельно распыляемому газовому потоку через 12 отверстий, расположенных соосно вокруг центрального сопла (рисунок 2). Было предложено направить спутный поток выходящего охлаждающего воздуха под углом в сторону потока, распыляющего расплавленный метал для увеличения качества получаемого покрытия. Анализируя работы [6–8], в которых изложены примеры применения спутных потоков, установлено, что в основном спутные потоки формируются с помощью дополнительных сопел расположенных концентрически вокруг центрального распыляющего сопла или в плоскости наибольшего отклонения распыляемых частиц. При этом дополнительные спутные потоки осуществляли воздействие на распыляемые частицы для их ускорения и минимизации отклонения от направления распыла. Авторами данной работы было предложено обеспечивать истечение охлаждающего воздуха в оборудовании ГМ в виде кольцевого спутного потока, направленного под углом к центральной оси, формируя

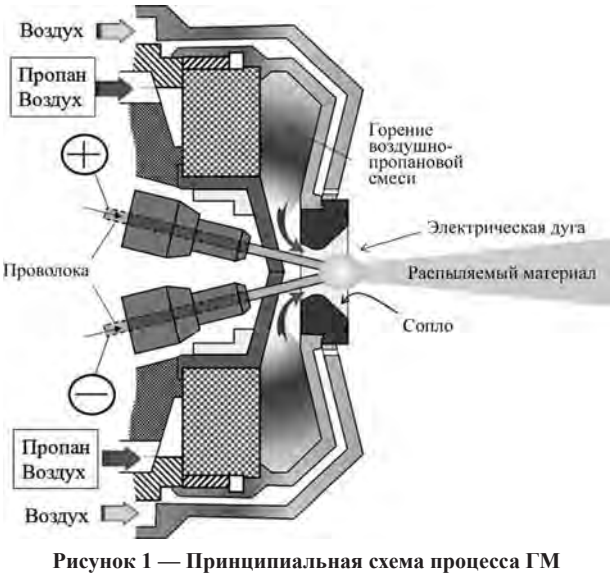


Рисунок 1 — Принципиальная схема процесса ГМ

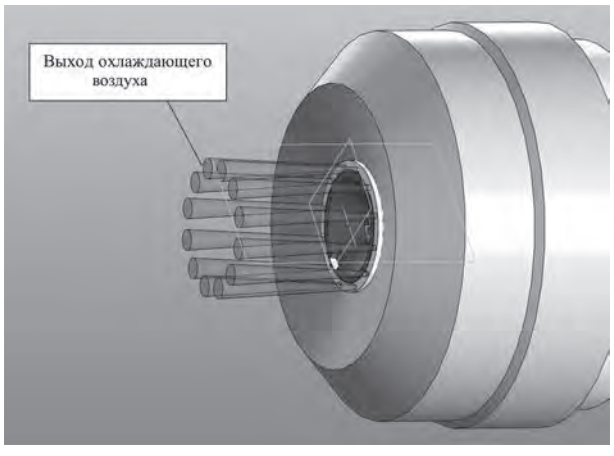


Рисунок 2 — Распределение охлаждающего воздуха в стандартной конструкции ГМ

воздушный конус (рисунок 3). Данная конфигурация истечения воздуха необходима как для воздействия на распыляемые частицы, так и для ускорения истечения распыляемого потока.

Для реализации такой схемы было предложено использование эффекта эжекции, при котором струя газа увлекает за собой другую среду за счет перепада давления и кинетической энергии, в результате чего вдоль струи возникает зона пониженного давления, называемая эффектом Прандтля–Мейера [9]. Для использования данного эффекта было предложено внести изменения в конструкцию оборудования ГМ таким образом, чтобы спутный поток формировался с помощью щелевого сопла, расположенного концентрически вокруг центрального сопла и формирующего воздушный поток в виде конуса, вершина которого расположена на оси центрального распыляющего потока. Такая форма спутного потока позволяет обеспечить зону пониженного давления на против центрального распыляющего сопла, из которого происходит распыление присадочного материала, что должно повысить скорость истечение распыляющего газа.

В основе расчета величины давления внутри воздушного конуса был использован закон Бернулли для рабочего потока газа [10]:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho_1 v_1^2 = P_c + \frac{1}{2}\rho_1 v_c^2, \quad (1)$$

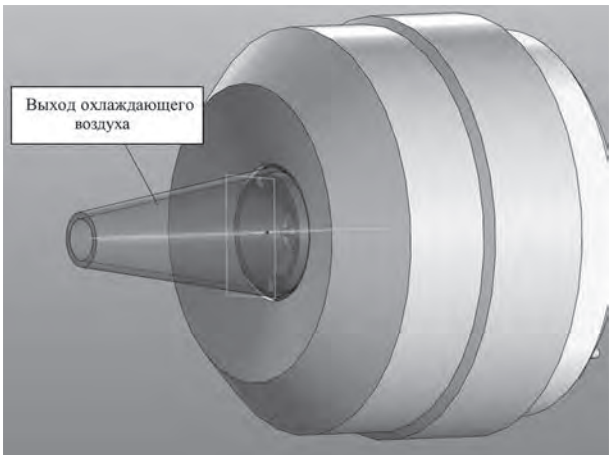


Рисунок 3 — Распределение охлаждающего воздуха с коническим спутным потоком в предлагаемой конструкции ГМ

где P_1 — начальное давление потока, Па; ρ_1 — плотность газа, кг/м^3; v_1 — начальная скорость потока, м/с; P_c — давление потока в зоне смешивания, Па; v_c — скорость потока в зоне смешивания, м/с.

Для несжимаемого потока в упрощенном виде давление в зоне разряжения воздушного потока можно определить следующим образом:

$$P_э = P_{атм} - \frac{1}{2}\rho_1 v_c^2. \quad (2)$$

Однако эта формула не отражает реальное распределение давления при наличии наклонных струй в виде конуса. Анализируя работы [9, 11], изучающие течения газовых потоков, можно вывести формулу, определяющую величину понижения давления внутри воздушного конуса, формируемого кольцевым соплом:

$$\Delta P = k\rho_1 v_c^2 \sin\left(\frac{\theta}{2}\right), \quad (3)$$

где k — эмпирический коэффициент, отражающий степень эффективности преобразования динамического давления кольцевого воздушного потока в статическое понижение давления в центре конуса, k = 0,3…0,6; θ — угол при вершине воздушного конуса, формируемого спутным потоком.

Таким образом, значение давления внутри воздушного конуса можно определить по формуле:

$$P_{вн} = P_{атм} \cdot \Delta P. \quad (4)$$

Скорость воздуха спутного потока определяется по формуле Сен-Венана–Ванцеля [12]:

$$v_1 = \sqrt{2\frac{K}{K-1}RT_1\left[1-\beta_2^{\frac{K-1}{K}}\right]}, \quad (5)$$

где T_1 — температура воздуха на выходе кольцевого сопла, К; K — показатель адиабаты; R — удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К); $\beta_2 = \frac{P_2}{P_1}$; P_2 и P_1 — давление в среде (атмосфере) и в камере сгорания распыляющей головки оборудования ГМ соответственно.

На основании анализа инфракрасного изображения сопловой зоны оборудования ГМ в процессе эксплуатации (рисунок 4) необходимо учесть, что температура охлаждающего воздуха на выходе из кольцевого сопла составляет 150 °С, что повлияет как на величину плотности воздуха, так и на скорость истечения спутного потока.

Результаты расчета давления внутри конуса спутного потока представлены на рисунке 5.

Анализируя результаты расчетов, можно сказать, что давление внутри воздушного конуса снижается с увеличением давления спутных потоков, а также угла вершины конуса.

В результате полученных данных давления внутри воздушного конуса можно рассчитать скорость истечения продуктов сгорания воздушно-пропановой смеси, истекающих из центрального сопла распыляющей головки оборудования ГМ, расположенного в центре основания конуса, образующегося спутным потоком. Скорость истечения продуктов сгорания воздушно-пропановой смеси рассчитывается по формуле (5), но в данном случае вместо атмосферного давления P_2 в формулу подставляется рассчитанное давление внутри конуса $P_{вн}$. Результаты расчета представлены на рисунке 6.

Рисунок 4 — Инфракрасное изображение сопловой части оборудования ГМ в процессе эксплуатации

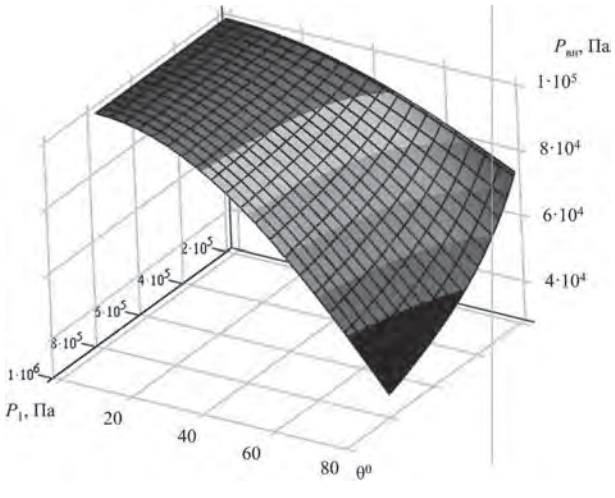


Рисунок 5 — Зависимость давления внутри конуса спутного потока от давления воздуха и угла схождения воздушного конуса

Анализируя результаты расчетов, можно сделать вывод, что наличие воздушного конуса с пониженным давлением внутри, формируемого спутным потоком, позволяет на 10–15 % повысить скорость истечения распыляющей струи, что составит на максимальных давлениях газов 1600–1700 м/с, Благодаря чему увеличится скорость полета распыленного присадочного материала, а также величина дробления расплавленных частиц. Помимо этого, спутный поток дополнительно воздействует на распыляемые частицы, препятствуя их разлету от оси центральной струи и снижению их скорости движения, возникающего в результате воздействия магнитных полей, образующихся электрической дугой. Все эти факторы в совокупности позволяют улучшить качество получаемого покрытия за счет повышения его плотности и прочности сцепления с подложкой.

Однако необходимо обратить внимание на тот факт, что, несмотря на увеличение скорости центральной распыляющей струи с увеличением угла конуса, формируемого кольцевым спутным потоком, также увеличивается и степень турбулентности в зоне пересечения потоков. Это может привести к значительному снижению скорости основного потока и разгону распыляемых частиц. Анализируя работу [6], изучающую влияние точечных спутных потоков на распыляющую струю, можно сделать вывод, что угол обдува спутным потоком не должен превышать 30–40°. При этом чем выше скорость распыляющего потока, тем меньше необходимо выбирать угол обдува.

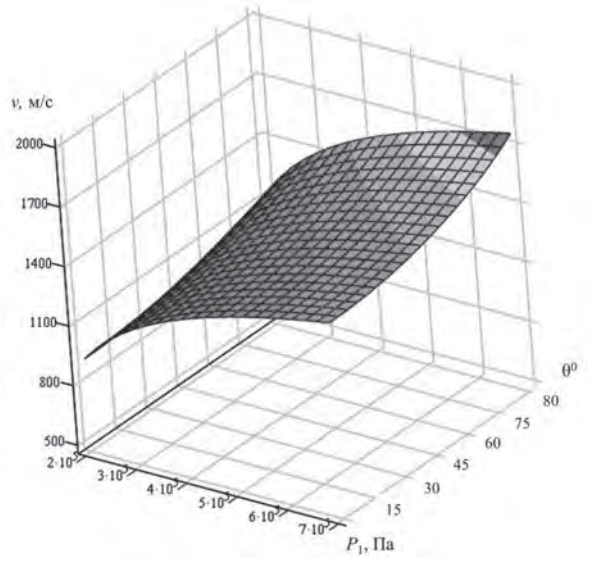


Рисунок 6 — Зависимость скорости истечения распыляющего потока *v* от давления газов P_1 и угла схождения воздушного конуса спутного потока θ

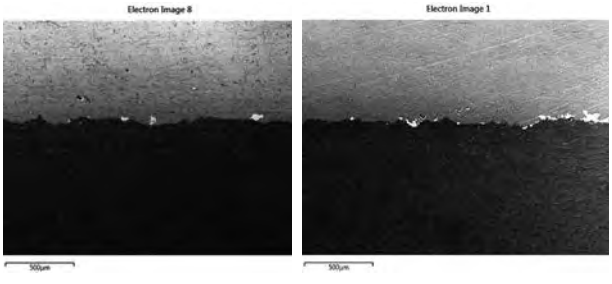
Экспериментальные исследования. Для определения оптимального угла обдува кольцевым спутным потоком, обеспечивающего наилучшее качество покрытия при распылении проволочного материала, был проведен ряд экспериментальных исследований. Был спроектирован и изготовлен специальный дефлектор, устанавливающийся вокруг сопла и обеспечивающий формирование конусного спутного потока вокруг центрального сопла. Для выбора наиболее эффективного угла обдува были изготовлены дефлекторы с различным углом обдува (рисунок 7).

Критерием оценки качества получаемого покрытия являлись его плотность и шероховатость поверхности. В качестве распыляемого материала использовали проволоку диаметром 2 мм из мартенситной стали 40Х13. В качестве напыляемых образцов использовали пла-

Рисунок 7 — Вставки дефлектора с различным углом обдува спутным потом распыляющей струи

Таблица — Влияние угла обдува кольцевого спутного потока на пористость и шероховатость напыляемого покрытия

№	Угол спутного потока, град	Шероховатость, мкм			Пористость, %
		R_a	R_q	R_z	
1	0	16	20	106	2,5–2,7
2	10	16	19	100	2,2–2,4
3	15	15	18	91	1,9–2,1
4	20	15	18	82	1,7–2,0
5	25	14	16	80	1,4–1,6
6	30	14	17	90	1,4–1,7
7	35	15	19	107	1,6–2,0
8	40	16	20	115	2,1–2,5
9	45	17	22	121	2,3–3,0



а *б*

Рисунок 8 — Микроструктуры образцов с покрытием из стали 40Х13, полученных методом ГМ:
а — на стандартном оборудовании; *б* — с оптимальным углом обдува конусным потоком

стины из Стали 10 толщиной 3 мм. Перед напылением образцы подвергались дробеструйной обработке при следующих режимах: давление воздуха — 0,65 МПа, дистанция — 90–120 мм.

Напыление проводилось на следующих режимах: сила тока дуги — 200 А; напряжение дуги — 33 В; скорость подачи проволоки — 2,5 м/мин; давление воздуха — 0,4 МПа; давление пропан-бутана — 0,43 МПа; дистанция напыления — 120–140 мм.

Исследования пористости покрытия проводились на микроскопе МИ-1 с применением программного обеспечение SIAMS 800. Шероховатость покрытия измеряли на профилометре Mitutoyo Surftest SJ-210.

Результаты экспериментов представлены в таблице.

Анализируя результаты проведенных экспериментов, установлено, что наиболее оптимальный угол обдува кольцевым спутным потоком составляет 20–25° (рисунок 8). При этом с увеличением давления угол уменьшается.

Несмотря на то, что с увеличением угла обдува скорость истечения увеличивается, качество получаемых покрытий уменьшается. Это можно объяснить наличием турбулентности в зоне пересечения потоков при большом угле встречи, что приводит к значительному торможению распыляющего потока и распыляемых частиц.

Выводы. В результате проведенных исследований установлено, что наличие кольцевого спутного потока, формируемого разогретой воздушной струей, используемой для охлаждения камеры сгорания и направленной под углом к центральному потоку в оборудовании ГМ, позволяет на 10–15 % увеличить скорость распыления напыляемого материала. При этом оптимальный угол обдува кольцевым спутным потоком составляет 20–25°, использование которого позволяет на 20–30 % улучшить качество получаемого покрытия. В перспективе использование кольцевого спутного потока позволит снизить расходы используемых для распыления газов без потери качества получаемых покрытий.

Список литературы

1. Каримходжаев, Н. Основные причины, вызывающие износ деталей автотранспортных средств, эксплуатирующихся в различных природно-климатических условиях / Н. Каримходжаев, Т.О. Алматаев, Х.Р.У. Одилов // Universum: технические науки. — 2020. — № 5-1(74). — С. 68–71.
2. Газотермическое напыление: учеб. пособие / Л.Х. Балдаев, В.Н. Борисов, В.А. Вахалин [и др.]. — 2-е изд., стереотип. — М.: Старая Басманная, 2015. — 540 с.
3. Лясников, В.Н. Плазменное напыление: монография / В.Н. Лясников, А.В. Лясникова, О.А. Дударева. — Саратов: СГТУ, 2016. — 620 с.
4. Анализ свойств газотермических покрытий: учеб. пособие: в 2 ч. / М-во образования и науки Рос. Федерации, Урал. федер. ун-т им. Б.Н. Ельцина. — Екатеринбург: Изд-во УрФУ, 2016. — Ч. 1: Основные методы и материалы газотермического напыления / Ю.С. Коробов, В.И. Панов, Н.М. Разиков. — 80 с.
5. Выбор технологических параметров процесса нанесения стальных покрытий гиперзвуковой металлизации / М.А. Белоцерковский, А.В. Сосновский, А.С. Прядко [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2015. — № 3(32). — С. 52–58.
6. Белоцерковский, М.А. Возможные схемы использования спутных газовых потоков при газопламенном напылении покрытий / М.А. Белоцерковский // Механика машин, механизмов и материалов. — 2014. — № 1(26). — С. 62–66.
7. Сверхзвуковое электродуговое напыление ответственных деталей подвижного состава железнодорожного транспорта / В.Н. Коржик, Н.П. Лютик, А.А. Чайка [и др.] // Автоматическая сварка. — 2016. — № 9(756). — С. 20–28. — DOI: https://doi.org/10.15407/as2016.09.04.
8. Белоцерковский, М.А. Анализ процесса взаимодействия газопламенного факела и независимого спутного потока / М.А. Белоцерковский // Механика машин, механизмов и материалов. — 2013. — № 2(23). — С. 68–73.
9. Anderson, J.D. Modern compressible flow: with historical perspective / J.D. Anderson. — Singapore: McGraw-Hill, 2003. — 760 p.
10. Бубнов, В.А. Об уточнении уравнения Д. Бернулли в гидродинамике / В.А. Бубнов // Вестник Московского городского педагогического университета. Серия: Естественные науки. — 2015. — №. 1(17). — С. 9–24.
11. Schlichting, H. Boundary-layer theory / H. Schlichting, K. Gersten. — Berlin: Springer, 2016. — 805 p.
12. Бубнов, В.А. О газодинамических течениях идеального газа / В.А. Бубнов // Вестник МГПУ. Серия: Естественные науки. — 2015. — № 4(20). — С. 25–37

Belotserkovsky M.A., Sosnovsky A.V., Aleksandrova V.S.

Use of annular cocurrent flow in hypersonic metallization equipment

This article presents the results of a study of coatings produced by hypersonic metallization on upgraded equipment using annular cocurrent flow.

Поступила в редакцию 10.07.2026.

УДК 669.1:622.24.051

А.Л. ВАЛЬКО; С.П. РУДЕНКО, канд. техн. наук, доц.; С.Г. САНДОМИРСКИЙ, д-р техн. наук, доц.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ КАЧЕСТВО ДЕТАЛЕЙ БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА ПОВЫШЕННОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

В работе приведены результаты исследований металлургического качества деталей буровых шарошечных долот производства КНР. Проведен анализ содержания серы, фосфора и других примесей в соответствии с ГОСТ 4543-2016. Получено, что по массовой доле серы и фосфора исследованные марки сталей относятся к особовысококачественным. Содержание серы в исследованных деталях составляет от 0,004 до 0,007 масс.%, фосфора — от 0,01 до 0,02 масс.%. Небольшое содержание меди (0,007–0,090 масс.%) указывает на отсутствие в технологии выплавки сталей скрап-процесса. Установлено, что незначительное содержание серы и других примесей способствует снижению неметаллических включений в исследованных деталях до 0,5–1,0 балла согласно стандарту ГОСТ Р ИСО 4967-2015. Это способствует повышению сопротивления контактной усталости сопряженных поверхностей деталей буровых шарошечных долот. Показано, что исследованные стали с повышенным содержанием молибдена, из которых изготавливают лапы долот, соответствуют по прокаливаемости стали ЕХ 30, разработанной компанией Climax Molybdenum Company вместо стандартных сталей 4815Н и 8720Н, применявшихся для основных деталей буровых долот. Замена последних двух сталей в лапах и шарошках сталью ЕХ 30 уменьшила расходы и повысила производительность долот с увеличением их проходок.

***Ключевые слова**: буровые шарошечные долота, повышенное содержание молибдена, металлургическое качество, содержание серы, прокаливаемость*

Введение. Шарошечные буровые долота имеют превалирующее применение при добыче нефти, газа, угля и руд черных и цветных металлов [1–4]. Долговечность и безотказность бурового инструмента во многом определяется химическим составом и металлургическим качеством применяемых сталей, а также технологией изготовления и упрочнения деталей долот. Сталь для изготовления шарошек и лап буровых долот должна иметь достаточную твердость и прочность наряду с повышенной пластичностью и вязкостью. Повышенные требования предъявляют и к обеспечению сопротивления контактной усталости сопряженных поверхностей как в условиях смазки, так и при сухом трении качения.

Для изготовления деталей буровых долот применяют стали 14ХН3МА, 15Н3МА, 17Н3МА-Ш, 19ХГНМА, 21ХГНМА в соответствии с ТУ 14-550-51-2015. Для изготовления особо нагруженных лап шарошечных буровых долот применяют сталь 15Н3МА — аналог стали AISI 4815H, из которой изготавливают лапы долот с диаметром менее 244,5 мм; а также сталь 19ХГНМА — аналог стали AISI 8720H, используемую для изготовления лап долот с диаметром 244,5 мм и более [1]. Химический состав этих сталей приведен в таблице 1.

Наиболее детальному исследованию была подвергнута сталь 19ХГНМА, которую используют для лап буровых шарошечных долот. Изучение причин отказов буровых шарошечных долот с опорами производства ОАО «Волгобурмаш» показало, что основной причиной выхода из строя долот в процессе их эксплуатации является износ (контактное выкрашивание) цапф лап (76 % отказов) [5].

Начиная с 1970-х годов компанией Climax Molybdenum Company для фирмы-производителя буровых шарошечных долот в США Hughes Christensen Co. вместо стандартных сталей 4815Н и 8720Н, применявшихся для основных деталей буровых долот (шарошек и лап), была разработана новая сталь ЕХ 30 как модификация стали 4815Н с уменьшенным содержанием никеля, повышенным содержанием марганца и молибдена и дополнительно легированная хромом (таблица 2) [6]. По российской классификации марку этой стали можно идентифицировать как 15ХГНМ.

Повышенное содержание молибдена снижает критическую скорость закалки, повышает устойчивость аустенита и увеличивает прокаливаемость стали. Интенсивность увеличения прокаливаемости при введении молибдена зависит от состава стали, а также от количества молибдена. По литературным данным, при введении в хромистую сталь 0,25 % молибдена прокаливаемость увеличивается примерно на 25 %. Введение такого же количества молибдена в марганцовую конструкционную сталь увеличивает прокаливаемость в 1,5 раза, а при введении в эту же сталь 0,4 % молибдена ее прокаливаемость возрастает в 3 и более раза. По результатам металлографических исследований, полученных в Объединенном институте машиностроения

Таблица 1 — Химический состав сталей в соответствие с ТУ 14-550-51-2015, масс.%

Марка стали	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	S	P	Cu
							Не более		
15Н3МА	0,13–0,17	0,20–0,30	0,40–0,60	≤0,20	3,35–3,55	0,20–0,30	0,015	0,025	0,25
19ХГНМА	0,18–0,22	0,20–0,35	0,70–0,90	0,45–0,65	0,45–0,65	0,20–0,30	0,015	0,025	0,25

Таблица 2 — Стандартный химический состав зарубежных марок сталей, используемых в лапах буровых долот, масс.%

Марка стали	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo
4815H	0,12–0,18	0,15–0,30	0,3–0,7	—	3,20–3,80	0,20–0,30
8720	0,18–0,23	0,15–0,30	0,7–0,9	0,40–0,60	0,40–0,70	0,20–0,30
EX 30	0,13–0,18	0,20–0,35	0,7–0,9	0,45–0,65	0,70–1,00	0,45–0,60

НАН Беларуси, молибден способствует очищению межзеренных границ и получению мелкодисперсной структуры диффузионных слоев поверхностно упрочненных зубчатых колес.

Установлено, что сталь EX 30 по прокаливаемости лучше, чем стали 4815H и 8720H (рисунок 1). Поэтому их замена в лапах и шарошках сталью EX 30 уменьшила расходы и повысила производительность долот с увеличением их проходок [3].

Цель работы — исследование металлургического качества деталей буровых шарошечных долот повышенной долговечности производства КНР.

Результаты исследований. Положительный опыт применения стали EX 30 нашел отражение в промышленности КНР. Китайскими компаниями Shareate Tools Ltd. и DANV TOOLS для лап буровых шарошечных долот освоено производство сталей с повышенным содержанием молибдена (таблица 3).

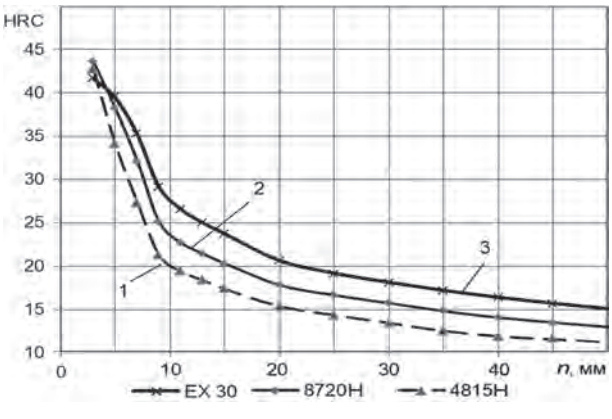


Рисунок 1 — Прокаливаемость сталей:
1 — 4815H; 2 — 8720 H; 3 — EX 30

По массовой доли фосфора и серы исследованные марки сталей относятся к особовысококачественным в соответствии с ГОСТ 4543-2016, для которых установлено содержание фосфора и серы не более 0,025 и 0,015 масс.% соответственно. Небольшое содержание меди (<0,10) указывает на отсутствие в технологии выплавки сталей скрап-процесса.

Важнейшим фактором, характеризующим металлургические качество стали, являются неметаллические включения [7–10]. Их контроль провели по стандарту ГОСТ Р ИСО 4967-2015.

Метод заключается в сравнении наблюдаемого поля зрения с эталонной шкалой и оценке каждого типа включений в отдельности. В соответствии с формой и распределением включений эталонные изображения делятся на пять основных групп, обозначенных буквами A, B, C, D и DS, которые характеризуют наиболее часто наблюдаемые при оптической микроскопии в светлом поле типы и морфологические признаки включений:

- группа A (включения типа сульфидов) — сильно деформированные отдельные частицы серого цвета с широким диапазоном коэффициентов формы (отношения длина/ширина) и обычно закругленными концами;
- группа B (включения типа алюминатов) — многочисленные недеформируемые частицы (не менее трех) многоугольной формы с низким коэффициентом формы (менее трех), черного или голубоватого цвета, ориентированные в направлении деформации;
- группа C (включения типа силикатов) — сильно деформированные отдельные черные или темно серые частицы с широким диапазоном коэффициентов формы (не менее трех) и, как правило, острыми концами;
- группа D (включения типа глобулярных оксидов) — недеформируемые, угловатые или круглые, черные или

Таблица 3 — Марки сталей герметизированных долот (КНР) с повышенным содержанием молибдена

№ п/п	Сталь	Производитель	Массовая доля элементов, масс.%									
			C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Al	S	P	Cu
1	15ГН3МА-В	Shareate, ш311	0,16	0,22	0,84	0,17	3,42	0,34	0,024	0,004	0,016	0,0210
2	15ХГНМА-В	Shareate, л311	0,15	0,24	0,80	0,50	0,78	0,45	0,028	0,004	0,010	0,0014
3	18ГН3МА-В	Shareate, ш311	0,20	0,30	0,90	0,16	3,46	0,35	0,018	0,007	0,019	0,0070
4	14ХГНМА-В	Shareate, л255	0,13	0,25	0,80	0,57	0,81	0,51	0,350	0,004	0,015	0,0570
5	14ГН3МА-В	Shareate, ш255	0,14	0,30	0,85	0,17	3,32	0,33	0,026	0,005	0,018	0,0620
6	15ХГНМА-В	Shareate, л269	0,16	0,26	0,81	0,53	0,88	0,49	0,025	0,005	0,014	0,0900
7	15ГН3МА-В	Shareate, ш269	0,16	0,27	0,90	0,16	3,44	0,35	0,023	0,004	0,012	0,0060
8	15ГН3МА-В	DANV, ш228	0,15	0,27	0,82	0,16	3,50	0,33	0,040	0,003	0,015	0,0680
9	15ХГНМА-В	DANV, л228	0,15	0,27	0,83	0,59	0,90	0,55	0,023	0,004	0,020	0,0210

Рисунок 2 — Неметаллические включения в шарошке № 1: глобулярные оксиды 1 балла по шкале D ГОСТ Р ИСО 4967-2015

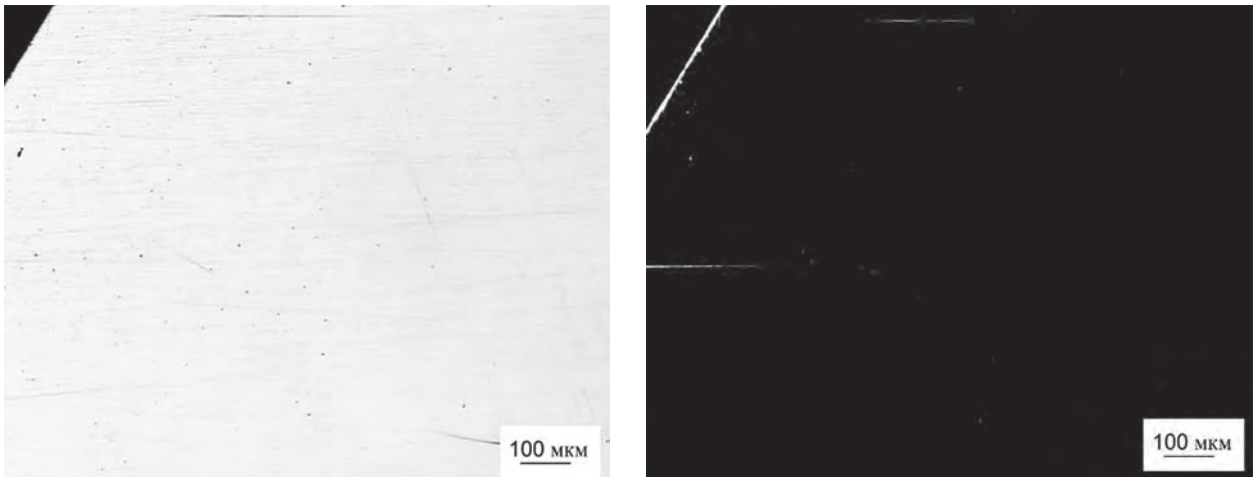
голубоватые, беспорядочно распределенные частицы с низким коэффициентом формы (менее трех);
- группа DS (включения типа одиночных глобулярных оксидов) — круглые или почти круглые одиночные частицы диаметром не менее 13 мкм.

При контроле неметаллических включений методами микроанализа вырезали продольные образцы из деталей. Изучение шлифов начинали с малых увеличений (×50) для поиска наиболее загрязненных участков с дальнейшим переходом с целью идентификации к увеличениям ×100 и выше. При этом для работы в отраженном свете использовали методы светлого и темного поля. Метод темного поля позволяет четко разделить включения по прозрачности и выявить истинный цвет отдельных включений. В частности, силикатные и кислородные включения видны в темном поле в виде блестящих частиц, а сульфиды, ввиду их непрозрачности, сливаются с основным фоном шлифа. На рисунках 2–4 приведены типичные снимки неметаллических включений для некоторых деталей, указанных в таблице 3.

Незначительное содержание неметаллических включений в исследованных деталях объясняется высокой чистотой сталей с малым содержанием серы: 0,004–0,005 масс.%.

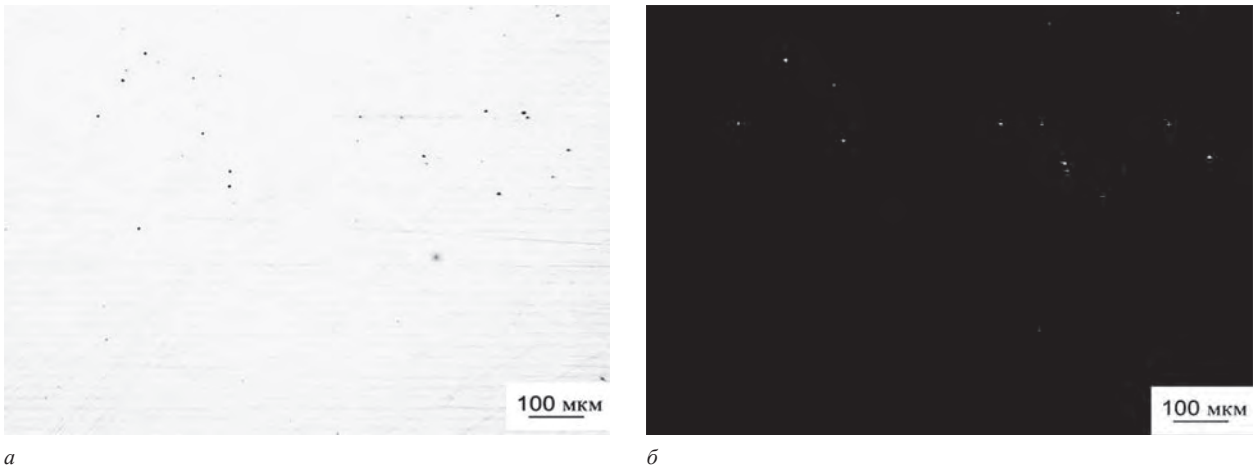
На рисунке 5 приведена прокаливаемость сталей № 6 и 9 с большим содержанием молибдена (см. таблицу 3), применяемых для лап бурового инструмента, в сравнении с прокаливаемостью стали ЕХ 30.

Получено, что прокаливаемость всех трех сталей одинакова. Это указывает на идентичный химический состав (в первую очередь — содержание углерода и легирующих элементов) и одинаковый размер зерна. Это



а *б*

Рисунок 3 — Неметаллические включения в шарошке № 5: оксиды точечные 0,5 балла по шкале D ГОСТ Р ИСО 4967-2015: *а* — светлое поле; *б* — темное поле



а *б*

Рисунок 4 — Неметаллические включения в лапе № 9: сульфиды и алюминаты 0,5 балла по шкале A, силикаты 0,5 балла по шкале C, глобулярные оксиды 1 балла по шкале D ГОСТ Р ИСО 4967-2015: *а* — светлое поле; *б* — темное поле

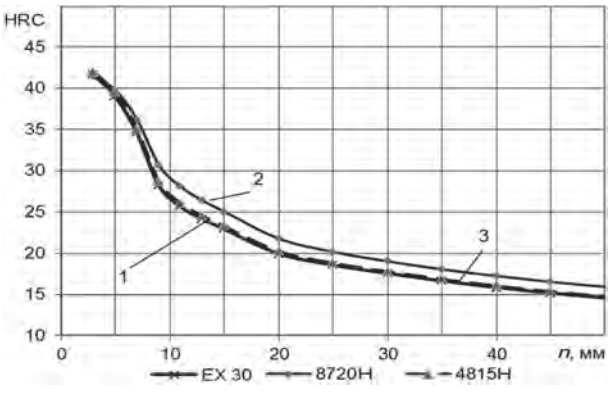


Рисунок 5 — Прокаливаемость сталей:
1 — 15ХГНМА (№ 6); 2 — 15ХГНМА (№ 9); 3 — EX 30

свойство также гарантирует стабильность характеристик: детали от разных производителей или из разных партий (плавок) будут иметь одинаковую прочность и твердость по всему сечению при одинаковых режимах закалки и отпуска.

Заключение. В работе приведены результаты исследований металлургического качества деталей буровых шарошечных долот производства КНР. Получено, что по массовой доле серы и фосфора исследованные марки сталей относятся к особовысококачественным в соответствии с ГОСТ 4543-2016. Содержание серы в исследованных деталях составляет от 0,004 до 0,007 масс.%, фосфора — от 0,01 до 0,02 масс.%. Небольшое содержание меди (0,007–0,090 масс.%) указывает на отсутствие в технологии выплавки сталей скрап-процесса. Незначительное содержание серы и других примесей способствует снижению неметаллических включений в исследованных деталях до 0,5–1,0 балла согласно стандарту ГОСТ Р ИСО 4967-2015. Это способствует повышению сопротивления контактной усталости сопряженных поверхностей деталей буровых шарошечных долот.

Установлено, что исследованные стали с повышенным содержанием молибдена, из которых изготавливают лапы долот, соответствуют по прокаливаемости стали EX 30, разработанной компанией Climax Molybdenum Company вместо стандартных сталей 4815H и 8720H, применявшихся для основных деталей буровых долот. Их замена в лапах и шарошках сталью EX 30 уменьшила расходы и повысила производительность долот с увеличением их проходок.

Список литературы

1. Амосов, А.П. Долотная сталь: монография / А.П. Амосов, А.Г. Ищук, Т.М. Пугачева. — М.: Машиностроение, 2008. — 291 с.
2. Палий, П.А. Буровые долота: справочник / П.А. Палий, К.Е. Корнеев. — 3-е изд. — М.: Недра, 1971. — 446 с.
3. Scales, S.R. A new rock bit steel / S.R. Scales, D.E. Diesburg // Petroleum International. — 1982. — Vol. 28, no. 9. — P. 37–47.
4. Палий, П.А. Буровые долота: справочник / П.А. Палий, К.Е. Корнеев. — 2-е изд. — М.: Недра, 1965. — 496 с.
5. Причины отказов буровых шарошечных долот / А.Г. Ищук, А.И. Иванов, А.П. Амосов, Р.М. Богомолов // Вестник СамГТУ. Технические науки. — 2001. — № 11. — С. 26–29.
6. Пугачева, Т.М. Исследование сталей, применяемых в буровых долотах диаметром до 150,0 мм / Т.М. Пугачева, А.В. Клименко, А.П. Амосов // Вестник СамГТУ. Технические науки. — 2009. — № 3. — С. 123–131.
7. Гольдштейн, М.И. Специальные стали: учебник для вузов / М.И. Гольдштейн, С.В. Грачев, Ю.Г. Векслер. — 2-е изд., перераб. и доп. — М: МИСИС, 1999. — 408 с.
8. Сталь на рубеже столетий / Л.Н. Белянчиков, Д.И. Бородин, В.С. Валавин [и др.]; под науч. ред. Ю.С. Карабасова. — М.: МИСИС, 2001. — 664 с.
9. Виноград, М.И. Металлургический контроль качества / М.И. Виноград, Г.М. Казичкина // Металловедение и термическая обработка стали: в 3 т. / под ред. М.Л. Бернштейна, А.Г. Рахштадта. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Металлургия, 1983.— Т. 1. Методы испытаний и исследования. — С. 320–322.
10. Штремель, М.А. Проблемы металлургического качества стали (неметаллические включения) / М.А. Штремель // Металловедение и термическая обработка металлов. — 1980. — № 8. — С. 2–6.

Valko A.L., Rudenko S.P., Sandomirski S.G.

Metallurgical quality of drilling tool parts with increased durability

The paper presents the results of studies of the metallurgical quality of parts of drilling ball bits manufactured in RPC. The content of sulfur, phosphorus and other impurities was analyzed in accordance with GOST 4543-2016. It was found that the studied steel grades are of particularly high quality in terms of the mass fraction of sulfur and phosphorus. The sulfur content in the studied parts ranges from 0.004 to 0.007 wt.%, the phosphorus content is from 0.01 to 0.02 wt.%. A small copper content is 0.007–0.090 wt.%, and it indicates the absence of a scrap process in the steelmaking technology. It was found that a low content of sulfur and other impurities helps to reduce non-metallic inclusions in the studied parts to 0.5–1.0 points according to GOST R ISO 4967-2015 standard. This helps to increase the resistance to contact fatigue of the mating surfaces of the drill roller bit parts. It is shown that the studied steels with a high molybdenum content, from which the bit legs are made, correspond in hardenability to the EX 30 steel developed by Climax Molybdenum Company instead of the standard 4815H and 8720H steels used for the main parts of drill bits. Replacement of the last two steels in the legs and roller bits with the EX 30 steel reduced costs and increased the productivity of the bits with an increase in their penetrations.

Поступила в редакцию 24.06.2026.

УДК 669; 546.881

А.Ю. МАСЮКОВ; А.Г. СИДОРЕНКО, канд. техн. наук, доц.; М.В. СОТНИКОВ;
Д.Д. ТАТАРЛЫ; И.С. КРЫЖЕВИЧ
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МИКРОЛЕГИРОВАНИЯ ВАНАДИЕМ НА СТРУКТУРУ, МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ СТАЛИ 10ХСНД И СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ИЗ НЕЕ

Приведены обобщающие результаты исследований влияния микролегирования ванадием на структуру, твердость, механические характеристики и сопротивления усталости низколегированной конструкционной стали 10ХСНД и сварных соединений на ее основе. Показана целесообразность микролегирования ванадием для повышения прочности и сопротивления усталости стали 10ХСНД и сварных соединений из нее, достижения конструкционной равнопрочности сварного соединения.

***Ключевые слова**: сталь 10ХСНД, микролегирование ванадием, сварное соединение, микроструктура, микротвердость, механические характеристики, характеристики сопротивления усталости, равнопрочность сварного соединения*

Введение. Влияние концентрации напряжений на величину предела выносливости оценивается эффективным коэффициентом концентрации напряжений K_σ, или K_τ. Для типовых концентраторов деталей и элементов конструкций машин эффективный коэффициент концентрации изменяется в пределах 1,5–2,0, иногда может достигать 4 [1, 2].

Совершенно другая картина наблюдается при определении коэффициентов концентрации напряжений в сварных соединениях. Сопротивление усталости после сварки обычно в 2–3 раза ниже по сравнению с такими же образцами, имеющими концентраторы в виде выточек [3]. Это свидетельствует о том, что снижение сопротивления усталостному разрушению происходит не только под влиянием концентрации напряжений, вызванной изменением формы конструкции, но и под влиянием других факторов, обусловленных образованием сварного соединения, прежде всего возникновением остаточных напряжений, несплошностей, а также структурной и механической неоднородности металла шва и прилегающих к нему зон. Неудивительно, что пределы выносливости ряда сварных соединений не превышают 20–40 МПа [3].

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений обычно имеют меньшие значения, чем теоретические, т. е. $\alpha_\sigma > K_\sigma$. Однако для сварных соединений характерно обратное соотношение. Так, коэффициент α_σ стыковых соединений (при обычном встречающемся усилении шва) равен 1,3, а эффективный коэффициент концентрации K_σ = 1,9–2,4; для соединений с фланговыми швами α_σ = 2,3 и K_σ = 5,9–6,9 соответственно [3].

Различное проявление эффективных концентраторов, например, в прокате и в сварных соединениях из него, является, по-нашему мнению, свидетельством доминирующей роли локализованной пластической деформации, которая по-разному развивается в конструкционных элементах и является следствием структурной неоднородности материала.

Структурная неоднородность материала на любом структурном и (или) масштабном уровне предопределяет развитие под нагрузкой локализованной пластической деформации и разрушения как из-за неравнопрочности формирующих его фаз, так и по причине высокой концентрации напряжений, возникающей в узлах сопряжения этих фаз [4–6]. Концентрация напряжений лишь инициирует пластическую деформацию, а сопротивление разрушению, место зарождения этого разрушения в структуре материала определяются степенью локализации пластической деформации в зоне концентрации напряжений.

Приведенное выше указывает на определяющую роль в сопротивлении сварного соединения разрушению концентрации напряжений, причины которых условно можно разделить на внешние и внутренние (структурные).

Для уменьшения склонности стали к локализации пластической деформации и разрушению предлагается микролегирование ванадием с целью измельчения зерна, повышения в результате концентрационной неоднородности распределения меди и связанных с нею никеля, углерода, марганца по границам зерен, их приграничным объемам, определяющих в конечном итоге структурную и механическую однородность или равнопрочность зерен стального материала (внутренний фактор). С другой стороны, образование более однородной мелкозернистой структуры должно благоприятно сказаться и на формировании структурной и механической однородности характерных зон самого сварного соединения, достижении его конструкционной равнопрочности (внешний фактор).

Целью работы является исследование влияния микролегирования ванадием на структуру, твердость, механические характеристики и сопротивления усталости стали 10ХСНД и сварных соединений на ее основе.

На первом этапе исследований проводились сравнительные механические испытания образцов серийной стали 10ХСНД (ГОСТ 19281-2014 [7]) и стали 10ХСНД, микролегированной ванадием (0,05–0,08 %), производства АО «Уральская сталь» (таблицы 1–2).

Можно видеть, что микролегирование стали 10ХСНД ванадием приводит к повышению среднего значения пределов прочности и текучести соответственно

Таблица 1 — Химический состав проката стали 10ХСНД, микролегированной ванадием, %

C	Si	Mn	Cr	Ni	V	Cu	S	P
Не более 0,12	0,80–1,10	0,50–0,80	0,60–0,90	0,50–0,80	0,05–0,08	0,40–0,60	0,035	0,030

Таблица 2 — Механические характеристики (фактические значения) проката стали 10ХСНД в серийном исполнении и микролегированной ванадием

Механические характеристики	Сталь 10ХСНД	
	в серийном исполнении	микролегированная ванадием
Временное сопротивление разрыву $\sigma_в$, МПа	600,1	682,8
Предел текучести $\sigma_т$, МПа	464,8	567,2
Относительное удлинение δ, %	27,8	28,5
Ударная вязкость KCU^{-70}, Дж/см^2	191,0	195,4
Ударная вязкость KCU^{+20}, Дж/см^2	210,0	232,0

Примечание. Приведены средние значения по результатам испытаний трех образцов.

на 13,7 и 22,0 %, а также к незначительному повышению относительного удлинения и ударной вязкости при –70 и +20 °С.

Отличительной особенностью поведения образцов из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием, при механических испытаниях на растяжение является изменение характера деформирования при нагрузке, соответствующей переходу от упругой к упругопластической деформации. В частности, устраняется выраженная площадка текучести, что свидетельствует о снижении склонности материала к локализации пластической деформации (рисунки 1, 2).

Результаты испытаний образцов со сварным соединением на статическое растяжение и ударный изгиб представлены в таблицах 3, 4.

Можно видеть, что микролегирование стали 10ХСНД ванадием приводит к повышению среднего значения предела прочности на 13,9 %, а также к значительному повышению ударной вязкости при –70 °С, среднее значение которой составило 81,9 Дж/см^2, что в 2,7 раза выше, чем для серийной стали.

На рисунке 3 представлен общий вид шлифа образца сварного соединения с нанесенными на нем линиями для замеров микротвердости по характерным зонам

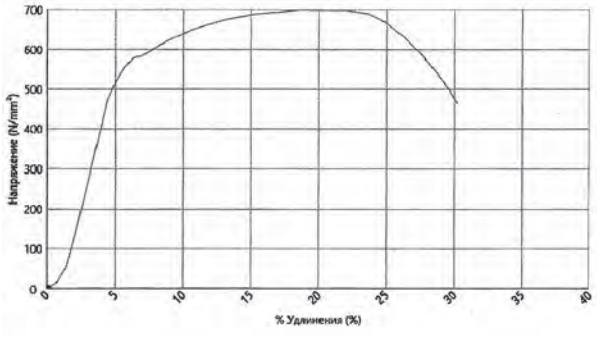


Рисунок 1 — Диаграмма растяжения образца из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием

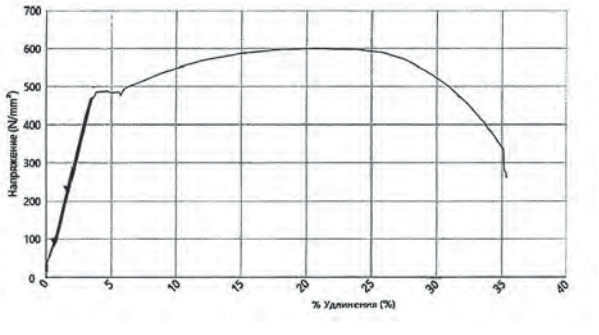


Рисунок 2 — Диаграмма растяжения образца из серийной стали 10ХСНД

Таблица 3 — Результаты испытаний на статическое растяжение

Вид образца	Разрушающая нагрузка P_{max}, Н	Предел прочности $\sigma_в$, МПа		Место разрыва
Со сварным соединением из серийной стали 10ХСНД	275 200	550,4	$\sigma_{в ср}$ = 549,7	Основной металл
	274 500	549,0		Основной металл
Со сварным соединением из стали 10ХСНД, микролегированный ванадием	328 500	631,7	$\sigma_{в ср}$ = 638,5	Зона термического влияния
	319 300	645,2		Зона термического влияния

Таблица 4 — Результаты испытаний на ударный изгиб

Вид образца	KCU^{-70}, Дж/см^2			
	Образец № 1	Образец № 2	Образец № 3	Среднее значение
Со сварным соединением из стали 10ХСНД в серийном исполнении	19,9	10,6	60,1	30,2
Со сварным соединением из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием	101,3	92,9	51,5	81,9

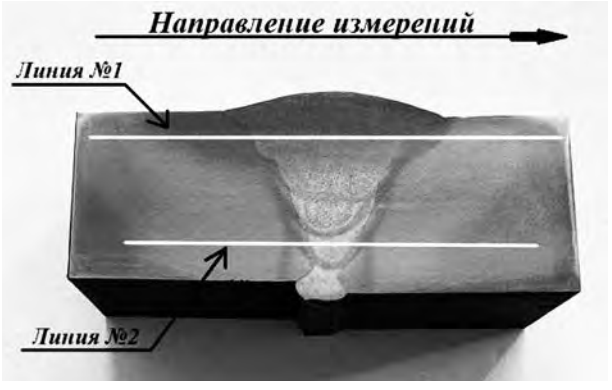


Рисунок 3 — Общий вид шлифа образца сварного соединения из стали 10ХСНД с расположением зон сварки и линий замеров микротвердости

сварного соединения, а в таблицах 5, 6 — результаты этих исследований.

Можно видеть, что микролегирование стали 10ХСНД ванадием приводит к повышению микротвердости его характерных зон по сравнению серийной сталью 10ХСНД, причем для зон основного металла и термического влияния при одинаковой структуре наблюдаются практически одинаковые значения микротвердости. Это свидетельствует о повышении конструкционной равнопрочности сварного соединения из стали 10ХСНД с добавками ванадия.

Микроструктура сварного шва — столбчатые кристаллы, основного металла — феррито-перлитная, балл зерна № 9, 10 по шкале ГОСТ 5639-82.

Выбор уравнения кривой и определение характеристик сопротивления усталости. В работах [4, 5] было показано, что основным фактором, определяющим надежность и долговечность деталей и элементов конструкций машин, является сопротивление зарождению и распространению макролокализованной пластической деформации (МЛПД), возникающей при служебных нагрузках или технологических переделах. Установлено, что склонность стального материала к МЛПД определяется химической и структурной неоднородностью границ зерен материала и может рассматриваться в качестве исходной механической неоднородности или начального повреждения [8]. По-видимому, это характерно и для сварных соединений. В связи с чем учет данной механической неоднородности при оценке характеристик сопротивления усталости предлагается проводить с использованием уравнения кривой усталости, предложенного профессором Почтенным Е.К. [8]:

$$N = \frac{Q}{\sigma}\ln\left\{1+\left[\exp\left(\frac{\sigma-\sigma_R}{\nu_0}\right)-1\right]^{-1}\right\},$$

где N — число циклов нагружения до разрушения; σ — максимальное напряжение цикла; σ_R — предел выносливости; Q — параметр с размерностью напряжения; ν_0 — коэффициент выносливости.

Таким образом, для оценки эффективности использования сталей с добавками ванадия и сварных соединений из них можно воспользоваться сравнительной оценкой получаемых экспериментально-аналитическим методом характеристик сопротивления усталости.

Методика проведения и результаты усталостных испытаний. Объектом испытания являлись цельные и сварные образцы типа IV по ГОСТ 25.502-79 [9]. Испытания проводились при отнулевом цикле нагружения на разрывной машине SCHENCK PC 1.0D (рисунок 4). Частота приложения нагрузки — 10 Гц, ступень уровня нагружения — 20 МПа. Образцы испытывались на пяти уровнях нагружения либо до разрушения, либо до базового числа, равного 3,0 млн циклов. Обработка результа-

Таблица 5 — Результаты измерения микротвердости по характерным зонам сварного соединения из стали 10ХСНД в серийном исполнении

ОМ	ЗТВ	СШ	ЗТВ	ОМ
1 линия (HV5)				
200	222	230	232	198
199	225	214	235	190
194	228	222	225	189
2 линия (HV5)				
180	199	228	222	196
183	209	220	230	197
187	225	221	221	196

Таблица 6 — Результаты измерения микротвердости по характерным зонам сварного соединения из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием

ОМ	ЗТВ	СШ	ЗТВ	ОМ
1 линия (HV5)				
242	256	275	270	293
244	247	311	270	273
245	245	267	271	283
2 линия (HV5)				
251	204	236	229	260
261	214	231	220	267
256	227	240	225	268

Рисунок 4 — Общий вид испытательного стенда SCHENCK PC 1.0D с установленным на нем сварным образцом

тов испытаний проводились в соответствии с рекомендациями, изложенными в [8, 10].

Результаты испытаний на циклическую долговечность образцов из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием, и расчета параметров кривой усталости с учетом базового числа циклов нагружений и величины предела выносливости при вероятности неразрушения 50 % приведены в таблицах 7, 8, а для образцов из серийной стали — в таблицах 9, 10.

На рисунке 5 представлен общий вид кривых циклической долговечности образцов из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием (кривая 1), и из серийной стали 10ХСНД (кривая 2).

Можно видеть, что микролегирование стали 10ХСНД ванадием, по сравнению с серийной сталью 10ХСНД, приводит к повышению предела выносливости с 311 до 456 МПа при вероятности неразрушения 50 %, повышению числа циклов до точки нижнего перегиба кривой усталости, уменьшению угла наклона кривой, среднего квадратичного отклонения и коэффициента вариации предела выносливости.

Результаты испытаний на циклическую долговечность и расчета параметров кривой усталости для образцов со сварным соединением из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием, с учетом базового числа циклов нагружений и величины предела выносливости при вероятности неразрушения 50 % приведены в таб-

Таблица 7 — Результаты испытаний образцов из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием

№ образца	Нагружение σ, МПа	Наработка, количество циклов
1	500	290 166
2	500	304 901
3	500	514 838
4	480	606 045
5	480	338 524
6	480	838 198
7	480	724 233
8	460	2 790 165
9	460	787 501
10	460	1 037 640
11	460	895 323
12	440	3 000 000*
13	440	3 000 000*
14	440	3 000 000*

*Образец не сломался.

Таблица 8 — Результаты расчета параметров кривой усталости образцов из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием

Минимальное значение суммы	938,75
Абсцисса точки нижнего перегиба кривой усталости	728 200
Характеристика наклона кривой усталости, МПа	38,29
Предел выносливости, МПа	**456**
Среднее квадратичное отклонение, МПа	9,69
Коэффициент вариации предела выносливости	0,02

Таблица 9 — Результаты испытаний образцов из серийной стали 10ХСНД

№ образца	Нагружение σ, МПа	Наработка, количество циклов
1	480	52 500
2	453	163 100
3	440	141 700
4	427	243 800
5	413	208 800
6	400	527 800
7	387	250 000
8	373	737 300
9	360	343 400
10	347	476 500
11	333	1 119 500
12	333	414 300
13	333	610 000
14	333	694 700

Таблица 10 — Результаты расчета параметров кривой усталости образцов из серийной стали 10ХСНД

Минимальное значение суммы	5486,36
Абсцисса точки нижнего перегиба кривой усталости	661 300
Характеристика наклона кривой усталости, МПа	68,47
Предел выносливости, МПа	**311**
Среднее квадратичное отклонение, МПа	23,42
Коэффициент вариации предела выносливости	0,08

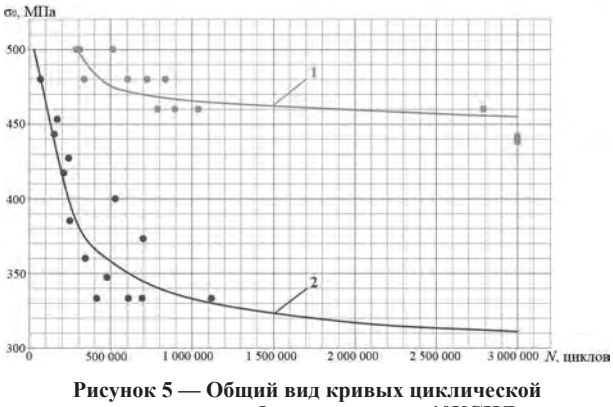


Рисунок 5 — Общий вид кривых циклической долговечности образцов из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием (1), и из серийной стали 10ХСНД (2)

лицах 11, 12, а для образцов из серийной стали — в таблицах 13, 14.

Можно видеть, что предел выносливости образцов со сварным соединением из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием, составил 138 МПа, а из серийной стали — 132 МПа при вероятности неразрушения 50 %. Несмотря на незначительное повышение предела выносливости, для стали, микролегированной ванадием, в отличие от серийной, установлено повышение числа циклов до точки нижнего перегиба кривой усталости в 3,6 раза, уменьшение угла наклона кривой, среднего квадратичного отклонения и коэффициента вариации предела выносливости, что позволяет прогнозировать повышение надежности и долговечности сварного соединения. Для всех испытанных образцов начало зарождения усталостной трещины происходило в зоне термического влияния.

Таблица 11 — Результаты испытаний образцов со сварным соединением из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием

№ образца	Нагружение σ, МПа	Наработка, количество циклов
1	240	176 938
2	240	330 860
3	240	218 587
4	240	217 534
5	220	213 663
6	220	406 489
7	220	294 857
8	220	394 460
9	200	727 321
10	200	603 360
11	200	477 038
12	200	523 706
13	180	727 128
14	180	892 425
15	180	439 658
16	180	791 172
17	160	1 618 564
18	160	2 244 584
19	160	3 000 000*

*Образец не сломался.

Таблица 12 — Результаты расчета параметров кривой усталости образцов со сварным соединением из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием

Минимальное значение суммы	2535
Абсцисса точки нижнего перегиба кривой усталости	2 057 800
Характеристика наклона кривой усталости, МПа	43
Предел выносливости, МПа	**138**
Среднее квадратичное отклонение, МПа	12
Коэффициент вариации предела выносливости	0,09

Таблица 13 — Результаты испытаний образцов со сварным соединением из серийной стали 10ХСНД

№ образца	Нагружение σ, МПа	Наработка, количество циклов
1	180	185 915
2	180	194 300
3	180	138 360
4	160	677 570
5	160	276995
6	160	265 100
7	160	127 300
8	150	325 385
9	150	3 000 000*
10	150	775 400
11	150	958 000
12	140	3 000 000*
13	140	3 000 000*
14	140	931 400
15	140	3 000 000*
16	120	3 000 000*
17	120	3 000 000*

*Образец не сломался.

Таблица 14 — Результаты расчета параметров кривой усталости образцов со сварным соединением из серийной стали 10ХСНД

Минимальное значение суммы	3694
Абсцисса точки нижнего перегиба кривой усталости	570 000
Характеристика наклона кривой усталости, МПа	79
Предел выносливости, МПа	**132**
Среднее квадратичное отклонение, МПа	20
Коэффициент вариации предела выносливости	0,15

Заключение. Обобщены результаты исследований и испытаний по оценке влияния микролегирования ванадием на структуру, твердость, механические характеристики и сопротивления усталости сварных соединений из серийной стали 10ХСНД и микролегированной ванадием. Показано, что микролегирование стали 10ХСНД ванадием приводит к повышению микротвердости характерных зон сварного соединения и его конструкционной равнопрочности, значительному повышению низкотемпературной ударной вязкости и сопротивления разрыву. При этом имеет место принципиальное изменение характера деформирования образцов из стали с добавками ванадия при механических испытаниях на растяжение, что свидетельствует о снижении склонности стали к локализации пластической деформации и разрушению, повышению предела выносливости цельных об-

разцов из этой стали на 46,6 %, предела выносливости сварных образцов на 4…5 % при повышении надежности и циклической долговечности сварного соединения в 3,6 раза. Результаты исследований будут использованы на ОАО «БЕЛАЗ» для повышения надежности и долговечности сварных соединений элементов рамы карьерного самосвала.

Список литературы

1. Справочник металлиста: в 5 т. / под ред. Б.Л. Богуславского, А.Н. Малова, М.П. Новикова [и др.]. — 3-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1976. — Т. 1 / А.А. Готовцев, С.П. Демидов, А.В. Карп [и др.]; под. ред. С.А. Чернавского, В.Ф. Рещикова. — 768 с.
2. Дымшиц, И.И. Коробки передач / И.И. Дымщиц; под ред. А.А. Липгарта. — М.: Машгиз, 1960. — 300 с.
3. Труфяков, В.И. Усталость сварных соединений: монография / В.И. Труфяков / под ред. В.Д. Навроцкой. — Киев: Наукова думка, 1973. — 216 с.
4. Моисеенко, В.И. Основы структурной равнопрочности стали и элементов крупногабаритных деталей машин / В.И. Моисеенко, П.Л. Мариев. — Мн.: Ин-т техн. кибернетики НАН Беларуси, 1999. — 200 с.
5. Мариев, П.Л. Повышение конструкционной равнопрочности крупногабаритных деталей и сварных узлов карьерных самосвалов / П.Л. Мариев. — Мн.: Ин-т техн. кибернетики НАН Беларуси, 2001 — 180 с.
6. Электрошлаковый металл / Б.И. Медовар, Л.М. Ступак, Г.А. Бопко [и др.]; под ред. Б.Е. Патона, Б.И. Медовара. — Киев: Наукова думка, 1981. — 680 с.
7. Прокат повышенной прочности. Общие технические условия: ГОСТ 19281-2014. — Введ. 01.01.2015. — М: Стандартинформ, 2016. — 50 с.
8. Почтенный, Е.К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций / Е.К. Почтенный; под ред. М.С. Высоцкого. — Мн.: Арти-Фекс, 2002. — 186 с.
9. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость: ГОСТ 25.502-79. — Введ. 01.01.1981. — М: Стандартинформ, 2005. — 25 с.
10. Технологическая инструкция и квалификация технологических процессов сварки металлических материалов. Инструкция на технологический процесс сварки. Часть 1. Дуговая сварка: СТБ ISO 15609-1-2019. — Введ. 01.01.2010. — Мн.: БелГИСС, 2009. — 12 с.

Masukov A.Yu., Sidorenko A.G., Sotnikov M.V., Tatarly D.D., Kryzhevich I.S.

Study of the influence of vanadium microalloying on the structure, mechanical and fatigue resistance characteristics of 10ХСНД (10KhSND) steel and welded joints made of it

This article presents the results of a study examining the effect of vanadium microalloying on the structure, hardness, mechanical properties, and fatigue resistance of 10ХСНД (10KhSND) low-alloy structural steel and welded joints made of it. The feasibility of vanadium microalloying for increasing the strength and fatigue resistance of 10KhSND steel and welded joints made of it, as well as achieving structural uniformity of welded joint strength, is demonstrated.

Поступила в редакцию 26.06.2026.

УДК 621.795:544

Д.В. ЗИНЕВИЧ; А.М. КУЗЕЙ, д-р техн. наук, доц.; С.Н. КАРЗАН
Физико-технический институт НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ФАЗОВЫЙ СОСТАВ И ТЕРМИЧЕСКОЕ ПОВЕДЕНИЕ Zn-Ni-ПОКРЫТИЙ, ОСАЖДЕННЫХ ИЗ БОРФТОРИДНЫХ ЭЛЕКТРОЛИТОВ

Методами энергодисперсионного анализа и дифференциально-термического анализа исследованы элементный состав и термическое поведение гальванических Zn-Ni-покрытий, осажденных из двух борфторидных электролитов при варьировании плотности тока. Установлено, что содержание Ni достигает максимума при 6–9 А/дм², причем для одного из электролитов наблюдается экстремальная зависимость. Термический анализ выявил двухстадийную потерю массы, связанную с дегидратацией и структурной релаксацией. Наименьшее количество включений и высокая термическая стабильность зафиксированы для электролита № 2 при плотности тока 6 А/дм², что коррелирует с его оптимальной структурой. Сформированный в данных условиях интерметаллид Ni_5Zn_{21} представляет интерес с точки зрения магнитных свойств.

***Ключевые слова**: электроосаждение, Zn-Ni, борфтористоводородные электролиты, фазовый состав, аномальное соосаждение, магнитные свойства*

Введение. Электрохимическое осаждение сплавов Zn с Ni принадлежит к числу наиболее востребованных промышленных процессов в области противокоррозионной защиты, что обусловлено уникальным сочетанием анодной протекторной способности Zn и повышенного сопротивления коррозии, привносимого Ni. При всем многообразии электролитов, используемых для осаждения Zn-Ni-покрытий, — сульфатных, хлоридных, аммиакатных и цитратных — борфторидные электролиты занимают особое положение. Их главное преимущество заключается в чрезвычайно высокой растворимости борфторидов Zn и Ni, что позволяет реализовать плотности тока, недостижимые в традиционных сульфатных ваннах, и получать покрытия с повышенной скоростью осаждения, сохраняя при этом стабильность состава сплава в широком диапазоне режимов [1, 2]. Кроме того, борфторид-анион обладает буферными свойствами в прикатодной области, что существенно влияет на локальный pH и, как следствие, на кинетику реакций гидролиза ионов металлов, играющих ключевую роль в аномальном соосаждении Zn с Ni.

Фундаментальной особенностью системы Zn-Ni, делающей ее столь привлекательной с научной точки зрения, является аномальный характер совместного разряда: несмотря на значительно более положительный стандартный потенциал Ni, предпочтительно осаждается Zn и его содержание в сплаве может многократно превышать содержание Ni даже при малой доле ионов Zn в электролите [3, 8]. Общепринятое объяснение этого явления базируется на гипотезе образования в прикатодном пространстве пленки коллоидного гидроксида цинка, которая избирательно подавляет разряд ионов Ni, тем самым инвертируя ожидаемые парциальные скорости осаждения. Однако конкретные механизмы формирования фаз — последовательность их зарождения, роль метастабильных состояний и возможные твердофазные превращения в осадке — остаются предметом дискуссий и существенно зависят от природы электролита [4].

Борфторидный электролит в этом отношении представляет особый интерес. Высокая концентрация фторид-ионов и способность тетрафторборат-аниона к частичному гидролизу с выделением плавиковой кислоты создают в приэлектродном слое специфическую химическую среду, отличающуюся от среды сульфатных и хлоридных растворов. Это не может не сказаться на составе и свойствах промежуточных гидроксокомплексов, участвующих в соосаждении, и, в конечном счете, на эволюции фазового состава формирующегося покрытия. Предварительные исследования, выполненные в нашей лаборатории, показали, что Zn-Ni-покрытия, полученные из борфторидного электролита, обладают характерной микроструктурой и фазовым составом, причем на кривых дифференциального термического анализа (ДТА) образцов фиксируется серия тепловых эффектов, указывающих на протекание в твердом состоянии процессов, не наблюдаемых для покрытий, осажденных из иных электролитов [5]. Эти эффекты коррелируют с изменениями фазового состава и параметров микроструктуры, что делает ДТА уникальным инструментом для реконструкции последовательности фазообразования и выявления метастабильных интерметаллических фаз, играющих роль прекурсоров стабильных структур.

Цель настоящей работы — на основе систематического анализа данных дифференциального термического анализа, рентгеновской дифракции, растровой и просвечивающей электронной микроскопии установить магнитные свойства Zn-Ni-сплавов при электроосаждении из борфторидного электролита.

Фазовый состав электроосажденных Zn-Ni-сплавов определяется концентрацией Ni и условиями электролиза, однако в целом воспроизводит фазовые равновесия, известные для металлургических сплавов системы Zn-Ni [5, 6], с поправкой на неравновесность, присущую катодному процессу.

В интервале содержаний Ni от долей процента до примерно 10 масс.% основной фазой выступает η-фаза — твердый раствор Ni в Zn с гексагональной плотноупакованной решеткой. Растворимость Ni в Zn в равновесных условиях ничтожно мала (менее 0,03 ат.% при комнатной температуре [5]), однако при электроосаждении образуется сильно пересыщенный твердый раствор, концентрация Ni в котором может достигать нескольких атомных процентов [7]. При содержании Ni ~5–10 масс.% система становится двухфазной: наряду с η-фазой в осадке присутствуют выделения δ-фазы

(Ni_3Zn_{22}), имеющей моноклинную или тригональную структуру [5, 6]. Именно эта двухфазная область (η + δ) является рабочей для покрытий, сочетающих хорошую анодную протекторную способность с приемлемой скоростью саморастворения цинковой матрицы [10].

При повышении содержания Ni до 12–15 масс.% в покрытии начинает доминировать кубическая γ-фаза (Ni_5Zn_{21}), кристаллизующаяся в объемноцентрированной решетке типа γ-латуни (пространственная группа *I*43*m*) [5, 6]. Эта фаза обладает широкой областью гомогенности (примерно 15–25 масс.% Ni) и является термодинамически стабильной при высоких температурах, однако в электроосажденных покрытиях фиксируется при комнатной температуре в метастабильном состоянии из-за быстрой кристаллизации [7]. При еще более высоких концентрациях Ni (>25 масс.%) появляется α-фаза — твердый раствор Zn в Ni с ГЦК-решеткой, который уже проявляет выраженные ферромагнитные свойства, характерные для чистого никеля [5].

Магнитные свойства Zn-Ni-сплавов всецело определяются их фазовым составом, поскольку Zn является диамагнетиком, а Ni — ферромагнетиком с температурой Кюри 631 K:

- η-фаза при комнатной температуре диамагнитна или проявляет крайне слабый парамагнетизм, обусловленный малыми изолированными атомами или кластерами Ni в цинковой матрице [8]. Намагниченность насыщения таких покрытий не превышает 0,1–0,5 эме/г, а коэрцитивная сила практически равна нулю;
- δ-фаза в стехиометрическом состоянии является парамагнетиком Паули, однако многочисленные исследования показывают, что реальные электроосажденные слои часто обнаруживают слабый ферромагнитный отклик (намагниченность насыщения до 1–3 эме/г, коэрцитивная сила 20–60 Э) [8, 9]. Это связывают с нестехиометрией фазы и наличием ферромагнитных кластеров Ni или нановыделений α-фазы на границах зерен;
- γ-фаза (Ni_5Zn_{21}) в идеальной стехиометрии также является парамагнетиком Паули (восприимчивость порядка 10^{-6} эме/г·Э), что подтверждается зонными расчетами электронной структуры [9]. Тем не менее, в гальванических покрытиях почти всегда фиксируется слабый ферромагнетизм, обязанный отклонениям от стехиометрии, присутствию антиструктурных дефектов и микросегрегаций Ni [8, 9]. Величина намагниченности насыщения для таких слоев составляет 3–10 эме/г, а коэрцитивная сила — 50–150 Э. При длительном низкотемпературном отжиге ферромагнитный вклад, как правило, уменьшается, что свидетельствует о релаксации неравновесной структуры [8];
- α-фаза является типичным ферромагнетиком с намагниченностью насыщения до 50–55 эме/г и низкой коэрцитивной силой, характерной для мягких магнитных материалов [8].

Покрытия с содержанием Ni 5–10 масс.%, состоящие из смеси η- и δ-фаз, в магнитном отношении ведут себя практически как немагнитные: их намагниченность насыщения не превышает 1–2 эме/г, что на два порядка ниже, чем у чистого Ni [8]. Это делает их пригодными для применений, требующих сочетания высокой коррозионной стойкости с отсутствием магнитных помех [10]. С другой стороны, именно слабый, но измеримый ферромагнетизм таких покрытий открывает возможность использовать магнитометрию как неразрушающий метод экспресс-контроля содержания Ni, фазового состава и сплошности последующих конверсионных слоев (хроматных, фосфатных), поскольку любая немагнитная пленка на поверхности закономерно снижает измеряемую намагниченность насыщения [8–10]. Диаграмма состояния Zn-Ni-сплава представлена на рисунке 1.

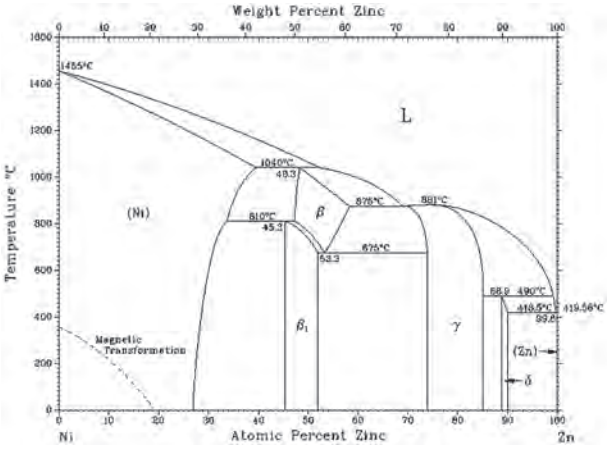


Рисунок 1 — Диаграмма состояния Zn-Ni-сплава

Материалы и методы исследования. Электроосаждение Zn-Ni-покрытий осуществляли из борфтористоводородных электролитов, в которых общая концентрация ионов Zn и Ni составляла 200 г/л, а суммарное содержание тетрафторборатов $Zn(BF_4)_2$ и $Ni(BF_4)_2$ поддерживали на уровне 240 г/л. Варьируя соотношение указанных солей, получали серию рабочих растворов с различным относительным содержанием компонентов, сохраняя при этом неизменной суммарную концентрацию солей. Осаждение проводили на стальные подложки в форме дисков диаметром 45 мм и толщиной 10 мм в гальванической ванне с межэлектродным расстоянием 10 см. Для проведения ДТА проводилось осаждение на никелевую фольгу покрытия толщиной от 50 мкм, после сушки образца покрытие срезалось механически и измельчалось до состояния порошка.

В качестве источника постоянного тока использовали прибор HY305E-2. Процесс вели при катодных плотностях тока 3, 6 и 9 А/дм^2, что позволяло исследовать влияние режимов электролиза на формирование структуры и фазовый состав покрытий. Электролиз проводили без дополнительного нагрева и без принудительного перемешивания электролита. Данные о применяемых электролитах приведены в таблице 1.

Исследование морфологии и микроструктуры поверхности покрытий осуществляли на растровом электронном микроскопе VEGA/TESCAN (Япония). Состав покрытий определяли методом рентгенофлуоресцентного энергодисперсионного анализа на спектрометре SPECTRO XEPOS модели XEPOS 03 STD Gas (Германия). Рентгенофазовый анализ покрытий проводили на дифрактометре ДРОН-3 в CuK_α-излучении. Дифферен-

Таблица 1 — Концентрации электролитов осаждения Zn-Ni-сплавов, г/л

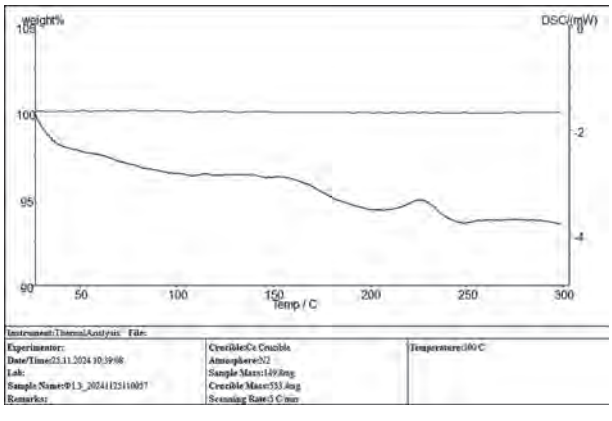
Компонент	Электролит № 1	Электролит № 2
$Zn(BF_4)_2$	135	65
$Ni(BF_4)_2$	65	135
$NH_4(BF_4)_2$	40	

Таблица 2 — Составы Zn-Ni-покрытий из выбранных электролитов при разных плотностях тока осаждения, ат.%

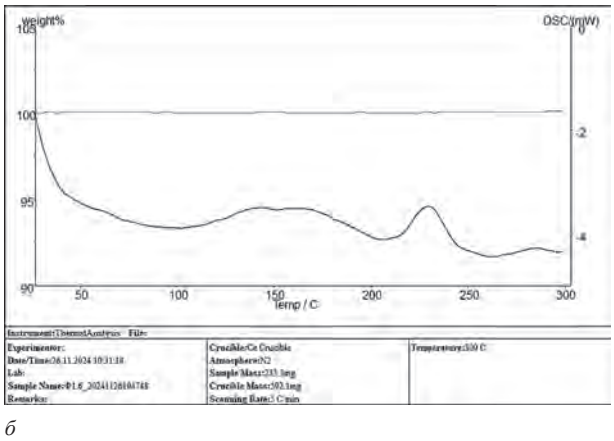
j, А/дм^2	Электролит № 1		Электролит № 2	
—	C(Ni)	C(Zn)	C(Ni)	C(Zn)
3	4,87	95,13	8,51	91,49
6	8,34	91,66	9,16	90,84
9	9,92	90,08	7,51	92,49

циально-термический анализ осуществляли на сканирующем калориметре Linseis DSC L62 (Германия).

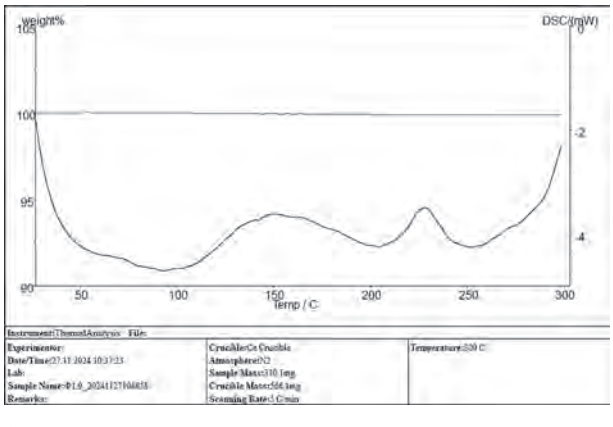
Результаты и обсуждение. При проведении дифференциально-термического анализа для всех исследованных образцов наблюдается характерная двухстадийная потеря массы в интервале температур 50–300 °C. Первый этап (50–150 °C) сопровождается наиболее интенсивным снижением веса и, как правило, коррелирует с эндотермическим пиком на кривой ДТА. Второй этап (180–280 °C) менее выражен и может сопровождаться как эндо-, так и экзотермическими эффектами в зависимости от состава электролита и плотности тока. Поскольку нагрев проводится в инертной атмосфере, окисление металлов исключено, поэтому наблюдаемые процессы относятся к удалению адсорбированных веществ (вода, органические добавки, остатки солей) и возможным структурным превращениям (рекристаллизация, релаксация напряжений). Отсутствие пиков плавления вплоть до 300 °C согласуется с температурами плавления Zn (419 °C) и Ni (1455 °C), а также ин-



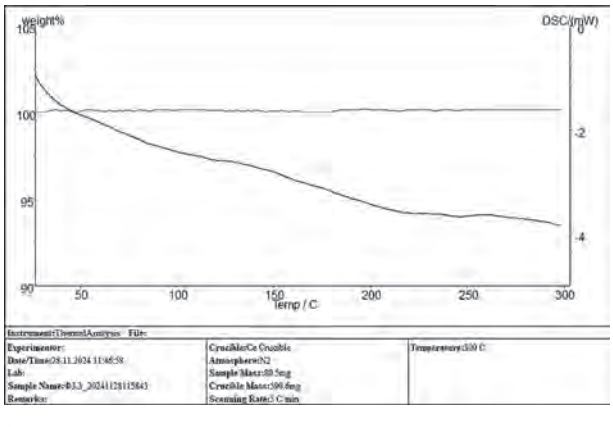
а



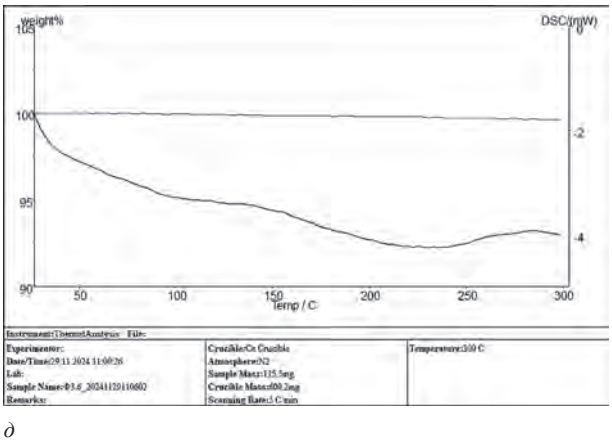
б



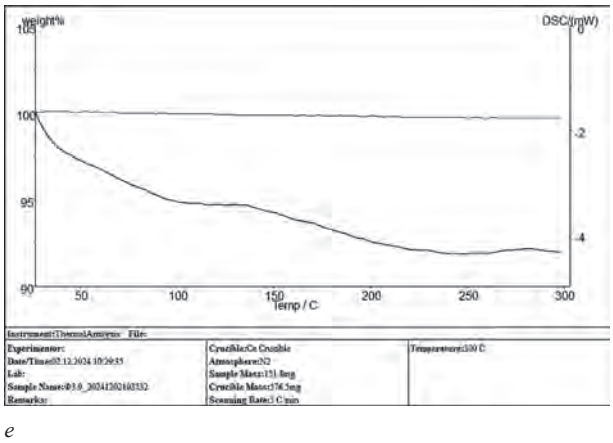
в



г



д



е

Рисунок 2 — Графики ДТА осажденных Zn-Ni-сплавов из борфтооридных электролитов при плотностях тока: *а*, *г* — 3 А/дм^2; *б*, *д* — 6 А/дм^2; *в*, *е* — 9 А/дм^2

Таблица 3 — Расчетная величина намагниченности насыщения и концентрация никеля в полученных покрытиях Zn-Ni

i, А/дм	Электролит № 1		Электролит № 2	
—	C(Ni), ат. %	Намагниченность σ^s, А·м^2/кг	C(Ni), ат. %	Намагниченность σ^s, А·м^2/кг
3	4,87	2,42	8,51	4,24
6	8,34	4,15	9,16	4,57
9	9,92	4,95	7,51	3,74

терметаллидов, лежащими значительно выше. Данные о составе покрытий представлены в таблице 2. Графики ДТА представлены на рисунке 2. Все полученные образцы обладали выраженными магнитными свойствами, хотя по расчетным данным величина намагниченности была очень мала, расчетные данные представлены в таблице 3.

Термическое поведение покрытий исследовали методом синхронного термического анализа в атмосфере азота при скорости нагрева 5 °С/мин в интервале температур 30–300 °С (см. рисунок 2). Для всех образцов, обозначенных как Ф 1.x (электролит № 1, x = 3, 6, 9 А/дм^2) и Ф 3.x (электролит № 2, x = 3, 6, 9 А/дм^2), зафиксирована двухстадийная потеря массы. Первая стадия (50–150 °С) сопровождается эндотермическим эффектом на кривых ДТА и обусловлена десорбцией адсорбированной воды и удалением летучих органических компонентов, включенных в покрытие. Вторая стадия (180–280 °С) менее интенсивна и в ряде случаев сопровождается слабыми экзотермическими пиками, что может быть связано с рекристаллизацией дефектных областей интерметаллидной фазы или снятием внутренних напряжений.

Для электролита № 1 образец Ф 1.3 (3 А/дм^2) демонстрирует общую потерю массы около 5–6 % с четким эндотермическим минимумом при 80–90 °С и слабым экзотермическим сигналом при 220 °С. При увеличении плотности тока до 6 А/дм^2 (Ф 1.6) потеря массы снижается до ~5 %, эндотермический пик смещается в область 120–180 °С, а экзотермический эффект регистрируется при 250 °С. Для Ф 1.9 (9 А/дм^2) потеря массы максимальна (~7–8 %) с двумя отчетливыми эндотермическими областями (при 95 °С и в интервале 200–280 °С) и экзотермическим пиком около 260 °С, что указывает на повышенное содержание включений электролита в дендритной структуре.

В случае электролита № 2 образец Ф 3.3 (3 А/дм^2) теряет около 6,5 % массы, проявляя интенсивный эндотермический пик при 90 °С и слабый экзотермический при 230 °С. Наибольшей термической стабильностью характеризуется Ф 3.6 (6 А/дм^2): потеря массы минимальна (~4,5 %), эндотермический сигнал слабо выражен и смещен к 140 °С, а экзотермические пики полностью отсутствуют. Это свидетельствует о высокой структурной упорядоченности интерметаллида Ni_5Zn_{21}, сформированного в оптимальном режиме. При дальнейшем повышении тока до 9 А/дм^2 (Ф 3.9) потеря массы возрастает до ~6 %, вновь появляются эндотермические пики при 85 и 150–220 °С, а также слабый экзотермический пик при 270 °С, что коррелирует с ухудшением микроструктуры и ростом дефектности.

Таким образом, термический анализ выявил четкую зависимость количества включений и структурной стабильности от состава электролита и плотности тока. Минимальная потеря массы и отсутствие экзотермических эффектов зафиксированы для электролита № 2 при плотности тока 6 А/дм^2, что полностью согласуется с данными рентгенофлуоресцентного анализа и растровой электронной микроскопии, ранее определившими этот режим как оптимальный. Для электролита № 1 все образцы демонстрируют более высокое содержание включений и склонность к релаксационным процессам при нагреве, что объясняется их большей дефектностью и менее совершенной кристаллической решеткой. Полученные результаты могут служить основой для прогнозирования поведения покрытий в условиях эксплуатации, связанных с температурными воздействиями.

Заключение. Проведенные исследования термического поведения Zn-Ni-покрытий из борфторидных электролитов в совокупности с данными рентгенофлуоресцентного анализа и элементного анализа создают основу для понимания структурных особенностей, определяющих их функциональные свойства. Выявленная однофазная интерметаллидная структура Ni_5Zn_{21}, формирующаяся в широком диапазоне плотностей тока, обладает специфическими магнитными характеристиками, которые могут быть усилены и направленно модифицированы путем применения внешнего магнитного поля в процессе электроосаждения.

Список литературы

1. Винокуров, Е.Г. Модельные представления для описания и прогнозирования электроосаждения сплавов: монография / Е.Г. Винокуров, В.В. Бондарь. — М.: ВИНИТИ РАН, 2009. — 164 с.
2. Кудрявцев, В.Н. Электроосаждение сплавов цинка / В.Н. Кудрявцев, К.М. Тютина, Г.А. Селиванова // Итоги науки и техники. Серия Электрохимия. — М.: ВИНИТИ, 1982. — Т. 18. — С. 73–122.
3. Современные тенденции развития гальванических защитных покрытий, работоспособных при температуре до 600 °С / А.С. Васильев, А.И. Вдовин, Л.И. Закирова, М.А. Кольцова // Труды ВИАМ. — 2026. — № 4(158). — С. 121–132.
4. Brenner, A. Electrodeposition of alloys principles and practice / A. Brenner. — New York: Academic Press, 1963. — Vol. 2. — 656 p.
5. Byk, T.V. Effect of electrodeposition conditions on the composition, microstructure, and corrosion resistance of Zn–Ni alloy coatings / T.V. Byk, T.V. Gaevskaya, L.S. Tsybulskaya // Surface and Coatings Technology. — 2008. — Vol. 202, iss. 24. — P. 5817–5823. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2008.05.058.
6. Защита кузова автомобиля от коррозии, применяемая производителями / О.М. Кирасиров, Р.К. Жаманов, А.В. Кушнарев, Д.Е. Кнауб // Научное и техническое обеспечение АПК, состояние и перспективы развития: сб. IV Междунар. науч.-практ. конф., Омск, 15 апр. 2020 г. / Омский гос. аграрный ун-т имени П.А. Столыпина. — Омск, 2020. — С. 347–350.

7. Fratesi, R. Corrosion resistance of Zn–Ni alloy coatings in industrial environments / R. Fratesi, G. Roventi // Surface and Coatings Technology. — 1996. — Vol. 82, no. 1–2. — P. 158–164. — DOI: https://doi.org/10.1016/0257-8972(95)02668-1.
8. Baldwin, K.R. Advances in replacements for cadmium plating in aerospace applications // K.R. Baldwin, C.J.E. Smith // Transactions of the IMF. — 1996. — Vol. 74, iss 6. — P. 202–209. — DOI: https://doi.org/10.1080/00202967.1996.11871127.
9. Okamoto, H. Ni–Zn (Nickel–Zinc) / H. Okamoto // Journal of Phase Equilibria. — 2003. — Vol. 24, iss. 3. — P. 280–281. — DOI: https://doi.org/10.1361/105497103770330695.
10. Мещеринов, Н.А. Методы защиты кузова автомобиля от коррозии / Н.А. Мещеринов, В.О. Нугаева // Техническое регулирование в транспортном строительстве. — 2019. — № 2(35). — С. 159–162.

Zinevich D.V., Kuzei A.M., Karzan S.N.

Phase composition and thermal behavior of Zn-Ni coatings deposited from fluoroborate baths

The elemental composition and thermal behavior of electrodeposited Zn-Ni coatings obtained from two fluoroborate baths under varying current densities were investigated using energy-dispersive X-ray spectroscopy and differential thermal analysis. It was found that the Ni content reaches its maximum at 6–9 A/dm^2, with one of the electrolytes exhibiting an extreme dependence. Thermal analysis revealed a two-stage weight loss associated with dehydration and structural relaxation. The lowest amount of inclusions and high thermal stability were recorded for electrolyte no. 2 at a current density of 6 A/dm^2, which correlates with its optimal structure. The Ni_5Zn_{21} intermetallic compound formed under these conditions is of interest in terms of its magnetic properties.

Поступила в редакцию 14.07.2026.

УДК 621.795:544

Д.В. ЗИНЕВИЧ; А.М. КУЗЕЙ, д-р техн. наук, доц.
Физико-технический институт НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ ГАЛЬВАНИЧЕСКОГО СПЛАВА

Методами растровой электронной микроскопии, профилометрии и рентгенофазового анализа исследованы композиционные материалы на основе гальванического сплава Zn-Ni с конверсионными слоями (фосфатирование, хроматирование) и полимерным покрытием из поливинилового спирта (ПВС). Установлено, что хроматирование формирует сплошную аморфную пленку с умеренной шероховатостью, а фосфатирование — дискретный кристаллический слой с максимальным рельефом. Качество полимерного слоя зависит от типа обработки: наилучшая однородность достигается на хроматированной поверхности, тогда как на фосфатированной возникают поры, а на необработанном Zn-Ni — пузырьки воздуха. Оптимальной признана система «Zn-Ni – хроматирование – ПВС», обеспечивающая сбалансированные свойства. Полученные данные обосновывают выбор технологических параметров для формирования защитных покрытий.

***Ключевые слова**: электроосаждение, Zn-Ni, конверсионная обработка, фосфатирование, хроматирование, поливиниловый спирт*

Введение. Современные стратегии противокоррозионной защиты изделий из конструкционных сталей все чаще отходят от концепции монослойного покрытия в пользу многоуровневых композиционных систем, в которых каждый функциональный слой выполняет строго определенную задачу, а их совокупность обеспечивает синергетическое усиление защитных свойств [1, 2]. Именно такой подход реализован в настоящей работе, где в качестве объекта исследования выбрана трехслойная архитектура «гальванический сплав Zn-Ni – конверсионное покрытие (хроматное или фосфатное) – тонкий полимерный слой на основе ПВС с концентрацией 0,5–1,0 масс.%».

Выбор сплава Zn-Ni в качестве базового слоя продиктован его уникальным положением в ряду анодных покрытий: при содержании Ni 5–10 масс.% он сохраняет достаточный электроотрицательный потенциал для эффективной протекторной защиты стали, одновременно демонстрируя на порядок более высокую коррозионную стойкость, чем чистый Zn. Однако, как показывает многолетняя производственная практика, потенциал таких покрытий в полной мере раскрывается лишь при последующей химической обработке, формирующей на их поверхности конверсионные слои [3, 4]. Хроматные пленки, благодаря аморфно-гелевой структуре и способности к самозалечиванию, эффективно блокируют анодное растворение цинковой матрицы, тогда как фосфатные слои с их развитой кристаллической морфологией создают идеальную основу для адгезии последующих органических покрытий. Вместе с тем оба типа конверсионных слоев обладают естественным ограничением — их толщина редко превышает несколько микрометров, а сплошность и барьерные свойства со временем деградируют в агрессивных средах [4–6].

Преодолеть это ограничение призван третий компонент системы — полимерный слой. В качестве полимера нами выбран ПВС — водорастворимый, экологически безопасный полимер с превосходными пленкообразующими свойствами, высокой химической стойкостью к маслам и органическим растворителям и способностью к формированию прозрачных, механически прочных пленок уже из растворов низкой концентрации. Использование ПВС в диапазоне 0,5–1,0 масс.% преследует сразу несколько целей [7]. Во-первых, тонкий полимерный слой заполняет поры и микротрещины конверсионного покрытия, герметизируя его и кратно увеличивая диффузионное сопротивление транспорту агрессивных ионов. Во-вторых, функциональные гидроксильные группы ПВС способны образовывать водородные связи с гидратированной поверхностью хроматных и фосфатных пленок, обеспечивая высокую адгезию без дополнительных грунтовок [7]. В-третьих, в полимерную матрицу могут быть введены ингибирующие добавки, что открывает перспективу создания умных покрытий с пролонгированным антикоррозионным действием [8–10].

Материалы и методы исследования. Формирование композиционных материалов вели на гальванических покрытиях Zn-Ni, которые осаждали из борфтористоводородных электролитов, где общая концентрация ионов цинка и никеля составляла 200 г/л, а суммарное содержание тетрафторборатов $Zn(BF_4)_2$ и $Ni(BF_4)_2$ поддерживали на уровне 240 г/л. Осаждение проводили на стальные подложки (Ст3) в форме дисков диаметром 45 мм и толщиной 10 мм в гальванической ванне с межэлектродным расстоянием 10 см. Формирование конверсионного слоя проводили в двух растворах, хроматирования и фосфатирования, составы и режимы обработки указаны в таблице 1.

В качестве источника постоянного тока использовали прибор HY305E-2. Электролиз проводили без дополнительного нагрева и без принудительного перемешива-

Таблица 1 — Концентрации растворов хроматирования и фосфатирования, г/л

Компонент	Хроматирование, 15 с	Фосфатирование, 10 мин
CrO_3	25	
HNO_3	20	
Na_2SO_4	20	
Соль Мажеф		40
$Zn(NO_3)$		90
NaF		6

Таблица 2 — Концентрации электролитов осаждения сплавов Zn-Ni, г/л

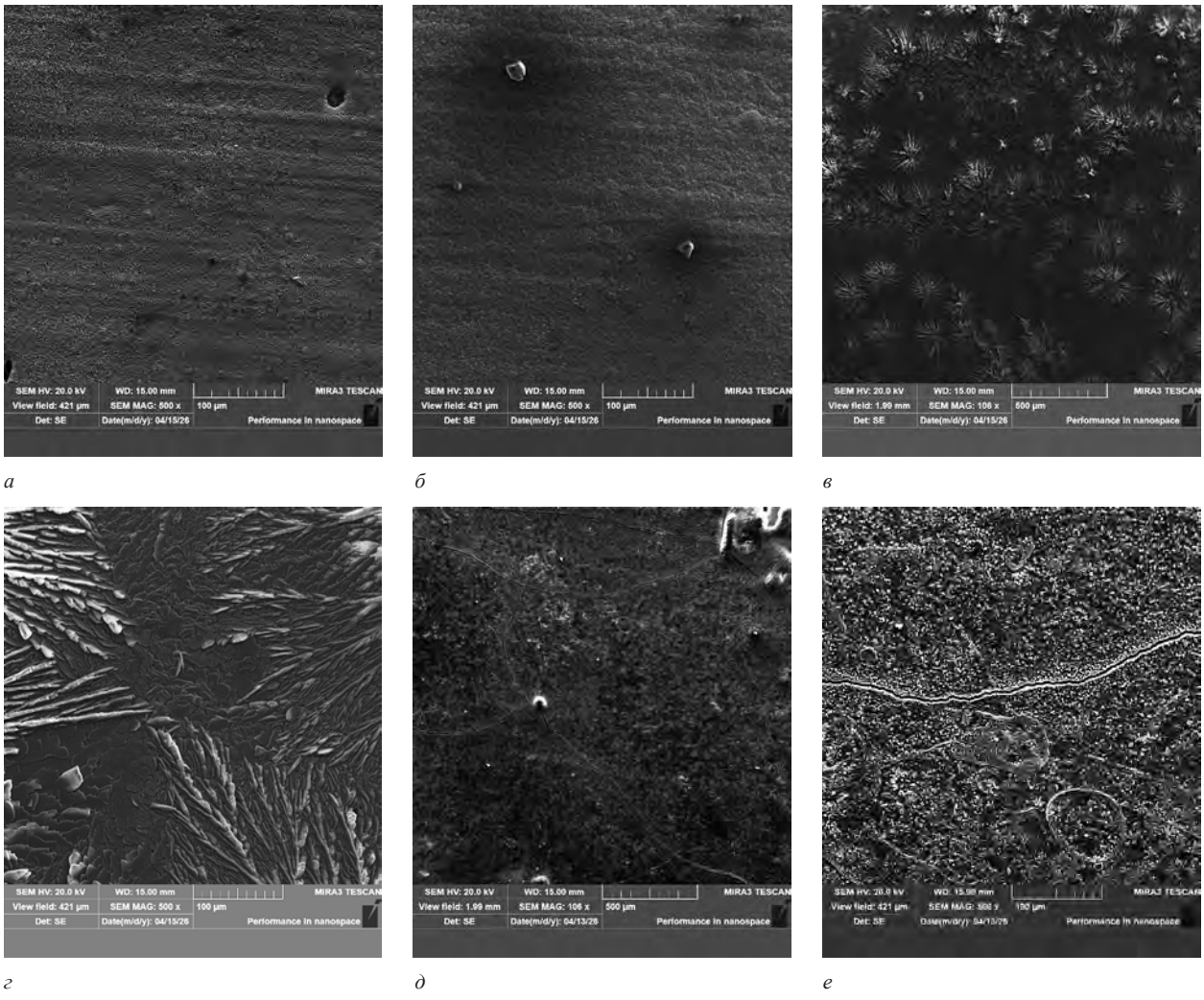
Компонент	Электролит № 1	Электролит № 2
$Zn(BF_4)_2$	135	65
$Ni(BF_4)_2$	65	135
$NH_4(BF_4)_2$	40	

ния электролита. Данные о применяемых электролитах приведены в таблице 2. Для получения полимерного слоя применяли водный раствор ПВС марки 17-99 с концентрацией 1 %. Для приготовления раствора была отмерена необходимая масса сухого ПВС и залита водой на 12 ч для набухания. После выдержки масса стала пластична, для полного растворения проводили нагрев до 70 °С на протяжении 3 ч. Полученный раствор жидкий, неотличим от чистой воды. После сушки образует прозрачные пленки, при контакте с хроматами и фосфатами образовывает твердые, не поддающиеся растворению в полярных растворителях пленки.

Исследование морфологии поверхности покрытий осуществляли на оптическом микроскопе Micro 200-01 и растровом электронном микроскопе VEGA/TESCAN (Япония). Состав покрытий определяли методом рентгенофлуоресцентного энергодисперсионного анализа на спектрометре SPECTRO XEPOS модели XEPOS 03 STD Gas (Германия). Шероховатость поверхности измеряли на профилометре контактном 296 (Украина).

Результаты и обсуждение. Для исследования полученных композиционных материалов на основе гальванического сплава Zn-Ni было проведено изучение морфологии. На рисунке 1 представлены микрофотографии покрытий в трех состояниях: сразу после электроосаждения (без дополнительной обработки), после фосфатирования и после хроматирования. Сравнительный анализ позволяет оценить влияние конверсионных обработок на рельеф и структурные особенности поверхности, а также выявить характерные дефекты, такие как микротрещины и неравномерность осаждения конверсионных слоев.

На микрофотографиях исходного покрытия (см. рисунок 1 *а*, *б*) видна равномерная мелкозернистая структура с четкими границами кристаллитов. Поверхность характеризуется отсутствием видимых пор, трещин и посторонних включений, что свидетельствует о достаточно плотном и сплошном осаждении сплава. При большем увеличении (см. рисунок 1 *б*) наблюдается типичная для электроосажденных сплавов Zn-Ni пластинчато-глобулярная морфология, обусловленная преимущественным ростом интерметаллидной фазы Ni_5Zn_{21}, которая, по данным рентгенофазового анализа [11], является основной кристаллической фазой в исследованных покрытиях. Отсутствие крупных дефектов указывает на



а *б* *в*

г *д* *е*

Рисунок 1 — Морфология поверхности гальванического сплава Zn-Ni: *а*, *б* — без обработки; *в*, *г* — с фосфатированием; *д*, *е* — с хроматированием

высокую адгезию к стальной подложке и стабильность процесса осаждения в выбранных режимах.

После фосфатирования (см. рисунок 1 *в*, *г*) морфология поверхности претерпевает заметные изменения. На общем виде (см. рисунок 1 *в*) заметны отдельные светлые включения и участки с повышенной шероховатостью, равномерно распределенные по всей площади. При детальном рассмотрении (см. рисунок 1 *г*) фиксируется образование характерных игольчатых и розеточных кристаллов фосфата цинка, неравномерно осаждающихся на поверхности сплава. Видно, что кристаллиты фосфатной фазы преимущественно зарождаются на границах зерен и микродефектах рельефа, что согласуется с классическими представлениями о гетерогенном зародышеобразовании конверсионных слоев. Степень покрытия поверхности фосфатом не является полной — между кристаллитами сохраняются участки исходного покрытия Zn-Ni, что может оказывать влияние на барьерные свойства защитного слоя.

Хроматирование (см. рисунок 1 *д*, *е*) приводит к формированию принципиально иной морфологии. На общем снимке (см. рисунок 1 *д*) поверхность выглядит более гладкой, однако заметны темные и светлые участки, соответствующие неравномерной толщине хроматной пленки. При увеличении (см. рисунок 1 *е*) отчетливо проявляется характерная для аморфных хроматных конверсионных слоев сетка микротрещин, возникающая в процессе сушки вследствие усадки и внутренних напряжений. Ширина трещин не превышает 1 мкм, они распределены по всей поверхности, образуя ячеистую структуру. Отдельных кристаллических образований не наблюдается, что подтверждает аморфный характер хроматной пленки. Такая сетка трещин является типичным дефектом хроматных покрытий, однако при условии сохранения сплошности подложки она не приводит к потере защитных свойств, а в некоторых случаях даже способствует повышению адгезии последующих полимерных слоев.

Сопоставление трех типов поверхности позволяет сделать следующие выводы. Исходное покрытие Zn-Ni обладает равномерной мелкозернистой структурой, которая служит хорошей основой для нанесения конверсионных слоев. Фосфатирование создает дискретный кристаллический покров, неполностью перекрывающий поверхность, что может ограничивать его барьерную функцию, однако игольчатая морфология повышает шероховатость, что благоприятствует механическому сцеплению с последующими полимерными покрытиями. Хроматирование, напротив, формирует сплошную аморфную пленку с развитой сеткой микротрещин, которая обеспечивает высокую химическую пассивность, но требует контроля за равномерностью толщины. Полученные данные о морфологии являются основой для дальнейшего изучения защитных свойств композиционных материалов, включая коррозионные испытания и оценку адгезионной прочности.

На рисунке 2 представлены микрофотографии поверхности композиционных материалов, сформированных на основе гальванического сплава Zn-Ni с последующим нанесением полимерного покрытия из водного раствора ПВС. Изображения получены методом растровой электронной микроскопии в режиме вторичных электронов. Образцы различаются видом предварительной конверсионной обработки: без дополнительной обработки (см. рисунок 2 *а*), после фосфатирования (см. рисунок 2 *б*) и после хроматирования (см. рисунок 2 *в*, *г*). Во всех случаях поверхностный слой включает полимерную пленку ПВС, которая формирует внешний защитный барьер.

На рисунке 2 *а* (Zn-Ni – ПВС, без конверсионной обработки) видна гладкая поверхность полимерной пленки, покрывающей исходное мелкозернистое покрытие. Характерной особенностью являются многочисленные округлые образования — пузырьки воздуха, захваченные в объеме полимерного слоя в процессе нанесения и сушки. Их наличие свидетельствует о недостаточной дегазации раствора или быстром испарении воды, что типично для толстых пленок ПВС на относительно гладких подложках. Размер пузырьков варьируется от единиц до десятков микрометров, они равномерно распределены по поверхности.

Рисунок 2 *б* (Zn-Ni – фосфатирование – ПВС) демонстрирует существенное изменение морфологии. На фоне полимерной матрицы отчетливо видны поры — сквозные или замкнутые дефекты, возникающие из-за неполного смачивания развитого кристаллического рельефа фосфатного слоя расплавом ПВС. Поры имеют неправильную форму и располагаются преимущественно в зонах скопления игольчатых кристаллов фосфата, где полимер не смог заполнить все углубления. Такие поры могут служить каналами для проникновения коррозионно-активных агентов, что снижает барьерную эффективность композита.

Рисунок 2 *в*, *г* (Zn-Ni – хроматирование – ПВС) показывает поверхность с характерными оптическими эффектами. На общем плане (см. рисунок 2 *в*) заметны интерференционные переливы (радужные полосы), обусловленные тонкопленочной интерференцией света на хроматном конверсионном слое, который имеет переменную толщину. Эти переливы свидетельствуют о наличии аморфной хроматной пленки с градиентом толщины, что согласуется с литературными данными. При одинаковом увеличении (см. рисунок 2 *г*) наряду с переливами наблюдаются пузырьки воздуха, аналогичные тем, что видны на рисунке 2 *а*, но их количество меньше благодаря более высокой шероховатости хроматированной поверхности, способствующей дегазации. Сама полимерная пленка на хроматированном покрытии выглядит более однородной, поры практически отсутствуют, что указывает на лучшее растекание ПВС по аморфной хроматной подложке.

Сопоставление представленных микрофотографий показывает, что тип конверсионной обработки существенно влияет на качество полимерного слоя. Наиболее дефектным (наличие пузырьков) оказывается покрытие без конверсионной подготовки, что связано с низкой шероховатостью гладкого Zn-Ni. Фосфатирование, хотя и повышает адгезию за счет развитого рельефа, приводит к образованию пор в полимере.

Анализ результатов измерения средней арифметической шероховатости *Ra* для исследованных образцов позволяет установить четкие закономерности влияния каждого этапа обработки на профиль поверхности. Исходная шероховатость стальной подложки Ст3 составляла 0,8 мкм. Результаты измерения шероховатости представлены в таблице 3.

Нанесение гальванического покрытия Zn-Ni увеличивает *Ra* до 1,04 мкм, что связано с формировани-

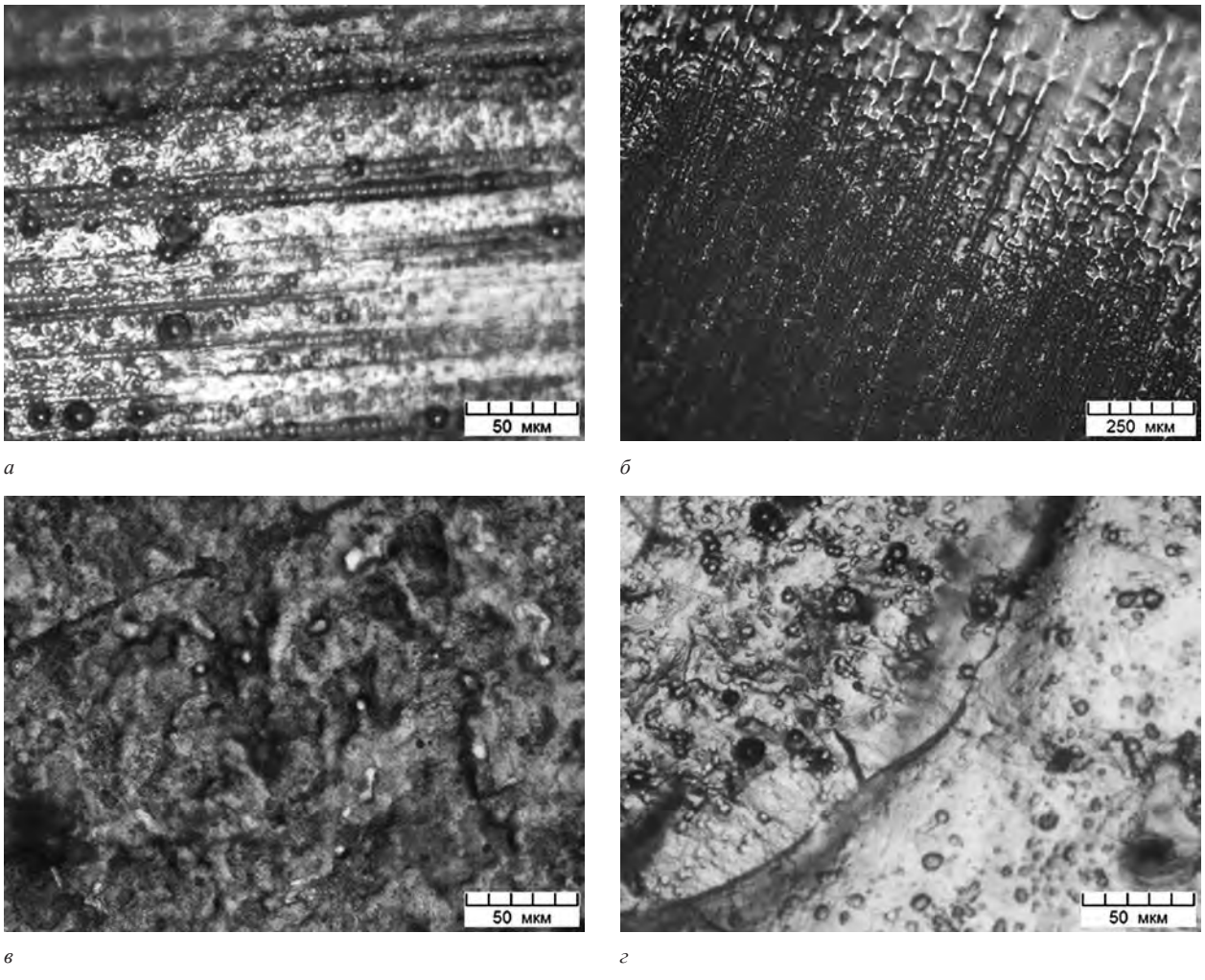
ем мелкозернистого рельефа, характерного для электроосажденных сплавов. Дальнейшая конверсионная обработка приводит к дополнительному росту шероховатости: хроматирование повышает *Ra* до 1,21 мкм (незначительное увеличение за счет образования аморфной пленки с микротрещинами), тогда как фосфатирование дает максимальное значение — 2,32 мкм, что обусловлено развитой кристаллической структурой игольчатых фосфатных кристаллов, значительно огрубляющих поверхность.

Нанесение полимерного слоя из ПВС во всех случаях приводит к снижению шероховатости по сравнению с соответствующим конверсионным покрытием без полимера. Так, для системы «Zn-Ni – ПВС» *Ra* уменьшается с 1,04 до 0,92 мкм, что практически соответствует исходной шероховатости подложки и свидетельствует о заполнении полимером микровпадин исходного рельефа. Для хроматированного образца с полимером *Ra* снижается с 1,21 до 1,07 мкм. Наиболее выраженный эффект сглаживания наблюдается для фосфатированного покрытия: после нанесения ПВС шероховатость падает с 2,32 до 1,45 мкм, то есть почти на 40 %, что объясняется эффективным перекрытием полимером остроконечных кристаллитов фосфатного слоя.

Для получения достоверных и сопоставимых данных о влиянии длительности хроматирования и фосфатирования на защитные свойства покрытий Zn-Ni (5–10 масс.% Ni) нами были проведены ускоренные коррозионные испытания.

В камере нейтрального соляного тумана в соответствии с ГОСТ 9.308-85 (аналог ASTM B117) при непрерывном распылении 5-процентного раствора хлорида натрия при температуре 35±1 °С на плоских образцах с неразрушенным покрытием (без надрезов) фиксировали время до появления первых видимых очагов белой коррозии Zn (t_Zn).

Нанесение полимерного покрытия непосредственно на Zn-Ni без конверсионной подготовки дает ограниченный эффект — стойкость возрастает лишь до 410 ч, что объясняется недостаточной адгезией полимера к гладкой



а *б* *в* *г*

Рисунок 2 — Морфология поверхности композиционного материала на основе гальванического сплава Zn-Ni с покрытием ПВС: *а* — без обработки; *б* — с фосфатированием; *в*, *г* — с хроматированием

Таблица 3 — Шероховатость *Ra* композиционных материалов, мкм

Zn-Ni	Хроматирование	Фосфатирование	Zn-Ni – полимерная обработка	Хроматирование – полимерная обработка	Фосфатирование – полимерная обработка
1,04	1,21	2,32	0,92	1,07	1,45

Примечание: исходная шероховатость *Ra* = 0,8 мкм.

Таблица 4 — Стойкость цинк-никелевых покрытий в камере солевого тумана при температуре 35 °С при непрерывном распылении 5-процентного раствора NaCl, ч

Тип покрытия	Значения параметра
Zn-Ni	360
Zn-Ni – хроматирование	430
Zn-Ni – фосфатирование	440
Zn-Ni – полимерная обработка	410
Zn-Ni – хроматирование – полимерная обработка	490
Zn-Ni – фосфатирование – полимерная обработка	520

металлической поверхности и, как следствие, наличием локальных дефектов барьерного слоя.

Наиболее высокие результаты достигаются при формировании многослойных систем с промежуточным конверсионным слоем. Сочетание «Zn-Ni – хроматирование – полимерное покрытие» обеспечивает стойкость 490 ч, а система «Zn-Ni – фосфатирование – полимерное покрытие» — 520 ч, что является максимальным значением среди всех исследованных вариантов.

Таким образом, данные таблицы 4 подтверждают целесообразность формирования многослойной антикоррозионной системы, объединяющей электрохимическое покрытие Zn-Ni, фосфатный конверсионный слой и полимерное покрытие. Именно такая последовательность обработки обеспечивает синергетический эффект: электрохимическая защита матрицы Zn-Ni дополняется барьерными свойствами фосфатного слоя и полимерной пленки, что в совокупности дает прирост долговечности более чем на 44 % по сравнению с базовым покрытием. Полученные результаты служат экспериментальным обоснованием технологической схемы, реализуемой в разрабатываемом роботизированном комплексе.

Заключение. Исходное покрытие Zn-Ni имеет мелкозернистую бездефектную структуру с шероховатостью *Ra* = 1,04 мкм. Конверсионная обработка по-разному влияет на рельеф: фосфатирование создает дискретный кристаллический слой с максимальной шероховатостью (*Ra* = 2,32 мкм), но не обеспечивает полного перекрытия поверхности, тогда как хроматирование формирует сплошную аморфную пленку с микротрещинами и умеренным ростом *Ra* (1,21 мкм). Нанесение полимера ПВС снижает шероховатость во всех случаях, причем наиболее эффективно — для фосфатированного покрытия (с 2,32 до 1,45 мкм). Однако качество полимерного слоя зависит от типа подготовки: на гладком Zn-Ni образуются пузырьки воздуха, на фосфатированной поверхности — поры, тогда как хроматирование обеспечивает наиболее однородную и дефекто-свободную полимерную пленку. Таким образом, оптимальной признана система «Zn-Ni – хроматирование – ПВС», сочетающая умеренную шероховатость (*Ra* = 1,07 мкм), сплошной хроматный слой и качественный полимерный барьер, что создает предпосылки для высоких защитных свойств.

Список литературы

1. Беленький, М.А. Электроосаждение металлических покрытий: справ. / М.А. Беленький, А.Ф. Иванов. — М.: Металлургия, 1985. — 288 с.
2. Гамбург, Ю.Д. Электрохимическая кристаллизация металлов и сплавов / Ю.Д. Гамбург. — М.: Янус-К, 1997. — 384 с.
3. Гальванические покрытия в машиностроении: справ.: в 2 т. / под ред. М.А. Шлугера, Л.Д. Тока. — М.: Машиностроение, 1985. — Т. 2 / Ф.Ф. Ажогин, И.Н. Андреев, В.А. Казаков [и др.]. — 248 с.
4. Ануфриева, В.И. Электроосаждение сплава цинк-кобальт из слабокислых электролитов / В.И. Ануфриева, В.Н. Кудрявцев, К.С. Педан // Прогрессивные технологии электрохимической обработки металла и экология гальванического производства: тез. докл. межресп. науч.-техн. конф. — Волгоград, 1990. — С. 65–66.
5. Сайфуллин, Р.С. Комбинированные электрохимические покрытия и материалы / Р.С. Сайфуллин. — М.: Химия, 1972. — 168 с.
6. Lvov, Y. Functional polymer–clay nanotube composites with sustained release of chemical agents / Y. Lvov, E. Abdullayev // Progress in Polymer Science. — 2013. — Vol. 38, iss. 10–11. — P. 1690–1719. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.progpolymsci.2013.05.009.
7. Rausch, W. The phosphating of metals / W. Rausch. — Teddington: Finishing Publications, 1990. — 406 p.
8. Corrosion behaviour of carbon steel in polyvinyl alcohol / S. Rajendran, S.P. Sridevi, N. Anthony [et al.] // Anti-Corrosion Methods and Materials. — 2005. — Vol. 52, iss. 2. — P. 102–107. — DOI: https://doi.org/10.1108/00035590510584816.
9. Коррозия и защита металлических конструкций и оборудования: учеб. пособие / М.И. Жарский, Н.П. Иванова, Д.В. Куис, Н.А. Свидунович. — Мн.: Вышэйшая школа, 2012. — 303 с.
10. Anticorrosion coatings with self-healing effect based on nanocontainers impregnated with corrosion inhibitor / M.L. Zheludkevich, D.G. Shchukin, K.A. Yasakau [et al.] // Chemistry of Materials. — 2007. — Vol. 19, iss. 3. — P. 402–411. — DOI: https://doi.org/10.1021/cm062066k.
11. Зиневич, Д.В. Влияние режима осаждения на структуру и фазовый состав цинк–никелевых сплавов / Д.В. Зиневич // Современные методы и технологии создания и обработки материалов: сб. науч. тр.: в 2 кн. / Физ.-техн. ин-т НАН Беларуси ; редкол.: В.Г. Залесский (гл. ред.) [и др.]. — Мн., 2024. — Кн. 1: Материаловедение. — С. 70–79.

Zinevich D.V., Kuzei A.M.

Features of the formation of composite materials based on a galvanic alloy

Composite materials based on a Zn-Ni electroplated alloy with conversion coatings (phosphating, chromating) and a polyvinyl alcohol (PVA) polymer coating were studied using scanning electron microscopy, profilometry, and X-ray phase analysis. It was found that a chromate conversion coating forms a continuous amorphous film with moderate roughness, while a phosphate conversion coating forms a discrete crystalline layer with maximum relief. The quality of the polymer layer depends on the type of treatment: the best uniformity is achieved on a chromated surface, whereas pores form on a phosphated surface and air bubbles form on untreated Zn-Ni. The “Zn-Ni – chromating – PVA” system was found to be optimal, providing balanced properties. The data obtained justify the selection of process parameters for the formation of protective coatings.

Поступила в редакцию 14.07.2026

УДК 621.7:621.9

Н.Л. ГРЕЦКИЙ; М.Л. ХЕЙФЕЦ, д-р техн. наук, проф.; А.Г. АНИСОВИЧ, д-р физ.-мат. наук, проф.
Институт прикладной физики НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ПОСЛОЙНОЕ ФОРМИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТИ НАНЕСЕНИЕМ ПОРОШКА И НАПЛАВКОЙ ПРОВОЛОКИ

Показано, что при послойном формировании поверхности нанесением порошка и наплавкой проволоки формируется сплошной массив стальной детали. В процессе наплавки высоколегированным порошком, а также с последующим поверхностным пластическим деформированием формируется зона, состоящая из нескольких структурных слоев. Поверхностный слой после наплавки низколегированной проволокой в обоих случаях (после нанесения порошка с поверхностным пластическим деформированием и без) может быть классифицирован как литой. В слоях наблюдается повышение концентрации углерода по направлению от основы к поверхности при этом твердость покрытия закономерно повышается.

***Ключевые слова**: послойное формирование поверхности, нанесение высоколегированного порошка, наплавка низколегированной проволоки, превышающий допустимый износ*

Введение. Широкая номенклатура типовых деталей, предназначенных для ремонта и восстановления, имеет определенный ряд ремонтных размеров [1–4]. Однако на восстановление зачастую поступают детали с износом, превышающим допустимый, с незакаленной основой, что предполагает применение вместо объемного термоупрочнения предварительных локальных воздействий с использованием потоков энергии [5–9].

Для восстановления деталей в этих случаях предложено послойное формирование поверхностей нанесением высоколегированных порошков с последующей наплавкой низколегированной проволокой. При этом в процессе нанесения порошка предлагается использовать поверхностное пластическое деформирование (ППД), чтобы его максимально уплотнить перед наплавкой проволоки [10–12].

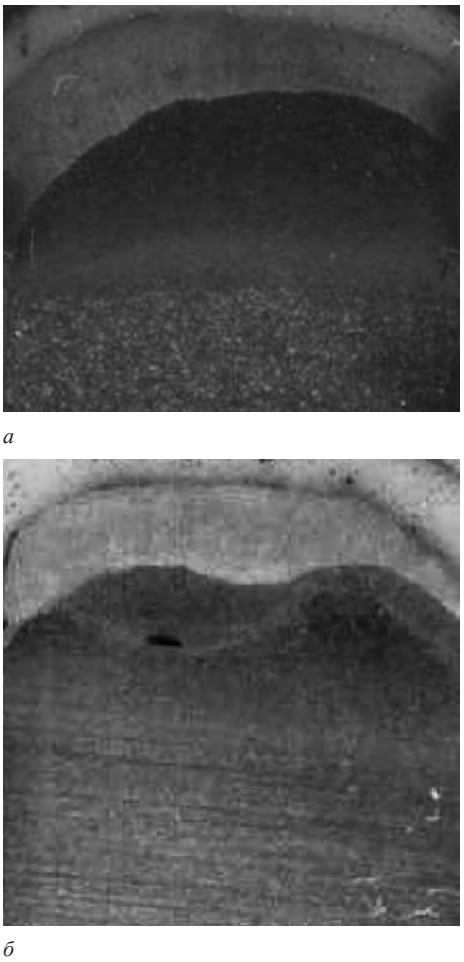
Материалы, оборудование и методики эксперимента. Электромагнитная наплавка (ЭМН) высоколегированного порошка на железной основе ПР-Х4ГСР (состав: B — 3,6 %, Cr — 3,8 %, Si — 2,3 %, C — 1,2 %, Cu < 0,5 %) произведена на подложку из стали 45. На ряде образцов после наплавки порошка произведено поверхностное пластическое деформирование. Поверх наплавки порошком производилась наплавка в среде углекислого газа низколегированной проволокой Св08Г2С (состав: C — 0,08 %, Mn — 2 %, Si < 1 %).

Шлифы для исследования микроструктуры изготавливались по общепринятой методике. Для выявления микроструктуры образцов проводили травление 4-процентным раствором азотной кислоты в спирте [8, 9].

Металлографический анализ выполнен на металлографическом комплексе на основе микроскопа МИКРО-200. Фиксация изображения производилась с использованием видеокамеры с выводом на монитор персонального компьютера и с дальнейшей обработкой его с помощью программы IMAGE-SP [13, 14]. Программа дает возможность измерения следующих параметров зеренной структуры: площади, минимального и максимального диаметра, длины, ширины и среднего размера зерна, периметра, эквивалентного диаметра. Калибровка программы и создание калибровочной таблицы увеличений производилась с использованием аттестованного объект-микрометра (ГОСТ 7513-55).

Количество углерода определено металлографически. Микротвердость определяли на микротвердомере МПТ-3 [8, 9].

Результаты и обсуждение. На рисунке 1 представлена макроструктура образцов (поперечный шлиф). На снимках можно выделить 2 структурные зоны, различающиеся оттенком серого.



а

б

Рисунок 1 — Макроструктура с указанием зон воздействия:
а — образец без использования ППД № 1;
б — образец с использованием ППД № 2

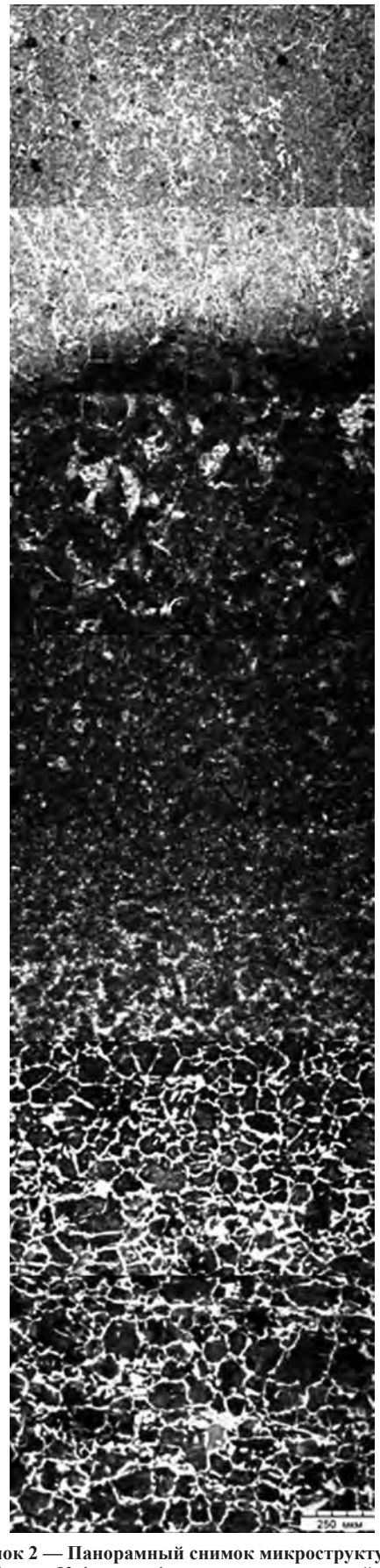
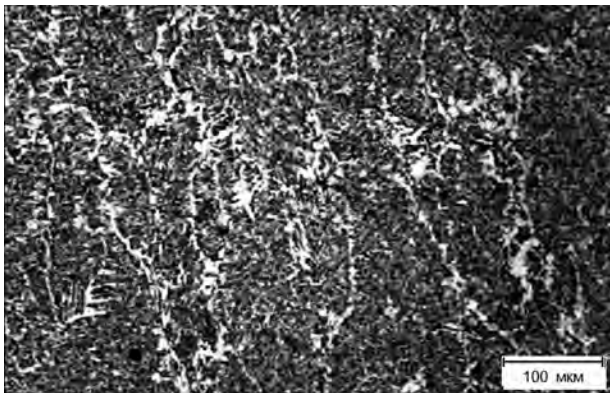
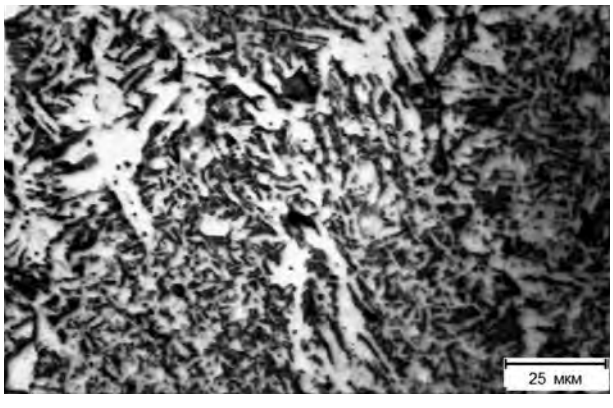


Рисунок 2 — Панорамный снимок микроструктуры образца № 1: зоны: 1 — наплавки проволокой; 2 — крупнозернистой структуры; 3 — мелкозернистой структуры; 4 — зернистого перлита; 5 — мелкого зерна; 6 — крупного зерна — основа

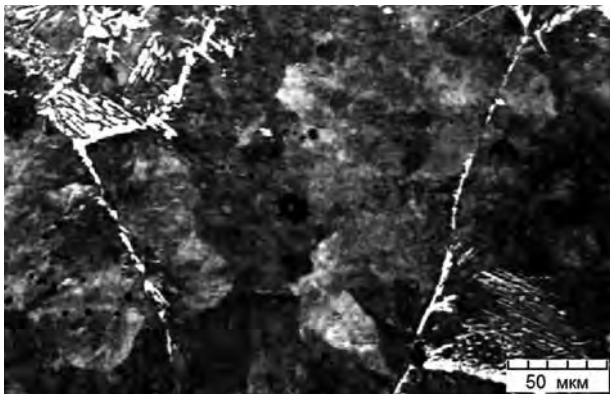


а

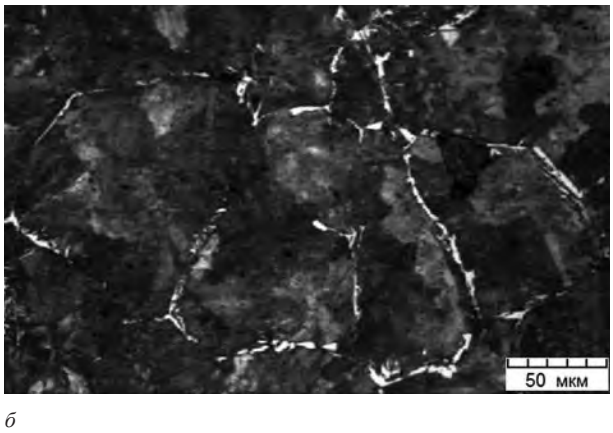


б

Рисунок 3 — Структура наплавки проволокой при различных увеличениях

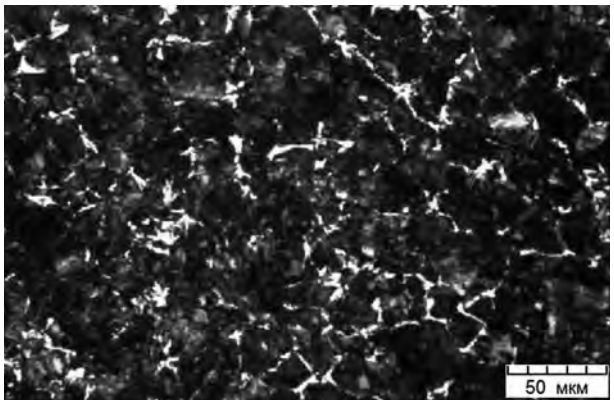


а

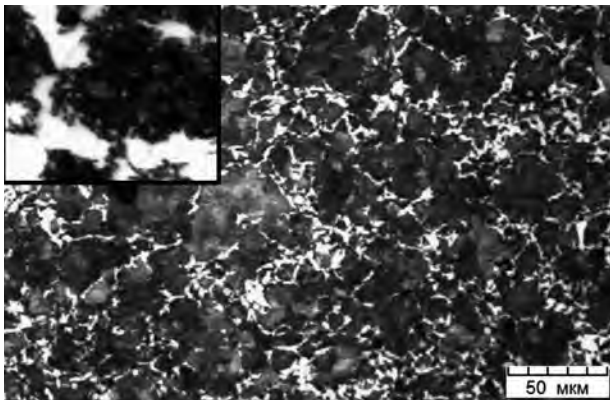


б

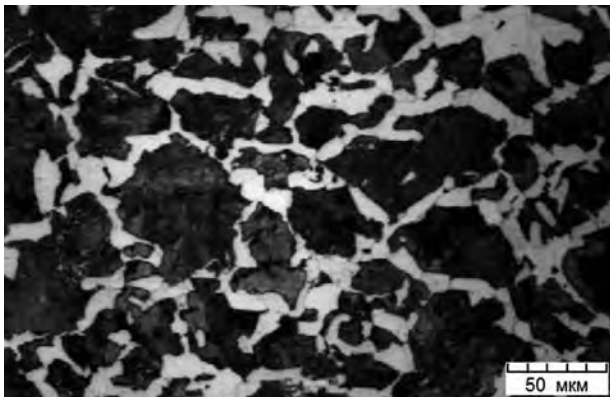
Рисунок 4 — Структура крупнозернистой зоны 2



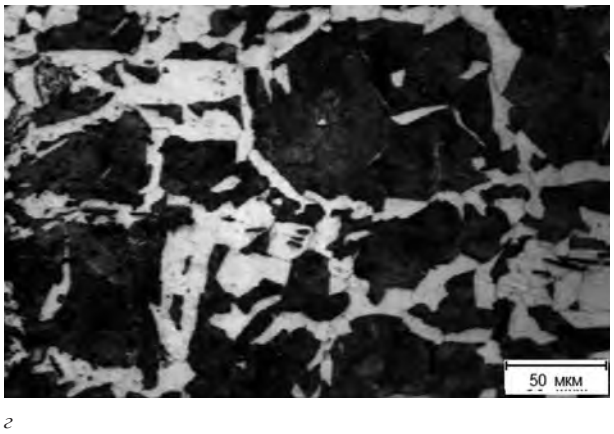
а



б



в



г

Рисунок 5 — Микроструктуры различных зон образца:
а — мелкозернистая структура (зона 3);
б — зернистый перлит (зона 4);
в — мелкое зерно (зона 5);
г — крупное зерно (зона 6)

Панорама микроструктуры образца № 1 без ППД представлена на рисунке 2. На микроструктуре можно выделить 6 зон. Все зоны образца имеют феррито-перлитный фазовый состав, частные особенности структуры различаются морфологией и дисперсностью:

- зона 1 наплавки проволокой составляет ~1800 мкм (верхняя светлая зона). Макроструктура имеет дендритную морфологию. Далее следуют зоны нанесения порошка, состоящие из нескольких слоев (2–5);
- зона 2 микроструктуры имеет перлитное строение с изменяющимся размером достаточно характерного зерна, ее протяженность составляет ~1800 мкм;
- в зоне 3 наблюдаются мелкие зерна, аналогичные зоне 2. Толщина зоны составляет ~750 мкм;
- в зоне 4 следует феррито-перлитная микроструктура, перлит которой имеет зернистое строение; зона имеет глубину ~1900 мкм;
- в зоне 5 отмечается формирование светлой сетки феррита вокруг темных участков структуры (перлит), толщина зоны составляет ~700 мкм;
- зона 6 представляет собой микроструктуру с четким зерном перлита, окруженным светлой сеткой феррита. Микроструктура данной зоны практически отвечает микроструктуре подложки образца.

Микроструктура при повышенном увеличении представлена на рисунках 3–5.

Структура наплавки проволокой (см. рисунок 3) представляет собой дендриты, вытянутые в направлении теплоотвода. Внутри них закристаллизовалась дисперсная феррито-перлитная смесь. Структура аналогична таковой в зоне сварного шва с признаками видманштеттовой. Структура в зоне 2 — крупнозернистая. Зерна перлита имеют сплошную сетку с ферритом игольчатой

Рисунок 6 — Структура основы, сталь 45

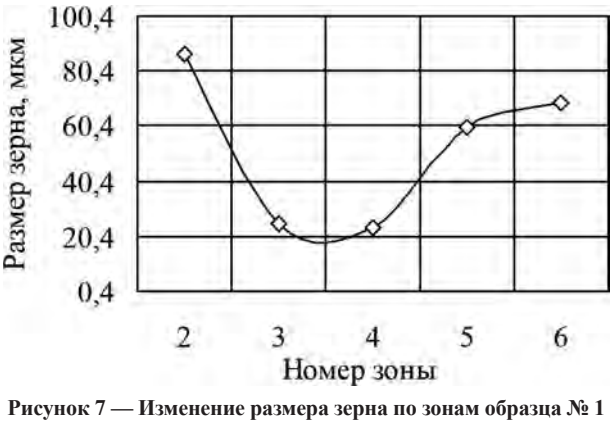


Рисунок 7 — Изменение размера зерна по зонам образца № 1

Рисунок 8 — Изменение микротвердости по глубине образца № 1

морфологии (см. рисунок 4 *а*). В части зоны (см. рисунок 4 *б*) зерно намного мельче и ферритная сетка прерывистая. В зоне 3 сетка феррита также не является сплошной (см. рисунок 5 *а*). В зоне 4 начинается формирование сплошной сетки, перлит имеет морфологию ближе к зернистой (см. рисунок 5 *б*). В зонах 5 и 6 структура визуально соответствует структуре стали 60 — зерна перлита с ферритной сеткой. Структура основы представлена на рисунке 6, она соответствует стали 45.

Судя по структуре панорамы, а также структурам отдельных зон на рисунках 3–5, при послойной наплавке формируется сплошной массив стальной детали, структура которого определяется распределением углерода и скоростью охлаждения.

Изменение среднего размера зерна перлита в различных зонах образца представлено на рисунке 7. Минимальный размер зерна соответствует зонам 3 и 4.

Ниже зоны наплавки проволокой в структуре наблюдается изменение количества феррита и перлита. Изменение количества углерода определяется количеством перлита в структуре. Соотношения фаз по мере удаления от зоны наплавки обусловлены температурным фактором. Изменение микротвердости (рисунок 8) находится в соответствии с количеством углерода.

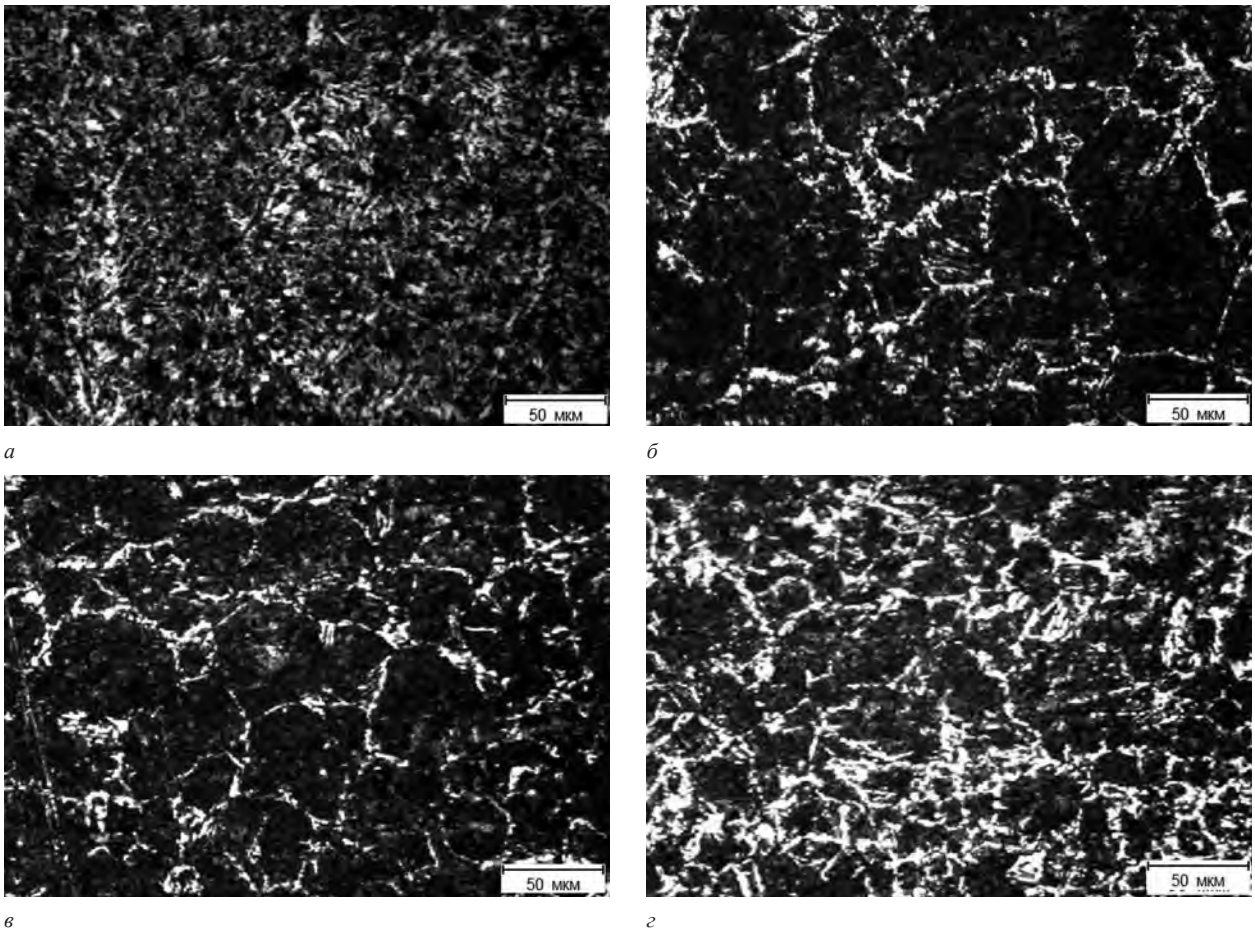
Снимок образца № 2 с наплавкой порошком, совмещенной с ППД, представлен на рисунке 1 *б*.

Толщина слоя в зоне 1 наплавки проволокой (аналогичной в образце № 1) составляет ~2000 мкм. Микроструктура данной зоны схожа со структурой литого или переплавленного материала (рисунок 9 *а*).

Зона 2 соответствует порошковой наплавке, ее толщина составляет 2100 мкм. Микроструктура в данной зоне дисперсная, но при больших увеличениях различимо зеренное строение (см. рисунок 9 *б*). Ближе к основе зеренная структура зоны 2 не просматривается.

Далее следуют участки с характерным видоизменением микроструктуры — зоны 3, 4 (см. рисунок 9 *в*, *г*). В этих зонах образца № 2 микроструктура отличается от образца № 1 соотношением количества перлита и феррита.

Изменение концентрации углерода у образца № 2 происходит так же, как у образца № 1. По мере увеличения глубины упрочненного слоя наблюдается измельчение зерна (рисунок 10).



а *б* *в* *г*

Рисунок 9 — Микроструктура на различных участках в зонах 1 (*а*), 2 (*б*), 3 (*в*), 4 (*г*) образца № 2

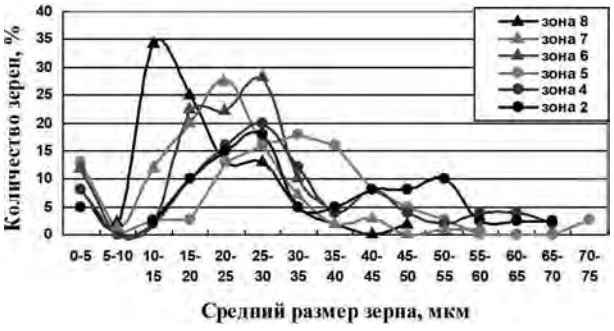


Рисунок 10 — График изменения среднего размера зерна в различных зонах образца № 2

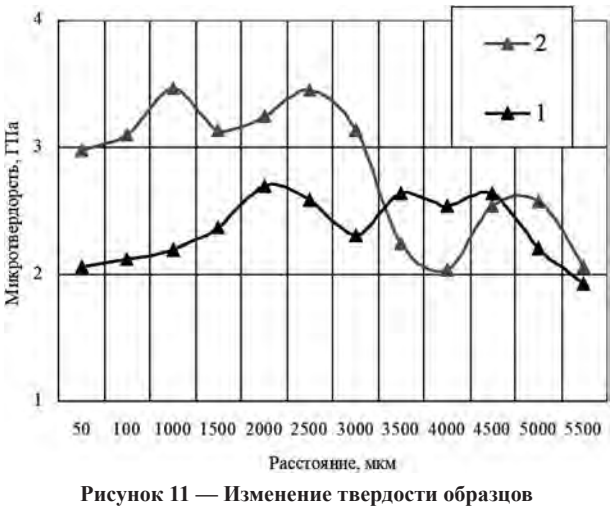


Рисунок 11 — Изменение твердости образцов

Значения микротвердости после наплавки проволоки на расстоянии 50 мкм от кромки образца на глубину до 2000 мкм колеблется в пределах 2–3,5 ГПа (рисунок 11). Более высокие значения (до 3–3,5 ГПа) наблюдаются в образце, подвергнутом ППД.

Заключение. При послойном формировании поверхности нанесением порошка и наплавкой проволоки формируется сплошной массив стальной детали, структура которого определяется распределением углерода и скоростью охлаждения.

В процессе наплавки высоколегированным порошком, а также с последующим поверхностным пластическим деформированием формируется зона, состоящая из нескольких структурных слоев. Фазовый состав слоев — феррит и перлит, структура слоев различается также размером зерна.

Поверхностный слой после наплавки низколегированной проволокой в обоих случаях (после нанесения порошка с поверхностным пластическим деформированием и без) может быть классифицирован как литой. В слоях наблюдается повышение концентрации углерода по направлению от подложки к поверхности от 0,35 до 0,75 %, твердость при этом закономерно повышается.

Список литературы

1. Капитальный ремонт автомобилей: справочник / Л.В. Дехтеринский, Р.Е. Есенберлин, К.Х. Акмаев [и др.]; под общ. ред. Р.Е. Есенберлина. — М.: Транспорт, 1989. — 335 с.
2. Ремонт машин: учеб. пособие / К.А. Акчасов, Е.И. Базаров, А.Н. Батищев [и др.]; под ред. Н.Ф. Тельнова. — М.: Агропромиздат, 1992. — 500 с.
3. Восстановление деталей машин: справочник / Ф.И. Пантелеенко, В.П. Лялякин, В.П. Иванов [и др.]; под ред. В.П. Иванова. — М.: Машиностроение, 2003. — 672 с.
4. Кусакин, Н.А. Менеджмент качества автотракторного ремонтного предприятия / Н.А. Кусакин, В.С. Точило, М.Л. Хейфец; под общ. ред. М.Л. Хейфеца. — Новополоцк: ПГУ, 2009. — 180 с.
5. Власов, В.М. Работоспособность упрочненных трущихся поверхностей / В.М. Власов. — М.: Машиностроение, 1987. — 304 с.
6. Суслов, А.Г. Выбор упрочняюще-отделочных методов обработки для повышения износостойкости деталей машин / А.Г. Суслов, А.П. Улашкин // Справочник. Инженерный журнал. — 1998. — № 7. — С. 15–21.
7. Акулович, Л.М. Самоорганизация процессов упрочняющей обработки / Л.М. Акулович, В.С. Ивашко, М.Л. Хейфец. — Мн.: Народная книга, 2008. — 236 с.
8. Обработка и упрочнение поверхностей при изготовлении и восстановлении деталей / В.И. Бородавко, В.С. Ивашко, С.А. Клименко, М.Л. Хейфец; под общ. ред. М.Л. Хейфеца, С.А. Клименко. — Мн.: Бел. навука, 2013. — 464 с.
9. Формирование газотермических покрытий при производстве деталей / С.А. Клименко, Л.Г. Полонский, М.Ю. Харламов [и др.]; под общ. ред. Ю.А. Харламова, М.Л. Хейфеца. — Мн.: Бел. навука, 2020. — 416 с.
10. Лялякин, В.П. Восстановление и упрочнение деталей на современном этапе экономических реформ / В.П. Лялякин // Восстановление и упрочнение деталей – эффективный способ повышения надежности машин. — М.: ЦРДЗ, 1997. — С. 3–7.
11. Хейфец, М.Л. Проектирование процессов комбинированной обработки / М.Л. Хейфец. — М.: Машиностроение, 2005. — 272 с.
12. Обеспечение качества изделий в технологических комплексах / С.А. Чижик, П.А. Витязь, М.Л. Хейфец [и др.]; под общ. ред. М.Л.Хейфеца (зам. гл. ред.). — Мн.: Бел. навука, 2019. — 248 с.
13. Анисович, А.Г. Оценка ошибок оператора при количественном анализе структуры компьютерными методами / А.Г. Анисович, А.В. Басалай // Литье и металлургия. — 2012. — № 4(68). — С. 145–150.
14. Анисович, А.Г. Использование программ обработки изображений для количественного анализа доэвтектоидной стали / А.Г. Анисович, И.Н. Румянцева // Современные методы и технологии создания и обработки материалов: сб. материалов VI Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 14–16 сент. 2011 г.: в 3 кн. / ФТИ НАН Беларуси; гл. ред.: С.А. Астапчик. — Мн., 2011. — Кн. 2: Высокоэнергетические технологии получения и обработки материалов. Технологии и оборудование инженерии поверхностей. — С. 6–10.

Gretskiy N.L., Kheifetz M.L., Anisovich A.G.

Layer-by-layer surface formation by powder application and wire surfacing

It is shown that when the surface is formed in layers by applying powder and surfacing wire, a solid array of steel parts is formed. In the process of surfacing with high-alloy powder, as well as with subsequent surface plastic deformation, a zone consisting of several structural layers is formed. The surface layer after surfacing with low-alloy wire in both cases (after powder application with and without surface plastic deformation) can be classified as cast. In the layers, an increase in carbon concentration is observed in the direction from the substrate to the surface, while the hardness of the coating increases naturally.

Поступила в редакцию 17.07.2026.

УДК 658.512:621.902

А.Е. ДАЙНЕКО, д-р экон. наук, проф., акад. НАН Беларуси
Белорусский республиканский фонд фундаментальных исследований, г. Минск, Республика Беларусь

М.Л. ХЕЙФЕЦ, д-р техн. наук, проф.; Е.Н. ЯКУТОВИЧ
Институт прикладной физики НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

И.В. ЗЕНЬКОВА, канд. экон. наук, доц.; С.В. КУХТА
Полоцкий государственный университет имени Евфросиньи Полоцкой, г. Новополоцк, Республика Беларусь

МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЦИФРОВИЗАЦИИ ПОДГОТОВКИ ПРОИЗВОДСТВА

Рассмотрены методы цифровизации подготовки производства, унификации конструктивных элементов машин, технологических параметров процессов и управление технологическими и контрольными операциями. Предлагается методическое обеспечение обработки данных о конструктивных элементах и технологических параметрах, анализа организационно-технических мероприятий технологического и метрологического обеспечения производства.

***Ключевые слова**: цифровизация, подготовка производства, унификация, конструктивные элементы машин, технологические параметры процессов, управление технологическими и контрольными операциями*

Введение. Перспективы развития предприятий определяются использованием в производстве разработанных или освоенных наукоемких технологий, рубежных с точки зрения эффективности труда. Поэтому на современном этапе технологическое развитие строится на гармонизированных с международными системах обеспечения качества, государственных стандартах и национальной системе подтверждения соответствия [1].

Выход на мировой рынок наукоемкой продукции в качестве покупателя или продавца требует от предприятий выполнения ряда взаимосвязанных этапов [1, 2]:
- цифровизации проектных конструкторско-технологических работ, стадий эксплуатации и сопутствующих им процессов мониторинга и контроля;
- компьютеризации производства на основе концепции;
- формирования корпоративной сети, позволяющей интегрировать управление всем жизненным циклом изделия (от проектирования и изготовления до эксплуатации и утилизации).

Помимо преемственности конструкторско-технологических и организационно-экономических решений, гармонизации стандартов, этапы цифровизации производства, эксплуатации и контроля базируются на основе единого информационного пространства предприятия, интегрирующего распределенные базы данных [1, 2].

При проектировании структуры распределенных баз данных на первый план выходит проблема экономии ресурсов, целостности и полноты данных за счет минимизации до рационального количества ограничительных перечней и регламентов используемых на предприятии средств технологического и метрологического обеспечения, хранящихся в этих базах [1, 3].

Таким образом, разработка рациональной информационной модели является фундаментом успешной комплексной цифровизации конструкторской, технологической и метрологической подготовки производства.

Методы цифровизации подготовки производства. Подготовка производства (ПП) должна быть ориентирована на оптимальный для конкретных условий уровень механизации и автоматизации процессов сбора, подготовки, обработки, передачи, представления и тиражирования информации [1].

Подготовка производства включает решение организационно-технических задач по основным функциональным направлениям:
- обеспечение технологичности конструкции изделия с соответствующей конструкторской ПП;
- разработка технологических процессов с соответствующей технологической ПП;
- проектирование и изготовление средств технологического оснащения с соответствующей инструментальной ПП;
- разработка контрольных операций и обеспечение средствами контроля с соответствующей метрологической ПП;
- организация и управление процессом ПП.

Модели организационно-технической ПП независимо от их вида и назначения представляются схемой, наглядно отображающей составляющие элементы системы (рисунок).

Схема модели системы ПП включает следующие функциональные составляющие:
- обеспечение технологичности конструкции изделия с разработкой ведомости технологической оценки конструкции изделия и протокола отработки конструкции изделия на технологичность;
- структурный анализ изделия с разработкой ведомости классификационной структуры изделия, ведомости состава изделия и ведомости заимствованных деталей и сборочных единиц;
- технологический анализ производства путем разработки ведомости производственной характеристики цехов и расчета производственных мощностей цехов;
- организация и управление технологической подготовкой производства с разработкой сетевого графика освоения нового изделия и ведомости укрупненных объемов работ;
- проектирование технологических процессов в зависимости от типа производства (индивидуальное, серийное, массовое), его вида (механической обработки, штамповки, сварки) и оснащенности (для станков с ЧПУ, станков-автоматов);
- разработка технологических инструкций, технических заданий на специальную оснастку, технических зада-

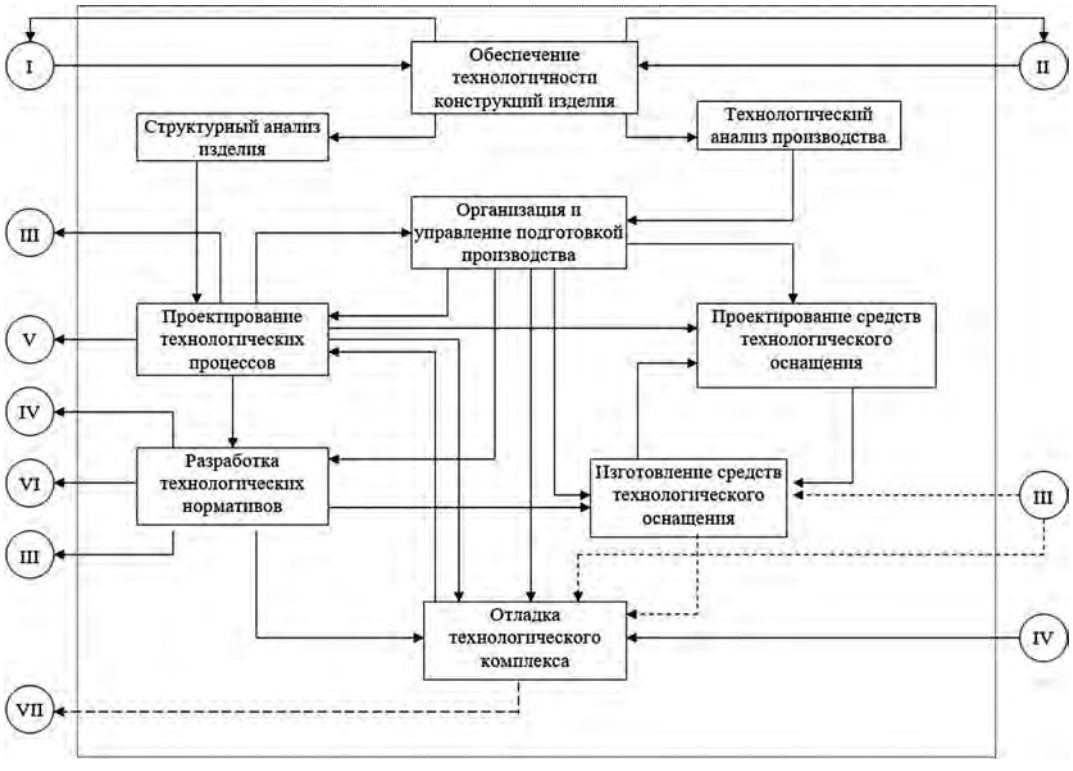


Рисунок — Схема модели системы ПП

ний на специальное оборудование, ведомостей оснастки и оборудования и проектирование средств технологического оснащения;
- разработка технологических нормативов;
- изготовление средств технологического оснащения;
- отладка технологического комплекса.

Система ПП (I) должна быть увязана с подсистемами разработчика (II), управления материально-техническим снабжением (III), управления основным производством (IV), технико-экономического планирования (V), управления кадрами (VI) и управления сбытом продукции (VII).

Таким образом, разрабатываемая система автоматизации технической ПП должна рациональным образом взаимодействовать с существующими подсистемами, выполнять рассмотренные функции и решать поставленные задачи. Компьютеризация проектирования и изготовления изделий требует оценки надежности, адаптивности и эффективности методов цифровизации производства.

Методы автоматизации ПП, ранее широко используемые на практике, подразделяют на три большие группы [1–10]:
- метод типовых деталей и техпроцессов;
- метод аппликаций;
- структурно-параметрический метод.

Каждый метод состоит из трех частей [1–4]: конструктивной; технологической; алгоритмической.

Метод типовых деталей и техпроцессов рассматривает чертеж и технологические карты для комплексной, обобщенной детали-представителя и предусматривает [2, 4, 6, 7]:
- в конструктивной части:
  - разработку комплексного чертежа на деталь-представитель;
  - определение видов, разрезов и сечений типовой детали;
  - разработку классификатора унифицированных типовых деталей;
  - формулирование технических требований к комплексному чертежу;
- в технологической части:
  - разработку возможных маршрутов обработки типовой детали;
  - разработку группового техпроцесса на деталь-представитель;
  - определение влияния переменных параметров на техпроцесс;
- в алгоритмической части:
  - разработку программ автоматизированного конструирования чертежей деталей;
  - разработку компоновки чертежа типовой детали;
  - разработку программных средств построения и нормирования к станкам с ЧПУ.

Высокая надежность метода типовых деталей и техпроцессов обеспечивает эффективность его применения в серийном производстве. Однако низкая адаптивность метода при смене серийности, конструкций, номенклатуры выпускаемых изделий не позволяет использовать его в гибком производстве.

Метод аппликаций рассматривает объект автоматизации с позиций типовых конструктивных, технологических элементов и фрагментов управляющих программ и предусматривает [4, 8, 9]:
- в конструктивной части:
  - выбор типовых элементов для каждой исследуемой конструкции;
  - выделение базовых элементов, при помощи которых они могут быть описаны;
  - разработку классификатора универсальных или основных типовых элементов конструкций;
  - разработку правил кодирования детали из ее элементов;

- в технологической части:
  • разработку типовых элементов переходов и типовых элементов операций техпроцессов;
  • разработку классификатора универсальных или основных типовых элементов техпроцессов;
  • разработку правил согласования, объединения типовых элементов при формировании из них техпроцесса;
- в алгоритмической части:
  • разработку программы формирования проекций, разрезов и сечений;
  • разработку отдельных алгоритмов формирования элементов чертежа (размерные цепи, штриховка, выносные элементы, надписи);
  • разработку отдельных алгоритмов формирования типовых технологических переходов и операций;
  • разработку программ объединения и нормирования типовых технологических переходов и операций для конкретных производственных условий.

Универсальность метода аппликаций обеспечивает его высокую адаптивность, но вместе с тем приводит к громоздкости, избыточности и, следовательно, к ненадежности и низкой эффективности в производстве.

Недостаточная гибкость метода типовых деталей и техпроцессов, высокая трудоемкость метода аппликаций во многом объясняют одноуровневой организацией описания структур, объектов и процессов автоматизации. Дальнейшим развитием в методологии автоматизации следует считать применение структурно-параметрического метода. В его основу положены принципы постепенного расчленения объекта или процесса на части и объединения немногих сравнительно автономных частей, выполняющих четко определенные функции.

Структурно-параметрический метод предусматривает [4–7, 10]:
- в конструктивной части:
  • определение номенклатуры деталей и их классификацию;
  • выбор унифицированных структурных компонент детали и их классификацию;
  • параметризацию структурных компонент;
  • разработку правил конструирования деталей;
  • выделение структурной, содержательной, условно-постоянной и дополнительной групп информации о компонентах и детали в целом;
  • согласование выделенных групп информации по уровням и методам ее использования;
- в технологической части:
  • выбор оборудования, приспособлений и инструментов;
  • поиск структурных закономерностей техпроцессов;
  • технологическое обеспечение компонент структуры детали;
  • определение параметров обработки по конструктивно-технологическим признакам;
  • определение условий построения оптимальных техпроцессов;
  • построение обобщенных условно настраиваемых типовых технологических функций на конкретную производственную обстановку;
- в алгоритмической части:
  • кодирование компонент структуры и типовых технологических функций;
  • создание автоматизированных каталогов оборудования, приспособлений и инструментов;
  • разработку алгоритма формирования техпроцесса на основе структурно-параметрического описания конструкций;
  • разработку программ создания, расчета и преобразования структурной модели;
  • создание программ графических изображений основных объектов автоматизации;
  • разработку диалоговых средств редактирования графических образцов и графического моделирования процесса обработки.

Надежность структурно-параметрического метода обеспечивается построением структур с малым числом связей, а универсальность — наличием адаптивных конструкторско-технологических компонент. Трудоемкость метода обусловлена классификацией и унификацией структурных компонент и технологических функций относительно выбранной номенклатуры деталей. Классификация и последующая унификация по конструктивно-технологическим признакам позволяет уменьшить число параметров, упростить структурирование рассматриваемых объектов и процессов. Тем самым создаются условия для снижения трудоемкости остальных этапов и обеспечения эффективной автоматизации подготовки производства.

Таким образом, классификация с последующей унификацией на основе определения оптимального количества необходимых конфигураций конструктивно-технологических компонент, оборудования, приспособлений и инструментов для их получения и контроля, а также структур, описывающих техпроцессы, являются основой методов цифровизации подготовки производства и составляют значительную часть структурно-параметрического метода.

Изменение серийности, переход к новым изделиям в условиях гибкого производства требуют создания новых, рациональных конфигураций, структур и ведут к очередной унификации объектов производства.

В результате встает вопрос о формировании новых подходов к автоматизации подготовки производства, позволяющих разработать метод, в рамках которого при изменении условий производства образуются новые рациональные конфигурации, структуры и оптимизируется их количество.

Структурно-оптимизационный метод подготовки производства. Предлагаемый метод цифровизации ПП при рассмотрении движения различных потоков информации и материальных ресурсов должен обладать комплексом таких свойств, как надежность и адаптивность, а также обеспечивать высокую эффективность в условиях гибкого переналаживаемого производства для всех отделов, служб и структур предприятия. Метод должен в единой системе связывать различные стадии подготовки производства и соответствующие им автоматизированные подсистемы, то есть объединять работу как с заказчиками продукции, так и с поставщиками сырья, оборудования. Вместе с тем целесообразно, чтобы метод с минимальными издержками встраивался в принятую систему стандартизации.

В соответствии с вышеперечисленным, метод должен органично включать в себя классификацию, кодирование и унификацию конструктивных и технологических компонент деталей, оборудования, приспособлений и инструментов для их получения и контроля, классификацию и кодирование структур, описывающих техпро-

цессы на всех стадиях автоматизированной ПП с учетом изменений как внешних (заказ, сырье, оборудование), так и внутренних условий (конструкция, серийность, тип производства).

Требования, предъявляемые к методу, определяют комплексный подход, базирующийся на синергетической концепции и характеризуемый [11]:

1) движением информационных и материальных потоков в подсистемах;

2) разомкнутостью подсистем, обменивающихся информацией и ресурсами с внешней средой;

3) кооперативностью процессов обмена информационными и материальными потоками;

4) неравновесной ситуацией в подсистемах, когда ресурсы и информация о них то нарастают, то уменьшаются.

Рассмотрим подробнее характеристики комплексного синергетического подхода к автоматизации ПП:

1) движение обусловлено противоречивыми свойствами системы (надежностью и адаптивностью), носит сложный нелинейный характер и осуществляется в виде противотока различных информационных сообщений и материальных потоков. Так, на информационном уровне конструктивные соображения противоречат технологическим требованиям, на материальном — конструктор, расширяя номенклатуру изделий, предлагает увеличить количество инструментов и оснастки, а технолог, наоборот, его сократить;

2) разомкнутость системы подразумевает как обмен информацией между различными подсистемами, так и получение постоянно изменяющейся информации от внешних источников. Аналогично для материальных потоков: при изменении запросов заказчика изменяются выпускаемые изделия и потоки ресурсов между различными подразделениями предприятия;

3) кооперативность процессов проявляется во взаимосвязи и взаимосогласовании встречных информационных и материальных потоков между конструкторским, технологическим и производственными отделами, между различными подразделениями предприятия в процессе работы;

4) для оценки неравновесности или неупорядоченности в системе существует особая функция — энтропия, которая описывает количество информации, приходящейся на один элемент сообщения [11]. Любой самопроизвольный, стихийный процесс в замкнутой системе сопровождается ростом энтропии, а сама система стремится к положению равновесия [12], характеризующемуся минимумом упорядоченности. Приток информации в систему может обеспечить выход из этого положения, вместе с тем он может быть недостаточным, чтобы погасить рост энтропии, тогда ее рост только замедлится. Неравновесность — это состояние, когда приток информации не только целиком гасит рост энтропии, но и заставляет информацию упорядочиваться.

Рассмотренные характеристики комплексного синергетического подхода показывают, что для удовлетворения требований, предъявляемых к автоматизированным системам, они должны обладать способностями в процессе гибкого производства перестраивать рациональным образом свои структуры, оптимизировать базы данных и управлять информационными и материальными потоками, то есть самоорганизовываться в зависимости от внешних условий.

Заключение. Одним из перспективных методов решения задач цифровизированной ПП является комплексный структурно-оптимизационный метод, основанный на синергетическом подходе, позволяющем осуществлять самоорганизацию автоматизированных систем в изменяющихся условиях производства посредством формирования и необходимой реструктуризации самими системами оптимальных структур баз данных и процедур управления.

Список литературы

1. Статистический анализ конструктивных элементов и технологических параметров деталей: монография / М.Л. Хейфец, В.С. Точило, В.И. Семенов [и др.]. — Новополоцк: ПГУ, 2001. — 112 с.
2. САПР. Системы автоматизированного проектирования: учеб пособие: в 9 кн. / под ред. Н.П. Норенкова. — М.: Высшая школа, 1986. — Кн. 6: Автоматизация конструкторского и технологического проектирования / Н.М. Капустин, Г.Н. Васильев. — 191 с.
3. Горанский, Г.К. Технологическое проектирование в комплексных автоматизированных системах подготовки производства / Г.К. Горанский, Э.И. Бендерева. — М.: Машиностроение, 1981. — 455 с.
4. Загвоздкин, В.А. Структурно-параметрический метод создания автоматизированных комплексных систем в машиностроении: обзор / В.А. Загвоздкин. — М.: ВНИИТЭМР, 1989. — 56 с.
5. Системы автоматизированного проектирования технологических процессов, приспособлений и режущих инструментов / С.Н. Корчак, А.А. Кошин, А.Г. Ракович, Б.И. Синицын; под общ. ред. С.Н. Корчака. — М.: Машиностроение, 1988. — 352 с.
6. Дубовский, В.В. Развитие современных методов автоматизации проектирования технологических процессов в машиностроении / В.В. Дубовский. — М.: ВНИИТЭМР, 1987. — 52 с.
7. Light, R. Modification of geometric models through variational geometry / R. Light, D. Gassard // Computer-Aided Design. — 1982. — Vol. 14, iss. 4. — P. 209–214. — DOI: https://doi.org/10.1016/0010-4485(82)90292-5.
8. Spur, G. Weiterentwicklung des CAD-Systems COMVAR / G. Spur, O. Kurz // Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb. — 1982. — Vol. 77, no. 3. — P. 130–137. — DOI: https://doi.org/10.1515/zwf-1982-770307.
9. Eulenberger, K. Rechnerunterstutztes konstruiren in Maschinenbau-gegenwertiger. Stand und perspektive. Beispiel 3. Moglichkeiten des rechnerunterstuitzten Detalierens / K. Eulenberger, L. Kranz, W. Grahl // Maschinenbautechnik. — 1984. — No. 9. — P. 393–397.
10. Gausemeier, J. Von CAD zu CIM / J. Gausemeier // Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb. — 1986. — Vol. 81, no. 9. — P. 467–472. — DOI: https://doi.org/10.1515/zwf-1986-810908.
11. Хакен, Г. Информация и самоорганизация. Макроскопический подход к сложным системам / Г. Хакен; пер. с англ. Ю.А. Данилова. — М.: Мир, 1991. — 240 с.
12. Гленсдорф, П. Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктации / П. Гленсдорф, И. Пригожин; пер. с англ. Н.В. Вдовиченко, В.А. Онищука; под ред. Ю.А. Чизмаджева. — М.: Мир, 1973. — 280 с.

Dayneko A.E., Kheifetz M.L., Yakutovich E.N., Ziankova I.V., Koukhta S.V.

Methodological support for digitalization of pre-production

Methods are considered for digitalization of production preparation, unification of structural elements of machines, technological parameters of processes and management of technological and control operations. Methodological support is proposed for processing data on structural elements and technological parameters, analysis of organizational and technical measures for technological and metrological support of production.

Поступила в редакцию 17.07.2026.

УДК 621.793

Е.В. ПИЛИПЧУК, магистр техн. наук
Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Н.Н. МАКСИМЧЕНКО, канд. техн. наук; Д.В. ОРДА; С.А. КОВАЛЁВА, канд. техн. наук, доц.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ВЛИЯНИЕ ОРИЕНТАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ТЕКСТУРЫ ХРОМСОДЕРЖАЩИХ ПОКРЫТИЙ, СФОРМИРОВАННЫХ ЭЛЕКТРОДЕФОРМАЦИОННЫМ ПЛАКИРОВАНИЕМ ГИБКИМ ИНСТРУМЕНТОМ, НА КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ В КОНТАКТЕ С РЕЗИНОВЫМ КОНТРТЕЛОМ

Представлены результаты триботехнических испытаний хромсодержащих покрытий, сформированных электродеформационным плакированием гибким инструментом, в условиях возвратно-поступательного перемещения резинового контртела по поверхности образцов при граничной смазке индустриальным маслом И-40А. Показано, что плакированное покрытие имеет более развитый и направленный микрорельеф (Ra = 0,563 мкм при измерении поперек направления движения ворса щетки и 0,616 мкм — при измерении вдоль него) по сравнению с гальваническим хромовым покрытием после абразивной финишной обработки (Ra = 0,196 мкм). Установлено, что коэффициент трения зависит от направления перемещения относительно технологической текстуры и давления в контакте: при 1 МПа более низкий коэффициент трения обеспечивает движение вдоль текстуры, а при 5 МПа минимальные значения коэффициента трения получены при направлении 90° к текстуре. При оценке возможности применения плакированных хромсодержащих покрытий в узлах с эластомерными уплотнительными элементами следует учитывать не только уровень шероховатости, но и ориентацию технологической текстуры и начальное сопротивление перемещению после остановки под нагрузкой.

***Ключевые слова**: электродеформационное плакирование гибким инструментом, хромсодержащее покрытие, технологическая текстура, резиновое контртело, коэффициент трения, граничная смазка, шероховатость, микрорельеф*

Введение. Гальваническое хромирование широко применяют для повышения износостойкости, снижения коэффициента трения и защиты рабочих поверхностей деталей машин от коррозионного воздействия. Вместе с тем процессы электролитического хромирования связаны с применением соединений шестивалентного хрома, представляющих экологическую и санитарно-гигиеническую опасность [1]. В связи с этим актуальной задачей остается разработка альтернативных способов формирования хромсодержащих покрытий, способных обеспечить требуемые функциональные свойства поверхностного слоя без применения традиционных процессов гальванического хромирования.

Одним из таких направлений является деформационное и электродеформационное плакирование гибким инструментом (ДПГИ и ЭДПГИ соответственно) [2, 3]. Ранее была показана возможность формирования хромсодержащих покрытий при использовании проволочных щеток из нержавеющей стали [4]. Однако при деформационном плакировании без электрического воздействия толщина и сплошность формируемого слоя были ограничены, что потребовало интенсификации процесса переноса материала-донора. Для повышения эффективности формирования покрытия было применено электрическое воздействие в контакте «щетка – донор» [3]. Электроактивация зоны контакта способствовала активации процесса отделения и переноса частиц хрома с материала-донора и позволила формировать хромсодержащие покрытия с более развитым поверхностным слоем. При этом покрытие имело гетерогенный состав, включающий материал хромового донора, стальной основы и проволочного ворса щетки [5, 6].

Триботехнические свойства таких покрытий ранее исследовали при трении без смазочного материала и в условиях граничной смазки. Для покрытия, сформированного с использованием донора состава «хром – УДАГ», при испытаниях без смазки коэффициент трения составлял 0,35, что близко к значению 0,37 для гальванического хромового покрытия; при этом пары с покрытием «хром – УДАГ» и гальваническим хромовым покрытием имели минимальные и практически одинаковые значения весового износа [7]. В условиях граничного трения в контакте с резиновым контртелом механически необработанные и полированные ЭДПГИ-покрытия характеризовались коэффициентом трения 0,025–0,050, тогда как для шлифованных и полированных гальванических хромовых покрытий он составлял 0,224–0,275 [8].

Наряду с триботехническими характеристиками ранее была оценена коррозионная стойкость хромсодержащих ЭДПГИ-покрытий. При испытаниях в 3-процентномном водном растворе NaCl первые очаги коррозии появлялись через 25 мин на образце без покрытия и через 40–50 мин на образцах с ЭДПГИ-покрытиями, тогда как на гальваническом хромовом покрытии после 120 мин выдержки видимые очаги коррозии не обнаружены [9].

Таким образом, из результатов предыдущих исследований очевидно, что ЭДПГИ-покрытия представляют интерес прежде всего для деталей узлов трения, работающих в условиях смазки и при ограниченном воздействии агрессивных сред, как, например, контакты твер-

дых хромсодержащих поверхностей с эластомерными уплотнительными элементами, применяемыми в гидравлических и пневматических устройствах. Для подобных пар трения существенны не только установившиеся значения коэффициента трения, но и сопротивление начальному перемещению после остановки под нагрузкой.

Для контактов резины с твердой поверхностью в условиях смазки существенное значение может иметь анизотропия микрорельефа [10]. Однако для хромсодержащих покрытий, сформированных методом ЭДПГИ, этот вопрос требует отдельной оценки, поскольку их технологическая текстура формируется в результате кинематики обработки, механического воздействия проволочного ворса щетки и переноса материала-донора на стальную основу. При движении вдоль следов обработки, поперек и под углом к ним характер взаимодействия эластомерного материала с выступами и впадинами поверхности может различаться, что способно влиять как на установившийся коэффициент трения, так и на начальное сопротивление перемещению после выдержки под нагрузкой. Поэтому исследование влияния направления трения относительно технологической текстуры ЭДПГИ-покрытия на его триботехническое поведение в контакте с резиновым контртелом остается актуальным.

Цель работы заключалась в оценке влияния ориентации технологической текстуры хромсодержащих ЭДПГИ-покрытий на коэффициент трения при различных давлениях и направлениях перемещения относительно текстуры покрытия, а также начальный коэффициент трения после выдержки пары трения под нагрузкой, в контакте покрытия с резиновым контртелом в условиях граничной смазки.

Методика исследований. В качестве исследуемых образцов использовали пластины размером 70×70 мм из стали 45 с хромсодержащими ЭДПГИ-покрытиями и гальваническим хромовым покрытием, полученным по типовой технологии и подвергнутым абразивной финишной обработке. Гальваническое хромовое покрытие рассматривали как сравнительную базу, соответствующую традиционной хромированной поверхности после механической доводки.

Хромсодержащие ЭДПГИ-покрытия формировали с использованием проволочной щетки фирмы Osborn из нержавеющей стали диаметром 200 мм и шириной 30 мм. Материалом-донором служил компактированный брусок из чистого хрома, полученный методом порошковой металлургии. Обработку выполняли на шлифовальном станке при возвратно-поступательном перемещении образца с продольной подачей. Электрическое напряжение подавали в зону контакта проволочного ворса щетки с материалом-донором, после чего частицы закреплялись на поверхности стальной основы при механическом воздействии проволочного ворса щетки.

После обработки пластины разделяли электроэрозионной резкой на образцы для установки в крепежное приспособление трибометра. Рабочая поверхность покрытия после разрезки дополнительной механической обработке не подвергалась.

При испытаниях образцы ориентировали так, чтобы прямолинейное возвратно-поступательное перемещение резинового контртела происходило под заданным углом к следам обработки (рисунок 1): вдоль преобладающего направления текстуры (0°), под углом 45° к нему и поперек текстуры (90°).

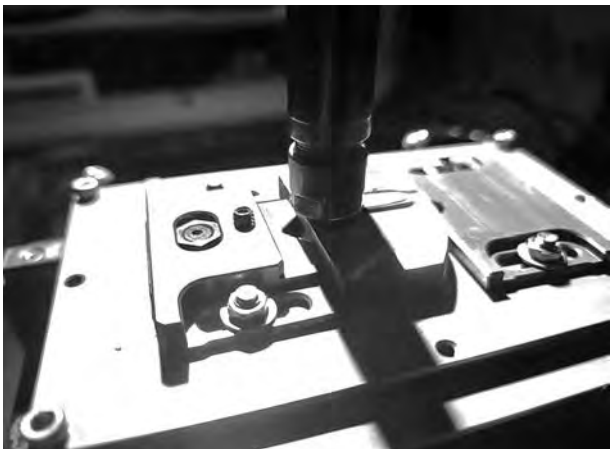


Рисунок 1 — Схема зоны триботехнических испытаний при возвратно-поступательном перемещении резинового контртела по поверхности образца с покрытием

Микрорельеф поверхности покрытий исследовали методом бесконтактной оптической трехмерной профилометрии в режиме конфокального сканирования. Дополнительно параметры шероховатости оценивали контактным профилометрическим методом на приборе Perthometer M2. Длина трассы составляла 17,50 мм, базовая длина — 2,50 мм. Для плакированного покрытия профили снимали вдоль и поперек направления движения ворса щетки; в качестве сравнительной поверхности использовали гальваническое хромовое покрытие после абразивной финишной обработки.

Триботехнические испытания проводили на многофункциональном трибометре MFT-5000 по схеме возвратно-поступательного перемещения образца с покрытием относительно неподвижного резинового контртела. В качестве контртела использовали фрагменты резинового уплотнительного кольца круглого сечения по ГОСТ 18829-2017 [11] из резины группы 4. Из кольца нарезали фрагменты длиной 15 мм, которые закрепляли в специальном приспособлении, после чего рабочую торцевую поверхность контртела притирали к поверхности покрытия с последовательным применением листового абразива Р240, Р600 и Р1000. После притирки вылет резинового фрагмента из приспособления составлял 1,5–2 мм.

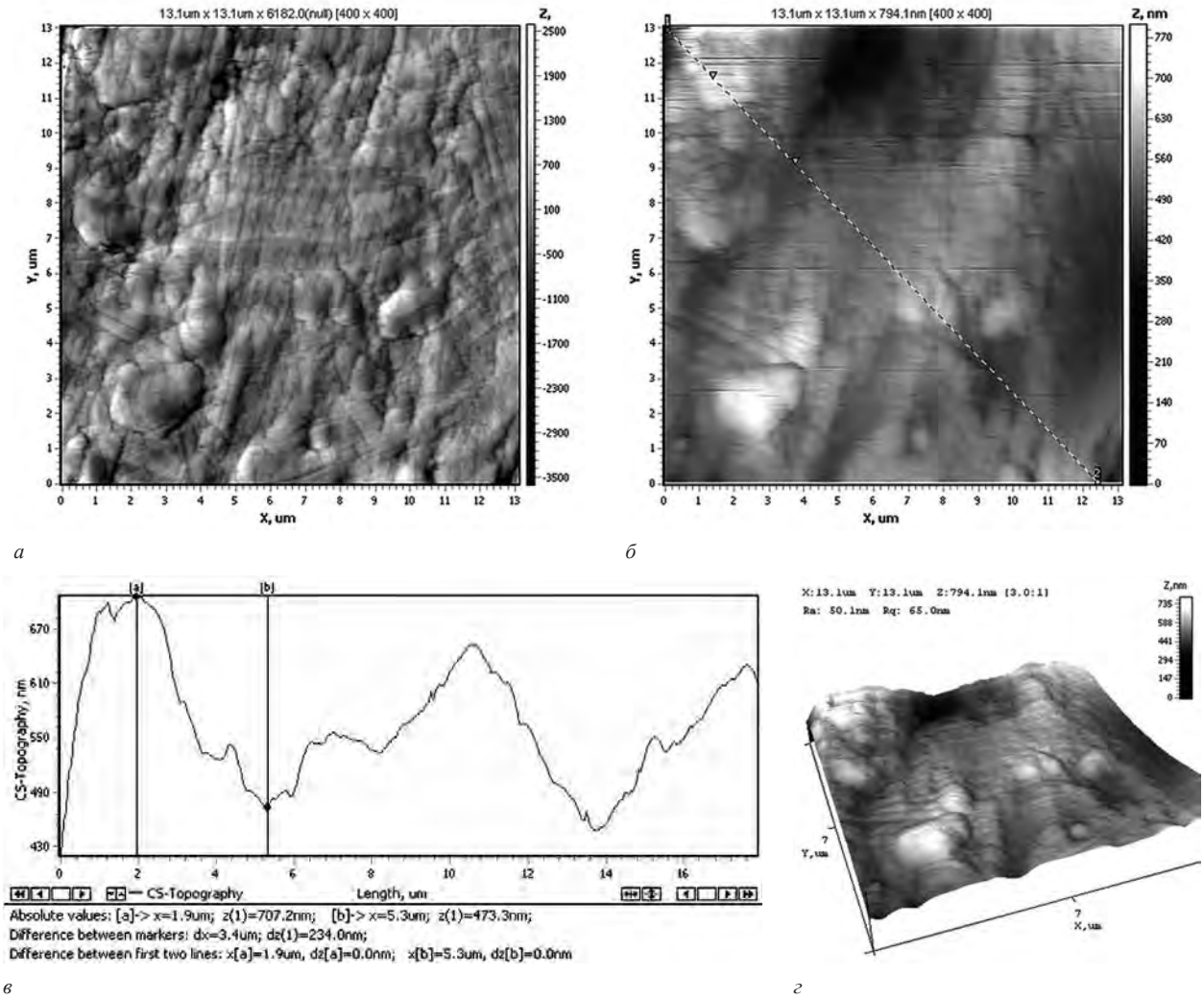
Испытания выполняли при нагрузках 26, 66 и 132 Н, что в принятой методике соответствовало контактным давлениям 1, 2,5 и 5 МПа. Амплитуда возвратно-поступательного перемещения составляла 20 мм. Частота перемещения на разных этапах составляла 1 и 5 Гц. В качестве смазочного материала применяли индустриальное масло И-40А, предварительно наносимое на поверхность трения; масляная ванна не применялась. Программа испытаний включала предварительную выдержку пары трения под заданной нагрузкой в течение 10 мин. Затем последовательно выполняли четыре этапа перемещения: при частоте 1 Гц в течение 0,85 мин; 5 Гц — 3,35 мин; 1 Гц — 0,85 мин; 5 Гц — 10,05 мин. После четвертого этапа выполняли повторную выдержку под нагрузкой в течение 10 мин, после чего проводили пятый этап при частоте 1 Гц в течение 0,85 мин.

По результатам испытаний определяли коэффициент трения. Для анализа установившегося режима использовали средние значения на втором и четвертом этапах испытаний, соответствующих частоте 5 Гц. Сопротивление начальному перемещению после выдержки

под нагрузкой оценивали по максимальному начальному значению коэффициента трения, фиксируемому по графику в момент начала движения на первом и пятом этапах. В настоящей работе этот показатель обозначен $\mu_{пок}$ и рассматривается как условная характеристика страгивания после выдержки пары трения под нагрузкой.

Результаты исследований и их обсуждение. Поверхность хромсодержащего покрытия после ЭДПГИ имеет неоднородную направленную текстуру (рисунок 2 *а–г*). На карте высот видны локальные выступы и впадины, вытянутые следы обработки и участки пластически перемещенного материала. Топография покрытия отличается от регулярных абразивных рисок: рельеф имеет более плавный бугристый характер. По профилю микрорельефа локальный перепад между отмеченными точками составляет около 234 нм на длине 3,4 мкм; по трехмерному представлению участка 13,1×13,1 мкм значения *Ra* и *Rq* составляют около 50 и 65 нм соответственно. Интегральная оценка профиля на большей длине трассы, выполненная контактным профилометрическим методом, приведена в таблице 1.

Сопоставление параметров шероховатости, приведенных в таблице 1, показывает, что плакированное покрытие имеет более развитый микрорельеф, чем



а *б* *в* *г*

Рисунок 2 — Топография поверхности хромсодержащего ЭДПГИ-покрытия: *а* — карта высот; *б* — участок поверхности с линией профиля; *в* — профиль микрорельефа; *г* — трехмерное представление поверхности

Таблица 1 — Параметры шероховатости исследуемых покрытий по данным Perthometer M2

Поверхность и направление измерения	*Ra*, мкм	*Rq*, мкм	*Rz*, мкм	*Rt*, мкм	*Rpk*, мкм	*Rk*, мкм	*Rvk*, мкм	*RPc*, 1/см	*RSm*, мкм
Гальваническое хромовое покрытие после абразивной обработки	0,196	0,249	1,64	1,92	0,20	0,51	0,34	121	100
Плакированное покрытие, профиль поперек движения ворса щетки	0,563	0,726	4,56	5,77	1,06	1,62	0,56	153	135
Плакированное покрытие, профиль вдоль движения ворса щетки	0,616	0,816	5,02	5,95	1,25	1,79	0,86	110	218

гальваническое хромовое покрытие после абразивной финишной обработки. Более высокие значения *Rz*, *Rt* и *Rpk* указывают на большую выраженность выступающих элементов профиля, а увеличение *Rvk* — на наличие более развитых впадин. Различие продольного и поперечного профилей плакированного покрытия проявляется прежде всего в шаговых характеристиках: поперечный профиль характеризуется более частым чередованием неровностей, тогда как продольный имеет более протяженный характер. Полученные данные подтверждают, что плакированное покрытие нельзя оценивать только по среднему параметру шероховатости *Ra*. При контакте с резиновым контртелом существенными становятся форма и шаг неровностей, а также ориентация технологической текстуры относительно направления перемещения.

Средние значения коэффициента трения на этапах с частотой 5 Гц приведены в таблице 2. Второй этап отражает поведение пары после первоначального выхода на режим, а четвертый этап — более длительное движение после предварительных циклов приработки (рисунок 3).

Сопоставление средних значений коэффициента трения показывает, что влияние ориентации технологической текстуры зависит от контактного давления. При давлении 1 МПа движение резинового контртела вдоль текстуры сопровождалось меньшим коэффициентом трения, чем движение поперек нее: на четвертом этапе 0,080 и 0,120 соответственно. Это согласуется с параметрами профиля: при поперечном перемещении контртело пересекает большее число неровностей на единице длины, что может увеличивать сопротивление движению.

При увеличении давления картина изменялась. При 5 МПа минимальные значения коэффициента трения для плакированного покрытия получены при направлении 90° к технологической текстуре: 0,024 на втором и 0,022 на четвертом этапах. Следовательно, поперечная ориентация текстуры не является однозначно неблагоприятной. Вероятно, при повышенном давлении возрастает фактическая площадь контакта резины с покрытием, происходит приработка выступающих элементов рельефа и перераспределение масла в микровпадинах поверхности. В результате рельеф, который при меньшем давлении повышал сопротивление движению, при большем давлении мог способствовать стабилизации смазочного слоя и снижению коэффициента трения.

Таблица 2 — Средние значения коэффициента трения на этапах испытаний при частоте 5 Гц

Покрытие и направление трения	Давление, МПа	Этап 2, среднее	Этап 4, среднее
Гальваническое хромовое покрытие	1,0	0,050	0,053
	2,5	0,045	0,040
	5,0	0,025	0,045
Плакированное покрытие, 0°	1,0	0,085	0,080
	2,5	0,060	0,055
	5,0	0,050	0,040
Плакированное покрытие, 45°	1,0	0,220	0,080
	2,5	0,095	0,095
	5,0	0,115	0,09–0,10
Плакированное покрытие, 90°	1,0	0,145	0,120
	2,5	0,090	0,080
	5,0	0,024	0,022

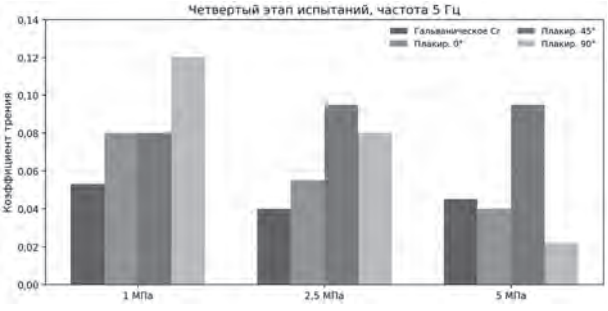


Рисунок 3 — Средние значения коэффициента трения гальванического хромового покрытия и плакированных хромсодержащих покрытий на четвертом этапе испытаний при частоте 5 Гц

Направление 45° характеризовалось наиболее неравномерным поведением. При давлении 1 МПа на втором этапе коэффициент трения составлял 0,220, тогда как на четвертом этапе снижался до 0,080. Такой результат можно связать со смешанным характером контакта: резиновое контртело одновременно перемещается вдоль части элементов текстуры и пересекает другие элементы под углом. Поэтому направление 45° следует рассматривать как промежуточный режим, менее устойчивый по сравнению с движением вдоль или поперек выраженной текстуры.

Сопротивление начальному перемещению после выдержки под нагрузкой оценивали по начальному коэффициенту трения $\mu_{пок}$, фиксируемому по графику в момент начала движения. Дополнительно учитывали значение коэффициента трения после приработки $\mu_{пр}$ на соответствующем этапе, а также начальный коэффициент трения после выдержки под нагрузкой $\mu_{нач}$, характеризующий сопротивление началу движения после остановки пары трения. Этот показатель особенно важен для контактов с эластомерными элементами, поскольку во время выдержки возможны деформация резины, увеличение фактической площади контакта и частичное вытеснение масла из зоны трения. Первый и пятый этапы начинались после выдержки пары трения под нагрузкой, тогда как третий этап выполнялся после предшествующего движения без длительной остановки. Поэтому значения на третьем этапе использовали как сравнительный уровень для оценки влияния выдержки на начальный коэффициент трения (таблица 3, рисунок 4).

Как видно из таблицы 3 и рисунка 4, при давлении в 1 МПа для плакированного покрытия наименьшие значения $\mu_{пок}$ после первой и повторной выдержки получены при направлении 0° к технологической текстуре: 0,250 и 0,310 соответственно. При направлении 90° эти значения были выше и составляли 0,350 и 0,400. Следовательно, при малом давлении движение вдоль текстуры сопровождалось меньшим сопротивлением страгиванию, чем движение поперек нее.

При давлении 5 МПа соотношение между направлениями изменялось. После повторной выдержки значение $\mu_{пок}$ составляло 0,170, 0,180 и 0,155 для направлений 0°, 45° и 90° соответственно. Следовательно, при повышенном давлении поперечная ориентация текстуры не приводила к увеличению начального коэффициента трения, что согласуется с минимальными значениями уста-

Таблица 3 — Значения коэффициента трения на этапах 1, 3 и 5

Покрытие и направление	Давление, МПа	Этап 1		Этап 3		Этап 5	
		$\mu_{пок}$	$\mu_{пр}$	$\mu_{нач}$	$\mu_{пр}$	$\mu_{пок}$	$\mu_{пр}$
Гальваническое хромовое покрытие	1,0	0,320	0,070	0,080	0,070	0,470	0,090
	2,5	0,190	0,150	0,165	0,155	0,215	0,140
	5,0	0,200	0,050	0,060	0,055	0,085	0,035
Плакированное покрытие, 0°	1,0	0,250	0,210	0,245	0,240	0,310	0,225
	2,5	0,160	0,120	0,135	0,115	0,180	0,120
	5,0	0,250	0,110	0,105	0,090	0,170	0,085
Плакированное покрытие, 45°	1,0	0,270	0,170	0,160	0,150	0,270	0,160
	2,5	0,220	0,170	0,170	0,155	0,260	0,160
	5,0	0,290	0,130	0,143	0,120	0,180	0,120
Плакированное покрытие, 90°	1,0	0,350	0,290	0,320	0,270	0,400	0,280
	2,5	0,290	0,195	0,225	0,175	0,280	0,190
	5,0	0,225	0,055	0,060	0,050	0,155	0,050

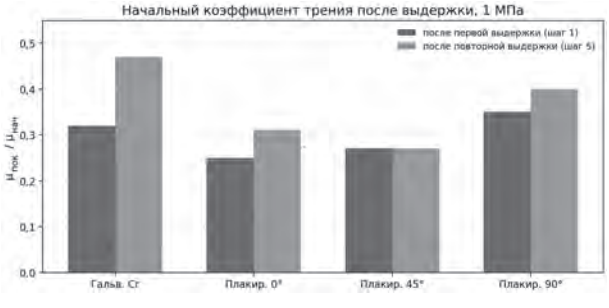


Рисунок 4 — Начальный коэффициент трения после первой и повторной выдержки под нагрузкой при давлении 1 МПа

новившегося коэффициента трения, полученными для направления 90° на втором и четвертом этапах испытаний.

Полученные результаты показывают, что ориентация технологической текстуры не может оцениваться отдельно от контактного давления. При 1 МПа более благоприятным оказалось движение вдоль текстуры, поскольку оно сопровождалось меньшими значениями установившегося и начального коэффициента трения. При 5 МПа минимальные значения коэффициента трения получены при поперечной ориентации. Следовательно, при практическом применении плакированных хромсодержащих покрытий направление следов обработки следует назначать с учетом режима работы пары трения, прежде всего — уровня контактного давления и наличия остановок под нагрузкой.

Заключение. Хромсодержащее покрытие, сформированное ЭДПГИ, имеет направленный микрорельеф, связанный с кинематикой обработки и воздействием проволочного ворса щетки. При этом для контакта с резиновым контртелом определяющее значение имеют не только средние высотные параметры шероховатости, но и форма микронеровностей, их шаговые характеристики, направленность технологической текстуры и условия смазывания. Технологическая текстура плакированного покрытия должна учитываться при оценке контакта покрытия с резиновым контртелом, так как в зависимости от контактного давления ориентация технологической текстуры может снижать или повышать коэффициент трения.

Начальный коэффициент трения после выдержки под нагрузкой также зависит от ориентации текстуры и давления, что указывает на необходимость оценки плакированных покрытий не только по установившемуся коэффициенту трения, но и по сопротивлению начальному перемещению после остановки пары под нагрузкой.

Полученные результаты позволяют рассматривать хромсодержащие покрытия, сформированные ЭДПГИ, как перспективный вариант для дальнейшего применения в деталях узлов трения, работающих в условиях смазки, в том числе в деталях гидроцилиндров металлорежущих станков, сопряженных с эластомерными уплотнительными элементами. При этом направление технологической текстуры следует рассматривать как управляемый технологический фактор, влияющий на установившийся коэффициент трения и сопротивление страгиванию.

Для обоснования практического применения таких покрытий необходимы дополнительные исследования, связанные с последующей финишной обработкой плакированной поверхности, направленной на снижение высоты выступающих элементов профиля при сохранении микровпадин, способных удерживать смазочный материал, а также на установление рационального сочетания толщины покрытия, параметров финишной обработки, маслоудерживающей способности и направления технологической текстуры, что позволит перейти от оценки исходной плакированной поверхности к формированию требований к рабочей поверхности покрытия для узлов с возвратно-поступательным движением и эластомерными уплотнительными элементами.

Список литературы

1. Costa, M. Toxicity and carcinogenicity of Cr(VI) in animal models and humans / M. Costa // Critical Reviews in Toxicology. — 1997. — Vol. 27, no. 5. — P. 431–442. — DOI: https://doi.org/10.3109/10408449709078442.
2. Формирование покрытий деформационным плакированием с подачей электрического напряжения / М.А. Леванцевич, Н.Н. Максимченко, В.К. Шелег [и др.] // Перспективные материалы и технологии: материалы Междунар. симп., Витебск, 22–26 мая 2017 г.: в 2 ч. / Витеб. гос. технолог. ун-т; под ред. В.В. Рубаника. — Витебск, 2017. — Ч. 1— С. 183–186.

3. Леванцевич, М.А. Особенности контактного взаимодействия щетки с материалом покрытия при деформационном плакировании с электрическим полем / М.А. Леванцевич, Е.В. Пилипчук, Н.Н. Максимченко // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2017. — Вып. 6. — С. 359–362.
4. Выбор материала ворса проволочной щетки для формирования хромовых покрытий методом деформационного плакирования / М.А. Леванцевич, Н.Н. Максимченко, Е.В. Пилипчук, Л.Л. Сотник // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2020. — Вып. 9. — С. 261–264.
5. Формирование гетерогенных покрытий на основе хрома деформационным плакированием гибким инструментом / М.А. Леванцевич, Н.Н. Максимченко, В.К. Шелег [и др.] // Актуальные проблемы прочности: монография / под ред. В.В. Рубаника. — Молодечно: Победа, 2020. — С. 116–132.
6. Структура и триботехнические свойства хромовых покрытий, сформированных электродеформационным плакированием гибким инструментом / В.К. Шелег, М.А. Леванцевич, Е.В. Пилипчук, С.М. Назаров // Наука и техника. — 2019. — Т. 18, № 5. — С. 359–368. — DOI: https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-5-359-368.
7. Износостойкость легированных хромовых покрытий, сформированных способом деформационного плакирования с электрическим напряжением / М.А. Леванцевич, Е.В. Пилипчук, В.К. Шелег, В.Н. Калач // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2017. — Вып. 6. — С. 343–345.
8. Особенности фрикционного взаимодействия хромовых покрытий с резиновым контртелом в условиях граничного трения / М.А. Леванцевич, Е.В. Пилипчук, В.Н. Калач, А.В. Дудан // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. — 2019. — № 3. — С. 65–71.
9. Коррозионная стойкость электродеформационно плакированных хромовых покрытий / М.А. Леванцевич, Е.В. Пилипчук, А.В. Кушнеров, П.Г. Сухоцкий // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2019. — Вып. 8. — С. 336–339.
10. Influence of anisotropic surface roughness on lubricated rubber friction: extended theory and an application to hydraulic seals / M. Scaraggi, J. Angerhausen, L. Dorogin [et al.] // Wear. — 2018. — Vol. 410–411. — P. 43–62. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.wear.2018.02.023.
11. Кольца резиновые уплотнительные круглого сечения для гидравлических и пневматических устройств. Технические условия: ГОСТ 18829-2017. — Введ. 01.07.2018. — Мн.: Госстандарт Республики Беларусь, 2019. — 29 с.

Pilipchuk Ye.V., Maksimchenko N.N., Orda D.V., Kovaliova S.A.

Influence of the orientation of the technological texture of chrome-containing coatings formed by electrodeformation cladding with a flexible tool on the coefficient of friction in contact with a rubber counterbody

The article presents the results of tribological tests of chromium-containing coatings formed by electrodeformation cladding with a flexible tool under conditions of reciprocating movement of a rubber counterbody over the surface of the samples with boundary lubrication with I-40A industrial oil. It is shown that the clad coating has a more developed and directional microrelief (Ra = 0.563 μm when measured across the direction of movement of the brush bristles and 0.616 μm when measured along it) compared to the galvanic chrome coating after abrasive finishing (Ra = 0.196 μm). It is established that the friction coefficient depends on the direction of movement relative to the technological texture and the contact pressure: at 1 MPa, a lower friction coefficient ensures movement along the texture, and at 5 MPa, the minimum friction coefficient values are obtained at a direction of 90° to the texture. When assessing the feasibility of using chromium-containing clad coatings in assemblies with elastomeric sealing elements, not only the roughness level but also the orientation of the technological texture and the initial resistance to movement after stopping under load should be taken into account.

Поступила в редакцию 29.06.2026.

УДК 621.795:544

Д.В. ЗИНЕВИЧ; С.Н. КАРЗАН; В.А. МАНКЕВИЧ
Физико-технический институт НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ СПЛАВОВ АЛЮМИНИЯ

Исследованы физико-химические свойства конверсионных оксидных пленок, формируемых на листовом алюминиевом сплаве АД1Н в растворе химического оксидирования хроматного типа. С помощью растровой электронной микроскопии изучена эволюция морфологии поверхности покрытий при продолжительности обработки 15, 30, 60 и 120 с. Установлено, что с ростом времени оксидирования оксидный слой проходит стадии от несплошных зародышей через формирование однородной мелкогубчатой структуры к развитой дефектной морфологии с глубокими трещинами и потерей адгезии. Методом спектроскопии электрохимического импеданса в диапазоне частот 49–61 Гц проведена оценка барьерных свойств покрытий. Показано, что модуль импеданса оксидированных образцов лежит в пределах 460–620 мОм, а характер частотных зависимостей напрямую связан с неоднородностью и дефектностью оксидного слоя. По совокупности структурных и электрохимических данных определен оптимальный интервал оксидирования (30–60 с), обеспечивающий формирование сплошного, однородного покрытия со стабильными защитными характеристиками. Продемонстрирована применимость низкочастотной импедансной спектроскопии как неразрушающего метода экспресс-контроля качества конверсионных оксидных покрытий на алюминии.

***Ключевые слова**: алюминиевый сплав АД1Н, химическое оксидирование, хроматирование, конверсионное покрытие, оксидная пленка, морфология поверхности, растровая электронная микроскопия, спектроскопия электрохимического импеданса, коррозионная стойкость, неразрушающий контроль*

Алюминий и сплавы на его основе благодаря уникальному сочетанию малой плотности, высокой удельной прочности, хорошей электро- и теплопроводности являются одними из важнейших конструкционных материалов, широко применяемых в авиа- и ракетостроении, автомобильной промышленности, электротехнике, теплообменной аппаратуре и производстве товаров народного потребления [1]. Однако естественная оксидная пленка, образующаяся на поверхности алюминия на воздухе, не обеспечивает надежной защиты в условиях реальной эксплуатации, особенно в присутствии агрессивных ионов, в первую очередь хлоридов. Алюминий и его сплавы подвержены питтинговой и межкристаллитной коррозии, что требует применения дополнительных методов поверхностной обработки [2, 3].

Среди многообразия способов защиты — анодирование, лакокрасочные покрытия, золь-гель обработка — особое место занимают конверсионные химические покрытия, формируемые непосредственно на поверхности металла в результате контролируемого взаимодействия с технологическим раствором [4]. Такие покрытия обладают рядом преимуществ: простота реализации, низкая стоимость, возможность обработки деталей сложной формы и отсутствие значительного изменения геометрических размеров изделий. Для алюминия и его сплавов одним из наиболее распространенных и технологически освоенных методов является химическое оксидирование в хроматных растворах — так называемое хроматирование [4].

Наилучшей защитной способностью характеризуются покрытия, полученные в растворах на основе хромовой кислоты и фторидов [5–7]. В результате взаимодействия алюминия с компонентами хроматного раствора на поверхности формируется тонкая пленка, которая, как показано методами рентгеновской фотоэлектронной спектроскопии, представляет собой смесь гидратированного оксида хрома (III), оксида алюминия и хромат-ионов Cr(VI) [8]. Основные функции таких покрытий — обеспечение умеренной коррозионной защиты, сохранение низкого переходного электрического сопротивления, создание надежной адгезионной основы для последующего нанесения лакокрасочных или полимерных слоев [8].

Качество и защитная способность хроматных конверсионных слоев существенно зависят от состава раствора и параметров обработки — температуры, pH, концентрации фторид-ионов, длительности процесса [9]. При этом морфология, толщина и дефектность покрытия (пористость, трещиноватость) напрямую определяют его барьерные свойства. Для количественной оценки защитной эффективности таких пленок наиболее информативным неразрушающим методом является спектроскопия электрохимического импеданса [10]. Этот метод позволяет разделить вклады сопротивления в порах, сопротивления переноса заряда и емкости барьерного слоя в общий импедансный отклик, а также отслеживать изменения защитных свойств покрытия во времени [11, 12]. Как показано в работах по исследованию хроматных конверсионных покрытий на алюминиевых сплавах, анализ импедансных спектров дает возможность установить четкие корреляции между условиями формирования покрытия, его микроструктурой и коррозионной стойкостью [13, 14].

Несмотря на значительное количество работ по отдельным аспектам хроматирования алюминия, систематические исследования, в которых на единой методической основе изучались бы микроструктурная эволюция и импедансные характеристики оксидных пленок, формируемых при варьировании времени обработки в хроматных растворах конкретного состава, ограничены.

Материалы и методы исследования. В качестве объекта исследования использовали листовой алюминиевый сплав АД1Н (ГОСТ 4784-2019) толщиной 1,0 мм, соответствующий техническому алюминию с содержа-

нием его не менее 99,5 масс.%. Образцы имели форму прямоугольных пластин размером 30×20×1 мм.

Химическое обезжиривание проводили в щелочном растворе, содержащем 25–35 г/л тринатрийфосфата ($Na_3PO_4 \cdot 12H_2O$), 25–100 г/л кальцинированной соды (Na_2CO_3) и 20–30 г/л едкого натра (NaOH). Обработку выполняли при температуре 50–70 °С в течение 1,0–1,5 мин. После обезжиривания образцы промывали горячей водопроводной водой при 70–90 °С в течение 0,5–1,0 мин, а затем холодной водопроводной водой при комнатной температуре в течение 0,5–1,0 мин.

Для удаления остаточных загрязнений и активации поверхности проводили осветление в растворе азотной кислоты концентрацией 300–400 г/л при температуре 15–30 °С в течение 0,5–1,0 мин. После осветления образцы повторно промывали холодной водопроводной водой в течение 0,5–1,0 мин. Химическое оксидирование (хроматирование) проводили в растворе следующего состава, г/л: ангидрид хромовый (CrO_3) — 5–8; калий фтористый (KF) — 1,5–2,0; калий железосинеродистый ($K_3[Fe(CN)_6]$) — 0,5–1,0.

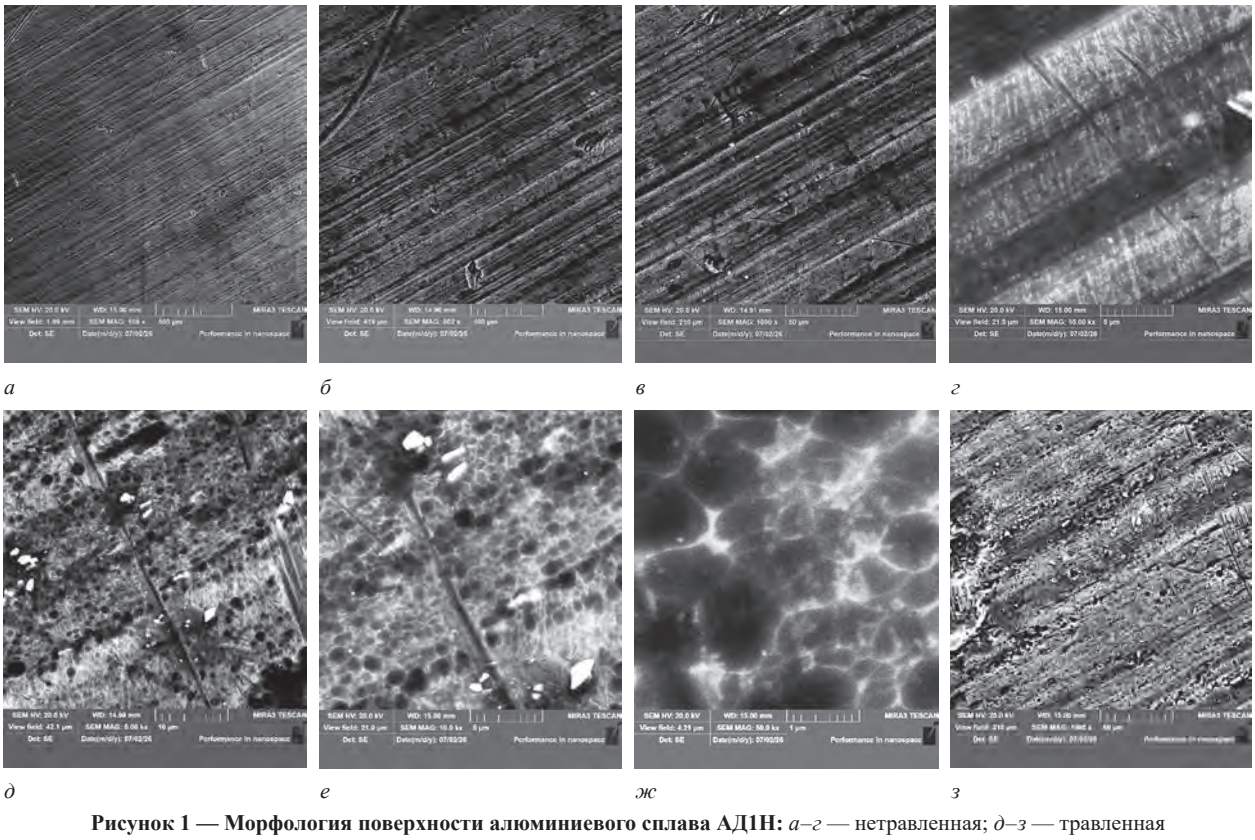
Раствор готовили на дистиллированной воде, последовательно растворяя компоненты при перемешивании. Оксидирование выполняли при комнатной температуре (20 ± 2 °С) без принудительного перемешивания. Образцы погружали в раствор на время 15, 30, 60 и 120 с, что соответствовало различной продолжительности формирования оксидной пленки. После заданной выдержки образцы извлекали, тщательно промывали в проточной дистиллированной воде и сушили на воздухе при 60 °С в течение 30 мин.

Исследование морфологии и микроструктуры поверхности покрытий осуществляли на растровом электронном микроскопе VEGA/TESCAN (Япония). Состав покрытий определяли методом рентгенофлуоресцентного энергодисперсионного анализа на спектрометре SPECTRO XEPOS модели XEPOS 03 STD Gas (Германия).

Результаты и обсуждение. На рисунке 1 представлены микрофотографии поверхности алюминиевого сплава АД1Н, полученные методом растровой электронной микроскопии в режиме вторичных электронов. Изображения разделены на две группы: *а–г* соответствуют поверхности в исходном (нетравленом) состоянии, *д–з* — после химического травления. Для каждой группы приведены снимки при различных увеличениях (от ×106 до ×10 000), что позволяет проследить морфологию как на макро-, так и на микроуровне.

На нетравленной поверхности (см. рисунок 1 *а–г*) отчетливо видны следы механической обработки — параллельные риски и царапины, оставшиеся после шлифовки и полировки (см. рисунок 1 *а* и *б*). При увеличении × 500 и ×1000 (см. рисунок 1 *в*, *г*) эти дефекты проявляются как линейные углубления, на дне которых наблюдаются мелкие частицы загрязнений и фрагменты оксидной пленки. Поверхность в целом выглядит гладкой, без выраженной зернистости; отдельные включения или вторичные фазы не идентифицируются из-за сплошного оксидного слоя, характерного для алюминиевых сплавов на воздухе.

После травления (см. рисунок 1 *д–з*) морфология поверхности кардинально изменяется. На общих видах при ×106 и ×500 (см. рисунок 1 *д*, *е*) исчезают следы механической обработки, поверхность приобретает равномерный ячеистый рельеф, характерный для избирательного растворения алюминиевой матрицы. При увеличении ×1000 (см. рисунок 1 *ж*) и ×10 000 (см. рисунок 1 *з*) четко проявляются границы зерен, которые выделяются в виде светлых линий или канавок — это результат более быстрого травления по границам из-за повышенной энергии дефектов. Внутри зерен наблюдается тонкая



а *б* *в* *г*

д *е* *ж* *з*

Рисунок 1 — Морфология поверхности алюминиевого сплава АД1Н: *а–г* — нетравленная; *д–з* — травленная

субзеренная структура, что свидетельствует о наличии дислокационных скоплений или микроблоков, характерных для деформированного состояния сплава АД1Н. Кроме того, на поверхности видны мелкие темные включения, которые могут соответствовать интерметаллидным частицам (например, $FeAl_3$ или $(Mn,Fe\ Al_6)$, устойчивым к действию травителя и выступающим над общим рельефом.

Сопоставление нетравленной и травленной поверхностей показывает, что химическое травление эффективно удаляет оксидный слой и механические дефекты, обнажая истинную микроструктуру сплава.

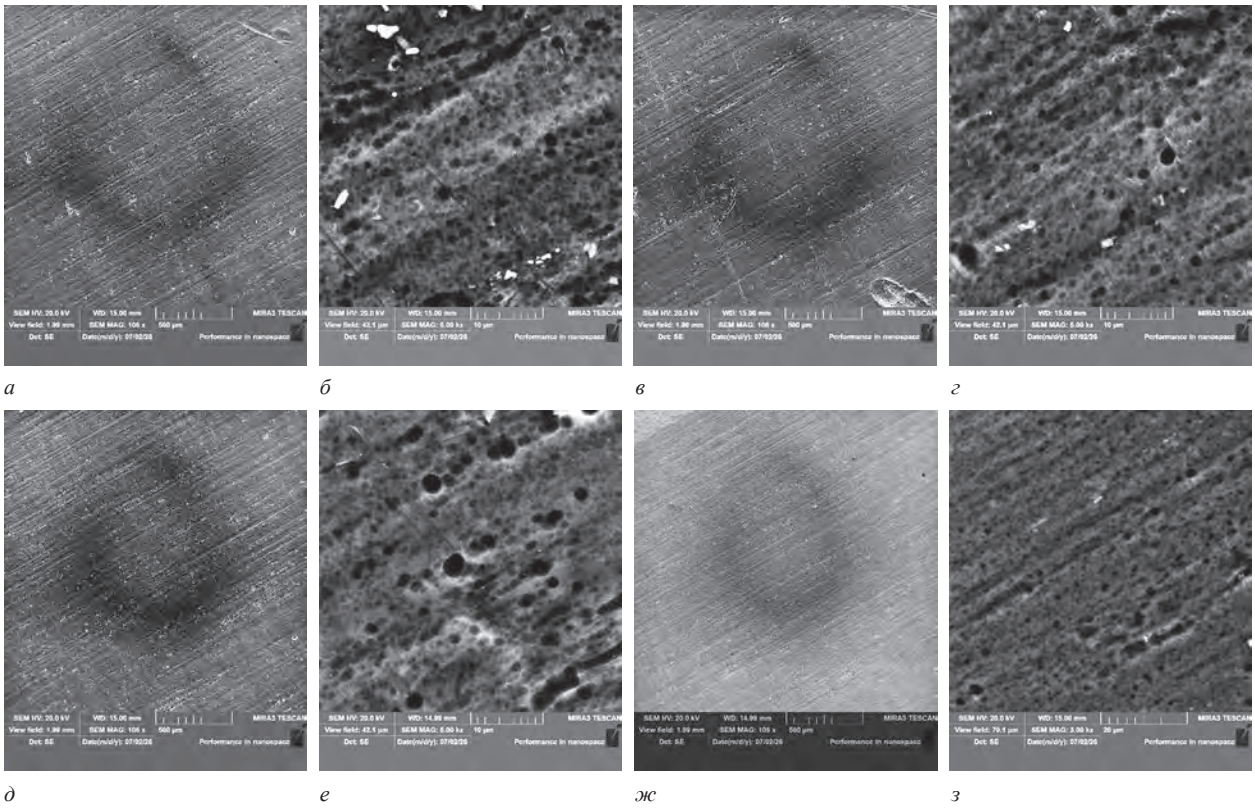
На рисунке 2 представлены микрофотографии поверхности алюминиевого сплава АД1Н после химического оксидирования в растворе при различной продолжительности обработки — 15, 30, 60 и 120 с. Изображения получены методом растровой электронной микроскопии в режиме вторичных электронов. Для каждого временного интервала приведены снимки при двух увеличениях: общий вид (увеличение ×106, поле зрения 1,99 мм, масштабный отрезок 500 мкм) и детальная структура (увеличение ×5000 для 15, 30 и 60 с; для ×3000 — 120 с с полем зрения 75,1 мкм, масштаб 20 мкм). Такой подход позволяет проследить эволюцию морфологии оксидного слоя на макро- и микроуровнях в зависимости от времени обработки.

При минимальной продолжительности оксидирования — 15 с (см. рисунок 2 *а*, *б*) — поверхность сохраняет следы предварительной механической обработки: параллельные риски и царапины, характерные для шлифовки. На общем виде (см. рисунок 2 *а*) рельеф остается гладким, без выраженных новообразований. При большем увеличении (см. рисунок 2 *б*) наблюдаются лишь отдельные мелкодисперсные включения, которые можно интерпретировать как начальные зародыши оксидной фазы. Оксидная пленка на этой стадии является тонкой и несплошной, что согласуется с коротким временем контакта с реакционным раствором.

Увеличение времени до 30 с (см. рисунок 2 *в*, *г*) приводит к заметному развитию оксидного слоя. На общем снимке (см. рисунок 2 *в*) следы механической обработки уже не столь отчетливы, поверхность становится матовой и более однородной. Детальное изображение (см. рисунок 2 *г*) выявляет формирование ячеистой или мелкогубчатой структуры, типичной для оксидов алюминия, получаемых химическим способом. Появляются первые микротрещины, что связано с возникновением внутренних напряжений в ходе роста и последующей сушки пленки. Оксидное покрытие становится сплошным, но его толщина еще невелика.

При 60-секундной обработке (см. рисунки 2 *д* и *е*) оксидный слой заметно утолщается и приобретает более развитый рельеф. На общем виде (см. рисунок 2 *д*) поверхность выглядит шероховатой, с чередованием темных и светлых участков, обусловленных неравномерностью толщины покрытия. При увеличении (см. рисунок 2 *е*) отчетливо проявляются поры и густая сетка микротрещин, охватывающая всю поверхность. Такая морфология характерна для толстых напряженных оксидных слоев, склонных к растрескиванию при сушке из-за усадки и разницы коэффициентов теплового расширения с подложкой.

Наибольшая продолжительность обработки — 120 с (см. рисунок 2 *ж*, *з*) — приводит к формированию наиболее грубого и дефектного покрытия. На общем снимке (см. рисунок 2 *ж*) поверхность становится резко неоднородной, наблюдаются участки отслоения и осыпания оксида, что свидетельствует о потере ад-



а *б* *в* *г*

д *е* *ж* *з*

Рисунок 2 — Морфология поверхности алюминиевого сплава АД1Н после обработки в растворе химического оксидирования: *а*, *б* — 15 с; *в*, *г* — 30 с; *д*, *е* — 60 с; *ж*, *з* — 120 с

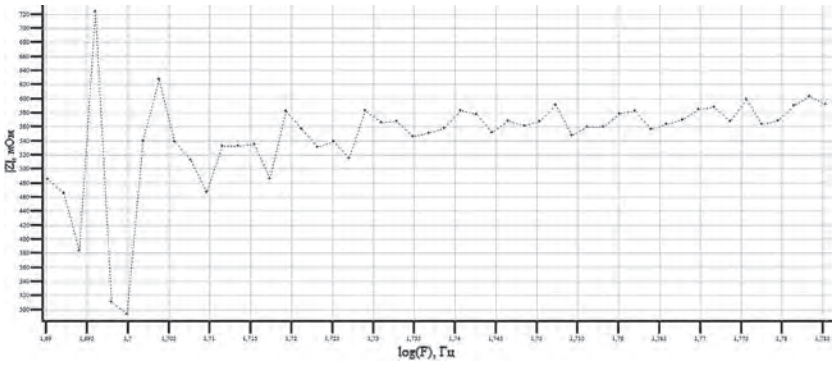
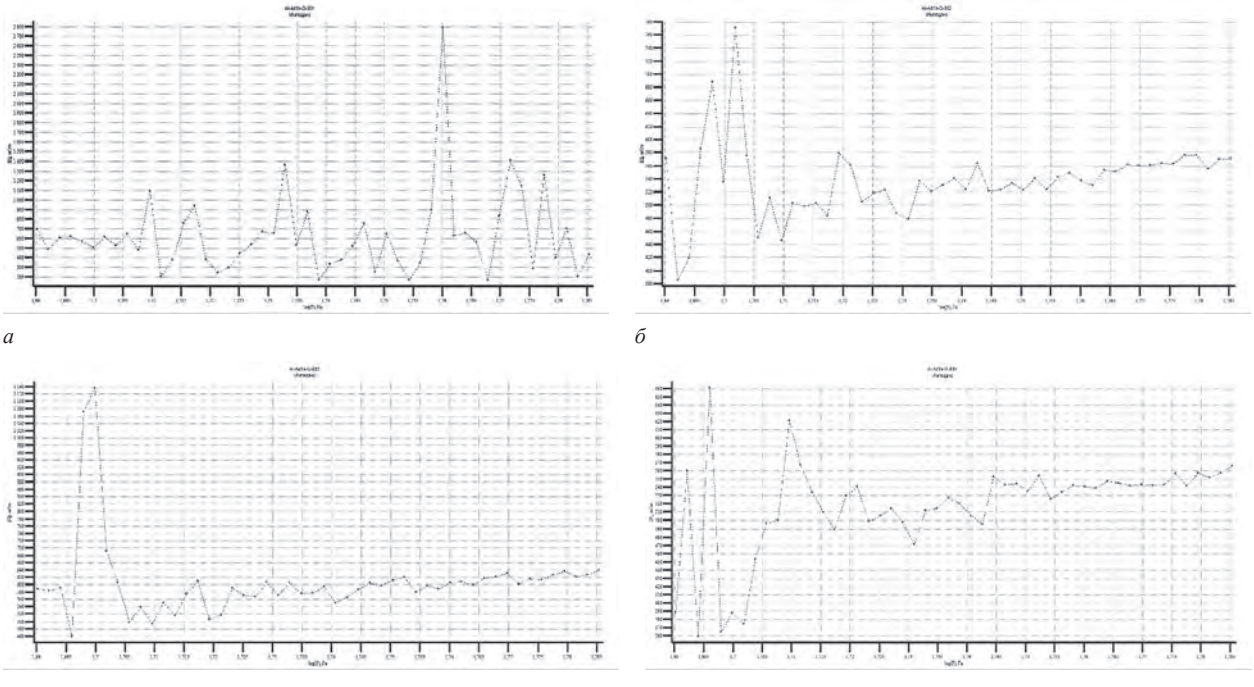


Рисунок 3 — График зависимости модуля импеданса от логарифма частоты при измерении поверхности алюминиевого образца марки АД1Н



а *б* *в* *г*

Рисунок 4 — Графики зависимости изменения модуля импеданса поверхности алюминия марки АД1Н от времени выдержки в растворе для электропроводного химического оксидирования: *а* — 15 с; *б* — 30 с; *в* — 60 с; *г* — 120 с

гезии вследствие чрезмерной толщины. При детальном рассмотрении (см. рисунок 2 *з*) видны крупные агломераты оксидных частиц, глубокие трещины и каверны, переходящие в сквозные дефекты. Оксидный слой при 120 с является рыхлым и малопрочным, что делает его непригодным для использования в качестве надежной защитной основы без дополнительной обработки.

Измерение импеданса проводилось на потенциостате-гальваностате Р40Х в гальваностатическом режиме при минимальном токе (1,3 мА) 4-электродным методом в диапазоне частот от 61 до 49 Гц.

В качестве начальной точки анализа был измерен импеданс исходного образца (рисунок 3).

Из вышеуказанного графика следует, что модуль импеданса поверхности алюминия известной марки находится в диапазоне от 460 до 620 мОм при частотах от 61 до 50 Гц. Выбросы на графике при уменьшении частоты ниже 50 Гц являются результатом преобладания емкостной составляющей в измерениях.

Измеренные данные указывают на наличие на поверхности алюминия оксидной пленки, создающей препятствие для протекания тока.

Для дальнейшей обработки образцы алюминия подготавливались согласно стандартной методике и обрабатывались раствором хроматирования (рисунок 4).

На графиках прослеживается формирование оксидного слоя на поверхности алюминия, изменение его морфологии, что отражается в преобладании выбросов, являющихся в данном случае емкостной составляющей, зависящей от морфологии и химического состава оксидного покрытия (чем менее однородная структура, тем больше различных резистивно-емкостных составляющих будет вноситься в эквивалентную электрическую схему).

Стоит заметить, что наиболее оптимальная длительность обработки в данном случае составляет 30–60 с, т. к. при таком времени обработки покрытие имеет достаточно стабильные физико-химические характеристики защитной пленки и отличается малым градиентом дефектности покрытия, по сравнению с малой и превышающей по длительности выдержкой в растворе хроматирования.

Заключение. Исходная поверхность сплава содержит дефекты механической обработки и естественную

оксидную пленку, скрывающую истинную микроструктуру. Химическое травление удаляет оба слоя, обнажая зеренную и субзеренную структуру с включениями интерметаллидов.

Морфология оксидного слоя закономерно изменяется с ростом времени оксидирования. При 15 с покрытие несплошное, сохраняются следы шлифовки. При 30 с формируется сплошная однородная пленка с начальными микротрещинами. При 60 с слой утолщается, развивается сетка трещин, но адгезия сохраняется. При 120 с покрытие деградирует: становится рыхлым, теряет адгезию, появляются сквозные дефекты и отслоения.

Импедансная спектроскопия в диапазоне 49–61 Гц фиксирует оксидную пленку на всех образцах; модуль импеданса (460–620 мОм) превышает значения для чистого алюминия. Выбросы на частотных зависимостях отражают неоднородность покрытия: чем сложнее морфология, тем больше резистивно-емкостных составляющих вносится в импедансный отклик.

Оптимальная длительность оксидирования составляет 30–60 с — при этих временах достигается баланс толщины, сплошности и дефектности пленки. Покрытия при 15 с слишком тонкие для надежной защиты, при 120 с — необратимо деградируют.

Спектроскопия электрохимического импеданса в низкочастотном диапазоне подтверждена как чувствительный неразрушающий метод контроля качества конверсионных покрытий, пригодный для производственной экспресс-оценки режимов оксидирования алюминиевых сплавов.

Список литературы

1. Грилихес, С.Я. Электролитические и химические покрытия: теория и практика / С.Я. Грилихес, К.И. Тихонов. — Л.: Химия, 1990. — 288 с.
2. Ажогин, Ф.Ф. Хроматирование алюминия и его сплавов / Ф.Ф. Ажогин; Госплан СССР, ИТЭИН. — М.: ИТЭИН, 1953. — 20 с.
3. Сциборовская, Н.Б. Оксидные и цинкофосфатные покрытия металлов / Н.Б. Сциборовская. — М.: Оборонгиз, 1961. — 170 с.
4. Лаворко, П.К. Оксидные покрытия металлов / П.К. Лаворко. — М.: Машгиз, 1963. — 136 с.
5. Покрытия металлические и неметаллические неорганические. Общие требования: ГОСТ 9.301-2025. — Введ. 01.09.2026. — М.: Российский институт стандартизации, 2025. — 28 с.
6. Электрохимический импеданс / З.Б. Стойнов, Б.М. Графов, Б. Савова-Стойнова, В.В. Елкин. — М.: Наука, 1991. — 336 с.
7. Грачева, М.П. Защитно-декоративные покрытия изделий бытового назначения / М.П. Грачева, П.К. Лаворко. — М.: Госбытиздат, 1963. — 180 с.
8. Эйчис, А.П. Технология поверхностной обработки алюминия и его сплавов / А.П. Эйчис, Б.Я. Темкина. — М.; Киев: Машгиз, 1963. — 255 с.
9. Динамика развития магниевых и литейных алюминиевых сплавов / В.А. Дуюнова, Е.Ф. Волкова, З.П. Уридия, А.В. Трапезников // Авиационные материалы и технологии. — 2017. — № S. — С. 225–241.
10. Каблов, Е.Н. Из чего сделать будущее? Материалы нового поколения, технологии их создания и переработки – основа инноваций / Е.Н. Каблов // Крылья Родины. — 2016. — № 5. — С. 8–18.
11. Мамаев, В.И. Функциональная гальванотехника: учеб. пособие / В.И. Мамаев. — Киров: ВятГУ, 2013. — 208 с.
12. Vijayanand, M. Effect of different pretreatments and heat treatment on wear properties of electroless Ni–B coatings on 7075-T6 aluminum alloy / M. Vijayanand, R. Elansezhian // Procedia Engineering. — 2014. — Vol. 97. — P. 1707–1717. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.322.
13. Surface pretreatments of aluminum for electroplating / F.J. Monteiro, M.A. Barbosa, D.R. Gabe, D.H. Ross // Surface and Coatings Technology. — 1988. — Vol. 35. — P. 321–331. — DOI: https://doi.org/10.1016/0257-8972(88)90045-X.
14. Orazem, M.E. Electrochemical impedance spectroscopy / M.E. Orazem, B. Tribollet. — Hoboken: Wiley, 2008. — 523 p. — DOI: https://doi.org/10.1002/9780470381588.

Zinevich D.V., Karzan S.N., Mankevich V.A.

Physicochemical properties of composite coatings of aluminum alloys

The physicochemical properties of conversion oxide films formed on АД1Н (AD1N) aluminum alloy sheet in a chromate-type chemical oxidation solution have been investigated. The evolution of surface morphology was studied by scanning electron microscopy at treatment durations of 15, 30, 60, and 120 s. It was established that with increasing oxidation time, the oxide layer progresses through several stages: from discontinuous nuclei to a uniform fine-sponge structure, and finally to a highly defective morphology with deep cracks and loss of adhesion. The barrier properties of the coatings were evaluated by electrochemical impedance spectroscopy in the frequency range of 49–61 Hz. The impedance modulus of oxidized samples was found to lie within 460–620 μΩ, and the shape of the frequency dependences is directly related to the inhomogeneity and defectiveness of the oxide layer. Based on the combined structural and electrochemical data, the optimal oxidation time interval (30–60 s) has been determined, which ensures the formation of a continuous, uniform coating with stable protective characteristics. The applicability of low-frequency impedance spectroscopy has been demonstrated as a non-destructive method for rapid quality control of conversion oxide coatings on aluminum.

Поступила в редакцию 13.07.2026.

УДК 621.7

В.Е. АНТОНЮК, д-р техн. наук, проф.; С.Г. САНДОМИРСКИЙ, д-р техн. наук, доц.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ВОЗМОЖНОСТИ ЭКСПАНДИРОВАНИЯ, ПРАВКИ И СТАБИЛИЗАЦИИ КОЛЬЦЕВЫХ ЗАГОТОВОК

Определено содержание операций правки, экспандирования и стабилизации при использовании их в качестве финишных операций изготовления маложестких кольцевых заготовок. Приведены различия физического смысла и результата их использования. Разработаны рекомендации по целесообразности и возможности использования этих операций при изготовлении кольцевых заготовок для обеспечения стабильности формы и точности их размеров. Результаты предназначены для использования при изготовлении кольцевых заготовок в филиале «Индустрия колец» ОАО «БЕЛАЗ» в г. Орше.

***Ключевые слова**: маложесткая кольцевая заготовка, кольцераскатка, правка, стабилизация, экспандирование*

Введение. ОАО «БЕЛАЗ» создает в своем филиале «Индустрия колец» в г. Орше автоматизированный кольцераскатный комплекс для производства кольцевых заготовок диаметром до 3000 мм [1]. Прогнозируют экспорт кольцевых заготовок в Российскую Федерацию [2]. При этом перспективна поставка стабильных по форме маложестких кольцевых заготовок с повышенными структурными и механическими свойствами, которые востребованы в производстве дисков турбин, крупногабаритных подшипников, элементов ветряных установок, опорных колец, специальных зубчатых колес. К большинству таких изделий предъявляют требования минимальной массы при максимальных эксплуатационных показателях и малой жесткости [3]. В выполнении этих требований важна роль финишных операций изготовления кольцевых заготовок — правки, экспандирования и стабилизации. Особенности и различия в условиях и результатах их применения и разработка основных требований [4] к использованию приведены в работе.

Погрешности кольцевых заготовок связаны с тем, что деформация заготовки происходит в незначительной части ее общей поверхности (рисунок 1). При кольцераскатке происходит и нарушение контакта валков с кольцевой заготовкой с искажением ее формы (рисунок 2). Но и при отлаженной технологии кольцераскатки возникают погрешности кольцевых заготовок (рисунок 3) [5]. Причина отклонения от круглости — разное соотношение осевых и радиальных усилий и относительных скоростей между кольцом и роликом. Конусность кольца зависит от соотношения его высоты и толщины, а также исходной погрешности отверстия заготовки под кольцераскатку. Отклонения от плоскостности и погрешность формы сечения возникают из-за разного течения материала в зоне контакта с валками.

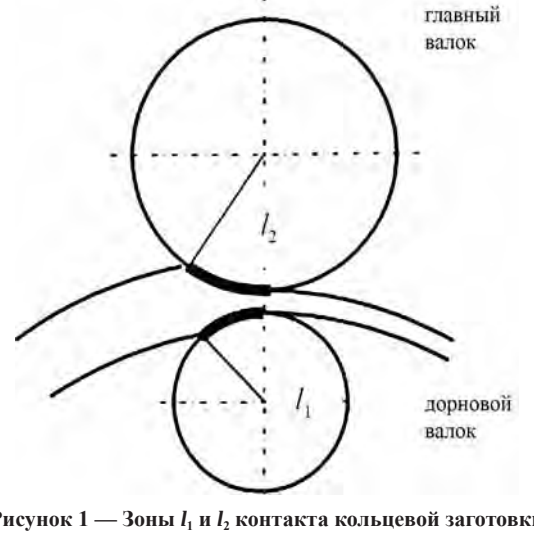


Рисунок 1 — Зоны l_1 и l_2 контакта кольцевой заготовки с дорновым и главным валками

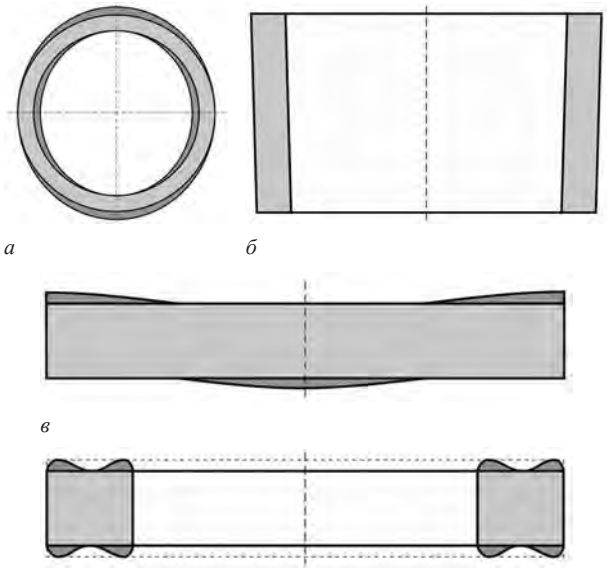
Температурная погрешность кольцевой заготовки возникает потому, что кольцераскатку начинают при температуре 1200 °С и завершают при 900 °С с дальнейшим охлаждением и усадкой, величина которой зависит от коэффициента линейного расширения. Погрешности заготовки вызывают и отклонения температур (от –100 до +30 °С) на разных операциях. Следует учитывать и погрешности кольцераскатки, связанные с износом инструмента и изменением температуры оборудования.

Достигаемая точность кольцераскатки может различаться при изготовлении одних и тех же заготовок на разных производствах. Пока нет однозначного решения по данному вопросу. Приближенно для ее оценки можно пользоваться рекомендациям фирмы Wagner Dortmund [6].

Экспандирование (контролируемое растяжение изделия) используют для увеличения и исправления формы его поперечного сечения. При изготовлении кольцевых заготовок экспандирование используют для исправления геометрических погрешностей изделия после кольцераскатки в диапазоне температур от 900–950 до 650–750 °С [7]. Все экспандеры для кольцевых заготовок имеют кинематическую схему, основанную на использовании клинового механизма с углом наклона клиньев 6°, который преобразует перемещение штока гидроцилиндра в радиальные перемещения плунжеров. На рисунке 4 представлен экспандер компании SMS Meer [8].

Компании SMS Meer (Германия), Burns Machinery Inc. (США), Beckwood Press Co. (США) рекламируют возможность использования экспандеров при изготовле-

Рисунок 2 — Нарушение контакта инструмента с кольцевой заготовкой

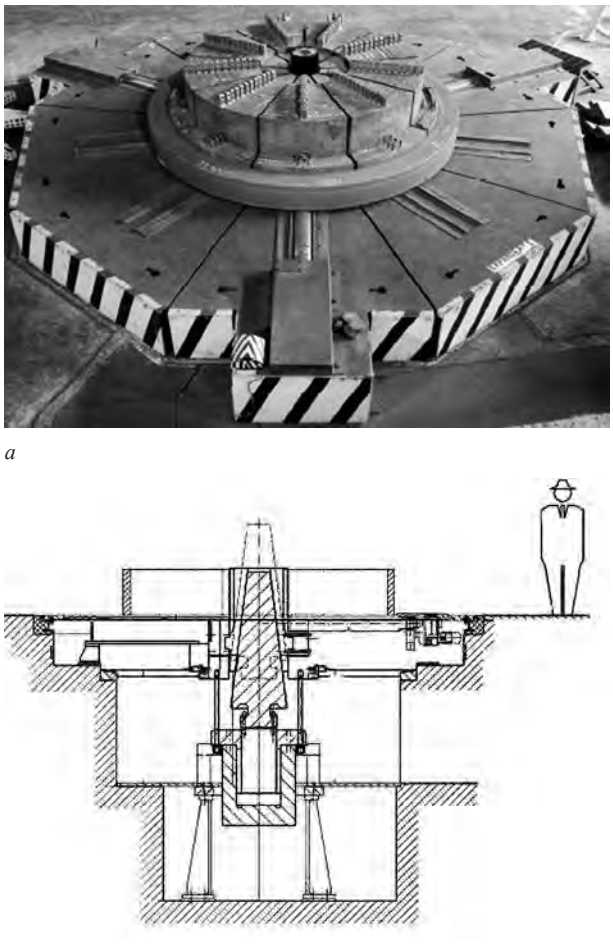


а *б* *в* *г*

Рисунок 3 — Погрешности кольцевых заготовок после кольцераскатки: *а* — отклонение от круглости; *б* — конусность; *в* — отклонение от плоскостности; *г* — погрешность формы

нии кольцевых заготовок с улучшенными техническими параметрами, но не раскрывают технологии их использования и достигаемые результаты. Известно наличие экспандеров компании SMS Meer модели RKP 5000-6000/1200 для колец диаметром 6000 мм на предприятии Forgital (Италия) и модели RKP 2700-3650/950 для колец диаметром 3650 мм на предприятии Firth Rixson Viking (США) [7]. Есть информация о наличии экспандера у компании Euskalforging (Испания). Остальные европейские изготовители кольцевых заготовок экспандеры не используют. Информации о возможности использования экспандера в автоматизированных производствах кольцевых заготовок нет.

Оценка возможностей экспандирования при изготовлении кольцевых заготовок позволила сделать выводы: большинство изготовителей кольцевых заготовок не использует экспандирование. Экспандеры располагают сразу после кольцераскатной установки. Это приводит к необходимости синхронизации тактового времени экспандирования и кольцераскатки. Экспандирование начинают при 900–950 °С при пределе текучести материала заготовки $\sigma_t \approx 100$ МПа и заканчивают при 650–750 °С при $\sigma_t \approx 200$ МПа. При экспандировании увеличивают диаметр кольцевой заготовки с учетом погрешности внутреннего диаметра. Это увеличение компенсируют уменьшением диаметра «горячей» заготовки. После экспандирования и при последующем охлаждении происходит дальнейшее уменьшение размеров кольцевой заготовки, которое должно быть учтено при ее проектировании. Информации о возможностях экспандирования для снижения остаточных напряжений и стабилизации размеров кольцевой заготовки в доступных источниках нет. Из европейских изготовителей экспандеров наиболее известной является компания SMS Meer, но предлагаемые ей экспандеры не снижают остаточные напряжения: их можно использовать только для исправления формы внутреннего диаметра и пропорционально наружного диаметра путем их увеличения без снижения остаточных напряжений. Использование экспандирования для изготовления точных кольцевых заготовок со стабильными размерами нецелесообразно.



а *б*

Рисунок 4 — Конструкция экспандера компании SMS Meer с конусным клиновым механизмом (*а*) [8] и его монтажная схема (*б*)

Правку колец проводят, нагружая их статической нагрузкой двумя радиальными усилиями по направлению к центру кольца, противоположном искажению (рисунок 5).

Правка включает предварительное измерение изделия с последующей его деформацией на расчетную величину (с учетом свойств материала). По этой схеме для правки колец с диаметром до 400 мм компанией Galdabini (Италия) предложено устройство (с системами ЧПУ), обеспечивающее точность до 0,08 мм и производительность 200 колец в час [9].

Недостаток метода состоит в том, что статическая нагрузка при деформировании не удаляет остаточные напряжения и спустя некоторое время правленая деталь приобретет прежнюю форму. При такой правке кольца будут иметь разное циклическое время. Информации о возможности встраивания устройства в автоматизированную линию нет.

По результатам оценки возможностей правки при изготовлении кольцевых заготовок можно сделать вывод: большинство изготовителей колец не используют правку. Ее применяют для исправления погрешности диаметра кольцевых заготовок малой жесткости типа «гильза» и «фланец», но информации о режимах и результатах правки кольцевых заготовок в автоматизированных линиях нет. Она является финишной операцией

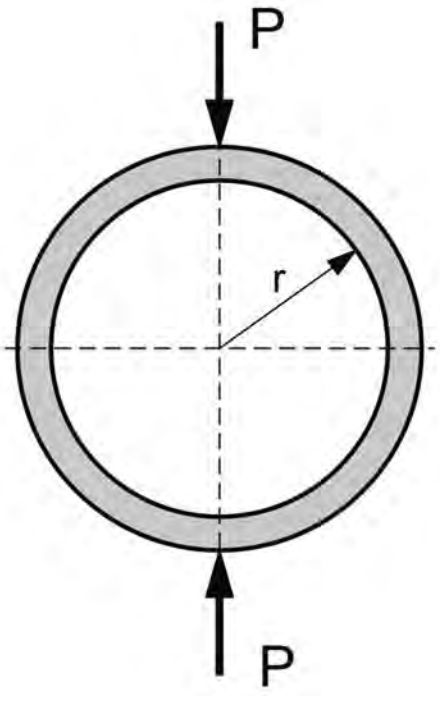


Рисунок 5 — Схема нагружения кольца при правке двумя радиальными усилиями

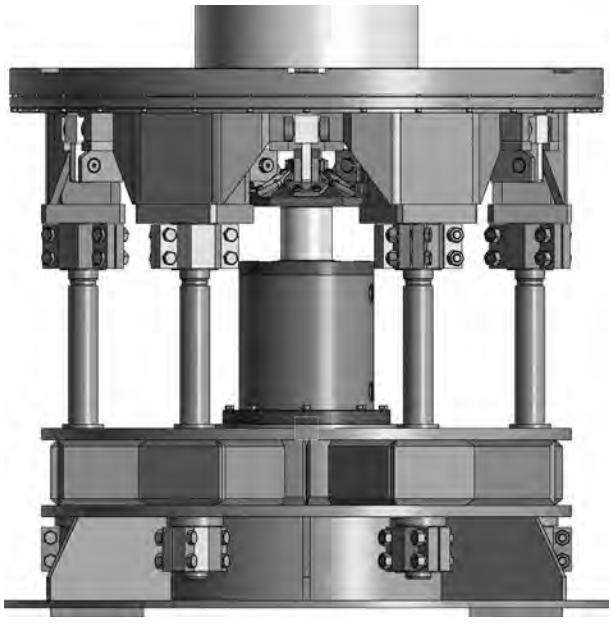


Рисунок 6 — Общий вид экспериментальной установки модели УПК 100 для стабилизации маложестких кольцевых заготовок

и устройство для правки кольцевых заготовок располагают после контроля «холодной» заготовки. Правка повышает точность кольцевой заготовки, но не гарантирует ее сохранение при эксплуатации и хранении и не снижает остаточных напряжений. Использование устройств для правки в составе автоматизированной линии требует разработки их конструкции с учетом тактового времени линии. Наиболее известным изготовителем устройств для правки колец является компания Galdabini, но ее устройства не снижают остаточные напряжения и не гарантируют сохранение достигаемых результатов.

Стабилизация — снижение остаточных напряжений для сохранения размеров изделий в процессе их эксплуатации и хранения.

Основная причина остаточных напряжений в кольцевых заготовках в том, что кольцераскатка — это обработка металлов давлением, а все технологические процессы такой обработки сопровождает неравномерная по сечению пластическая деформация [10]. Вторая причина — неравномерное по сечению температурное поле при нагреве и охлаждении, приводящее к неравномерному протеканию фазовых превращений в металле.

При изготовлении кольцевых заготовок изделий с большой эксплуатационной надежностью, которые используют в авиационной, космической и оборонной промышленности, важны технологические операции стабилизации до минимума остаточных напряжений в заготовке.

Наиболее приемлемым методом для стабилизации кольцевых заготовок является *динамическая стабилизация* [11], основанная на том, что при нагружении знакопеременной нагрузкой происходит стабилизация формы детали относительно оси или плоскости приложения нагрузки и одновременное снижение остаточных напряжений. На основе динамической стабилизации разработаны основные технологические параметры для стабилизации геометрических размеров кольцевых заготовок, защищенные патентом [12]. Для реализации требований по стабилизации кольцевых заготовок типа «гильза» и «фланец» разработана методика расчета технологических режимов стабилизационной обработки кольцевых заготовок, изготовленных кольцераскаткой [13].

Общий вид экспериментальной установки УПК 100 для стабилизации маложестких колец приведен на рисунке 6.

По результатам оценки возможностей использования стабилизации при изготовлении кольцевых заготовок можно сделать выводы: информации о режимах и результатах стабилизации кольцевых заготовок в автоматизированных линиях для изготовления кольцевых заготовок нет. Наиболее приемлемым вариантом для выполнения требований по стабилизации кольцевых заготовок с одновременным повышением точности геометрических параметров может быть способ стабилизации формы и размеров маложесткого осесимметричного изделия по патенту [12].

Заключение. 1. Анализ особенностей и возможности использования при изготовлении кольцевых заготовок в условиях автоматизированных линий в качестве финишных операций экспандирования, правки и стабилизации показал, что использование современных кольцераскатных комплексов с системами ЧПУ не гарантирует изготовления ответственных кольцевых заготовок с низкими остаточными напряжениями.

2. Рекомендации по использованию операций правки, экспандирования и стабилизации как финишных операций при изготовлении кольцевых заготовок состоят в следующем: использование экспандирования для изготовления кольцевых заготовок со стабилизированными размерами нецелесообразно; использование правки возможно при отсутствии требований по устранению остаточных напряжений; наиболее приемлемым для изготовления стабилизированных кольцевых заготовок типа «гильза» и «фланец» может быть способ стабилизации формы и размеров маложесткого осесимметричного изделия по патенту [12].

Список литературы

1. ОАО «БЕЛАЗ» построит современный комплекс кольцераскатки в Орше / ОАО «БЕЛАЗ» – управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ» // Министерство промышленности Республики Беларусь. — URL: https://minprom.gov.by/oao-belaz-postroit-sovremennyj-kompleks-kolceraskatki-v-orshe/ (дата обращения: 20.08.2026).
2. БЕЛАЗ реализует масштабный проект по созданию кольцераскатного производства в Орше / ОАО «БЕЛАЗ» – управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ» // Пресс-центр ОАО «БЕЛАЗ». — URL: https://belaz.by/press-centre/?ELEMENT_ID=7712 (дата обращения: 20.08.2026).
3. Антонюк, В.Е. Разработка классификатора колец при использовании процесса кольцераскатки / В.Е. Антонюк, В.В. Яворский // Вестник БрГТУ. Серия: Машиностроение. — 2019. — № 4(117). — С. 42–45.
4. Антонюк, В.Е. Анализ отличительных особенностей правки, экспандирования и стабилизации кольцевых заготовок при их производстве / В.Е. Антонюк, С.Г. Сандомирский // Литье и металлургия. — 2026. — № 2(75). — С. 111–121. — DOI: https://doi.org/10.21122/1683-6065-2026-2-111-121.
5. Puller, St. Simulation des Werkstoffflusses beim Ringwalzen mittels elementarer Plastitatsteorie: dis. … dokt. / Stefan Puller; Universität Hannover. — 2003. — 110 p. — URL: https://d-nb.info/969686099/34 (date of access: 20.08.2026).
6. Technologiehandbuch Radial-Axial-Ringwalzmaschine / Thyssen Maschinenbau GmbH. — Wagner Dortmund, 1990. — 105 p.
7. Steel Pipe Ends Expander (KJ-22/1422X12500) // Made-in-China. — URL: https://tsd-cn.en.made-in-china.com/product/AyzEcrNvXuWh/China-Steel-Pipe-Ends-Expander-KJ-22-1422X12500-.html (date of access: 16.10.2026).
8. SMS group: [website]. — URL: http://www.sms-meer.com/portfolio/schmiedetechnik/ringwalzen/ringexpander (date of access: 20.08.2026).
9. Automatic Straightening Systems // Galdabini. — 28 p. — URL: https://pdf.directindustry.com/pdf/galdabini/galdabini-straightening-systems/27948-128019.html (date of access: 20.08.2026).
10. Ковка и штамповка: справочник: в 4 т. / ред. совет: Е.И. Семенов, О.А. Ганаго, Л.И. Живов [и др.]. — М.: Машиностроение, 1985. — Т. 1. Материалы и нагрев. Оборудование. Ковка / А.Ю. Аверкнев, Д.И. Бережковский, Ю.С. Вильчинский [и др.]; под ред. Е.И. Семенова. — 568 с.
11. Антонюк, В.Е. Динамическая стабилизация в производстве маложестких деталей: монография / В.Е. Антонюк. — Мн.: Бел. навука. — 2017. — 190 с.
12. Патент BY 23995C1, МПК B21D 3/08 (2006.01). Способ стабилизации формы и размеров маложесткого осесимметричного изделия: № a 20210027: заявлено 29.07.2021: опубл. 30.04.2023 / Антонюк В.Е., Рудый В.В., Яворский В.В., Сандомирский С.Г.; заявитель ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси». — 8 с.
13. Антонюк, В.Е. Обоснование силовых параметров стабилизации кольцевых заготовок малой жесткости / В.Е. Антонюк // Механика машин, механизмов и материалов. — 2024. — № 2(67). — С. 30–35. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-2-67-30-35.

Antonyuk V.E., Sandomirski S.G.

Capabilities for expanding, sizing, and stabilizing ring-shaped workpieces

The content of shaping, expansion, and stabilization operations has been defined for their application as finishing processes in the manufacture of low-rigidity ring blanks. The differences in the physical principles and outcomes associated with these operations are outlined. Recommendations have been developed regarding the feasibility and applicability of these processes for ensuring dimensional accuracy and shape stability in ring blanks. These findings are intended for implementation at the Branch “Industriya kolets” of OJSC “BELAZ” in Orsha.

Поступила в редакцию 25.08.2026.

УДК 621.7.01

И.Д. ТЫЧИНСКАЯ
Филиал ООО «Клинский машиностроительный завод», г. Минск, Республика Беларусь

В.Л. БАСИНЮК, д-р техн. наук, проф.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», г. Минск, Республика Беларусь

А.С. КАЛИНИЧЕНКО, д-р техн. наук
Белорусский государственный технологический университет, г. Минск, Республика Беларусь

С.И. КОМЕЛЬ
ОАО «ЗАВОД «ЭЛЕКТРОНМАШ», г. Минск, Республика Беларусь

ЭВОЛЮЦИЯ МОРФОЛОГИИ ПОВЕРХНОСТИ УГЛЕСИТАЛЛОВОЙ ПЛАСТИНЫ ПРИ ПЕРЕХОДЕ ОТ РЕЗАНИЯ К ПОЛИРОВАНИЮ

В статье рассмотрены изменения топологии поверхности тонкой пластины из углеситалла после каждого последующего технологического этапа механической обработки ее поверхности. Первым из них была лезвийная высокоскоростная обработка с использованием вольфрамокобальтового резца, обладающего высокой твердостью и ударной прочностью. После его реализации была достигнута шероховатость поверхности Ra ≈ 270 нм. На следующем этапе осуществлялась полировка поверхности алмазным порошком с дисперсностью зерна 3,0 и 1,0 мкм. При этом была достигнута шероховатость поверхности Ra ≈ 50–100 нм, что показало возможность замены при черновой обработке традиционно используемого шлифования пластин из углеситалла высокоскоростным резанием твердосплавным вольфрамокобальтовым резцом, обеспечивающим сопоставимое качество поверхности и практически идентичные со шлифованием параметры ее шероховатости при существенном снижении характерных для шлифования высоких рисков образования скрытых дефектов в виде микросколов и остаточных механических напряжений, неизбежно возникающих в процессе шлифования.

***Ключевые слова**: углеситалловая пластина, искусственные клапаны сердца, вольфрамокобальтовый инструмент, лезвийная обработка*

Введение. Пироуглерод является распространенным материалом, используемым в атомной, авиационной и медицинских отраслях [1]. Разновидностью легированного бором пироуглерода является углеситалл, получивший широкое применение в медицине в силу своих свойств, обеспечивающих прогнозируемый и стабильный результат при работе в составе тазобедренных суставов и искусственных клапанов сердца (ИКС) [2].

Дешевое сырье в виде графита, природного газа метана, пропана, бутана, в совокупности с успешно освоенным технологическим процессом газового осаждения, позволяют создавать заготовительное сырье в виде пластин из этого материала [3, 4]. В результате данного процесса получается углеситалл, обладающий высокими термостойкостью, химической инертностью и износостойкостью [5]. Он используется в виде тонких пленок на поверхности кремниевых пластин [6]. Заготовки из углеситалла для ИКС имеют относительно небольшие размеры, в среднем составляющие 25×35 мм. Для использования в изделиях в конечном виде они должны пройти цикл механической обработки.

Требование к высокому качеству финишной обработки поверхности заготовки ИКС (створки из углеситалла) после механической обработки обусловлено тромборезистентной способностью. Данный параметр критически важен для медицины (клапаны сердца, суставы). Поверхность должна доводиться до состояния оптического зеркала, с шероховатостью Ra = 0,02 мкм, чтобы исключить налипание белков крови или минимизировать коэффициент сухого трения [7].

С момента начала использования углеситалла в промышленности его механическая обработка проводилась путем многоэтапного шлифования и полирования. Считалось, что применение лезвийной обработки не применимо к твердым и одновременно хрупким неметаллическим материалам, таким как углеситалл. Однако изучение процесса квазипластичного резания хрупких неметаллических материалов показало возможность такой обработки алмазными резцами в режиме, при котором хрупкий материал начинает вести себя как пластичный. При этом съем материала с поверхности происходит контролируемо и предсказуемо без хаотичного вырывания частиц с поверхности обрабатываемого материала, которое, в ряде случаев, происходит при шлифовании несмотря на контролируемые давление, усилие и скорость. Процесс шлифования не исключает образование субмикронных трещин и локального нагрева от многоточечного касания абразивом обрабатываемой поверхности, контролирование которого практически невозможно.

Изучение процесса квазипластического резания и параллельное создание новых режущих материалов на основе твердосплавных компонентов, твердость которых вплотную приблизилась к алмазу при существенно большей ударной прочности и термостойкости, позволили провести комплекс исследований в области лезвийной обработки тонких пластин хрупких неметаллических материалов резанием при помощи алмазных резцов [8–12] и в перспективе резцами из вольфрамкобальтового сплава и кубического нитрида бора.

Предположив, что переход в квазипластичный режим резания при оптимизации толщины припуска и подбора геометрии инструмента дает определенные преимущества в виде сохранения целостности заготовки, а также минимизации микросколов и подповерхностных дефектов [13], было проведено комплексное исследование данного процесса резания и топологии получаемой поверхности.

Цель исследований — разработка технологических основ комбинированной обработки тонких пластин углеситалла для изготовления ИКС.

Методика исследований. Исследования проводились на серийно изготавливаемой ОАО «Планар-СО» установке ЭМ-2090 (рисунок 1).

Оборудование относится к высокопрецизионному, позволяющему обеспечить скорость резания до 2000 м/мин и снятие припуска за проход при лезвийной обработке до 0,5 мкм в соответствии со схемой резания, показанной на рисунке 2. Обрабатываемая углеситалловая пластина марки УСБ показана на рисунке 3. Она изготовлена по ТУ 9494-001-476003303-2003 «Элементы запирающие искусственных клапанов сердца и заготовки к ним», имеет размеры 25×21,5 мм без фасок по краям и толщину 1,7 мм. Шероховатость заготовки Ra = 1,04 мкм

Результаты исследований и их обсуждение. Первый этап механической обработки поверхности тонкой пластины из углеситалла выполнялся высокоскоростной лезвийной обработкой, которая производилась со скоростью ~1175 м/мин со снятием припусков за оборот

Рисунок 1 — Установка ЭМ-2090

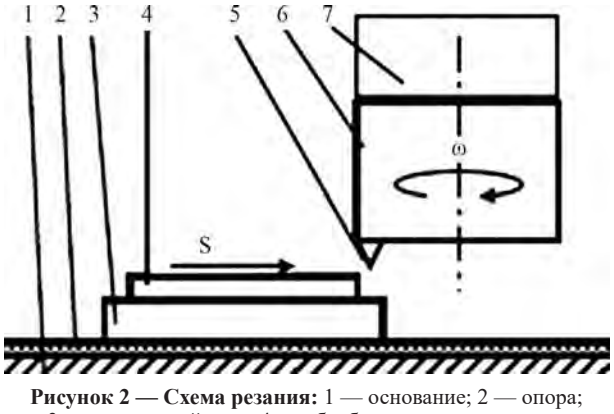


Рисунок 2 — Схема резания: 1 — основание; 2 — опора; 3 — подвижный стол; 4 — обрабатываемая пластиина; 5 — резец из КНБ; 6 — шпиндель; 7 — консоль

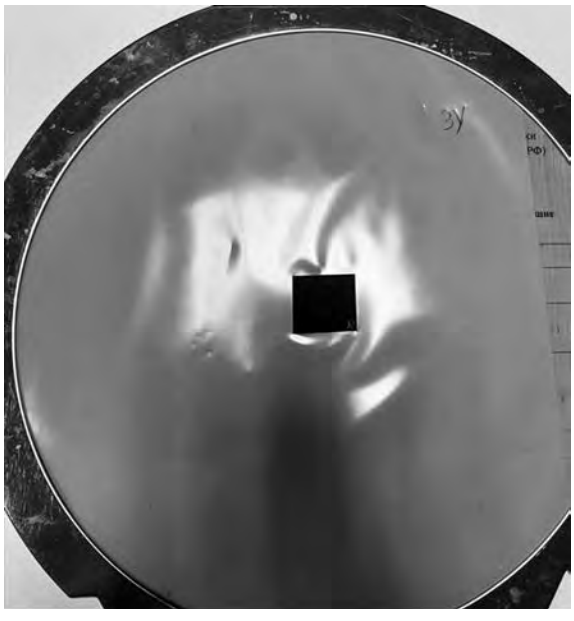


Рисунок 3 — Углеситалловая пластина марки УСБ

инструмента 1 мкм при подаче пластины в зону резания со скоростью 1 мм/с на установке ЭМ-2090 с использованием специализированной оснастки, позволяющей осуществить крепление резца из вольфрамокобальтового сплава.

На втором этапе осуществлялось полирование заготовки, реализуемое в два приема: сначала на станке доводочном СД-150, предназначенном для полировки створок клапанов сердца с применением порошка алмазного 3,0 и 1,0 мкм, затем — на станке полировально-доводочном 4ПД-200А, где в серийном производстве ИКС осуществлялась их шлифовка. Лезвийная обработка проводилась в течение 1 мин за проход с применением смазочно-охлаждающей жидкости, в качестве которой использовалась вода очищенная. На рисунке 4 показана углеситалловая пластина после проведения первого этапа ее обработки.

Исследования топографии обработанных поверхностей осуществлялись с использованием профилометра Mitutoyo SJ-210 на базовой длине L = 4,80 мм, а также на атомно-силовом микроскопе Nt-206 (АСМ). Исполь-

Рисунок 4 — Пластина из углеситалла после обработки

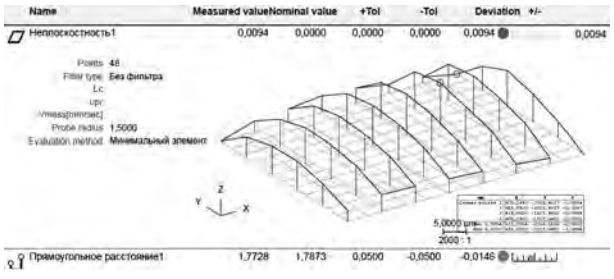


Рисунок 5 — Массив пространственных координат точек поверхности заготовки

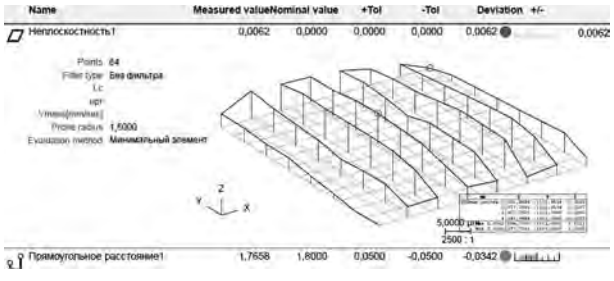


Рисунок 6 — Массив пространственных координат точек поверхности заготовки после первого этапа обработки

зовались также электронный сканирующий микроскоп Teskan Mira, координатно-измерительная машина Prisma ultra, профилометр Mitutoyo, микроскоп двухкоординатный измерительный ДИП-1

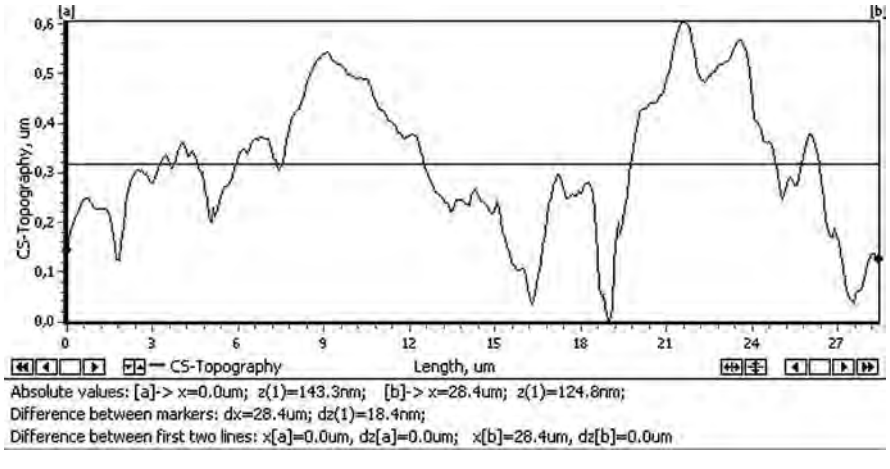
Сравнительный анализ микрогеометрии и отклонений от плоскостности поверхности можно оценить по рисункам 5 и 6, выполненным до и после проведения первого этапа обработки заготовки из углеситалла.

Анализ заготовки (см. рисунок 5) показывает, что она изначально является негодной для использования в конечном изделии ИКС из-за достаточно развитого отклонения от проскостности, но приемлема для исследования влияния лезвийной обработки на качество обработанной поверхности.

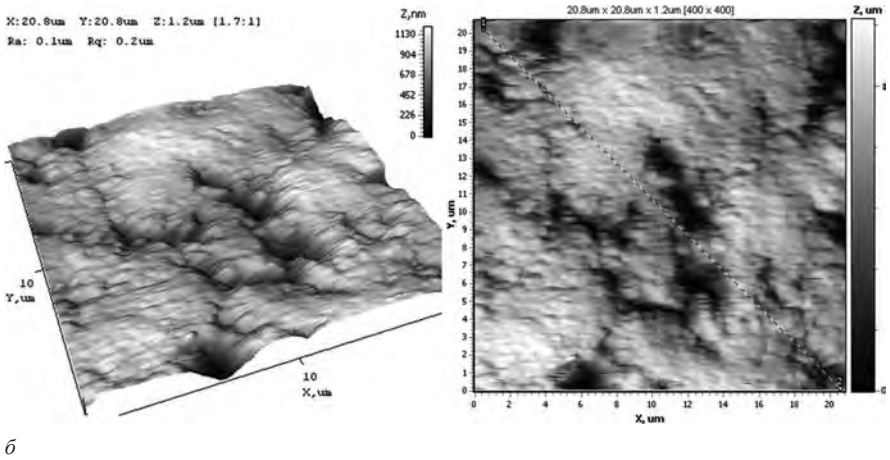
На основе анализа результатов лезвийной обработки установлено, что исходная неплоскостность 0,0094 мм (9,4 мкм) была улучшена до 0,0062 мм (6,2 мкм), т. е. изменение составило ~34 %. Погрешность формы снизилась на 3,2 мкм, при этом прямоугольное расстояние 1,7728 мм уменьшилось до 1,7658 мм, что говорит об удалении достаточно большого припуска в 7 мкм. Профилограмма и вид обработанной поверхности показаны на рисунке 7. Их анализ показал следующее:

- высота микронеровностей обработанной поверхности (см. рисунок 7 *а*) составляет менее 0,6 мкм;
- в сечениях поверхностного слоя после лезвийной обработки не было обнаружено трещин, связанных с механизмом взаимодействия обрабатываемой поверхности с инструментом;
- средняя шероховатость обработанной поверхности *Ra* составила 0,27, т. е. у заготовки она была снижена на 64 % (шероховатость заготовки *Ra* = 1,01 мкм).

Второй этап обработки показал, что при снятии 9 мкм припуска (с 1,770 до 1,761 мм) шероховатость уменьшилась. При этом разница между полученными показаниями КИМ (1,7658 мм) и ДИП-1 (1,770 мм)

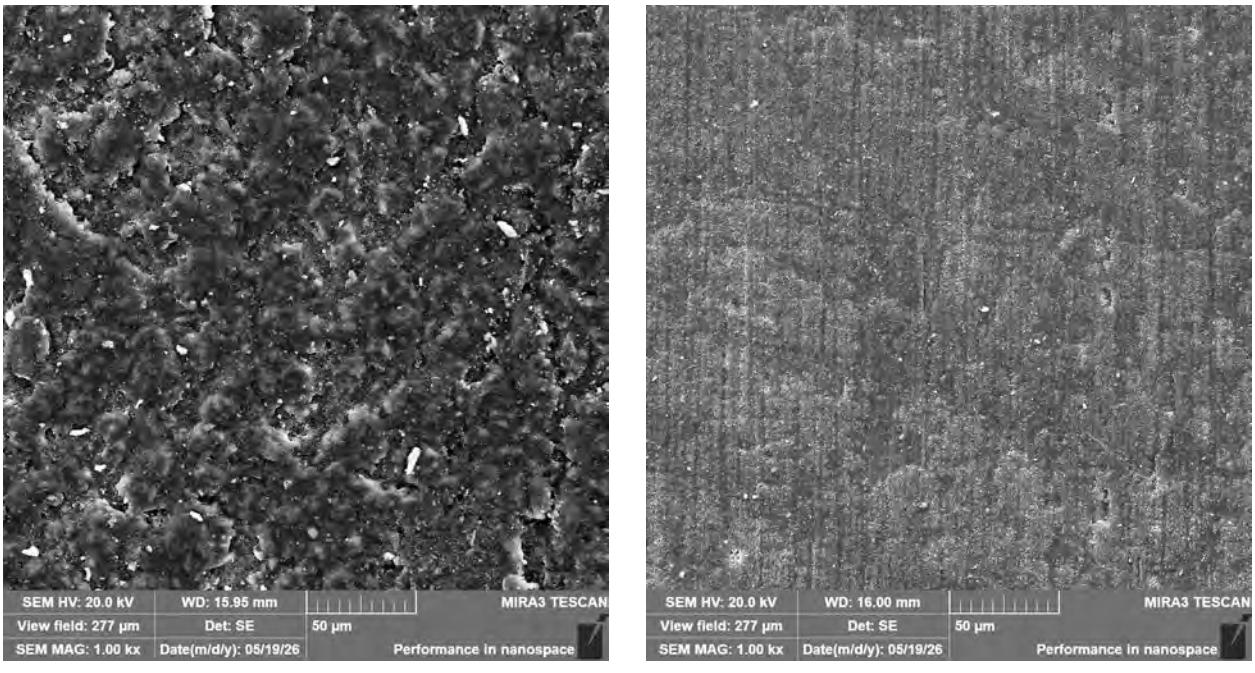


а



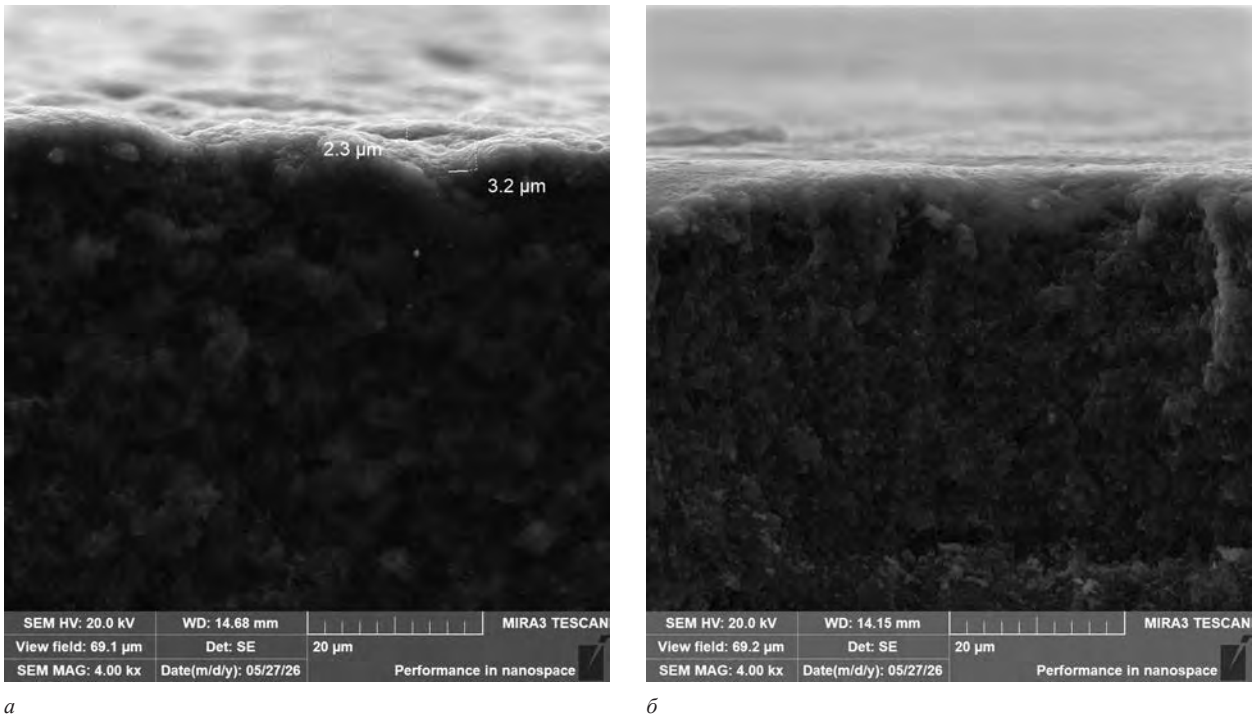
б

Рисунок 7 — АСМ-изображение: профилограмма (*а*) и вид обработанной поверхности (*б*)



а *б*

Рисунок 8 — РЭМ-снимки сверху поверхности после лезвийной обработки (*а*) и полирования (*б*)



а *б*

Рисунок 9 — РЭМ-снимки торца поверхности после лезвийной обработки (*а*) и полирования (*б*)

составляет 4,2 мкм, что объясняется несовпадением измерительной базы, а также способом контактного и бесконтактного измерения, реализуемого в двух использованных средствах измерения.

Вид поверхностей сверху и с торца показан на рисунках 8 и 9. Приведенные на них РЭМ-снимки торцевой поверхности образцов выполнены при одинаковом увеличении – 4,00 kx (поле зрения 69,2 мкм, шкала 20 мкм). Их анализ показывает, что после лезвийной обработки пластина имеет развитую поверхность с замеренными буграми и впадинами. Она покрыта округлыми наплывами, буграми и мелкими неровностями около 3 мкм при полученной характеристике средней шероховатости в 0,3 мкм. Очевидно, что усредненное значение *Ra* дает усредненное значение по рельефу, при этом поверхность может содержать, и в данном случае содержит, экстремальные пики и впадины. При этом второй этап полировки с применением алмазного порошка фракцией 3,0 и 1,0 мкм позволил снизить значения шероховатости обработанной поверхности *Ra* до 0,05–0,1, что является приемлемым для ее использования в составе конечного изделия ИКС.

Заключение. Анализ результатов исследований показал, что механическая обработка заготовок из угле-

ситалла, используемых для изготовления створок ИКС, а также тазобедренных суставов, может быть обработана посредством высокоскоростной лезвийной обработки с использованием вольфрамокобальтового режущего инструмента на прецизионном оборудовании ОАО «Планар-СО». При этом данный вид обработки обеспечивает практически идентичные параметры поверхности с получаемой при шлифовании и может использоваться в качестве черновой обработки, обеспечивающей микронеровности получаемой поверхности до *Ra* 0,3 мкм.

Список литературы

1. Легированный бором пиролитический углерод: материал для биомедицинского и инженерно-технического применения / М.И. Демиденко, Д.В. Адамчук, А.П. Русанов [и др.] // Доклады Национальной академии наук Беларуси. — 2023. — Т. 67, № 3. — С. 250–256. — DOI: https://doi.org/10.29235/1561-8323-2023-67-3-250-256.
2. Приходько, А.С. Исследование атомарного строения пиролитических углеродных материалов методами высокоразрешающей электронной микроскопии и молекулярной динамики: дис. ... канд. физ.-мат. наук: 01.04.07 / Приходько Александр Сергеевич; Нац. исслед. ун-т МИЭТ. — М., 2017. — 149 с.
3. Патент RU 2163105C1, МПК A61F 2/24. Способ получения заготовок эндопротезов из углеродсодержащего материала и устройство для получения заготовок эндопротезов из углеродсодержащего материала: № 99117754/14: заявлено 16.08.1999: опубл. 20.02.2001 / Татаринов В.Ф.; заявитель Татаринов В.Ф. — 10 с.
4. Татаринов, В.Ф. Получение углеситалла с повышенными прочностными свойствами для искусственных клапанов сердца: дис. … канд. техн. наук: 05.17.11 / Валерий Федорович Татаринов; ФГУП «НИИ-графит». — Пенза, 2006. — 128 с.
5. Вертаев, А.В. Технологические проблемы изготовления и применения углеситалла УСБ в конструкциях эндопротезов / А.В. Вертаев, С.В. Капезин // Труды международного симпозиума «Надежность и качество»: в 2 т. — Пенза, 2009. — Т. 2. — С. 146–151.
6. Pyrolytic carbon coated black silicon / A. Shah, P. Stenberg, L. Karvonen [et al.] // Scientific Reports. — 2016. — Vol. 6. — DOI: https://doi.org/10.1038/srep25922.
7. Review of pyrocarbon shoulder hemiarthroplasty: advances in shoulder arthroplasty / R.S. Fine, J.A. Fox, P. Inclan [et al.] // Journal of Orthopaedic Experience & Innovation. — 2024. — Vol. 5, iss. 2. — DOI: https://doi.org/10.60118/001c.120968.
8. Тычинская, И.Д. Обрабатываемость углеситалловой пластины механическим способом / И.Д. Тычинская, А.С. Калиниченко // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2022. — Вып. 11. — С. 350–353.
9. Тычинская, И.Д. Моделирование разрушения хрупких неметаллических материалов при лезвийной обработке (КНБ) / И.Д. Тычинская // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2024. — Вып. 13. — С. 309–311.
10. Sheng, X. Review of the machining mechanisms in field-assisted cutting of brittle materials / X. Sheng, Z. Zhu, C. Liu // Micromachines. — 2026. — Vol. 17, iss. 3. — DOI: https://doi.org/10.3390/mi17030361.
11. Фазовая неоднородность структуры углеситалла / В.Н. Кукин, Н.И. Боргардт, А.В. Агафонов, В.О. Кузнецов // Письма в журнал технической физики. — 2004. — Т. 30, № 17. — С. 76–82.
12. Электронно-микроскопические исследования монокристаллических включений в углеситалле / Р.Л. Волков, Н.И. Боргардт, В.Н. Кукин [и др.] // Известия РАН. Серия физическая. — 2013. — Т. 77, № 8. — С. 1076–1081. — DOI: https://doi.org/10.7868/S0367676513080425.
13. Ganesan, G. A review of cutting tools for ultra-precision machining / G. Ganesan, G. Malayath, R.G. Mote // Machining Science and Technology. — 2023. — Vol. 26, iss. 6. — P. 923–976. — DOI: https://doi.org/10.1080/10910344.2023.2180751.

Tychinskaya I.D., Basiniuk V.L., Kalinichenko A.S., Komel S.I.

Evolution of borated pyrocarbon plate surface morphology during the transition from hight blade cutting to polishing

This article shows changes in the surface topology of a thin borated pyrocarbon plate between the technological stages of its surface machining. The first stage of machining the borated pyrocarbon plate was high-speed blade machining using a tungsten-cobolt cutter with high hardness and impact strength, achieving a surface roughness *Ra* ≈ 271 nm. The next stage involved polishing the surface with diamond powder with a grain size of 3.0 and 1.0 μm, achieving a surface roughness *Ra* ≈ 50–100 nm. The study demonstrated the possibility of replacing the traditional grinding of carbon glass plate with a polishing process. High-speed cutting inserts using a tungsten-cobalt carbide cutter ensure comparable surface quality and identical surface roughness parameters. Blade machining reduces the high risk of hidden defects such as microchips and residual mechanical stresses that inevitably arise during grinding.

Поступила в редакцию 07.08.2026.

УДК 621.785.048.7

О.Г. ДЕВОЙНО, д-р техн. наук, проф.; И.М. КОСЯКОВА;
М.А. КАРДАПОЛОВА, канд. техн. наук, доц.
Филиал БНТУ «Научно-исследовательский политехнический институт», г. Минск, Республика Беларусь

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ ЛАЗЕРНОГО ЛЕГИРОВАНИЯ WC, SiC И AlN НА СТРУКТУРУ, ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ПОВЕРХНОСТИ СЕРОГО ЧУГУНА

Изучено влияние лазерного легирования WC, SiC и AlN на структуру, микротвердость и износостойкость серого чугуна СЧ20 при варьировании скорости луча (от 100 до 600 мм/мин) и диаметра пятна (от 1 до 2 мм). Максимальная глубина упрочнения (1,2 мм) достигнута при легировании WC и AlN (v = 100 мм/мин). Наибольшая средняя микротвердость в зоне оплавления (8550 МПа) получена при легировании SiC (v = 600 мм/мин, d = 2 мм); при легировании WC — 8509,5 МПа, при легировании AlN — 6995,8 МПа. Корреляционным анализом установлены механизмы упрочнения: для легирования WC — твердорастворный, для SiC — дисперсный, при легировании AlN — смешанный. Показана связь фазового состава с износостойкостью.

***Ключевые слова**: лазерное легирование, серый чугун, микротвердость, износостойкость, карбид вольфрама, карбид кремния, нитрид алюминия, корреляционный анализ*

Введение. Повышение износостойкости и эксплуатационной стойкости деталей из чугуна является актуальной задачей машиностроения. Среди современных методов поверхностного упрочнения особое место занимает лазерное легирование, которое позволяет формировать на поверхности деталей слои с уникальным комплексом свойств за счет высоких скоростей нагрева и охлаждения [1–3]. Воздействие высококонцентрированного лазерного излучения не только обеспечивает локальный нагрев и оплавление поверхности, но и способствует введению в зону расплава различных легирующих элементов для последующего формирования упрочненных покрытий.

В мировой практике активно ведутся исследования по лазерной модификации серого чугуна. Так, в работах [3, 4] показана эффективность лазерной закалки и оплавления для повышения твердости поверхности, однако авторы отмечают ограниченность этих методов из-за отсутствия глубокого легирования. В более поздних исследованиях [5, 6] изучалось влияние лазерного легирования карбидами на структуру зоны оплавления, причем было установлено, что растворение графитовых включений в жидкой ванне расплава напрямую определяет конечные свойства упрочненного слоя.

Выбор режимов и легирующих компонентов для лазерного упрочнения серого чугуна осложняется необходимостью управления растворением графита, влияющим на структуру зоны оплавления. На основе метода анализа иерархий (МАИ) отобраны WC, SiC и AlN [7], однако их сравнительное влияние при варьировании скорости и диаметра луча изучено недостаточно. *Цель работы* — установление закономерностей формирования структуры, микротвердости и износостойкости чугуна при лазерном легировании указанными легирующими компонентами.

Методика исследования. В качестве исследуемого материала был выбран серый чугун марки СЧ20 (ГОСТ 1412-85). Лазерное легирование проводили на CO_2-лазере непрерывного действия «Комета-2». Легирующие компоненты (WC, SiC, AlN) наносили на поверхность образцов в виде шликерной обмазки.

Для оценки влияния параметров лазерной обработки на структуру и свойства зоны оплавления варьировали скорость перемещения луча от 100 до 600 мм/мин и диаметр пятна от 1 до 2 мм. Выбор диапазонов варьирования осуществляли на основе предварительных экспериментов.

Для оценки геометрических параметров зоны упрочнения и структурных превращений использовали методы оптической металлографии. Микротвердость измеряли на приборе ПМТ-3 при нагрузке 100 г и выдержке 5 с с шагом 50 мкм от поверхности вглубь зоны оплавления. Фазовый состав зоны оплавления определяли рентгенофазовым анализом на дифрактометре ДРОН-3 при скорости поворота образца 1 град/мин в медном монохроматизированном излучении в интервале углов от 10° до 150°. Результаты рентгеноструктурного анализа были обработаны с помощью программного обеспечения ARSANAL («Автоматизация обработки результатов рентгеноструктурного анализа»), разработанной в БНТУ. Испытания на износостойкость проводили в условиях сухого трения скольжения по схеме «вал – колодка». Для установления связей между структурными параметрами и свойствами использовали программу Approximator.

Результаты и их обсуждение *1. Глубина зоны упрочнения*. Глубина зоны упрочнения при лазерном переплаве является интегральным технологическим параметром, определяемым совокупностью режимных факторов (скорости перемещения луча и диаметра пятна) и теплофизическими свойствами как обрабатываемого чугуна, так и вводимых легирующих компонентов. В таблице 1 приведена общая глубина зоны упрочнения серого чугуна при различных режимах обработки.

Глубина зоны упрочнения определяется балансом энерговклада и теплофизическими свойствами легирующих частиц. Увеличение скорости с 100 до 600 мм/мин снижает глубину для всех составов. Наибольшая чувствительность к скорости наблюдается при легировании WC (d = 1): глубина падает с 1,2 до 0,4 мм (в 3 раза), что объясняется необходимостью длительного нагрева для плавления тугоплавкого карбида. При легировании AlN также наблюдается наибольшая глубина (1,2 мм), но

Таблица 1 — Общая глубина зоны упрочнения серого чугуна при различных режимах обработки

№ опыта	Режимы лазерной обработки	Глубина зоны упрочнения серого чугуна, мм		
		WC	SiC	AlN
1	v = 600, d = 2	0,65	0,55	0,65
2	v = 100, d = 2	0,80	0,80	1,20
3	v = 600, d = 1	0,40	0,55	0,70
4	v = 100, d = 1	1,20	0,80	1,05
5	v = 300, d = 1	0,80	0,70	0,90
6	v = 300, d = 2	0,73	0,68	0,93
	Разброс (max–min)	0,80	0,25	0,55

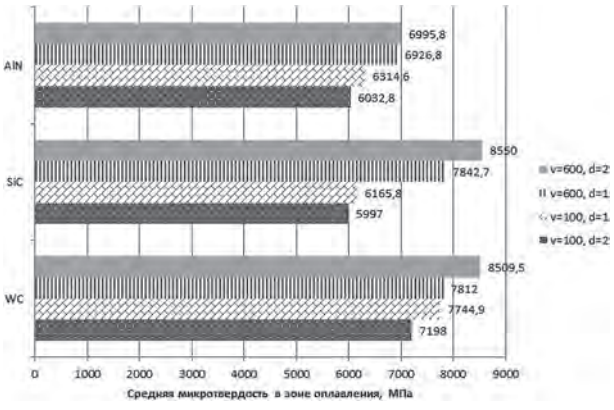


Рисунок 2 — Средняя микротвердость в зоне оплавления

на широком пятне (d = 2), поскольку его диссоциация, возможно, требует увеличенного времени пребывания в нагретой зоне. Легирование SiC дает стабильный результат (0,68–0,80 мм) во всем диапазоне режимов. Наибольший разброс значений глубины при легировании WC (0,80 мм) свидетельствует о высокой управляемости процессом, наименьший разброс при легировании SiC (0,25 мм) — о технологической стабильности.

2. Влияние режимов обработки на структуру и микротвердость. Лазерное легирование серого чугуна приводит к формированию зоны оплавления и зоны термического влияния (рисунок 1). В зоне оплавления графитные включения полностью растворяются для всех рассмотренных легирующих компонентов, и структура представляет собой мелкодисперсный ледебурит с дендритами аустенита. С увеличением скорости обработки размер дендритов уменьшается, что характерно для высокоскоростной кристаллизации.

Формирование столь дисперсных структур, а также полное растворение пластинчатого графита и насыщение расплава углеродом и легирующими элементами создают предпосылки для значительного повышения механических свойств. На рисунке 2 представлены результаты измерений средней микротвердости в зоне оплавления, которые подтверждают, что лазерное легирование позволяет кратно повысить этот показатель по сравнению с исходным состоянием (2,0 ГПа).

Наибольшие значения средней микротвердости в зоне оплавления зафиксированы для SiC (8550,0 МПа) и WC (8509,5 МПа). Микротвердость при легировании AlN достигает 6995,8 МПа. Для всех исследованных легирующих компонентов максимальные значения микротвердости были достигнуты на едином режиме лазерной обработки: скорость перемещения луча v = 600 мм/мин, диаметр пятна d = 2 мм.

3. Корреляционный анализ: влияние фазового состава на свойства. Для выявления влияния структурных составляющих на среднюю микротвердость был проведен корреляционный анализ по средним значениям микротвердости, полученным не менее чем из трех измерений для каждого режима. Объем выборки для расчета коэффициентов корреляции n = 6 для каждого легирующего компонента (по числу исследованных режимов). Результаты влияния режимов обработки на фазовый анализ представлены в предыдущих исследования [8–10] и сведены в таблицу 2.

Рисунок 1 — Структура зоны лазерного воздействия (легирование AlN, v = 100 мм/мин, d = 2 мм)

Характер связи между фазовым составом и микротвердостью зоны оплавления существенно различается в зависимости от легирующего компонента. При легировании WC и AlN установлена положительная корреляция с объемной долей твердого раствора (r = 0,954 и 0,955), что может указывать на твердорастворное упрочнение. При этом при легировании AlN выявлено негативное влияние свободного Al (r = –0,927), при легировании WC — положительная корреляция с W (r = 0,759). При легировании SiC основной вклад в повышение микротвердости вносят упрочняющие фазы (r = 0,958), тогда как твердый раствор и Si коррелируют отрицательно (r = –0,489 и –0,438). Упрочняющие фазы при легировании AlN дают положительный вклад (r = 0,851), при легировании WC — отрицательный (r = –0,585), что может быть связано с образованием хрупких интерметаллидов. Таким образом, можно выделить следующие механизмы

Таблица 2 — Коэффициенты корреляции между микротвердостью и содержанием фаз

Легирующий компонент	Фаза / элемент	Коэффициент корреляции r
WC	Твердый раствор (α-Fe + γ-Fe)	0,954
	W (свободный)	0,759
	Упрочняющая фаза	–0,585
SiC	Твердый раствор (α-Fe + γ-Fe)	–0,489
	Si (свободный)	–0,438
	Упрочняющая фаза	0,958
AlN	Твердый раствор (α-Fe + γ-Fe)	0,955
	Al (свободный)	–0,927
	Упрочняющая фаза	0,851

Таблица 3 — Коэффициенты корреляции между износостойкостью и содержанием фаз

Легирующий компонент	Фаза / элемент	Коэффициент корреляции *r*
WC	Твердый раствор (α-Fe + γ-Fe)	–0,096
	W (свободный)	–0,084
	Упрочняющая фаза	0,688
SiC	Твердый раствор (α-Fe + γ-Fe)	0,567
	Si (свободный)	0,905
	Упрочняющая фаза	–0,807
AlN	Твердый раствор (α-Fe + γ-Fe)	–0,999
	Al (свободный)	–0,786
	Упрочняющая фаза	0,919

упрочнения: при легировании WC — твердорастворный, SiC — дисперсный, AlN — смешанный.

4. Влияние фазового состава на износостойкость. Анализ трибологических испытаний показал, что лазерное легирование значительно повышает износостойкость серого чугуна — в 2–24 раза [7]. Однако характер влияния легирующих компонентов на износостойкость оказался неодинаковым. Для количественной оценки вклада каждой структурной фазы в изменение износостойкости был проведен корреляционный анализ (таблица 3).

Корреляционный анализ позволил установить, что факторы, определяющие микротвердость и износостойкость, не всегда совпадают. При легировании WC износостойкость положительно коррелирует с количеством упрочняющей фазы (r = 0,688), тогда как твердый раствор и свободный W практически не влияют на данный параметр (r = –0,096 и –0,084 соответственно). При легировании SiC износостойкость определяется преимущественно твердым раствором и свободным кремнием (r = 0,567 и 0,905), тогда как упрочняющие фазы коррелируют отрицательно (r = –0,807). При легировании AlN наблюдается наиболее контрастная картина: износостойкость положительно коррелирует с упрочняющими фазами (r = 0,919), тогда как твердый раствор и свободный Al коррелируют отрицательно (r = –0,999 и –0,786). Полученные результаты согласуются с данными работы [8].

Для наглядного представления выявленных корреляционных связей на рисунке 3 представлены графы корреляции, построенные по данным таблиц 2 и 3. Каждый граф соответствует одному легирующему компоненту и показывает силу связи между содержанием структурных фаз (твердый раствор, свободный элемент, упрочняющая фаза) и двумя функциональными свойствами — микротвердостью H_μ и износостойкостью I.

Корреляционный анализ показал, что связь между микротвердостью и износостойкостью зависит от легирующего компонента: наиболее сильная прямая корреляция установлена для AlN (r = 0,954), умеренная — для SiC (r = 0,679), слабая — для WC (r = 0,341). Это свидетельствует о том, что микротвердость не является универсальным критерием износостойкости: ее вклад варьируется от определяющего (AlN) до незначительного

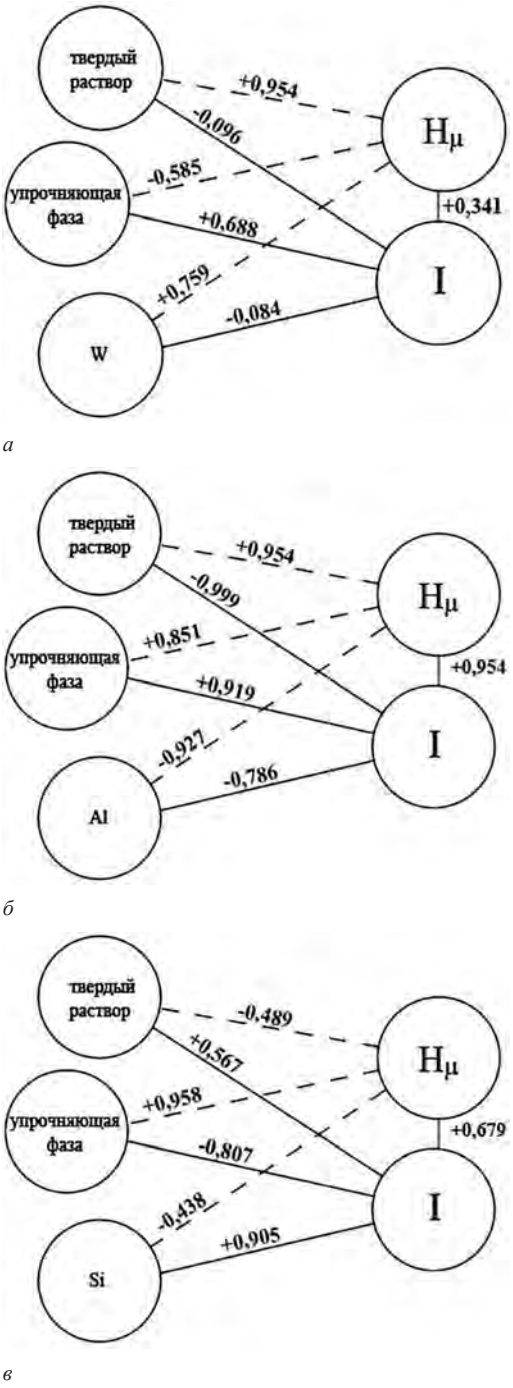


Рисунок 3 — Графы корреляции: *а* — WC; *б* — AlN; *в* — SiC; сплошные линии — корреляция с микротвердость (Hμ), штриховые — с износостойкостью (I)

(WC). Следовательно, при выборе легирующего компонента для деталей, работающих в условиях абразивного изнашивания, необходимо учитывать не только уровень твердости, но и механизмы ее формирования.

Заключение. 1. Установлено, что максимальная глубина зоны упрочнения (1,2 мм) достигается при лазерном легировании WC и AlN на режиме v = 100 мм/мин. Для WC оптимальным является режим с d = 1 мм, для AlN — с d = 2 мм. Глубина при легировании SiC составила 0,8 мм.

Наибольшие значения микротвердости (до 8550,0 МПа) получены при легировании SiC (на режиме v = 600 мм/мин, d = 2 мм). Легирование WC в аналогичном режиме пока-

зало результат 8509,5 МПа. Максимальное значение для AlN составило 6995,8 МПа на этом же режиме.

Корреляционным анализом установлены доминирующие механизмы упрочнения: при легировании WC — твердорастворный, SiC — дисперсный, AlN — смешанный.

Установлено, что износостойкость определяется фазовым составом: для WC и AlN — упрочняющими фазами (r = 0,688 и 0,919), для SiC — твердым раствором и свободным кремнием (r = 0,567 и 0,905).

Установлено, что корреляция между микротвердостью и износостойкостью лазерно-легированных слоев зависит от природы легирующего компонента: от слабой для WC (r = 0,341) до очень сильной для AlN (r = 0,954). Это подтверждает, что микротвердость не является универсальным критерием износостойкости и при выборе легирующего состава необходимо учитывать механизмы упрочнения, доминирующие в каждой системе.

Список литературы

1. Григорьянц, А.Г. Основы лазерной обработки материалов / А.Г. Григорьянц. — М.: Машиностроение, 1989. — 304 с.
2. Григорьянц, А.Г. Теоретические основы лазерной обработки: монография / А.Г. Григорьянц, И.Н. Шиганов, А.И. Мисюров; под ред. А.Г. Григорьянца. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2022. — 284 с.
3. Девойно, О.Г. Поверхностное упрочнение серого чугуна совмещенной лазерной и ультразвуковой обработкой / О.Г. Девойно, С.Ф. Кукин, Н.В. Спиридонов [и др.] // Наука и техника. — 2013. — № 2. — С. 3–6.
4. Коваленко, В.С. Упрочнение и легирование деталей машин лучом лазера / В.С. Коваленко, Л.Ф. Головко, В.С. Черненко. — Киев: Тэхника, 1990. — 192 с.
5. Paczkowska, M. Modification of the surface layer of grey cast iron by laser heat treatment / M. Paczkowska // Lubricants. — 2024. — Vol. 12, iss. 12. — DOI: https://doi.org/10.3390/lubricants12120457.
6. Properties of laser-alloyed stainless steel coatings on the surface of gray cast iron discs / S. Wang, J. Hao, Yu Zhou [et al.] // Lubricants. — 2024. — Vol. 12, iss 7. — DOI: https://doi.org/10.3390/lubricants12070232.
7. Девойно, О.Г. Выбор легирующих компонентов для лазерного легирования серого чугуна на основе метода анализа иерархий / О.Г. Девойно, М.А. Кардаполова, И.М. Косякова // Машиностроение и техносфера XXI века: сб. тр. XXXI Междунар. науч.-техн. конф., Севастополь, 16–22 сент. 2024 г. / ред. кол.: А.Н. Михайлов [и др.]; отв. ред. Д.В. Огренич. — Донецк: ДонНТУ, 2024. — С. 58–62.
8. On the efficiency of laser alloying of grey cast iron with tungsten and silicon carbides / E. Feldshtein, O. Devojno, J. Patalas-Maliszewska [et al.] // Materials. — 2023. — Vol. 16, iss. 18. — DOI: https://doi.org/10.3390/ma16186230.
9. Косякова, И.М. Особенности влияния лазерного легирования нитридом алюминия деталей из серого чугуна на фазовый состав и трибологические свойства / И.М. Косякова, М.А. Кардаполова // Машиностроение: респ. межвед. сб. науч. тр. / Бел. нац. техн. ун-т; редкол.: В.К. Шелег (гл. ред.) [и др.]. — Мн.: БНТУ, 2024. — Вып. 35. — С. 80–86.
10. Влияние лазерного легирования карбидом кремния деталей из серого чугуна на фазовый состав и трибологические свойства / И.М. Косякова, О.Г. Девойно, М.А. Кардаполова, А.А. Болдуева // XX междунар. науч.-практ. сем. «Мировая экономика и бизнес-администрирование»: сб. материалов и докл., Минск, 2–3 окт. 2024 г. / Бел. нац. техн. ун-т. — Мн.: Четыре четверти, 2024. — С. 221–224.

Devoino O.G., Kasyakova I.M., Kardapolava M.A.

Influence of laser alloying modes with WC, SiC and AlN on the structure, physical-mechanical and operational properties of the grey cast iron surface

The influence of laser alloying with WC, SiC and AlN on the structure, microhardness and wear resistance of grey cast iron СЧ20 (SCh20) was studied by varying the beam scanning speed (from 100 to 600 mm/min) and spot diameter (from 1 to 2 mm). The maximum hardening depth (1.2 mm) was achieved by alloying with WC and AlN (v = 100 mm/min). The highest average microhardness (8,550 MPa) in the melting zone was obtained by alloying with SiC (v = 600 mm/min, d = 2 mm); by alloying with WC — 8,509.5 MPa, by alloying with AlN — 6,995.75 MPa. Correlation analysis has established the strengthening mechanisms: for WC alloying, it is solid-solution strengthening; for SiC, dispersion strengthening; and for AlN alloying, a mixed mechanism. The relationship between the phase composition and wear resistance is demonstrated.

Поступила в редакцию 02.07.2026.

УДК 631.354.2.022 : 621.793 : 539.538

С.И. ЧЕРНЕЦКИЙ
ОАО «Гомсельмаш», г. Гомель, Республика Беларусь

Г.В. ПЕТРИШИН, канд. техн. наук, доц.; М.В. НЕВЗОРОВ
Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь

РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩЕЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГЕОМЕТРИИ ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ НОЖЕЙ СОЛОМОИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ С УЧЕТОМ ТОПОГРАФИИ ИХ АБРАЗИВНОГО ИЗНОСА

В статье исследуется характер разрушения ножей соломоизмельчителей, применяемых в современных зерноуборочных комбайнах. На основе анализа работы ротора описана кинематика изнашивания лезвий в реальных условиях эксплуатации. Было установлено, что абразивный и гидроабразивный износ распределяется по длине ножа крайне неравномерно. Из-за высокой линейной скорости (до 92 м/с) на периферии, а также из-за центробежного смещения растительной массы и концентрации пыли у стенок кожуха сильнее всего стачивается именно крайняя точка — торцевой угол лезвия. Доказано, что традиционное сплошное наплавление защитного слоя вдоль всей режущей кромки экономически нецелесообразно. В качестве альтернативы разработана и опробована новая ступенчатая схема нанесения твердосплавного композита на основе карбидов вольфрама, при которой покрытие локализуется строго в зонах высокого износа. Стендовые триботехнические испытания образцов из борсодержащей стали 30MnB5 подтвердили, что ножи со ступенчатым и сплошным покрытием изнашиваются с одинаковой скоростью. При этом обе модификации служат в 2,1–2,4 раза дольше серийных закаленных ножей. Предложенная ступенчатая геометрия позволяет уменьшить площадь наплавки на 35–45 %, что существенно снижает себестоимость готового изделия за счет экономии дорогостоящих легирующих порошков и сокращения времени лазерной наплавки.

***Ключевые слова**: зерноуборочный комбайн, соломоизмельчитель, нож, абразивный износ, лазерная наплавка, карбид вольфрама, ступенчатое покрытие, топографическая оптимизация, триботехнические испытания*

Введение. В современных технологиях ресурсосберегающего и точного земледелия эффективное управление пожнивными остатками играет ключевую роль в сохранении плодородия почв и повышении урожайности зерновых культур. Важной операцией данного цикла является мелкофракционное измельчение и равномерное распределение соломы по поверхности поля непосредственно в процессе уборки, что реализуется с помощью навесных или интегрированных соломоизмельчителей зерноуборочных комбайнов. Высокоэффективное измельчение ускоряет последующую гумификацию растительной массы и минимизирует риски засорения высевающих систем при последующей бесплужной обработке почвы.

Основным элементом, определяющим качество протекания данного технологического процесса, являются измельчающие ножи, совершающие вращательное движение с высокими угловыми скоростями (от 2800 до 3500 об/мин). Динамический контакт лезвия с растительными стеблями, содержащими биогенный кремний, в условиях постоянного присутствия микроабразивных частиц почвы приводит к интенсивному изнашиванию рабочих поверхностей. Увеличение радиуса закругления кромки ножей влечет за собой резкий рост энергоемкости процесса (до 15–20 % от общей мощности двигателя комбайна), недоизмельчение массы и частые простои техники для полной замены комплектов рабочих органов, что существенно снижает общую технико-экономическую эффективность уборочной кампании.

Традиционно для изготовления ножей соломоизмельчителя применяются высокопрочные рессорно-пружинные и борсодержащие стали (65Г, 65Mn, 30MnB5) в состоянии объемной или индукционной закалки. Исследования [1] подтверждают, что триботехническое поведение ножей находится в прямой зависимости от исходной микротвердости режущей кромки и геометрии заточки, однако в условиях сложного ударно-абразивного воздействия чистая закалка основы не обеспечивает требуемого ресурса.

Для кардинального повышения износостойкости в сельскохозяйственном машиностроении активно развиваются методы поверхностной инженерии. Как отмечается в работе [2], применение защитных покрытий (наплавка карбидов, лазерное упрочнение, газотермическое напыление и электроискровое легирование) позволяет увеличить срок службы деталей в 1,5–2,5 раза. В частности, широкое распространение получили технологии нанесения твердосплавных композитов на рабочие поверхности ножей. Однако, как показывают трибологические исследования [3], сплошное упрочнение рабочих зон несет две существенные проблемы:

- значительное повышение себестоимости готового изделия из-за высокого расхода дефицитных легирующих элементов (W, Co, Cr, Ti) и увеличения времени упрочняющей обработки;
- риск хрупкого выкрашивания и сколов защитного слоя при ударе ножа об инородные твердые предметы (например, камни), попадающие в жатку комбайна.

Таким образом, вопросы оптимизации топографии и геометрических параметров геометрии покрытий с целью минимизации их площади при сохранении максимальной износостойкости остаются актуальной научной и производственной задачей [4, 5].

Анализ геометрии износа реальных ножей соломоизмельчителя свидетельствует о неравномерности

распределения трибомеханических нагрузок по длине лезвия. Максимальный абразивный износ наблюдается на периферийных торцевых участках, где линейная скорость взаимодействия с массой максимальна. Существующие технологии сплошного упрочнения не учитывают этот фактор, что ведет к удорожанию деталей.

Цель исследований — оценить характер и механизм изнашивания ножей соломоизмельчителя зерноуборочного комбайна и научно обосновать оптимальную площадь и геометрию локального нанесения защитных покрытий, обеспечивающих минимальную себестоимость производства при достижении максимального эксплуатационного ресурса.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- выполнить профилометрический и триботехнический анализ износа рабочих поверхностей серийных ножей соломоизмельчителя в реальных условиях эксплуатации для выявления зон экстремального абразивного воздействия;
- сформулировать критерии оптимизации защитного покрытия на основе сопоставления стоимости расходных материалов/времени обработки и локальной скорости износа лезвия;
- разработать и теоретически обосновать геометрию износостойкого покрытия, локализованную в зонах наибольшего абразивного съема;
- провести сравнительные испытания оптимизированных ножей со ступенчатым покрытием и оценить технико-экономическую эффективность предложенного решения в сравнении с базовыми аналогами и ножами со сплошным упрочнением.

Анализ механизма и характера изнашивания ножей соломоизмельчителя. Для детального понимания процессов деградации рабочих органов был проведен сравнительный анализ характера износа гладких обоюдоострых ножей. На рисунке 1 представлена макрофотография поверхности исследуемого ножа после уборки 200 га зерновых. На снимке отчетливо заметно асимметричное скругление профиля рабочей кромки, переходящее в торцевую вершинку лезвия. На основе анализа публикаций можно установить два механизма изнашивания данных типов ножей.

Абразивное изнашивание. В условиях уборки полеглых или загрязненных культур высокоскоростной вращающийся барабан из имеющихся на стеблях частиц почвы создает дисперсный аэровзвешенный поток частиц. Абразивное воздействие твердых микрочастиц на фаску лезвия приводит к микровыкрашиванию стальной матрицы, микрорезанию и локальному изнашиванию режущей кромки ножа [6].

Гидроабразивное и фрикционное истирание биомассой. При измельчении чистой стеблевой массы ключевую роль начинают играть высокая поперечная жесткость целлюлозных волокон и содержание в них растительного кремния. Взаимодействие ножа с материалом соломы на скоростях около 92 м/с вызывает интенсивный износ, приводящий к постепенному износу и увеличению радиуса закругления режущей кромки ножа [7]. Характерной особенностью износа гладкого профиля, показанного на рисунке 1, является его ярко выраженная неравномерность по длине: износ практически отсутствует у основания и достигает своего максимума в крайней точке ножа. Данный характер износа обусловлен следующими физико-механическими факторами.

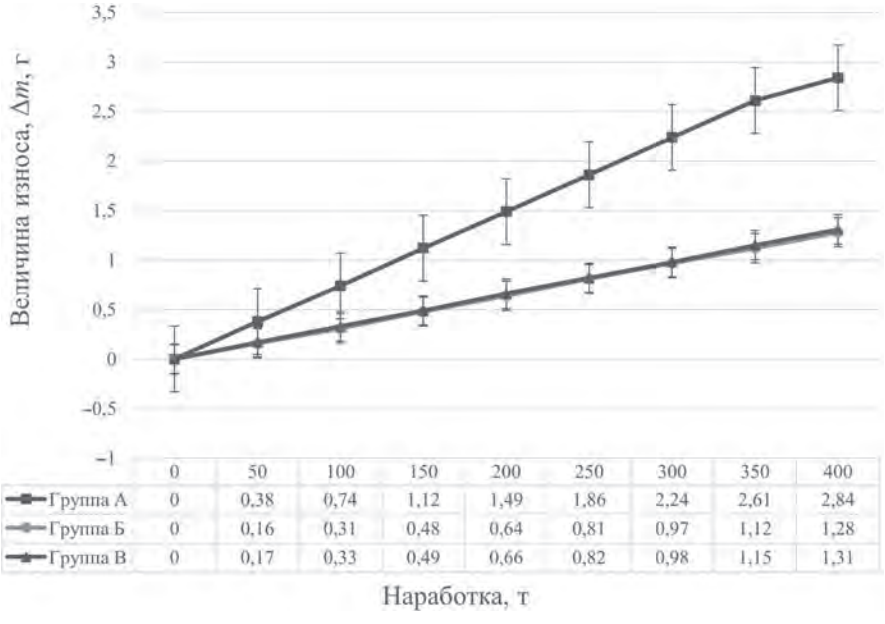
Линейная скорость точек режущей кромки жестко связана с радиусом их вращения относительно оси вала измельчителя. Периферийная точка лезвия движется с максимальной скоростью 92 м/с. Поскольку кинетическая энергия сталкивающихся с металлом частиц пропорциональна квадрату скорости, интенсивность динамического и абразивного воздействия на единицу площади квадратично возрастает по мере удаления от центра вращения. Кроме того, в процессе измельчения срезаемые стебли не удерживаются статично, а совершают скольжение вдоль режущей кромки. Под действием центробежных сил, генерируемых ротором, поток биомассы принудительно смещается от основания ножа к его периферии. В результате торцевой угол лезвия подвергается максимальной плотности потока материала, выполняя финишное рассечение и испытывая наибольшее фрикционное давление.

Следует также обратить внимание, что барабан измельчителя выполняет роль центробежного вентилятора, вытесняя воздушные массы вместе с тяжелой пылью и микрочастицами почвы к внутренней поверхности периферийного кожуха. Это приводит к образованию повышенной концентрации абразивных частиц в зоне прохождения крайних точек ножей, что вызывает ускоренный радиусный съем металла именно на вершинах лезвий [8].

Таким образом, анализ кинематики процесса измельчения и зафиксированный характер неравномерного износа лезвия дает предпосылки для оптимизации технологии поверхностного упрочнения ножей [9]. Традиционный подход, широко применяемый в аналогах, заключается в нанесении сплошных износостойких слоев равномерно вдоль всей длины режущей кромки [10]. Однако анализ геометрии износа показывает нерациональность такого подхода с точки зрения стоимости упрочняющей обработки. Поскольку объем и скорость съема металла возрастают по мере удаления от оси вращения

Рисунок 1 — Изношенный нож соломоизмельчителя после уборки 200 га

Рисунок 2 — Ступенчатая топография нанесения защитного покрытия на нож соломоизмельчителя



	0	50	100	150	200	250	300	350	400
Группа А	0	0,38	0,74	1,12	1,49	1,86	2,24	2,61	2,84
Группа Б	0	0,16	0,31	0,48	0,64	0,81	0,97	1,12	1,28
Группа В	0	0,17	0,33	0,49	0,66	0,82	0,98	1,15	1,31

Рисунок 3 — Результаты сравнительных испытаний трех групп ножей: группа А — ножи без покрытия; Б — ножи с непрерывным прямолинейным покрытием; В — ножи со ступенчатым покрытием

и достигают максимума на периферийном торцевом угле, локальные участки лезвия требуют принципиально разной степени триботехнической защиты. Нанесение дорогостоящего износостойкого материала на нижнюю часть ножа избыточно, так как эта зона практически не подвергается интенсивному абразивному смыву.

В связи с этим предложена ступенчатая геометрия нанесения защитного покрытия, принципиальная схема которой соответствует топографии, представленной на рисунке 2.

Ступенчатая топография позволяет сократить площадь наплавки в среднем на 35–45% по сравнению со сплошными аналогами. Это пропорционально снижает расход дефицитных легирующих порошков и сокращает машинное время обработки (наплавки или лазерной наплавки), существенно снижая себестоимость производства при гарантированном обеспечении максимального эксплуатационного ресурса наиболее нагруженной части ножа.

Результаты сравнительных стендовых испытаний ножей с различной топографией покрытий. Для экспериментальной проверки теоретических предпосылок и оценки эффективности разработанной ступенчатой схемы нанесения износостойкого покрытия были проведены сравнительные испытания на специализированном лабораторном триботехническом стенде. Испытания имитировали высокоскоростное ударно-абразивное воздействие воздушного потока аэровзвеси, содержащей измельченные стебли озимой пшеницы (влажность 25±3 %) и микрочастицы кварцевого песка в качестве закрепленного и свободного абразива.

Сравнительному анализу подвергались три группы образцов ножей (базовый материал — сталь 30MnB5 EN 10083-3):

- группа А (эталон): серийные ножи без защитного покрытия (состояние объемной закалки, твердость 515±14 HV);
- группа Б: ножи с непрерывным прямолинейным покрытием вдоль всей длины режущей кромки;
- группа В: ножи со ступенчатой геометрией защитного слоя.

В качестве материала покрытия для групп Б и В использовался износостойкий композит на основе карбидов вольфрама, нанесенный методом лазерной наплавки (микротвердость защитного слоя составляла 1250–1350 HV).

Результаты измерения потери массы образцов (Δm, г) в зависимости от условной наработки (эквивалентной объему пропущенной через стенд массы в тоннах) показали, что скорость изнашивания ножей со сплошным (группа Б) и ступенчатым (группа В) покрытиями сопоставима. Разница в потере массы на протяжении всего цикла испытаний находится в пределах погрешности измерений ±3–5 %.

Это экспериментально подтверждает, что части ножа без покрытия в нижней и средней части ножа (группа В) не приводят к интенсификации разрушения лезвия, так как данные зоны не подвержены интенсивному абразивному изнашиванию. В то же время скорость изнашивания ножей эталона без покрытия (группа А) оказалась в 2,1–2,4 раза выше.

Выводы. 1. Установлено, что износ рабочих органов измельчительных систем протекает по механизмам ударно-абразивного микрорезания и фрикционного гидроабразивного изнашивания целлюлозными волокнами биомассы, содержащими растительный кремний.

2. Экспериментально подтверждена топографическая неравномерность износа по длине лезвия. Максимальный радиусный съем металла локализован на периферийных торцевых участках ножа. Данный характер износа обусловлен квадратичным ростом кинетической энергии соударения частиц из-за градиента линейной скорости (до 92 м/с), центробежным смещением потока соломы к наружному диаметру ротора и вентиляционным эффектом, концентрирующим пылевидный абразив у внутренней поверхности кожуха.

3. Разработана и защищена новая ступенчатая геометрия нанесения защитного износостойкого слоя. Результаты стендовых триботехнических испытаний доказали, что скорость изнашивания ножей со сплошным и предложенным ступенчатым покрытиями сопоставима, при этом износостойкость возрастает в 2,1–2,4 раза

относительно базовых термообработанных деталей без покрытия.

4. Переход от сплошного упрочнения к ступенчатой топографии обеспечивает снижение площади наплавки на 35–45 %, что гарантирует пропорциональное снижение расходов на упрочняющую обработку.

Список литературы

1. Wear study of straw chopper knives in combine harvesters / V. Jankauskas, R. Abritus, A. Zunda, J. Gargasas // Applied Sciences. — 2023. — Vol. 13, iss. 13. — DOI: https://doi.org/10.3390/app13137384.
2. Research progress in surface strengthening technology of carbide-based coating / X. Sun, J. Zhang, W. Pan [et al.] // Journal of Alloys and Compounds. — 2022. — Vol. 905. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.jallcom.2022.164062.
3. Wear and damage study of straw chopper knives in combine harvesters / V. Jankauskas, R. Abritus, A. Zunda // Machines. — 2024. — Vol. 12, iss. 11. — DOI: https://doi.org/10.3390/machines12110789.
4. Sztankovics, I. Optimization of measurement area selection for accurate 3d surface topography characterization in high-feed tangential turning of 42CrMo4 alloy steel / I. Sztankovics // Metrology. — 2025. — Vol. 5, iss. 3. — DOI: https://doi.org/10.3390/metrology5030050.
5. Investigation of selected surface topography parameters and deformation during milling of vertical thin-walled structures from titanium alloy Ti6Al4V / S. Kurpiel, K. Zagorski, J. Cieslik, K. Skrzypkowski // Materials. — 2023. — Vol. 16, iss. 8. — DOI: https://doi.org/10.3390/ma16083182.
6. The effect of microstructure on abrasive wear of hardfacing alloys / M.F. Buchely, J.C. Gutierrez, L.M. Leon, A. Toro // Wear. — 2005. — Vol. 259, iss. 1–6. — P. 52–61. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.03.002.
7. Sun, Sh. Evolution of tool wear and its effect on cutting forces during dry machining of Ti-6Al-4V alloy / Sh. Sun, M. Brandt, J.P.T. Mo // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture. — 2013. — Vol. 228, iss. 2. — P. 191–202. — DOI: https://doi.org/10.1177/0954405413500243.
8. Zhang, W. An analysis of the formation mechanisms of abrasive particles and their effects on cutting efficiency / W. Zhang // Fluid Dynamics & Materials Processing. — 2022. — Vol. 18, no. 4. — P. 1153–1167. — DOI: https://doi.org/10.32604/fdmp.2022.019719.
9. Mathematical modeling of the processes of mowing, oriented feeding, and chopping of stalk forage by a forage harvester / T. Abilzhanuly, R. Iskakov, S. Nurgozhayev [et al.] // AgriEngineering. — 2024. — Vol. 6, iss. 4. — DOI: https://doi.org/10.3390/agriengineering6040273.
10. Review of wear-resistant coatings for steel substrates: applications and challenges / Y. Wang, C. Feng, T. Lin [et al.] // Metals. — 2025. — Vol. 15, iss. 11. — DOI: https://doi.org/10.3390/met15111231.

Chernetskij S.I., Petrishin G.V., Nevzorov M.V.

Lifetime-efficient design of wear-resistant coating geometry for straw chopper blades based on their abrasive wear topography

This paper investigates the degradation mechanisms of straw chopper blades used in modern combine harvesters. Based on an analysis of rotor operations, the wear kinematics of the blades under actual service conditions is described. It was established that abrasive and hydroabrasive wear is distributed highly unevenly along the blade length. Due to the high peripheral linear velocity (up to 92 m/s), combined with the centrifugal displacement of the biomass and dust concentration near the enclosure walls, the extreme tip, specifically the outer corner of the cutting edge, suffers the most severe deterioration. The study demonstrates that conventional continuous cladding of a protective layer along the entire cutting edge is economically inefficient. As an alternative, a novel stepped scheme for applying a tungsten carbide-based hard-alloy composite was developed and evaluated, localizing the coating strictly within the high-wear zones. Bench tribotechnical tests of boron-containing 30MnB5 steel samples confirmed that blades with stepped and continuous coatings exhibit identical wear rates. Concurrently, both configurations extend the operational lifespan by 2.1–2.4 times compared to standard quenched blades. The proposed stepped geometry reduces the cladded surface area by 35–45 %, yielding significant cost savings for the finished product by minimizing the consumption of expensive alloying powders and cutting down laser cladding time.

Поступила в редакцию 11.06.2026.

УДК 669, 546.881, 621.791, 621.365.58

М.В. СОТНИКОВ; А.Г. СИДОРЕНКО, канд. техн. наук, доц.; А.Ю. МАСЮКОВ
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ПОВЫШЕНИЕ РАВНОПРОЧНОСТИ, МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ РАМЫ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА ПУТЕМ СКОРОСТНОЙ ЭЛЕКТРОТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ СВАРНЫХ ШВОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОНСТРУКЦИОННОЙ СТАЛИ, МИКРОЛЕГИРОВАННОЙ ВАНАДИЕМ

Приведены результаты металлографических исследований, механических и усталостных испытаний сварных соединений образцов элементов рамы карьерного самосвала из низколегированной конструкционной стали 10ХСНД, микролегированной ванадием после скоростной электротермической обработки (СЭТО). Показано, что проведение СЭТО приводит к трансформации столбчатой дендритной структуры сварного шва в мелкозернистую феррито-перлитную, выравниванию микротвердости по характерным зонам сварного соединения и, в результате, к достижению его конструкционной ранопрочности, повышению низкотемпературной ударной вязкости, пределов прочности и выносливости.

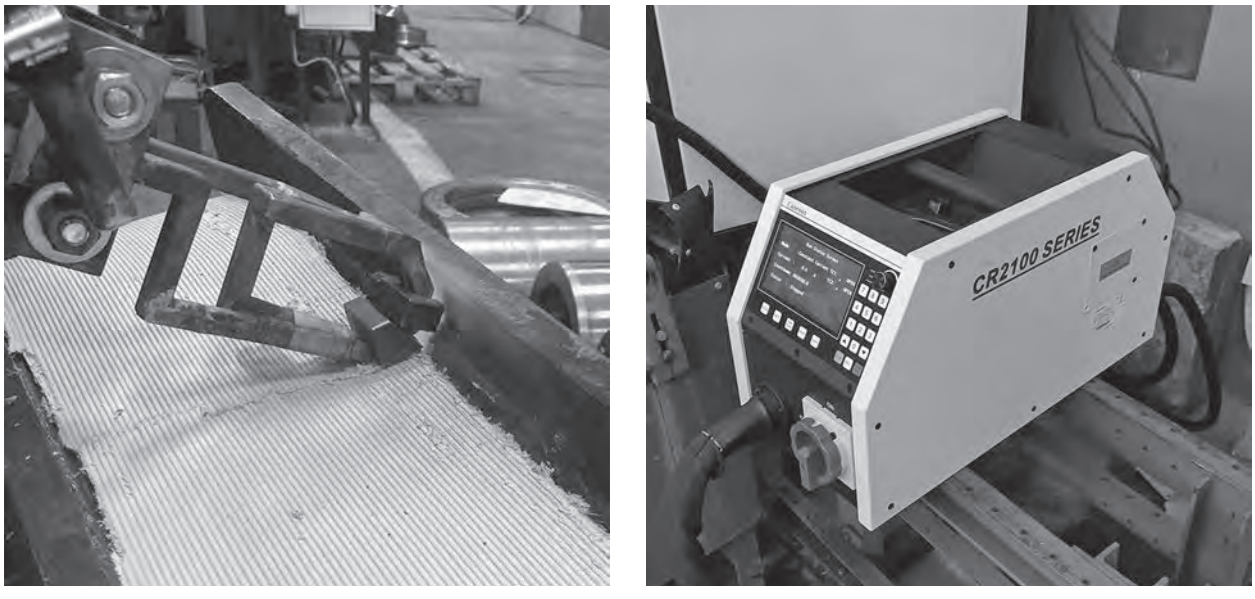
***Ключевые слова**: рама карьерного самосвала; сварное соединение; сталь 10ХСНД, микролегированная ванадием; скоростная электротермическая обработка; структура; твердость; равнопрочность; ударная вязкость; предел прочности; предел выносливости*

Введение. Рама карьерного самосвала представляет собой пространственную сварную или литосварную конструкцию, является основой несущей системы карьерного самосвала (рисунок 1). К конструкции рамы предъявляются самые высокие требования по обеспечению критериев прочности, надежности и долговечности, так как от этого зависит срок службы самого самосвала [1].

Сварные соединения рамы являются основным местом ее усталостного и хрупкого разрушения, для изготовления которой применяют низколегированную конструкционную сталь повышенной прочности. В процессе изготовления и эксплуатации сварные соединения элементов рамы, которые условно можно рассматривать как механическую конструкцию низкой равнопрочности, подвергаются значительным деформационным, термическим и другим воздействиям, что приводит к существенным изменениям их структуры, снижению физико-механических и эксплуатационных характеристик [1–3]. Под равнопрочностью сварного соединения следует понимать одинаковое сопротивление его составных частей пластической деформации и разрушению, происходящее на различных структурных и масштабных уровнях. Научная новизна подхода основана на развитии и использовании основных положений новой методологии (концепции) управления прочностью, заключающейся в целенаправленном формировании в стальном материале металлургическими, технологическими и другими методами химической, структурной и, как следствие, механической (прочностной) однородности границ зерен, их приграничных зон, определяющей склонность нагружаемого объема к локализации пластической деформации и разрушению [2, 3]. Одним из путей решения данной проблемы является применение современных способов обработки (упрочнения) сварных соединений, среди которых важная роль в последнее время отводится различным методам скоростного электронагрева — СЭТО. В частности, известны методы локального скоростного отжига токами высокой частоты сварных соединений различных конструкций из сталей широкого сортамента [4–7]. Вместе с тем не выявлены или отсутствуют систематические исследования по влиянию СЭТО на характеристики сопротивления усталости сварных соединений. Что касается микролегирования, то большой научный и производственный интерес представляет использование стали с небольшими добавками ванадия (до 0,10 %) для измельчения зерна, повышения в результате структурной и механической однородности (равнопрочности) границ зерен и, как следствие, уменьшения склонности стали к локализации пластической деформации и разрушению [2, 3, 8, 9].

Рисунок 1 — Общий вид рамы карьерного самосвала БЕЛАЗ

Целью работы является исследование влияния скоростной электротермической обработки методом индукционного нагрева на повышение равнопрочности, механических характеристик и сопротивления устало-



а *б*

Рисунок 2 — Общий вид процесса индукционного нагрева (*а*) и промышленного образца установки для скоростной электротермической обработки сварных соединений (*б*)

сти сварных соединений элементов рамы карьерного самосвала из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием.

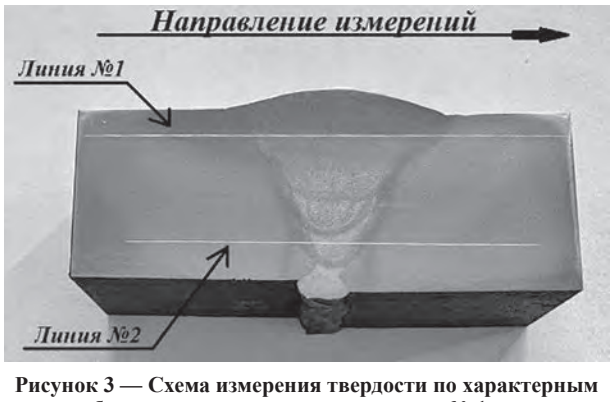


Рисунок 3 — Схема измерения твердости по характерным зонам образца сварного соединения: линия № 1 — лицевая поверхность сварного соединения; линия № 2 — корень сварного соединения

СЭТО производилась в ФТИ НАН Беларуси с использованием промышленного образца установки индукционного нагрева (рисунок 2). Объектом обработки и исследований являлись сварные соединения наиболее нагруженных элементов рамы карьерного самосвала, изготовленные из проката стали 10ХСНД, микролегированной ванадием, производства АО «Уральская сталь».

Скоростной нагрев производился в интервале температур 920–950 °С для наиболее полного прохождения фазовой перекристаллизации сварного шва, формирования мелкозернистой, феррито-перлитной, однородной микроструктуры, характеризующейся более равномерным распределением микротвердости по характерным зонам сварного соединения.

Результаты металлографических исследований. Для оценки равнопрочности сварного соединения в результате СЭТО проводились исследования структуры, а также распределения микротвердости по характерным зонам сварного соединения вдоль линий, показанных на рисунке 3.

Таблица 1 — Результаты определения твердости по линиям сварного соединения

Участок замера	Измерение № п/п										
	Линия № 1 — лицевая поверхность сварного соединения										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Среднее значение
ОМ	174,5	177,8	170,3	168,1	168,5	166,4	—	—	—	—	171
ЗТВ	169,5	163,1	162,4	160,2	161,9	159,4	159,2	158,2	162,4	—	162
СШ	153,1	154,9	151,6	152,1	160,8	151,7	153,4	160,8	156,2	159,8	155
ЗТВ	167,8	167,6	163,9	168,1	—	—	—	—	—	—	167
ОМ	170,8	170,2	178,1	179,2	183,5	181,1	184,4	188,6	193,9	—	181
Линия № 2 — корень сварного соединения											
ОМ	201,2	204,1	199,1	191,7	189,4	186,4	181,5	179,8	179,1	174,5	189
ЗТВ	180,5	180,8	177,5	188,8	—	—	—	—	—	—	182
СШ	214,6	209,9	215,6	213,7	194,3	—	—	—	—	—	210
ЗТВ	177,0	169,5	—	—	—	—	—	—	—	—	173
ОМ	183,6	185,3	184,9	188,0	193,9	211,4	217,7	222,2	226,8	229,6	204

В таблице 1 приведены результаты определения твердости по характерным зонам образца сварного соединения по Виккерсу, HV5.

По линии № 1 можно видеть, что твердость зоны основного металла (ОМ) изменяется от 171 до 181 HV5, зоны термического влияния (ЗТВ) — от 162 до 167 HV5, зоны сварного шва (СШ) — 155 HV5. По линии № 2: средняя твердость зоны ОМ в ходе измерения изменяется от 189 до 204 HV5, ЗТВ — от 182 до 173 HV5, СШ — 210 HV5.

На рисунках 4, 5 приведены сформированные в результате СЭТО структуры характерных зон сварного соединения вдоль линий № 1 и 2.

Анализ структуры и величин микротвердости по характерным зонам сварного соединения в результате скоростного нагрева свидетельствует о достижении структурной и механической однородности этих зон, что позволяет прогнозировать достижение равнопрочности сварного соединения и конструкции в целом.

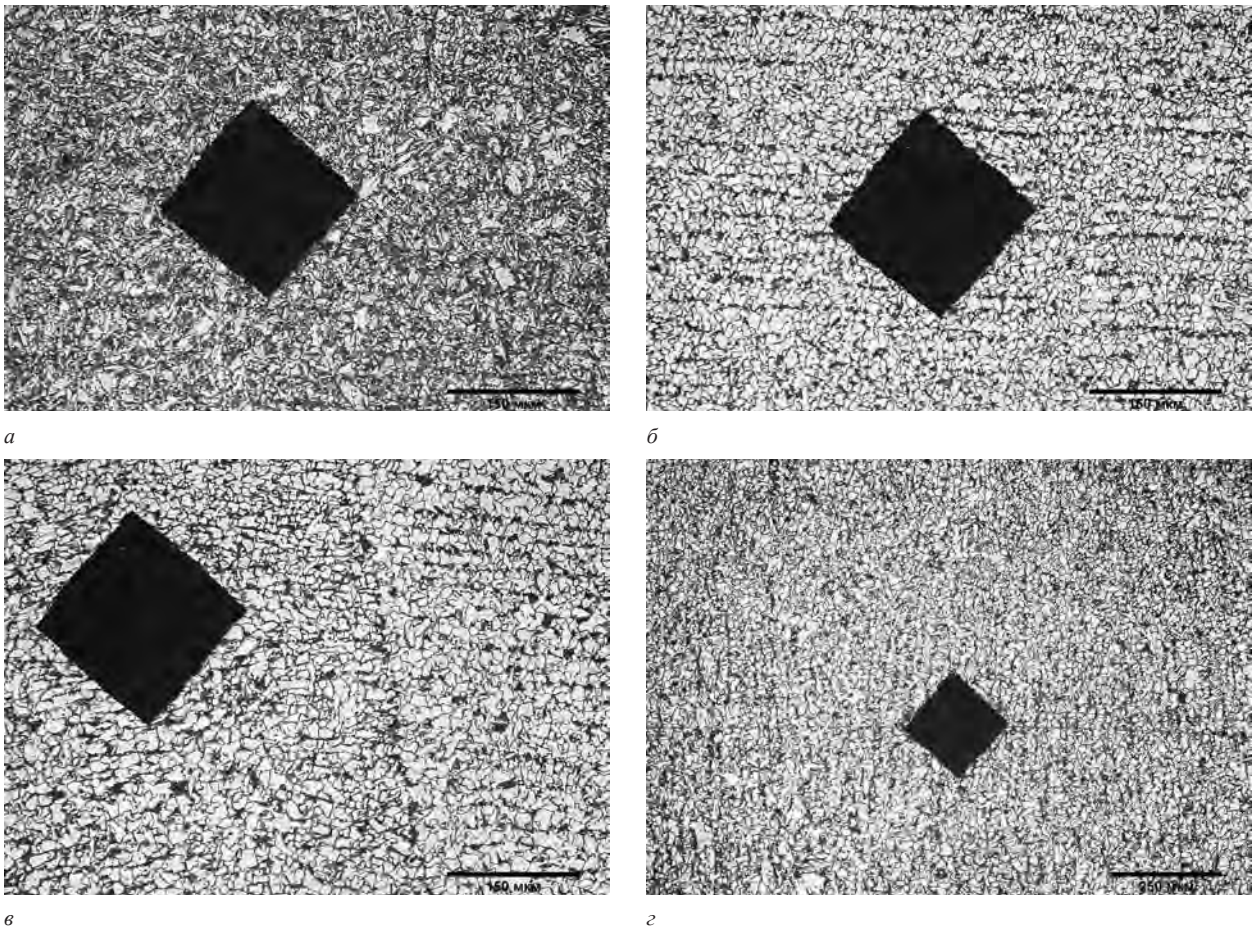
Для сравнения в таблице 2 и на рисунке 6 приведены результаты исследований величин микротвердости и рассчитанных по ним показателей механической однородности, а также микроструктуры сварного шва из серийной стали 10ХСНД и из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием после СЭТО.

Можно видеть, что проведение СЭТО приводит к более равномерному распределению микротвердости по зонам сварного соединения, что характеризуется меньшими значениями показателей механической неоднородности при лучшей структуре сварного шва по сравнению с образцами из серийной стали 10ХСНД. Также необходимо отметить, что микролегированные стали ванадием позволяет сохранить на достаточно высоком уровне величины микротвердости характерных зон сварного соединения, которые, как правило, несколько снижаются после СЭТО.

Результаты механических испытаний. В результате испытаний на ударный изгиб установлено, что микролегирование стали 10ХСНД ванадием с применением СЭТО приводит к значительному повышению (в 3–5 раз) низкотемпературной ударной вязкости KCU^{-70}, среднее значение которой составило 159 (партия образцов № 1) и 114 Дж/см^2 (партия образцов № 2) против 30 Дж/см^2 для стали без ванадия и без СЭТО (таблица 3).

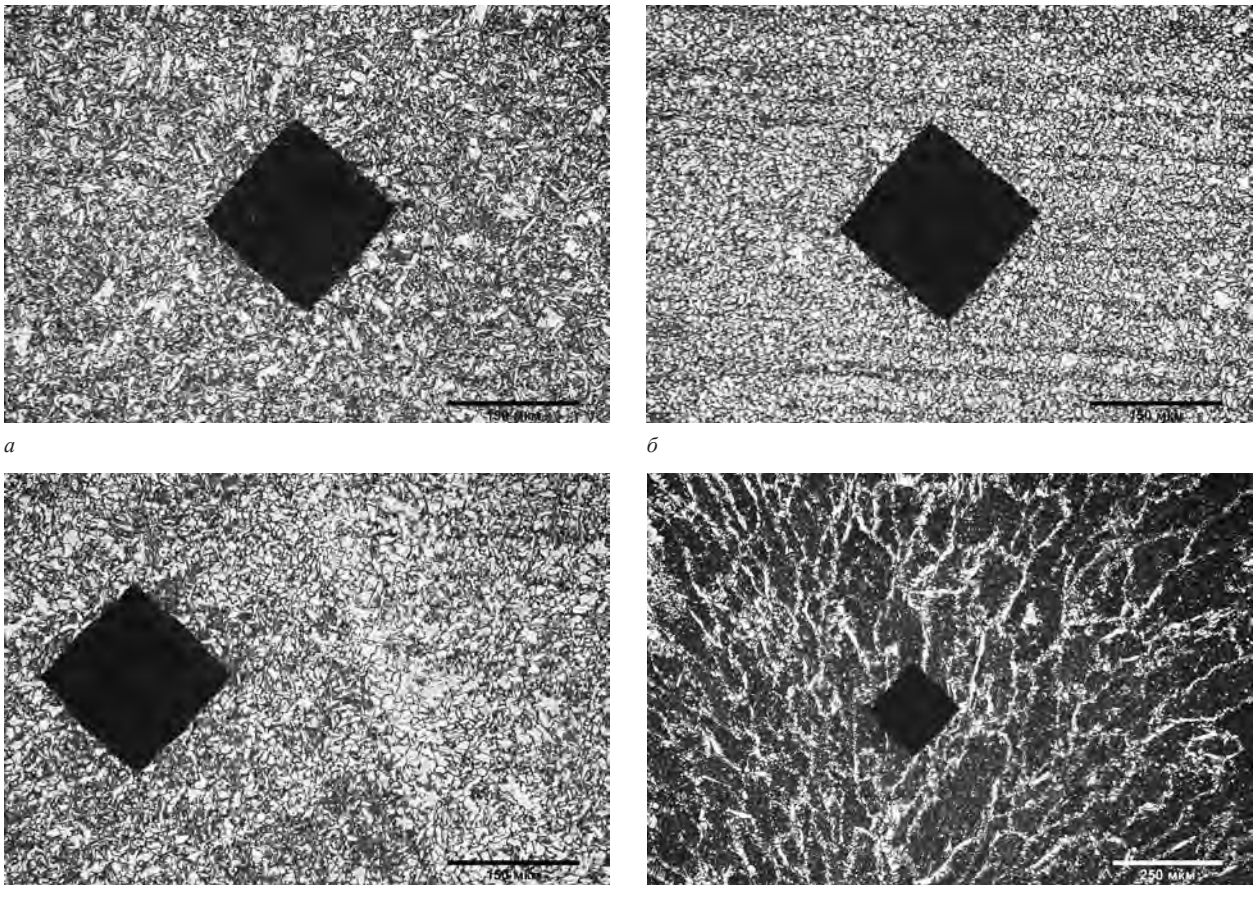
Показано, что микролегирование стали 10ХСНД ванадием с применением СЭТО приводит к повышению (до 10 %) предела прочности $\sigma_в$, среднее значение которого составило 562 (партия образцов № 1) и 589 МПа (партия образцов № 2) против 550 МПа для стали без ванадия и без СЭТО (таблица 4).

Результаты усталостных испытаний. Усталостные испытания проводились в экспериментальном цехе ОАО «БЕЛАЗ». Объектом испытания являлись сварные образцы типа IV по ГОСТ 25.502-79 [10], которые изготавливались из листового проката стали 10ХСНД в серийном исполнении и микролегированной ванадием после СЭТО. Сварка образцов производилась согласно инструкции СТБ ISO 15609-1-2019 [11].



а *б* *в* *г*

Рисунок 4 — Микроструктуры характерных зон сварного соединения по линии № 1 (лицевая поверхность сварного соединения): *а* — микроструктура ОМ слева; *б* — микроструктура начала ЗТВ слева; *в* — микроструктура на границе ЗТВ и СШ слева; *г* — микроструктура в середине СШ

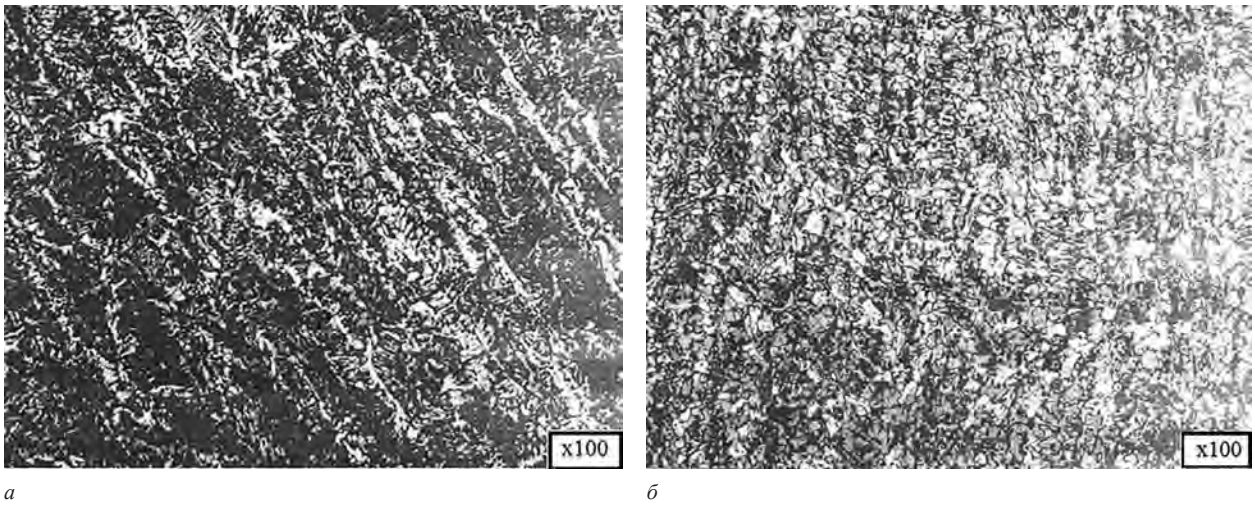


а *б* *в* *г*

Рисунок 5 — Микроструктуры характерных зон сварного соединения по линии № 2 (корень сварного соединения): *а* — микроструктура ОМ слева; *б* — микроструктура начала ЗТВ слева; *в* — микроструктура на границе ЗТВ и СШ слева; *г* — микроструктура в середине СШ

Таблица 2 — Результаты исследований микротвердости и механической однородности образцов со сварным соединением

Материал	Место измерения сварного соединения	Средние значения микротвердости (HV) и показателей механической неоднородности (%) сварного соединения
Серийная сталь 10ХСНД	1 линия — поверхность	197…228 HV (16 %)
	2 линия — корень	190…223 HV (17 %)
Сталь 10ХСНД, микролегированная ванадием после СЭТО	1 линия — поверхность	181…206 HV (14 %)
	2 линия — корень	213…242 HV (14 %)



а *б*

Рисунок 6 — Микроструктура образца сварного шва: *а* — серийная сталь 10ХСНД; *б* — сталь 10ХСНД, микролегированная ванадием после СЭТО

Таблица 3 — Результаты испытаний на ударный изгиб образцов со сварным соединением

Материал		Ударная вязкость KCU^{-70}, Дж/см^2			
		Образец № 1	Образец № 2	Образец № 3	Среднее значение
Серийная сталь 10ХСНД		19,9	10,6	60,1	30
Сталь 10ХСНД, микролегированная ванадием после СЭТО	партия образцов № 1	168,1	134,8	174,0	159
	партия образцов № 2	108,2	125,2	108,2	114

Таблица 4 — Результаты испытаний на статическое растяжение образцов со сварным соединением

Материал		Предел прочности $\sigma_в$, МПа			
		Образец № 1	Образец № 2	Среднее значение	Место разрыва
Серийная сталь 10ХСНД		550,4	549,0	550	Основной металл
Сталь 10ХСНД, микролегированная ванадием после СЭТО	партия образцов № 1	564,4	559,5	562	Зона термического влияния
	партия образцов № 2	593,3	585,1	589	Зона термического влияния

Рисунок 7 — Общий вид испытательного стенда SCHENCK PC 1.0D с установленным на нем сварным образцом

Испытания проводились при отнулевом цикле нагружения на разрывной машине SCHENCK PC 1.0D (рисунок 7). Каждый образец испытывался либо до разрушения, либо до базового числа циклов нагружения, равного 3,0 млн циклов.

Результаты испытаний на циклическую долговечность и расчета параметров кривой усталости для образцов со сварным соединением с учетом базового числа циклов нагружений и величины предела выносливости при вероятности неразрушения 50 % приведены в таблицах 5, 6 для серийной стали 10ХСНД и в таблицах 7, 8 для стали 10ХСНД, микролегированной ванадием после СЭТО.

Можно видеть, что микролегирование стали 10ХСНД ванадием с применением СЭТО сварного соединения приводит к значительному повышению циклической долговечности, уменьшению значений среднего квадратичного отклонения и коэффициента вариации предела выносливости. Предел выносливости увеличился более чем на 30 %, а его значение составило 176 против 132 МПа для серийной стали.

Таблица 5 — Результаты усталостных испытаний сварных образцов из серийной стали 10ХСНД

№ образца	Нагружение σ, МПа	Наработка, количество циклов
1	180	185 915
2	180	194 300
3	180	138 360
4	160	677 570
5	160	276 995
6	160	265 100
7	160	127 300
8	150	325 385
9	150	3 000 000*
10	150	775 400
11	150	958 000
12	140	3 000 000*
13	140	3 000 000*
14	140	931 400
15	140	3 000 000*
16	120	3 000 000*
17	120	3 000 000*

*Образец не сломался.

Таблица 6 — Результаты расчета параметров кривой усталости сварных образцов из серийной стали 10ХСНД

Параметры	Значения
Минимальное значение суммы	3694
Абсцисса точки нижнего перегиба кривой усталости	570 000
Характеристика наклона кривой усталости, МПа	79
Предел выносливости, МПа	**132**
Среднее квадратичное отклонение, МПа	20
Коэффициент вариации предела выносливости	0,15

Таблица 7 — Результаты усталостных испытаний сварных образцов из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием после СЭТО

№ образца	Нагружение σ, МПа	Наработка, количество циклов
1	240	146 571
2	240	167 295
3	240	374 157
4	240	282 736
5	220	307 080
6	220	312 027
7	220	331 415
8	220	555 213
9	200	574 340
10	200	463 859
11	200	1 163 346
12	200	330 482
13	180	1 090 666
14	180	956 635
15	180	277 324
16	180	635 613
17	160	3 000 000*
18	160	3 000 000*

*Образец не сломался.

Таблица 8 — Результаты расчета параметров кривой усталости сварных образцов из стали 10ХСНД, микролегированной ванадием после СЭТО

Параметры	Значения
Минимальное значение суммы	4170,22
Абсцисса точки нижнего перегиба кривой усталости	822 900
Характеристика наклона кривой усталости	35,46
Предел выносливости	**176**
Среднее квадратичное отклонение	16,67
Коэффициент вариации предела выносливости	0,09

Заключение. Для повышения равнопрочности, надежности и сопротивления усталости сварных соединений элементов рамы карьерного самосвала рекомендуется к применению сталь 10ХСНД, микролегированная ванадием в количестве 0,05–0,08 % с последующей СЭТО сварных швов методом индукционного нагрева. Данное сочетание материала и технологии обработки приводит к достижению высокой структурной и механической однородности — равнопрочности сварного соединения, что позволяет прогнозировать повышение конструкционной равнопрочности рамы в целом. Проведение СЭТО с использованием стали 10ХСНД, микролегированной ванадием, приводит к повышению предела прочности сварного соединения до 10 %, низкотемпературной ударной вязкости в 3–5 раз, предела выносливости на 30 %. Полученные результаты явились основой для разработки и внедрения на ОАО «БЕЛАЗ» технологии и средств СЭТО методом индукционного нагрева сварных соединений элементов рамы карьерного самосвала с использованием конструкционной стали, микролегированной ванадием.

Список литературы

1. Мариев, П.Л. Карьерные самосвалы особо большой грузоподъемности. Проектирование, технологии, маркетинг / П.Л. Мариев, А.Н. Егоров, В.И. Моисеенко. — Мн.: Интегралполиграф, 2008. — 320 с.
2. Моисеенко, В.И. Основы структурной равнопрочности стали и элементов крупногабаритных деталей машин / В.И. Моисеенко, П.Л. Мариев. — Мн.: Ин-т техн. кибернетики НАН Беларуси, 1999. — 200 с.
3. Мариев, П.Л. Повышение конструкционной равнопрочности крупногабаритных деталей и сварных узлов карьерных самосвалов / П.Л. Мариев. — Мн.: Ин-т техн. кибернетики НАН Беларуси, 2001. — 180 с.
4. Zunderfreies, induktives Härten und dessen Einsatz in der Kfz-Industrie / H. Altena, F. Schrank, G. Oberweger, D. Krauss // HTM Journal of Heat Treatment and Materials. — 1999. — Vol. 54, iss. 4. — P. 216–221.
5. Hanish, G. New applications of inductive surface hardening in the automotive industry / G. Hanisch // HTM Journal of Heat Treatment and Materials. — 1998. — Vol. 53, iss. 6. — P. 381–388.
6. Мальцев, И.М. Исследование скоростной электротермической обработки металлов током высокой плотности / И.М. Мальцев // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. — 2005. — Т. 71, № 11. — С. 35–38.
7. Исследование влияния скоростной физикотехнической обработки током высокой плотности на структуру и свойства инструментальной стали 8Х6НФТ / Б.В. Устинов, Е.Н. Гришин, А.А. Аушев, И.М. Мальцев // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. — 2014. — № 5(107). — С. 317–326.
8. Куделко, И.Ю. Исследование влияния микролегирования ванадием на структуру и механические свойства конструкционной стали 10ХСНД и сварных соединений на ее основе / И.Ю. Куделко, А.Г. Сидоренко // Механика машин, механизмов и материалов. — 2025. — № 1(70). — С. 74–79. — DOI: https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-1-70-74-79.
9. Сотников, М.В. Исследование влияния микролегирования ванадием на характеристики сопротивления усталости стали 10ХСНД и сварных соединений на ее основе / М.В. Сотников, А.Г. Сидоренко, С.А. Шишко // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2025. — Вып. 14. — С. 369–374.
10. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость: ГОСТ 25.502-79. — Введ. 01.01.1981. — Мн.: Стандартинформ, 2005. — 25 с.
11. Технологическая инструкция и квалификация технологических процессов сварки металлических материалов. Инструкция на технологический процесс сварки. Часть 1. Дуговая сварка = Тэхналагічная інструкцыя і кваліфікацыя тэхналагічных працэсаў зваркі металічных матэрыялаў. Інструкцыя на тэхналагічны працэс зваркі. Частка 1. Дугавая зварка: СТБ ISO 15609-1-2019. — Введ. 01.01.2010. — Мн.: БелГИСС, 2009. — 12 с.

Sotnikov M.V., Sidorenko A.G., Masyukov A.Yu.

Improving uniform strength, mechanical properties, and fatigue resistance of welded joints in dump truck frame elements with the help of high-speed electrothermal treatment of weld seams using vanadium-microalloyed structural steel

The results of metallographic studies, mechanical and fatigue tests of welded joints of dump truck frame element specimens made of low-alloy structural vanadium-microalloyed 10ХСНД (10KhSND) steel after high-speed electrothermal treatment (HSET) are presented. It is shown that HSET leads to the transformation of the columnar dendritic structure of the weld seam into a fine-grained ferrite-pearlite structure, the equalization of microhardness across the characteristic zones of the welded joint, and, as a result, the achievement of its structural uniform strength, an increase in low-temperature impact toughness, ultimate tensile strength, and fatigue limit.

Поступила в редакцию 19.06.2026.

УДК 681.586.5

И.М. МОСИЛЕВИЧ; М.С. АНТОНОВ, магистр техн. наук
ОАО «Минский НИИ радиоматериалов», г. Минск, Республика Беларусь

ОПТИЧЕСКИЙ ЭНКОДЕР ДЛЯ РОБОТОТЕХНИКИ

Статья посвящена разработке комплексной методики проектирования высокоточных оптических нониусных энкодеров, применяемых в робототехнике. Научная новизна заключается в разработке математической модели формирования нониусного муарового сигнала с учетом дифракционных эффектов, а также во внедрении вспомогательной цифровой дорожки DOP (Digital Opto-electric Pulse) для устранения ошибки старшего бита без существенного увеличения габаритов кодового диска. Практическая значимость работы подтверждается предложенным инженерным алгоритмом расчета оптико-геометрических параметров растров, позволяющим минимизировать фазовые ошибки и сократить количество фотоприемников до пяти единиц. Приведены результаты цифрового моделирования и верификации макетного образца энкодера с разрешением 20 бит за оборот.

***Ключевые слова**: оптический энкодер, нониусный принцип, муаровый узор, кодовый диск, система привода, код Грея, дифракция, электронная интерполяция, цифровая обработка сигналов*

Введение. Современное развитие прецизионного станкостроения, координатно-измерительной техники и аэрокосмической робототехники предъявляет жесткие требования к системам управления движением. Эффективность векторного управления синхронными двигателями с постоянными магнитами критически зависит от качества обратной связи по положению ротора. Среди существующих типов датчиков оптические энкодеры обладают наилучшим соотношением точности, быстродействия и устойчивости к электромагнитным помехам [1]. В традиционных абсолютных оптических энкодерах, базирующихся на коде Грея, количество независимых кодовых дорожек равняется количеству бит разрешения [1]. Стремление к достижению высокого разрешения (свыше 20 бит) классическим проективным методом приводит к неприемлемому увеличению диаметра кодового диска и усложнению оптической системы. Альтернативным путем является использование нониусного принципа формирования абсолютного положения с применением аналоговых синусно-косинусных сигналов. Однако классические многодорожечные нониусные системы имеют два существенных недостатка. Во-первых, наличие периодических искажений магнитного поля и эксцентриситета вала изменяет форму синусоидального сигнала, снижая точность электронной интерполяции [2]. Во-вторых, из-за рассогласования (отсутствия строгой синхронизации) между сигналами грубой и точной шкал в точках их объединения при формировании абсолютного кода возникают фазовые сбои на границах периодов — так называемые ошибки промежуточного бита (intermediate-bit errors) [3,4].

Целью данной работы является разработка комплексной методики проектирования гибридного оптического нониусного энкодера, обеспечивающего разрешение до 25 бит за счет синергии методов пространственной фильтрации и двухуровневого цифрового оптоэлектрического импульса (DOP) на базе технологии сверхбольших интегральных схем (СБИС).

Теоретические основы нониусного муарового сопряжения. Принцип действия оптического нониусного энкодера основан на анализе разности фаз двух периодических сигналов с близкими пространственными частотами. В классической схеме оптический тракт содержит кодовый диск (ротор) и неподвижную маску (статор). Обозначим линейный шаг штрихов основного растра как p_1, а шаг штрихов неподвижного анализатора — p_2.

При совмещении растров формируется муаровый узор с увеличенным периодом (шагом) p_v, который определяется пространственным биением частот:

$$p_v = \frac{p_1 \cdot p_2}{|p_1 - p_2|}. \quad (1)$$

Коэффициент оптического увеличения муара N показывает, сколько периодов растра укладывается в один период муарового узора:

$$N = \frac{p_2}{|p_1 - p_2|}. \quad (2)$$

Таким образом, при линейном или угловом смещении ротора на один штрих p_1 муаровый узор сдвигается на N штрихов. Это оптическое усиление позволяет использовать фотоприемники с относительно крупными апертурами, сохраняя при этом высокую чувствительность к микроперемещениям. Для формирования квадратурных сигналов сдвиг между фотоприемниками должен составлять четверть шага муарового узора $p_v/4$ [2, 7].

В высокоточных энкодерах шаг штрихов соизмерим с длиной волны источника света λ, поэтому описание системы требует применения волновой оптики. Пропускание растра $T(x)$ представляется рядом Фурье, а интенсивность света I на фотоприемнике является результатом интерференции дифракционных порядков:

$$I(\varphi) = I_0\left[1 + \gamma \sin\left(2\pi N \frac{\varphi}{\Phi} + \phi_0\right) + \sum_{m=2}^{M} \delta_m \sin\left(2\pi m N \frac{\varphi}{\Phi} + \phi_m\right)\right], \quad (3)$$

где φ — текущий угол поворота ротора; Φ — угловой шаг основного растра; γ — оптический контраст; δ_m — амплитуда m-й высшей гармоники.

Для минимизации нелинейных искажений (δ_2, δ_3) коэффициент заполнения (отношение ширины прозрачного окна к шагу) обоих растров должен быть строго равен 0,5, то есть оптическая скважность должна быть равна 2 [8]. Оптический зазор d между дисками обязан удовлетворять критерию саморепродукции Тальбота:

$$d = m\frac{p_1^2}{\lambda}, \quad (4)$$

где m — целое число (порядок дистанции Тальбота).

Разработка методики проектирования гибридного энкодера. Предлагаемая методика базируется на внедрении гибридной архитектуры, комбинирующей аналоговые и цифровые дорожки, что позволяет решить проблему ошибки старшего бита при минимизации площади диска [6]. Процесс проектирования состоит из пяти этапов.

Этап 1. Расчет разрешающей способности. Итоговое инкрементальное разрешение энкодера (в позициях за оборот) определяется физическим количеством штрихов на диске K и кратностью аналого-цифрового интерполятора M_{int}. Для достижения требуемой битности B должно выполняться условие:

$$K \cdot M_{\text{int}} \geq 2B. \quad (5)$$

Этап 2. Геометрический синтез кодовых дорожек. На диске формируются три концентрические дорожки:
- мастер-дорожка (аналоговая) содержит K периодов;
- нониусная дорожка (аналоговая) содержит K – 1 периодов;
- цифровая дорожка DOP содержит K/2 периодов.

Шаги штрихов вычисляются через радиальные координаты соответствующих дорожек. Аналоговые дорожки выполняются широкими для сбора достаточного светового потока и повышения отношения сигнал/шум (SNR). Цифровая дорожка DOP работает через пороговый компаратор, поэтому она не чувствительна к шумам и выполняется узкой [6].

Этап 3. Проектирование оптико-электронного тракта. В качестве источника излучения выбирается инфракрасный светодиод (NIR-LED) с коллиматором (λ = 850 нм). Оптическая система считывания строится с применением микролинзовых растров, формируемых непосредственно на кремниевом чипе фотоприемников, что позволяет увеличить допуск на осевое биение диска до 0,5 мм [4]. С микролинзового растра снимаются аналоговые сигналы, которые оцифровываются АЦП. В ПЛИС (FPGA) или специализированной СБИС [9] вычисляются электрические фазы с помощью функции арктангенса:

$$\Phi_{\text{master}} = \text{arctg2}\left(U_{\text{m_sin}}, U_{\text{m_cos}}\right); \quad (6)$$

$$\Phi_{\text{vernier}} = \text{arctg2}\left(U_{\text{v_sin}}, U_{\text{v_cos}}\right). \quad (7)$$

Разность фаз $\Delta\Phi = \Phi_{\text{master}} - \Phi_{\text{vernier}}$ формирует грубую шкалу.

Номер текущего сектора k вычисляется как:

$$k = \text{round}\left(\frac{K \cdot \Delta\Phi - \Phi_{\text{master}}}{2\pi}\right) \bmod K. \quad (8)$$

Этап 4. Коррекция ошибок и вычисление абсолютного угла. В зонах перехода фазы шум может вызвать скачок вычисленного значения на ±1 сектор. Для компенсации этой ошибки опрашивается сигнал с узкой цифровой дорожки DOP. Применяя логическую операцию исключающего ИЛИ (XOR) между бинарным представлением k и состоянием DOP, микроконтроллер мгновенно исправляет ошибку старшего бита [6, 10]. Точный абсолютный угол θ_{calc} получается выражением:

$$\theta_{\text{calc}} = \frac{2\pi \cdot k + \Phi_{\text{master}}}{K}. \quad (9)$$

Этап 5. Калибровка методических погрешностей. Амплитудно-фазовые искажения (циклическая ошибка) компенсируются на программном уровне. В энергонезависимую память энкодера зашивается корректирующая таблица (Look-Up Table), полученная методом наименьших квадратов при первичной обкатке энкодера на прецизионном эталонном шпинделе.

Практические результаты. Согласно методике проектирования была создана программа для автомати-

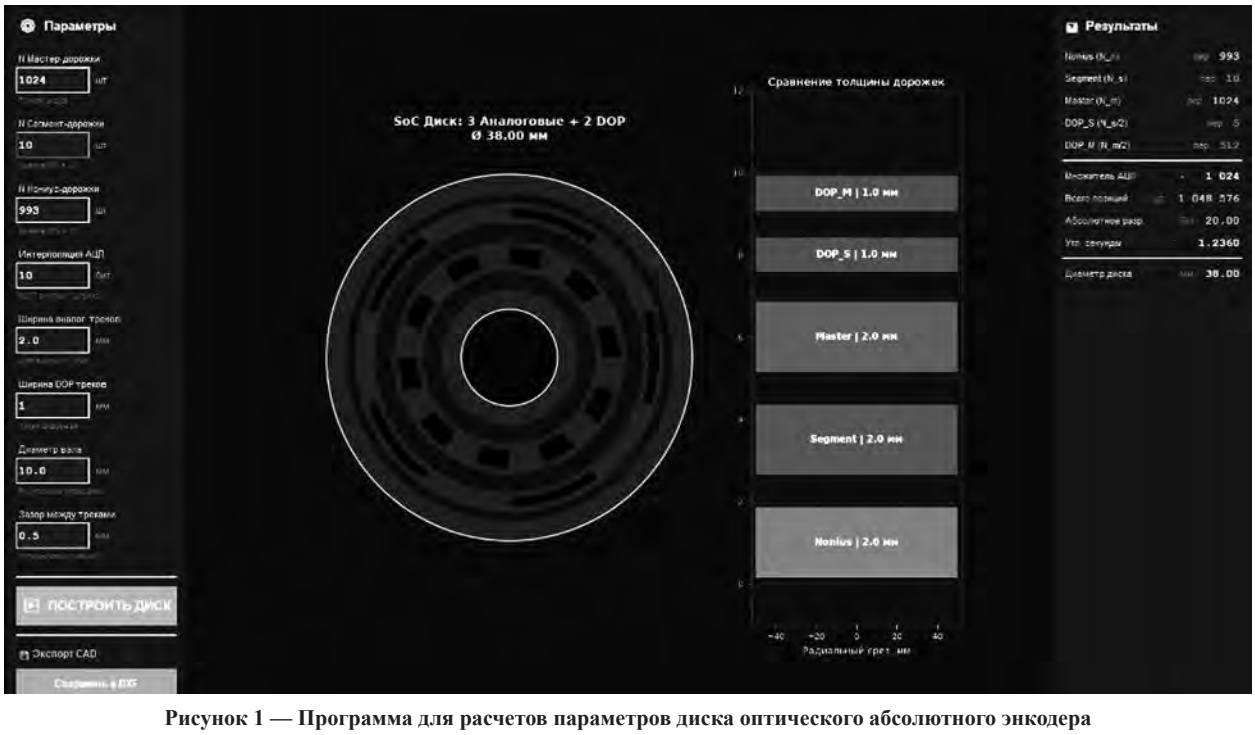


Рисунок 1 — Программа для расчетов параметров диска оптического абсолютного энкодера

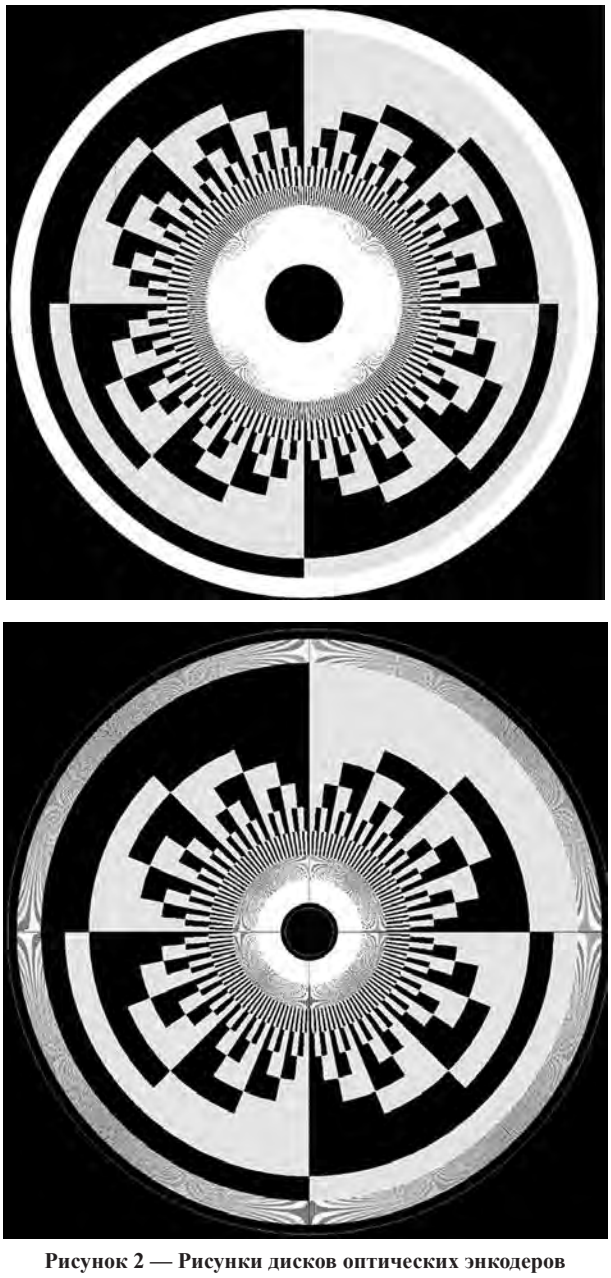


Рисунок 2 — Рисунки дисков оптических энкодеров

ческого расчета параметров диска и сохранения его чертежа в формате CAD. На рисунке 1 представлено рабочее окно программы.

На рисунке 2 изображены диски оптических энкодеров, полученных при помощи программы.

Заключение. Разработана комплексная методика проектирования оптического нониусного энкодера, учитывающая дифракционные явления и оптимизирующая топологию гибридных кодовых дорожек. Научная новизна заключается в объединении методов фазовой интерполяции с использованием асимметричных оптических каналов. Это позволило внедрить цифровую корректирующую дорожку (DOP), практически не увеличивая габариты диска. Применение предложенной методики позволяет сократить сроки разработки прецизионных оптических энкодеров, снизить их стоимость и уменьшить габариты без потери точности.

Список литературы

1. Pillay, P. Application characteristics of permanent magnet synchronous and brushless DC motors for servo drives / P. Pillay, R. Krishnan // IEEE Transactions on Industry Applications. — 1991. — Vol. 27, iss. 5. — P. 986–996. — DOI: https://doi.org/10.1109/28.90357.
2. Домрачев, В.Г. Цифро-аналоговые системы позиционирования / В.Г. Домрачев, Ю.С. Смирнов. — М.: Энергоатомиздат, 1990. — 240 с.
3. Kourilovitch, A. An interference-based incremental optical encoder / A. Kourilovitch, P. Bloechle // Sensors. — 2000. — Vol. 17, iss. 11. — P. 40–47.
4. Samland, T. Positions-Encoder mit replizierten und mittels diffraktiver optischer Elemente codierten Maßstäben: diss. … for the degree of Dr. of Eng. / Thomas Samland; Albert-Ludwigs-Universität Freiburg. — Freiburg, 2011. — 196 p.
5. Виссарионова, Е.С. Компьютерное моделирование оптико-электронных узлов абсолютного оптического энкодера / Е.С. Виссарионова, В.Н. Кузнецов // XI конгресс молодых ученых: сб. науч. тр.; Нац. исслед. ун-т ИТМО, Санкт-Петербург., 4–8 апр. 2022 г. — СПб., 2022. — С. 601–605.
6. Patent WO 2013172564 A1, IPC G01D 5/36 (2006.01), GOID 5/347 (2006.01). Digital opto-electric pulse application method for correcting bit error of vernier-type optical encoder: № PCT/KR2013/003552: filing date 25.04.2013: publ. date 21.11.2013 / C. DongIl, B. Wook, K. Taeil, L. SangHoon, M. MinWug; applicant SNU R&DB FOUNDATION. — 17 p.
7. Cui, C. Precision nanometrology: laser interferometer, grating interferometer and time grating sensor / C. Cui, X. Li // Sensors. — 2021. — Vol. 25, iss. 21. — DOI: https://doi.org/10.3390/s25216791.
8. Levinson, H.J. Principles of lithography / H.J. Levinson. — 2nd ed. — Bellingham: SPIE Press, 2005. — 424 p.
9. Быстродействующая специализированная СБИС обработки сигналов для прецизионных нониусных энкодеров: предварительная спецификация v.1.0 // Зеленоградский нанотехнологический центр. — Зеленоград: АО «ЗНТЦ», 2020. — 45 с. — URL: https://clck.ru/3UnE3a (дата обращения: 14.07.2026).
10. A linear compensation method for improving the accuracy of an absolute multipolar magnetic encoder / J. Park, H. Nguyen, T.N-C. Tran, J. Jeon // IEEE Access. — 2021. — Vol. 9. — DOI: https://doi.org/10.1109/ACCESS.2021.3054362.

Mosilevich I.M., Antonov M.S.

Optical encoder for robotics

The article is devoted to the development of a comprehensive design methodology for high-precision optical vernier encoders used in robotics. The scientific novelty lies in the development of a mathematical model for the formation of a vernier moire signal, taking into account diffraction effects, as well as the introduction of an auxiliary digital track DOP (Digital Opto-electric Pulse) to eliminate the high-order bit error without significantly increasing the size of the code disk. The practical significance of the work is confirmed by the proposed engineering algorithm for calculating the optical and geometric parameters of rasters, which minimizes phase errors and reduces the number of photodetectors to five units. The results of digital modeling and verification of a mock-up sample of the encoder with a resolution of 20 bits per revolution are presented.

Поступила в редакцию 14.07.2026.