



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2025(2)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 2
2025**

Nauchno-tekhnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta

Scientific and Technical Journal of
Bryansk State University

№ 2
2025

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 2 (2025). Брянск: РИСО БГУ, 2025. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>
Размещено на официальном сайте журнала: 25.06.2025

Решением Высшей Аттестационной комиссии при Минобрнауки России с 07 марта 2023 г. сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» включено в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук по следующим специальностям научных работников:

2.5.2 – Машиноведение (технические науки);

2.5.11 – Наземные транспортно-технологические средства и комплексы (технические науки);

2.5.21 – Машины, агрегаты и технологические процессы (технические науки)

Решением Высшей Аттестационной комиссии при Минобрнауки России (письмо от 06 декабря 2022 г. № 02-1198) сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» отнесено к категории К2

Председатель Редакционного совета БГУ им. акад. И.Г. Петровского:

А.В. Антюхов – доктор филологических наук, профессор, ректор Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия).

Главный редактор сетевого издания:

А.В. Лагерев – доктор технических наук, заместитель по научной работе директора НИИ фундаментальных и прикладных исследований Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия)

Ответственный секретарь сетевого издания:

И.В. Мельников – кандидат биологических наук, начальник Редакционно-издательского отдела Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия).

Редакционная коллегия сетевого издания:

Д.В. Артамонов – доктор технических наук, первый проректор Пензенского государственного университета (г. Пенза, Россия);

Н.И. Баурова – доктор технических наук, декан факультета дорожных и технологических машин Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (г. Москва, Россия);

В.В. Беляков – доктор технических наук, начальник управления научно-исследовательских и инновационных работ Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева (г. Нижний Новгород, Россия);

А.В. Вершинский – доктор технических наук, профессор кафедры подъемно-транспортных систем Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана (г. Москва, Россия);

К.А. Гончаров – доктор технических наук, проректор по инновационному развитию, информатизации и цифровой трансформации Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия);

А.А. Короткий – доктор технических наук, заведующий кафедрой транспортных систем и логистики Донского государственного технического университета (г. Ростов-на-Дону, Россия);

А.В. Лагерев – доктор технических наук, заместитель директора НИИ фундаментальных и прикладных исследований Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия);

И.А. Лагерев – доктор технических наук, и.о. ректора Кубанского государственного технологического университета (г. Краснодар, Россия);

В.М. Пашкевич – доктор технических наук, проректор по научной работе Белорусско-Российского университета (г. Могилев, Беларусь);

И.А. Полянин – доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин Поволжского государственного технологического университета (г. Йошкар-Ола, Россия);

А.В. Рыбаков – доктор технических наук, начальник лаборатории информационного обеспечения населения и технологий информационной поддержки Академии гражданской защиты МЧС России (г. Химки, Россия).

Editorial Council Chairman of Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University:

A.V. Antyukhov – Doctor of Philological Sciences, Professor, Rector at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia).

Chief editor:

A.V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Vice director of Institute of basic and applied research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia).

Executive secretary:

I.V. Melnikov – Candidate of Biological Sciences, Chief of Editorial-publishing Department at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia).

Editorial Board:

D.V. Artamonov – Doctor of Technical Sciences, first Vice rector at Penza State University (Penza, Russia);

N.I. Baurova – Doctor of Technical Sciences, Dean of faculty of road and technological machines at Moscow automobile and road construction state technical University (Moscow, Russia);

V.V. Belyakov – Doctor of Technical Sciences, Head of research and innovation Department at Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev (Nizhny Novgorod, Russia);

K.A. Goncharov – Doctor of Technical Sciences, Vice-Rector for Innovative Development, Informatization and Digital Transformation at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia);

A.V. Vershinsky - Doctor of Technical Sciences, Professor of chair of Lifting and transport system at Moscow State Technical University named N.E. Bauman (Moscow, Russia);

A.A. Korotky - Doctor of Technical Sciences, Head of chair of transport systems and logistics at Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russia);

A.V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Vice director of Institute of basic and applied research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia);

I.A. Lagerev – Doctor of Technical Sciences, Rector at Kuban State Technological University (Krasnodar, Russia);

V.M. Pashkevich - Doctor of Technical Sciences, Vice rector at Belarusian-Russian University (Mogilev, Belarus Republic);

I.A. Polyandin - Doctor of Technical Sciences, Professor of chair of transport and technological machines at Povolzhskiy State Technical University (Yoshkar-Ola, Russia);

A.V. Rybakov - Doctor of Technical Sciences, Head of Laboratory of information technologies and providing the population at Academy of civil defence EMERCOM of Russia (Khimki, Russia);

Электронный журнал «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации: Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.

16+

Ответственность за точность фактологического материала, используемого в статьях, несут авторы.

© Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2025
© 2025 Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



The Journal and its metadata are licensed under CC BY-SA

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

**Машиноведение, наземные транспортно-технологические средства и процессы**

Статьи, опубликованные в этом разделе, соответствуют требованиям Перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора наук, на соискание ученой степени кандидата наук по специальностям научных работников 2.5.2; 2.5.11; 2.5.21

Статьи, опубликованные в этом разделе, соответствуют требованиям к журналам категории К2 Перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора наук, на соискание ученой степени кандидата наук (Информационное письмо ВАК при Минобрнауки России от 06.12.2022 № 02-1198)

Гнездилов С.Г. (Москва, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-124-134

Топологическая оптимизация конструкции грузового захвата с применением принципа минимума затрат усилий 124

Игнатов С.Д. (Омск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-135-144

Алгоритм инженерной методики оптимизации параметров отвального рабочего оборудования автогрейдера 135

Корытов М.С., Щербаков В.С., Кашапова И.Е. (Омск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-145-153

Методика расчета статической силовой характеристики виброзащитного механизма сиденья с натяжным роликом 145

Краюшкин А.С., Тюремнов И.С., Шорохов Д.А. (Ярославль, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-154-166

Экспериментальные исследования уплотнения грунта комбинированным вибрационным катком ДМ-58 в полевых условиях 154

Малиновский М.П., Таричко В.И., Чикина А.К. (Москва, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-167-178

Оценка массовых характеристик колёсного шасси при проектировании превентивной системы поддрессоривания 167

Оганян Э.А., Хмелев Р.Н. (Тула, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-179-187

Результаты расчетно-экспериментальных исследований функционирования привода электрической самоходной машины 179

Серкова Л.Б., Варено Л.Г. (Омск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-188-196

Влияние работоспособности опорного ролика на деформацию печатного цилиндра от действия системы захватов 188

Сухарев Р.Ю., Беляев К.В., Лазута И.В. (Омск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-197-206

Расчет траектории поворота беспилотной машины с передними управляемыми колесами 197

Харченко М.В. (Магнитогорск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-207-217

Аналитическое исследование давлений в слое смазочного материала
разделяющего контакт зубьев тяжело нагруженного зубчатого механизма 207

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE

**Machinery, ground transportation and technological means and processes**

The articles published in this section comply with the requirements of the List of peer-reviewed scientific publications, in which the main scientific results of dissertations for the degree of Doctor of Science, for the degree of Candidate of Science in the specialties of scientific workers 2.5.2; 2.5.11; 2.5.21

The articles published in this section meet the requirements for journals of category K2 of the List of peer-reviewed scientific publications, in which the main scientific results of dissertations for the degree of Doctor of Science, for the degree of Candidate of Science (Information letter of the Higher Attestation Commission under the Ministry of Education and Science of Russia of December 6, 2022 No. 02-1198)

Gnezdilov S.G. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-124-134

Topology optimization of a cargo gripper design using the minimum effort principle 124

Ignatov S.D. (Omsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-135-144

The algorithm of the engineering method of parameter optimization dump working equipment of the motor grader 135

Korytov M.S., Sherbakov V.S., Kashapova I.E. (Omsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-145-153

Methodology for calculation of static force characteristic of vibration protection mechanism of a seat with a tension roller 145

Krayushkin A.S., Tyuremnov I.S., Shorohov D.A. (Yaroslavl, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-154-166

Experimental studies on soil compaction by the DM-58 combined vibratory roller in the field conditions 154

Malinovsky M.P., Tarichko V.I., Chikina A.K. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-167-178

Assessment of mass characteristics of a wheeled chassis when designing a preventive suspension system 167

Oganyan E.A., Khmelev R.N. (Tula, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-179-187

Results of calculation and experimental studies of the functioning of the drive of an electric self-propelled machine 179

Serkova L.B., Varepo L.G. (Omsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-188-196

The effect of the operability of the support roller on the deformation of the printing cylinder from the action of the gripping system 188

Sukharev R.Yu., Belyaev K.V., Lazuta I.V. (Omsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-197-206

Calculation of the turning trajectory of an unmanned vehicle with front steerable wheels 197

Kharchenko M.V. (Magnitogorsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-207-217

Analytical study of pressures in the layer of lubricant material separating the contact of teeth of a heavy-loaded gear mechanism 207

УДК (UDK) 621.86/.87

ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ГРУЗОВОГО ЗАХВАТА
С ПРИМЕНЕНИЕМ ПРИНЦИПА МИНИМУМА ЗАТРАТ УСИЛИЙTOPOLOGY OPTIMIZATION OF A CARGO GRIPPER DESIGN USING
THE MINIMUM EFFORT PRINCIPLEГнездилов С.Г.^{1,2}
Gnezdilov S. G.^{1,2}¹ – Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)² – Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт» (Москва, Россия)¹ – Bauman Moscow State Technical University (Moscow, Russian Federation)² – National Research University “Moscow Power Engineering Institute” (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Статья предлагает подход к топологической оптимизации грузового захвата для перемещения стального листового проката на основе принципа минимума затрат усилий. Цель — повысить жесткость и надежность конструкции с одновременным снижением массы. Объект оптимизации — левый рычаг захвата со сложным нагружением. Предложена методика упрощения расчетных схем путем исключения неизвестных внешних сил через рациональное наложение связей, что снижает трудоемкость вычислений и риск ошибок. Моделирование выполнено в среде TopOpt-2D. Рассмотрены два предельных случая: с минимальным и максимальным трением в зоне контакта башмака с грузом. Разработаны расчетные схемы с граничными условиями, учитывающими нагружение рычага, и проведена оптимизация с долей объема материала 10%. Результаты показали необходимость введения пассивных зон и корректировки ключевых точек (например, смещение крепления тяги вправо), что сократило длину тяги и улучшило распределение материала. Сравнительный анализ выявил, что оптимизированный рычаг снижает напряжения в десятки раз, а максимальные горизонтальные перемещения — более чем в 30 раз, повышая жесткость и надежность. Отмечена важность учета различных рабочих нагрузок (например, при кантовании) для дальнейшего улучшения конструкции. Практика подтвердила эффективность алгоритма, упрощающего моделирование, и необходимость итеративного уточнения схем для оптимальной топологии. Результаты применимы при проектировании аналогичных устройств, требующих баланса массы, жесткости и надежности.

Ключевые слова: топологическая оптимизация, грузовой захват, принцип минимума затрат усилий, конечно-элементный анализ, минимизация податливости.

Abstract. The article presents an approach to the topology optimization of a cargo gripper design for handling steel sheet products, employing the minimum effort principle. The primary goal of the research is to enhance the stiffness and reliability of the structure while reducing its mass. The left gripper arm, subjected to complex loading conditions, is selected as the optimization object. A methodology is proposed that simplifies computational models by eliminating unknown external forces through the rational application of constraints, thereby reducing computational complexity and minimizing the risk of errors. The TopOpt-2D environment is used for simulation. Two key cases are analyzed: negligible and significant friction at the shoe-load contact. Models with boundary conditions that reflect the lever's loading are developed, and topology optimization is performed with a material volume fraction of 10%. The results highlight the need for introducing passive zones and adjusting key points (e.g., displacing the linkage attachment point to the right), which reduces linkage length and improves material distribution. A comparative finite element analysis of the initial and optimized designs demonstrates that the new arm configuration has the potential to reduce stress levels by tens of times and maximum horizontal displacements by over 30 times, significantly enhancing stiffness and reliability. The importance of accounting for multiple operational load combinations (e.g., during sheet tilting) for further design refinement is emphasized. The study emphasizes accounting for varied load scenarios (e.g., sheet tilting) for future refinement. It confirms the algorithm's effectiveness in simplifying models and highlights iterative refinement for rational topology. The findings apply to similar devices requiring a balance between mass, stiffness, and operational reliability.

Keywords: topology optimization, cargo gripper, minimum effort principle, finite element analysis, compliance minimization.

Дата получения статьи: 24.02.2025
Дата принятия к публикации: 01.04.2025
Дата публикации: 25.05.2025

Date of manuscript reception: 24.02.2025
Date of acceptance for publication: 01.04.2025
Date of publication: 25.05.2025



Сведения об авторе:

Гнездилов Сергей Геннадьевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Подъемно-транспортные системы», Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана; доцент кафедры робототехники, мехатроники, динамики и прочности машин, Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт», *e-mail: gnezdilov@bmstu.ru*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3215-3840>

Author's information:

Sergey G. Gnezdilov – PhD (Eng), Associate Professor, Associate Professor of Department of Hoisting and Conveying Systems at Bauman Moscow State Technical University; Associate Professor of Department of Robotics, Mechatronics, Dynamics and Machine Strength at National Research University "Moscow Power Engineering Institute",
e-mail: gnezdilov@bmstu.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3215-3840>

1. Введение

Подготовку расчетных схем для задач концептуальной топологической оптимизации актуально производить с применением принципа минимума затрат усилий, в соответствии с которым предлагается принимать комбинации граничных условий, при которых существенно упрощается решение задач. Рациональный выбор граничных условий позволяет не только сократить время подготовки расчетных схем, но и снизить риск возникновения ошибок.

Цель настоящего исследования – изложение основных положений применяемого при подготовке расчетных схем для топологической оптимизации (он также может применяться при подготовке расчетных схем для проведения конечно-элементного анализа) принципа минимума затрат и рассмотрение примера практического применения данного принципа.

2. Принцип минимума затрат

В данной работе для построения расчетной схемы топологической оптимизации [1] предлагается использование инверсного подхода к аксиоме об освобождении от связей: вместо традиционного исключения связей на свободное тело накладывают искусственные ограничения, имитирующие реальные эксплуатационные нагрузки.

Предлагаемый подход проиллюстрируем на примере решения плоской задачи. Предположим, что требуется получить оптимальную топологию для представленного на рис. 1 объекта, находящегося в статическом равновесии: пара верхних сил уравновешена одной силой снизу. Наложение внешних связей (в плоской системе три связи должны обес-

печивать статическую определенность и геометрическую неизменяемость) может быть реализовано разными способами, позволяющими исключить часть сил, сохраняющихся в виде реакций в опорах. Первые три комбинации наложения связей (рис. 1) позволяют исключить из модели по две силы. Последняя комбинация связей, равно как и три другие, обеспечивает статическую определенность и геометрическую неизменяемость модели, однако требует от исследователя определения численных значений всех трех внешних сил. Из представленных на рис. 1 комбинаций наложения связей наилучшей будет та, при которой определение оставшихся представляет собой наименее трудоемкую задачу. Наложение трех связей позволяет исключить их расчетной схемы до трех сил. В тех случаях, когда к оптимизируемому объекту приложено большое число сил (пять и более), то целесообразно оставлять силы, определение соотношения которых представляет собой наименее трудоемкую задачу. Во случаях приложения к объекту оптимизации распределенной нагрузки ее замена связями во чаще всего нецелесообразна. То же самое относится к подвижной нагрузке (например, стрела башенного крана [2]), замена которой связями не представляется возможной.

Далее рассмотрен пример применения изложенного принципа минимума затрат в отношении конкретной практической задачи, в рамках которой для наиболее нагруженного элемента грузового захвата построены расчетные схемы (для целей проведения топологической оптимизации), в соответствии с которыми подготовлена расчетная модель его наиболее нагруженного элемента и после серии опытов получена соответствующая ей оптимальная (рациональная) топология.

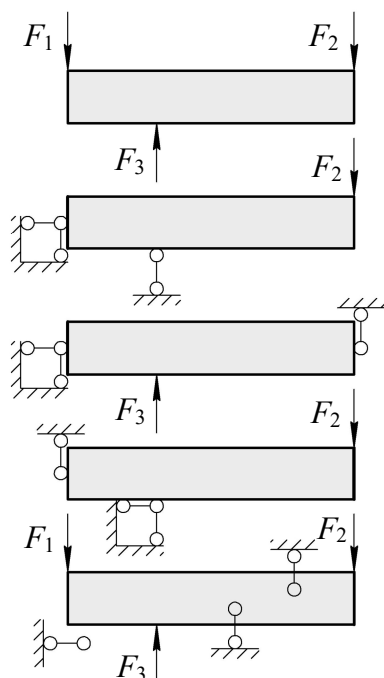


Рис. 1. Некоторые возможные способы наложения связей на объект

3. Грузовой захват для листового проката

Рассмотрим предназначенный для перемещения груза (листовой прокат) несимметричный клещевой грузозахват [3], схема которого представлена на рис. 2. Захват содержит пару рычагов 1 и 2, зажимной кулачок 3 и регулируемую тягу 4. За расположенную на левом рычаге 1 верхнюю проушину захват может быть подвешен на грузоподъемном устройстве. Фиксация груза 5 в захвате производится посредством его сжатия с обеих сторон элементами с зубчатой насечкой. Захват настраивается под грузы различной толщины посредством изменения рабочей длины регулируемой тяги 4 так, чтобы при подъеме груза 5 между рычагом 1 и зажимным кулачком 3 приблизительно создавался угол α (определяется положением линии, проходящей через точки Г и Д), при котором обеспечивается наиболее надежная фиксация груза в захвате.

Перед построением расчетной схемы захвата проанализируем некоторые аспекты его устройства (рис. 2). В процессе подъема груза до момента его отрыва от основания имеют место упругая деформация элементов захвата и некоторый поворот зажимного кулачка, сопровождающиеся возрастанием

давления в местах контакта захвата с грузом. Поворот зажимного кулачка ведет к неблагоприятному перемещению зубьев относительно друг друга, что может стать причиной их ускоренного износа, повреждения транспортируемого материала. С другой стороны, жесткое крепление регулируемой тяги 4 к левому рычагу 1 (рис. 2) создает в ней изгибающий момент, величина которого пропорциональна угловому рассогласованию параллельности осей рычагов. Для улучшения условий работы захвата предлагается внесение в его конструкцию изменений (рис. 3): исключение зубчатой насечки в зоне контакта с рычагом 2; замена соединения тяги с левым рычагом с жесткого на шарнирное.

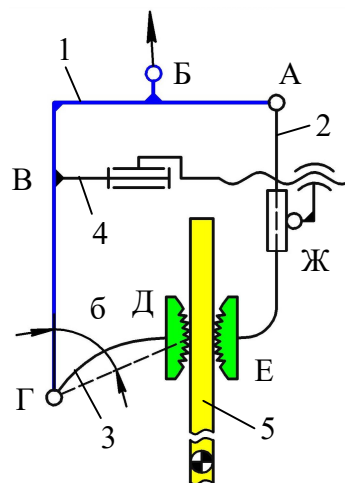


Рис. 2. Кинематическая схема захвата:
1 – левый рычаг, 2 – правый рычаг,
3 – зажимной кулачок, 4 – регулируемая тяга, 5 – груз (листовой прокат)

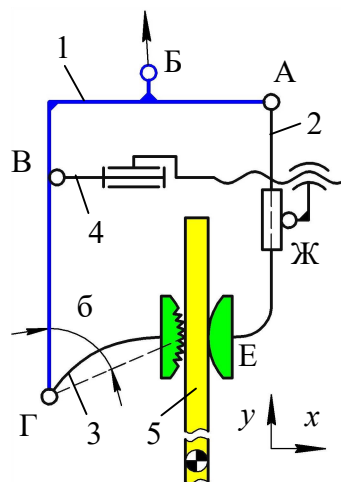


Рис. 3. Кинематическая схема грузового захвата после преобразований

4. Общий порядок построения расчетной схемы

Топологическую оптимизацию проще проводить в отношении одного отдельного элемента конструкции либо части элемента, реже она проводится в отношении сборочной единицы [4]. На оптимизируемом элементе определяют [5] области (характерные точки), в которых тот взаимодействует с другими объектами, выявляют характер такого взаимодействия в основных расчетных случаях. Затем в характерных точках накладывают связи в соответствии с принципом минимума затрат, который позволяет исследователю максимально упростить работу по вычислению значений силовых факторов. Пассивные пустоты (пустые зоны, в которых не допускается заполнение материалом) целесообразно включать непосредственно в расчетную модель на этапе ее подготовки после получения первых предварительных результатов оптимизации.

5. Постановка задачи

Захват (рис. 3) является самозажимным устройством, сила сжатия которого пропорциональна весу поднимаемого груза. Функционирование захвата требует баланса между сжимающей нагрузкой, обеспечивающей надежную фиксацию груза, и предотвращением критических деформаций, вызывающих неконтролируемое смещение зажимного кулачка по вертикали. С целью минимизации рисков проявления негативных явлений в работе захвата актуальна структурная оптимизация его конструкции, направленная на достижение высокой жесткости при снижении массы.

В качестве объекта оптимизации в рамках настоящего исследования примем имеющий наиболее сложное конструктивное исполнение и характер нагружения левый рычаг (поз. 1 на рис. 3). Моделирование выполним в среде *TopOpt-2D* [6] (в основе программы *SIMP*-метод [7]), которая позволяет в режиме реального времени проводить топологическую оптимизацию геометрии захвата (наиболее рациональное распределение материа-

ла в пределах расчетной области (области проектирования) с учетом граничных условий) с учетом нескольких расчетных случаев по критерию минимизация податливости [7], опираясь на требуемый долю объема материала в расчетной области.

При решении задачи принят ряд следующих допущений. В связи с тем, что результаты топологической оптимизации малочувствительны к направлениям и значениям приложенных сил [5], в расчетных схемах не учитываются силы трения в шарнирах, собственный вес элементов захвата (вес перемещаемого с использованием захвата груза кратно превышает собственный вес захвата), не принимается во внимание незначительный поворот элементов захвата относительно друг друга и т.п. Из этого допущения, в частности, следует, что центр тяжести системы (захват с грузом) будет совпадать с центром тяжести груза. Примем, что для поиска рациональной топологии достаточно рассмотрения исполнения груза только одной толщины, которую примем такой, что регулируемая тяга захвата будет ориентирована параллельно оси x . Примем также, что в точке E контакта правого башмака с грузом величина трения варьируется в диапазоне от нуля до 20% от веса груза. Задача решается в плоской постановке из допущения о незначительном влиянии поперечных нагрузок на результат, а вопрос рационального проектирования объемной конструкции требует отдельной дополнительной проработки.

6. Обоснование расчетных случаев и соответствующие им расчетные схемы

Качество результатов топологической оптимизации напрямую зависит от количества учитываемых при этом расчетных сочетаний нагрузок, имеющих преобладающее действие [8, 9]. Ограничимся рассмотрением двух предельных случаев, которые относятся к подъему груза номинального веса. В первом случае предположим, что в точке E (область контакта башмака с грузом) сила трения пренебрежимо мала, а во втором – она равна одной пятой номинального веса груза. Физически это может иметь место при следующих условиях:

в одном случае на контактной поверхности в точке Е имеется масляная пленка, которая делает трение пренебрежимо малым, во втором случае, трение напротив возрастает из-за сочетания различных факторов (отсутствие смазки, высокая шероховатость поверхности груза, наличие загрязнений и т.п.).

Для принятых расчетных случаев построены расчетные схемы (рис. 4), которые отражают нагруженность левого рычага захвата в этих случаях. На схемах представлены граничные условия (силы и связи), при которых обеспечивается наиболее приближенная к фактической нагруженность рычага в этих случаях.

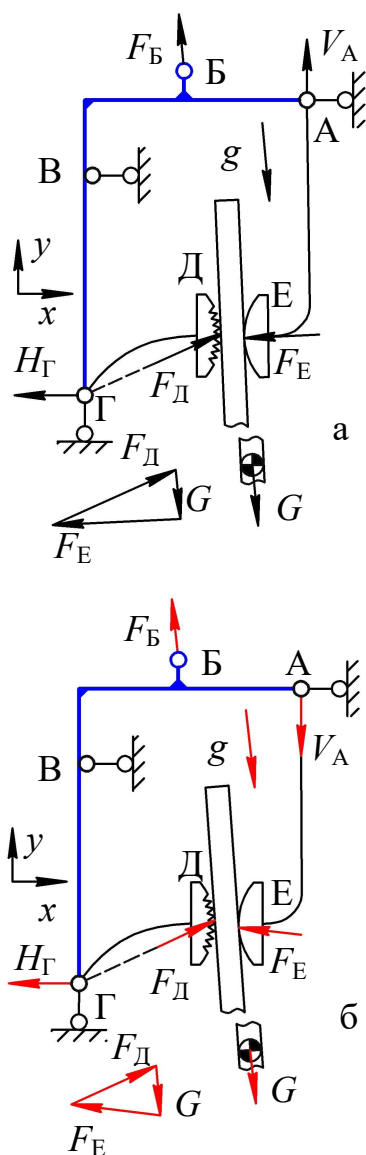


Рис. 4. Расчетные схемы рычага:
а – для первого случая;
б – для второго случая

Далее изложены основные принципы задания граничных условий. На первом этапе определены характерные точки: области шарнирного соединения рычага 1 с зажимным кулачком 3 (точка Г), тягой 4 (точка В), грузовым подвесом (точка Б) и правым рычагом 2 (точка А). Под «точками» подразумеваются контактные области взаимодействия объекта исследования с другими объектами, спроецированные на плоскость схемы и сжатые до точечного представления.

На следующем этапе определены направления реакций в характерных точках исследуемого левого рычага захвата.

В проушине Б, за которую захват фиксируется на грузовом подвесе, направление силы (относительно захвата) определяется ориентацией стропа относительно захвата, причем линия действия силы будет проходить через центр тяжести системы «захват-груз», положение которого, в свою очередь, определяется толщиной поднимаемого проката (с увеличением толщины проката центр тяжести смещается вправо) (рис. 4). Поскольку центр тяжести груза по горизонтали несколько смещен относительно точки подвеса, то при подъеме захвата с грузом произойдет их поворот в некоторое новое положение, при котором центр тяжести груза в новом устойчивом положении расположится непосредственно под точкой подвеса (так как собственным весом захвата пренебрежимо мал). При этом также будет иметь место поворот груза относительно захвата в новое положение равновесия, которое определено графически, посредством создания параметризованной модели захвата, на основе теоремы о трех непараллельных силах в отношении груза, на который действуют три силы: две сжимающие и его собственный вес. Использование данного метода позволило определить фактическое положение захвата и груза после его отрыва от основания, а также то, как между собой соотносятся действующие на груз силы.

В точке Г направление приложенной к рычагу силы определяется положением зажимного кулачка: линия действия этой силы проходит через точки Г и Д (точка контакта зажимного кулачка с грузом). Оптимален

угол наклона кулачка, при котором создается такое минимальное усилие сжатия груза, при котором обеспечивается необходимый запас на удержание груза. Это связано с тем, что с увеличением усилия сжатия груза растет деформация элементов захвата, которая при больших усилиях может принимать недопустимые значения, а захват способен перестать выполнять свои функции.

Как и в точке Г, линия действия реакции в точке В проходит через В и Ж (рис. 3). При работе с грузами разной толщины положение правого рычага относительно левого может меняться, вследствие чего положение точки Ж (в направлении y) также может принимать разные положения. Принято допущение: захват работает лишь с грузами одной толщины, при которой линия В-Ж (и коллинеарно ей реакция в точке В) будет направлена параллельно оси x (рис. 4).

Направление действующей в точке А реакции неочевидно и зависит от силы трения между правым башмаком и грузом в точке Е. Основываясь на анализе нагруженности элементов захвата, можно предположить, что при пренебрежимо малом трении в точке Е направление приложенной к левому рычагу реакция в А будет характеризоваться координатами $+y$ и $-x$. В случае наличия значительной силы трения в точке Е координаты станут следующими: $-y$ и $-x$.

На следующем этапе на левый рычаг в характерных точках наложены ограничения в виде связей так, чтобы из расчетной схемы максимально исключить наименее информативные реакции. При задании связей условлено, что известен лишь вес груза, который принят равным единице.

В точке Б реакция равна весу груза, а ее направление определено, как было указано выше, с использованием параметризированной модели захвата. Поскольку значение силы и ее направление известны, то наложение связей в этой точке нецелесообразно.

Реакцию в точке В, как все остальные реакции, несложно найти, составив несколько уравнений либо построив силовые многоугольники, но в данном конкретном случае проще с использованием шарнирно-подвижной опоры в этой точке ограничить

перемещение в направлении x так, чтобы отпала необходимость вычисления этой реакции, которая в результате этой операции будет полностью передаваться в опору и впоследствии возникнет в модели в виде реакции в этой опоре.

В точке А в представленной системе координат реакция имеет две составляющие. Причем составляющая по оси x будет существенно больше. Другая составляющая V_A по оси y по модулю равна проекции силы F_E на ось y (определяется из проекции действующих на правый рычаг сил на ось y). Судя по силовым треугольникам (рис. 4), в первом расчетном случае V_A равна 0,12, а во втором – 0,22. Во избежание вычисления значения составляющей по оси x в А перемещение точки ограничено в данном направлении.

Таким образом, на левый рычаг наложено две связи. Для обеспечения геометрической неизменяемости дополнительно требуется наложить еще одну связь. Это сделано в оставшейся точке Г. Из представленных силовых треугольников (рис. 4) для обоих случаев могут быть найдены значения силы F_D , направление которой известно, что позволяет легко определить значения обеих составляющих этой силы. Поскольку ограничение перемещения этой точки в направлении x недопустимо (это делает систему статически неопределимой и в то же время она остается геометрически изменяемой), то подвижность этой точки ограничена в направлении y . Значение оставшейся горизонтальной составляющей H_G определено как $F_D \sin \alpha$ и соответственно равно 2,48 (в первом случае) и 1,71 (во втором случае).

7. Моделирование и анализ результатов

Расчетная модель топологической оптимизации является идеализацией реальной системы. От количества принимаемых в расчетных схеме и модели допущений во многом зависит результат топологической оптимизации. С одной стороны, чем меньше допущений, тем ближе к оптимальному будет результат, с другой стороны, с увеличением числа допущений качество результата снижается, но упрощается модель. Построение

расчетной модели для топологической оптимизации опирается на поиск компромисса между качеством и простотой моделей.

В соответствии с расчетными схемами подготавливается первичная расчетная модель, которая после ряда циклов моделирования (с получением предварительных результатов и их анализа) претерпевает ряд изменений: проектировщик оценивает пригодность текущего решения топологии и, если оно чем-то его не устраивает (промежуточные результаты содержат дефекты [10]), вносит в модель соответствующие корректировки [11]. При этом следует учитывать, что каждое новое изменение делает результат менее рациональным и следует вносить их лишь тогда, когда это действительно необходимо. Для моделирования левого рычага использовано поле модели с сеткой 500x600 конечных элементов. Доля объема материала задана равной 10%.

Первые результаты моделирования выявили необходимость в обеспечении свободного пространства (рис. 5) под размещение груза (поле, выделенное серым цветом), в пределах которого не должно быть оптимального распределения материала (оптимизированной топологии). Более того может быть востребовано резервирование части пространства под размещение зажимного кулачка.

Полученная топология (рис. 5) вблизи точки Г содержит консольный участок, образовавшийся из-за допущения о том, что зажимной кулачок во всех расчетных случаях ориентирован под одним и тем же углом, а, значит, направление действия приложенной в точке Г силы не меняется. В действительно такое изменение будет, что делает такую топологию практически непригодной. Для получения приемлемого решения требуется корректировка модели. Одно из возможных решений — задание разных углов наклона зажимного кулачка в расчетных случаях. Например, в одном случае угол α можно принять равным 75, а в другом 80 градусам. Другое решение предполагает введение дополнительных минимальных ограничений на распространение линий построения (рис. 6). Еще один вариант: использование проекти-

ровщиком собственного воображения для доработки результата оптимизации, выражающееся в приведении результатов оптимизации (при построении геометрической модели детали) под требуемый вид.

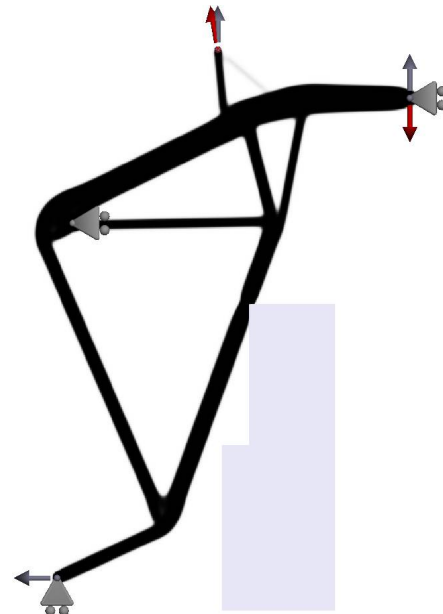


Рис. 5. Расчетная модель с первыми результатами оптимизации

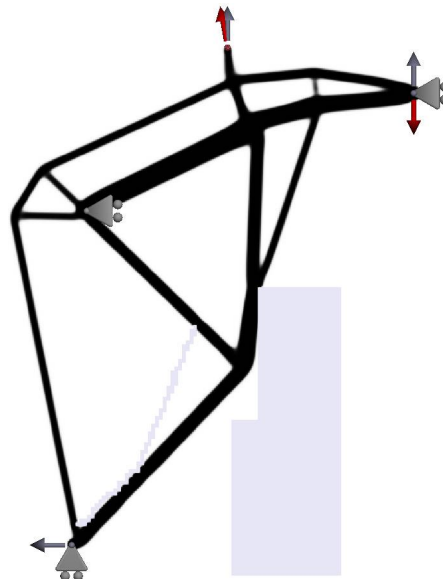


Рис. 6. Результаты корректировки исходной расчетной модели (вблизи нижней опоры добавлена пассивная область (неизменяемая зона))

Анализ первых результатов оптимизации (рис. 5) также показал, что заданная в точке В связь вытягивает топологию в левую сторону, хотя конструктивно точка В потенциально может располагаться и правее, что не

повлияет на работу захвата, но позволит уменьшить длину тяги, и потенциально может придать конструкции рычага более рациональную топологию. В связи с этим рассмотрены случаи различного расположения точки В по оси x . На рис. 7 приведен результат оптимизации, который получен в результате смещения точки В вправо. В этой же модели использованы расчетные схемы с разными углами наклона зажимного кулачка. Другой результат (рис. 8) получен посредством смещения точки В вдоль x до АГ и добавления ряда пассивных областей (неизменяемых зон), корректирующих результат.

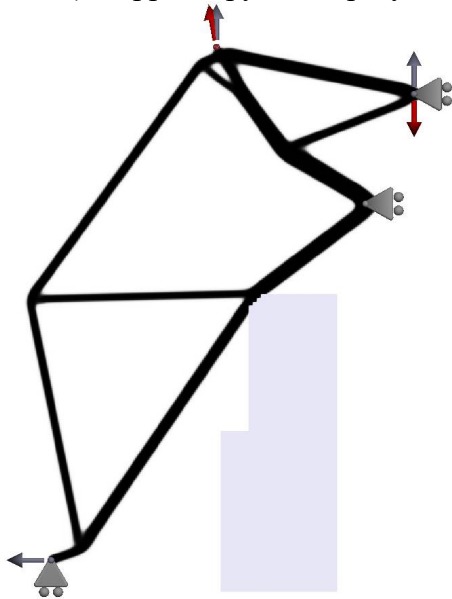


Рис. 7. Результаты корректировки исходной расчетной модели (в расчетных схемах приняты разные углы наклона зажимного кулачка, а характерная точка В смещена вправо вдоль линии действия силы)

Опираясь на результаты топологической оптимизации с учетом особенностей технологии изготовления, построена геометрическая модель левого рычага грузового захвата [12], схема которой представлена на рис. 9 на фоне исходного решения. Все характерные точки рычага совпадают за исключением точки крепления тяги, которая смещена вправо (до линии, проходящей через точки АГ на рис. 3), что позволяет уменьшить потребную рабочую длину тяги, а, следовательно, и ее массу.

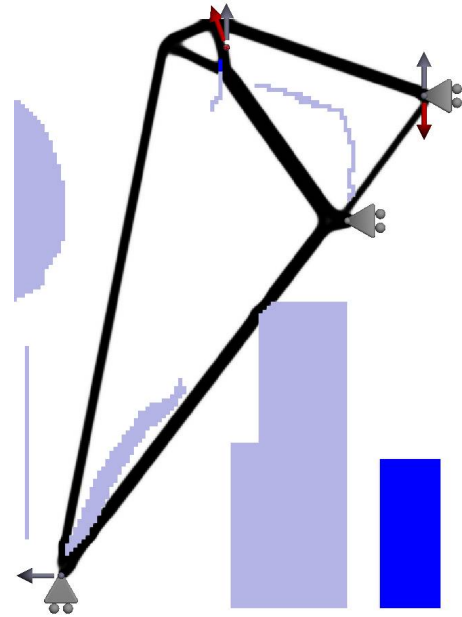


Рис. 8. Итоговый результат моделирования оптимальной топологии

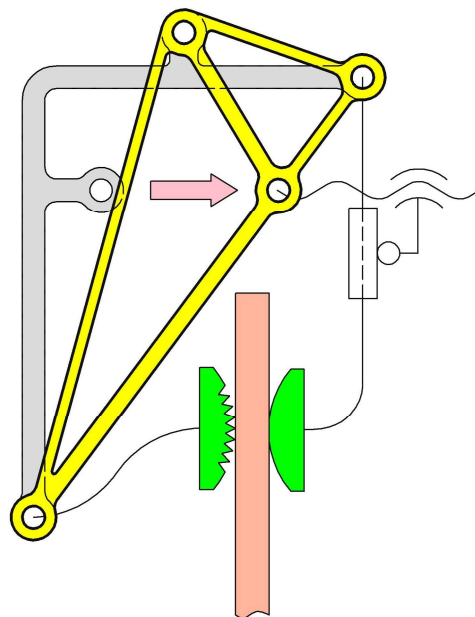


Рис. 9. Решение рычага захвата, полученное на основе результатов топологической оптимизации, на фоне исходного исполнения

В целях проверки корректности результатов оптимизации [9] выполнен сравнительный линейный статический конечно-элементный анализ обоих решений левого рычага грузового захвата, результаты которого для первого расчетного случая приведены на рис. 10 и рис. 11. Геометрические модели решений рычага имеют одинаковые толщину, объем и свойства материала.

В соответствии с картами эквивалентных напряжений (рис. 10) в новом решении, полученном на основе результатов топологической оптимизации, уровень напряжений в десятки раз ниже, что свидетельствует о его более высокой надежности. Похожая ситуация и с жесткостью, которая у нового решения существенно выше: под действием нагрузки максимальные горизонтальные перемещения (рис. 11) нижнего шарнира уменьшены более чем в 30 раз, что обеспечивает более надежную работу устройства, улучшаются его эксплуатационные характеристики (деформация элементов захвата в меньшей степени влияет на его работу).

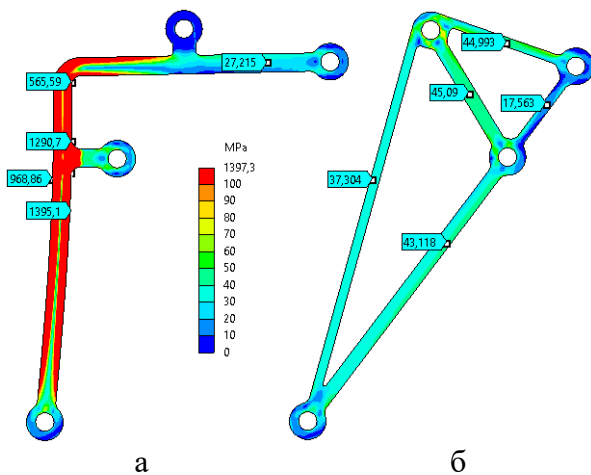


Рис. 10. Карты эквивалентных напряжений в решениях рычага (показана действительная деформация): а – исходное решение, б – новое решение

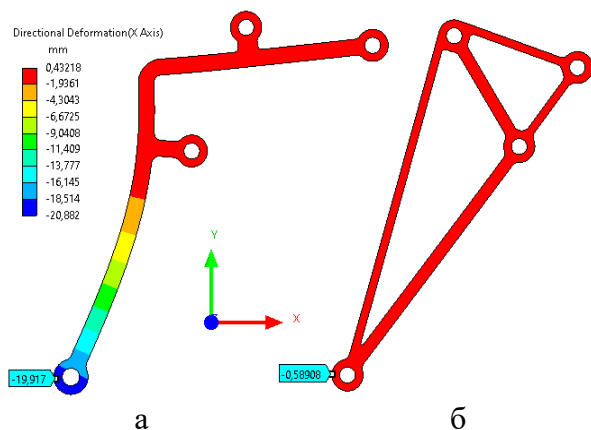


Рис. 11. Карты перемещений в решениях рычага (увеличены в 5 раз): а – исходное решение, б – новое решение

8. Заключение

В работе наглядно продемонстрировано, что этапу топологической оптимизации должно предшествовать обоснование относительного расположения характерных точек оптимизируемого объекта. Выполнено смещение левого узла крепления тяги и такая операция потенциально может быть принята в отношении любой другой точки. Тем не менее на этапе топологической оптимизации изменение положения характерных точек нецелесообразно, а обоснование наиболее рационального относительного расположения характерных точек следует принимать на этапе построения расчетных схем объекта.

В настоящей работе предложен подход, в соответствии с которым могут проектироваться конструкции устройств, учитывающие все значимые сочетания нагрузок. В рассмотренном примере учитывалась лишь пара рабочих сочетаний нагрузки, дающая решение, пригодное для применения ответственными эксплуатантами. Для представленного устройства может быть востребован учет гораздо большего числа рабочих сочетаний нагрузок [9], в числе которых, например, удержание наклоненного под углом 45 градусов листа в процессе его кантования, вызванное особенностями организации рабочего процесса.

Алгоритм минимума затрат при решении задачи топологической оптимизации рычага грузового захвата позволил упростить подготовку расчетных схем и построения расчетных моделей за счет исключения из них неизвестных внешних сил, приложенных к объекту моделирования.

Опыт решения представленной задачи показал, что расчетные схемы являются первым шагом к моделированию рациональной топологии. Для получения приемлемого результата может быть востребовано многократное уточнение модели (основываясь на промежуточных результатах топологической оптимизации) за счет добавления в нее новых ограничений методом последовательного приближения.

Список литературы

1. Вдовин Д.С. Метод топологической оптимизации в задачах проектирования безопасных кабин сельскохозяйственной и строительной техники // Известия МГТУ МАМИ. 2018. № 4(38). С. 21-29.
2. Гнездилов С.Г., Шубин А.Н. Топологическая оптимизация на примере стрелы башенного крана // Механизация строительства. 2017. Т. 78, № 6. С. 40-43.
3. Эксцентриковый захват для вертикального перемещения листов различной толщины / С. В. Репин, Н. Д. Миронов, К. В. Рулис, А. В. Зазыкин. – Патент РФ на полезную модель № 186453 U1. Заявл. 24.09.2018. Опубл. 21.01.2019.
4. Curkovic P. Comparative Analysis of Topology Optimization Platforms for Additive Manufacturing of Robot Arms // Designs. 2024. Vol. 8, No. 5. P. 98. DOI: 10.3390/designs8050098.
5. Гнездилов С.Г. Применение топологической оптимизации при проектировании элементов грузозахватных устройств // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2023. № 1. С. 28-38.
6. Aage N., Nobel-Jørgensen M., Andreasen C.Sch., Sigmund O. Interactive topology optimization on hand-held devices // Structural and Multidisciplinary Optimization. 2013. Vol. 47, No. 1, pp. 1-6. DOI: 10.1007/s00158-012-0827-z.
7. Косых П.А., Азаров А.В. Теория и анализ методов топологической оптимизации // Инженерный журнал: наука и инновации. 2023. № 4(136). DOI: 10.18698/2308-6033-2023-4-2264.
8. Ивченко В.И., Шмелев А.В., Талалуев А.В., Омелюсик А.В. Методические рекомендации по топологической оптимизации силовых конструкций с применением средств численного моделирования // Механика машин, механизмов и материалов. 2022. № 4(61). С. 68-79. DOI 10.46864/1995-0470-2022-4-61-68-79.
9. Liu Ch., Ma K., Zhu T. A New Car-Body Structure Design for High-Speed EMUs Based on the Topology Optimization Method // Applied Sciences (Switzerland). 2024. Vol. 14, No. 3. P. 1074. DOI: 10.3390/app14031074.

References

1. Vdovin D.S. Topology optimization in ROPS-safe design process of operator cabin for forestry, agricultural and construction machinery. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2018, No. 4(38), pp. 21–29. (In Russian)
2. Gnezdilov S.G. Topology optimization by the example of tower crane boom. *Mekhanizatsiya stroitelstva*. 2017. Vol. 78, No. 6, pp. 40-43. (In Russian)
3. Patent RU 186453 U1. *Ekscentricheskii zakhvat dlya vertikalnogo peremesheniya listov razlichnoi tolshchiny* [Eccentric Gripper for Vertical Handling of Sheets of Various Thicknesses]. Repin S.V., Mironov N.D., Rulis K.V., Zazykin A.V. Declared 24.09.2018. Published 21.01.2019. (In Russian)
4. Curkovic P. Comparative Analysis of Topology Optimization Platforms for Additive Manufacturing of Robot Arms / P. Curkovic // *Designs*. 2024. Vol. 8, No. 5. P. 98. DOI: 10.3390/designs8050098.
5. Gnezdilov S.G. Application of topology optimization in the design of elements of load handling devices. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No. 1, pp. 28–38. (In Russian)
6. Aage N., Nobel-Jørgensen M., Andreasen C.Sch., Sigmund O. Interactive topology optimization on hand-held devices. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2013. Vol. 47, No. 1, pp. 1-6. DOI: 10.1007/s00158-012-0827-z.
7. Kosykh P.A., Azarov A.V. Theory and analysis of the topology optimization methods. *Inzhenernyi Zhurnal: Nauka i Innovatsii*, 2023, No. 4(136). DOI 10.18698/2308-6033-2023-4-2264. (In Russian)
8. Ivchenko V.I., Shmelev A.V., Talaluev A.V., Omelyusik A.V. Methodological recommendations on topological optimization of power structures using numerical modeling tools. *Mekhanika Mashin, Mekhanizmov i Materialov*, 2022, No. 4(61), pp. 68–79. DOI: 10.46864/1995-0470-2022-4-61-68-79. (In Russian)
9. Liu Ch., Ma K., Zhu T. A New Car-Body Structure Design for High-Speed EMUs Based on the Topology Optimization Method. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, No. 3. P.

10. Жихарев Л.А. Фрактальные графики эффективности оптимизации топологии в решении проблемы зависимости прочности от сетки // Геометрия и графика. 2020. Т. 8, № 3. С. 25-35. DOI: 10.12737/2308-4898-2020-25-35.

11. Scurtu I.L., Moldovanu D. Conceptual design of an electric vehicle chassis using topology optimization method // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2024. Vol. 1311, No. 1. P. 012022. DOI: 10.1088/1757-899x/1311/1/012022.

12. Ma Yu., Shu Q., Tan L., Tian Ch. Multi-objective Topology Optimization Design for a Certain Launcher Bracket // Innovation and Technology Advances. 2024. Vol. 2, No. 2, pp. 46-58. DOI: 10.61187/ita.v2i2.118.

1074. DOI: 10.3390/app14031074.

10. Zhikharev L.A. Fractal plots of topology optimization efficiency in solving of the problem for strength dependence on the grid. *Geometriya i Grafika*, 2020, Vol. 8, No. 3, pp. 25–35. DOI 10.12737/2308-4898-2020-25-35. (In Russian)

11. Scurtu I.L., Moldovanu D. Conceptual design of an electric vehicle chassis using topology optimization method. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2024. Vol. 1311, No. 1. P. 012022. DOI: 10.1088/1757-899x/1311/1/012022.

12. Ma Yu., Shu Q., Tan L., Tian Ch. Multi-objective Topology Optimization Design for a Certain Launcher Bracket. *Innovation and Technology Advances*. 2024. Vol. 2, No. 2, pp. 46-58. – DOI 10.61187/ita.v2i2.118.

УДК (UDC) 62-529

АЛГОРИТМ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕТОДИКИ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ
ОТВАЛЬНОГО РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ АВТОГРЕЙДЕРАTHE ALGORITHM OF THE ENGINEERING METHOD OF PARAMETER
OPTIMIZATION DUMP WORKING EQUIPMENT OF THE MOTOR GRADERИгнатов С.Д.
Ignatov S.D.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ) (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Совершенствование рабочих органов дорожно-строительных машин является важной задачей, направленной на повышение их эксплуатационной эффективности, снижение энергозатрат и увеличение ресурса оборудования. Повышающиеся требования к качеству выполнения землеройных работ требуют разработки инженерных методик оптимизации параметров рабочих органов, в частности, отвального оборудования автогрейdera. Это позволит повысить точность планировки грунта, снизить нагрузку на силовую установку и увеличить срок службы конструкции. Оптимизация параметров отвального оборудования представляет собой сложную инженерную задачу, требующую учета множества факторов, включая геометрию отвала, его углы установки, свойства разрабатываемого грунта, динамические нагрузки и энергоэффективность машины. Для решения данной задачи целесообразно использование математического моделирования, численных методов оптимизации и анализа нагрузок. Это позволяет определить рациональные параметры конструкции, минимизировать сопротивление грунта и снизить затраты на топливо. В статье приведены результаты анализа существующих конструкций отвального оборудования автогрейдеров, разработан алгоритм инженерной методики оптимизации, рассмотрены основные этапы его реализации, включая моделирование, итерационные процедуры оптимизации и экспериментальную проверку. Оптимизированные параметры позволяют повысить эффективность эксплуатации машины, снизить затраты и увеличить срок службы оборудования.

Ключевые слова: автогрейдер, отвальное оборудование, тяговое усилие, оптимизация.

Дата получения статьи: 10.03.2025
Дата принятия к публикации: 21.05.2025
Дата публикации: 25.06.2025

Сведения об авторах:

Игнатов Сергей Дмитриевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный ав-

Abstract. The improvement of working units in road construction machinery is a crucial task aimed at enhancing operational efficiency, reducing energy consumption, and extending equipment lifespan. Increasing demands for the quality of earthmoving operations require the development of engineering methods for optimizing the parameters of working units, particularly the blade equipment of motor graders. This optimization helps improve grading accuracy, reduce engine load, and extend the service life of the structure. Optimizing the parameters of blade equipment is a complex engineering challenge that requires considering multiple factors, including blade geometry, installation angles, soil properties, dynamic loads, and machine energy efficiency. To address this issue, it is advisable to use mathematical modeling, numerical optimization methods, and load analysis. These approaches enable the determination of optimal design parameters, minimizing soil resistance and reducing fuel consumption. This paper presents an analysis of existing motor grader blade equipment designs, develops an engineering methodology optimization algorithm, and examines the main stages of its implementation, including modeling, iterative optimization procedures, and experimental validation. The optimized parameters improve machine performance, reduce operational costs, and increase equipment lifespan.

Keywords: motor grader, dump equipment, traction, optimization.

Date of manuscript reception: 10.03.2025
Date of acceptance for publication: 21.05.2025
Date of publication: 25.06.2025

Author's information:

Sergey D. Ignatov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor, Department of «Construction, Lifting, Transport and Oil and Gas Engineering» at Siberian State Automobile and

томобильно-дорожный университет»,
e-mail: ignsd@mail.ru.
ORCID: 0000-0003-1891-8744

† Highway University, e-mail: ignsd@mail.ru.
† ORCID: 0000-0003-1891-8744
†

1. Введение

Современные тенденции в строительном машиностроении направлены на повышение эффективности, надёжности и ресурсоёмкости землеройной техники, включая автогрейдеры, экскаваторы и погрузчики. Существенное влияние на производительность и эксплуатационные характеристики машин оказывает конструкция их рабочего оборудования, что обуславливает необходимость его целенаправленной инженерной оптимизации.

В последние годы исследования в данной области приобрели системный характер. В частности, в [1] рассматривается структурно-конструктивная оптимизация ковша экскаватора с использованием топологического проектирования и конечно-элементного анализа, направленная на снижение массы и повышение прочности. Аналогичный подход применяется в [2], где осуществляется оптимизация конструкции рабочего оборудования экскаватора-погрузчика с учетом динамических нагрузок и усталостной прочности.

Одним из ключевых направлений является применение CAD/CAE-систем и численного моделирования для анализа распределения напряжений в металлоконструкциях. Так, в работе [3] выполнено комплексное моделирование лопаты фронтального погрузчика, позволяющее идентифицировать критические зоны концентрации напряжений и внести изменения в геометрию без увеличения массы конструкции.

Наряду с этим активно развиваются методы оптимизации шарнирных и подвижных соединений, обеспечивающих перемещение рабочего органа. В [4] предложено улучшение компоновки поворотного механизма отвала автогрейдера с учетом усилий в звеньях кинематической схемы, что позволило снизить пиковые нагрузки в рабочих режимах.

Интерес представляют также исследования, направленные на повышение износостойкости и долговечности элементов, контактирующих с разрабатываемой средой. В

[5] исследуется влияние режимов нагружения и конструкции режущей кромки отвала на её износ, предлагаются конструктивные улучшения с применением современных материалов и технологических приёмов.

Значительный вклад в развитие направлений, связанных с оптимизацией конструкций, вносят методы структурной оптимизации с применением эволюционных алгоритмов, позволяющие формировать геометрию деталей на основе заданных ограничений и рабочих условий, что отражено в [6].

Таким образом, оптимизация конструкций рабочего оборудования землеройных машин требует междисциплинарного подхода, сочетающего методы механики, численного анализа, материаловедения и инженерной кибернетики. Повышение эффективности таких решений способствует не только снижению материалоемкости техники, но и увеличению её эксплуатационного ресурса при работе в тяжёлых производственных условиях.

2. Постановка задачи

Исследования, посвященные повышению эффективности автогрейдеров при проведении планировочных работ, указывают на то, что в настоящее время автогрейдеры математически достаточно описаны и значительных изменений в их конструкции в ближайшей перспективе не ожидается.

Повышение эффективности процесса планировки поверхности автогрейдером возможно за счет использования специализированного отвала. Однако, для проектирования такого отвала необходимо учитывать ряд факторов, влияющих на производительность машины: скорость перемещения, толщину срезаемой стружки, характеристики грунта, геометрические параметры рабочего оборудования и т.п.

Автоматизированные системы проектирования в настоящее время позволяют быстро определять оптимальные параметры строительных и дорожных машин в целом,

как и параметры рабочего оборудования в частности, но для этого необходимо разработать соответствующую инженерную методику [7 - 9].

Объектом исследования в данном случае является рабочий процесс планировки грунтовой поверхности автогрейдером. Предметом исследования является влияние конструктивных параметров отвального оборудования на эффективность планировки автогрейдером.

Системный анализ активно применяется для исследования сложных взаимозависимых проблем. Основанный на понятии системы, он описывает структуру и взаимосвязи компонентов, которые определены и фиксированы. [10]

В данном исследовании системный анализ используется для изучения как новых, так и уже существующих строительных и дорожных машин.

Эти машины рассматриваются как сложные системы, состоящие из взаимосвязанных подсистем. Каждая из этих подсистем обладает своими уникальными свойствами и функционирует согласно определенным математическим моделям [10].

В данной статье рассматривается только взаимодействие рабочего оборудования автогрейдера с грунтом, а именно планировочные работы.

В качестве варьируемых параметров предлагается рассматривать ширину отвала B , высоту отвала H и массу отвала $m_{отв}$. Так как эти параметры взаимосвязаны между собой, задачу оптимизации можно упростить, приняв за основной и единственный варьируемый параметр ширину отвала, зная который, можно определить высоту и массу.

Целевая функция направлена на минимизацию запаса тягового усилия при выполнении автогрейдером планировочных работ. В качестве целевой функции предлагается рассматривать зависимость вида

$$\Delta T(B) = T_{\min} - \sum W(B) \rightarrow 0, \quad (1)$$

где ΔT – запас по силе тяги, Н; T_{\min} – минимальная сила тяги из двух расчетных (по сцеплению и по мощности), Н; $\sum W$ – суммарная сила сопротивления, возни-

кающая при работе автогрейдера, Н; B – ширина отвала автогрейдера, м.

В качестве ограничения при оптимизации необходимо учесть, что минимальная сила тяги T_{\min} должна превышать суммарную силу сопротивления $\sum W$

$$T_{\min} > \sum W(B). \quad (2)$$

Кроме того, нужно убедиться, что ширина отвала будет соответствовать конструктивным особенностям базовой машины

$$B_0 \leq B \leq B_{\max}, \quad (3)$$

где B_{\max} – максимальная ширина, при которой возможно использование существующей подвески рабочего оборудования, м; B_0 – ширина базового отвала, м

В результате критерий эффективности будет иметь вид

$$\begin{cases} \Delta T(B) = T_{\min} - \sum W(B) \rightarrow 0, \\ T_{\min} > \sum W(B), \\ B_0 \leq B \leq B_{\max}. \end{cases} \quad (4)$$

3. Математическая модель рабочего процесса автогрейдера

В процессе эксплуатации автогрейдера возникают различные силы сопротивления, которые имеют разный характер и разную интенсивность. Для определения сопротивлений, возникающих при работе автогрейдера определенного типа, необходимо знать свойства грунта, его характеристики, размеры отвала и углы его установки, а также вес самого автогрейдера [7 - 9].

Тяговый расчет позволяет оценить возможности тягача при транспортировке грунта с подрезанием стружки. Для нормального протекания процессов резания, перемещения грунта или планирования поверхностей требуются следующие условия.

Первое и основное условие – это проверка тягового усилия соответствующим образом [11]

$$T_{\phi} \geq \sum W, \quad (5)$$

где T_{ϕ} – сила тяги по сцеплению, Н; $\sum W$ – суммарная сила сопротивления, возникающая при работе, Н.

Сила тяги по сцеплению определяется из следующих параметров [11]

$$T_{\varphi} = (m_{\text{бм}} + m_{\text{ро}}) \cdot g \cdot \varphi_{\text{сц}}, \quad (6)$$

где $m_{\text{бм}}$ – вес базовой машины, кг; $m_{\text{ро}}$ – вес рабочего оборудования (отвала), кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления движителя с грунтом.

Следующим условием является проверка тягового усилия по мощности [11]

$$T_H \geq \sum W, \quad (7)$$

где T_H – сила тяги, определяемая мощностью двигателя, Н.

Сила тяги по мощности двигателя определяется [11]

$$T_H = 3600 \cdot \frac{N}{V} \cdot \eta, \quad (8)$$

где N – эффективная мощность двигателя, кВт; V – скорость машины, м/с; η – КПД привода машины.

Суммарная сила сопротивления, возникающая при работе автогрейдера, состоит из нескольких составляющих

$$\sum W = W_p + W_{np} + W_{\text{во}} + W_{\text{вдо}} + W_{\kappa}, \quad (9)$$

где W_p – сила сопротивления грунта резанию, Н; W_{np} – сила сопротивления перемещению призмы волочения, Н; $W_{\text{во}}$ – сила сопротивления от движения грунта вверх по отвалу, Н; $W_{\text{вдо}}$ – сила сопротивления от движения грунта вдоль по отвалу, Н; W_{κ} – сила сопротивления перекачиванию колес, Н.

Силы инерции считают нулевыми, предполагая, что автогрейдер движется без ускорения и переключения скоростей, то есть находится в состоянии установившегося движения.

После получения результата суммарной силы сопротивления, выбираем минимальное значение между результатами тягового усилия по мощности и силой тяги по сцеплению. По результатам сравнения делаем проверку неравенства между минимальной силой тяги и суммарной силой сопротивления $T_{\text{min}} \geq \sum W$.

Ширину базового отвала автогрейдера мы можем получить из формулы

$$B_{\text{о}} = (0,7 \dots 0,76) \cdot \sqrt{m_a} + 1,2, \quad (10)$$

где m_a – масса автогрейдера, кг.

Для получения результата сил сопротивления перемещению призмы волочения нам необходимо знать объем призмы волочения, который зависит от формы отвала. Для этого нам необходимо помимо ширины базового отвала получить значение высоты базового отвала

$$H_{\text{о}} = 0,2 \cdot B_{\text{о}} - 0,12. \quad (11)$$

Сила сопротивления грунта резанию определяется зависимостью [11]

$$W_p = K \cdot B_{\text{о}} \cdot h, \quad (12)$$

где K – удельная сила сопротивления грунта резанию, Н/м²; h – толщина срезаемой стружки, м.

Сила сопротивления перемещению призмы волочения определяется зависимостью [11]

$$W_{np} = \frac{G_{np\text{б}} \cdot \varphi_2 \cdot \sin \alpha}{K_p}, \quad (13)$$

где $G_{np\text{б}}$ – вес призмы волочения базового отвала, Н; K_p – коэффициент разрыхления грунта; α – угол резания, град.; φ_2 – коэффициент внутреннего трения грунта, град.

Вес призмы волочения определяется как

$$G_{np\text{б}} = \rho_{\text{зр}} \cdot g \cdot V_{np\text{б}}, \quad (14)$$

где $\rho_{\text{зр}}$ – плотность грунта, кг/м³; $V_{np\text{б}}$ – объем призмы волочения базового отвала, м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

Объем призмы волочения определяется как [11]

$$V_{np\text{б}} = \frac{(H_{\text{о}} - 0,25 \cdot h)^2 \cdot B_{\text{о}}}{2 \cdot \text{tg} \delta \cdot K_p}, \quad (15)$$

где h – толщина срезаемой стружки, м; δ – угол естественного откоса грунта, град.

Сила сопротивления движению грунта вверх по отвалу

$$W_{\text{во}} = \varphi_1 \cdot G_{np\text{б}} \cdot \cos^2 \alpha \cdot \sin \alpha, \quad (16)$$

где $G_{np\text{б}}$ – сила тяжести призмы волочения, Н; φ_1 – коэффициент трения грунта по металлу; α – угол резания, град.

Разложив силу тяжести призмы волочения, получаем следующую формулу

$$W_{\text{го}} = \varphi_1 \cdot \rho_{\text{гп}} \cdot g \cdot V_{\text{прб}} \cdot \cos^2 \alpha \cdot \sin \alpha. \quad (17)$$

Сила сопротивления движению грунта вдоль по отвалу [11]

$$W_{\text{одо}} = \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \rho_{\text{гп}} \cdot g \cdot V_{\text{прб}} \cdot \cos \alpha. \quad (18)$$

Сила сопротивления перекачиванию колес автогрейдера [6]

$$W_{\text{к}} = G_{\text{б}} \cdot \cos \beta \cdot ((1-a) \cdot f + a \cdot \varphi_1), \quad (19)$$

где β – угол подъема участка работы в направлении движения, град.; f – коэффициент сопротивления качению на колесах; a – коэффициент, учитывающий часть силы тяжести, воспринимаемой отвалом.

При расчете эксплуатационного веса автогрейдера следует учитывать, что

$$G_{\text{б}} = G_{\text{отв}} + G_{\text{м}}, \quad (20)$$

где $G_{\text{отв}}$ – вес отвала, Н; $G_{\text{м}}$ – вес базовой машины, Н.

Для повышения эффективности автогрейдера необходимо понимать, есть ли наличие запаса по силе тяги, которое определяется по формуле

$$\Delta T = T_{\text{мин}} - \sum W, \quad (21)$$

где ΔT – запас по силе тяги, Н; $T_{\text{мин}}$ – минимальное тяговое усилие, выбираемое между силой тяги по сцеплению и силой тяги по мощности двигателя, Н.

Наличие запаса тягового усилия позволяет изменить конструкцию рабочего оборудования автогрейдера и, тем самым, повысить его эффективность. Связь между такими параметрами, как ширина, высота отвала и силами сопротивления связаны как прямыми, так и косвенными зависимостями. Для упрощения инженерного расчета введем коэффициенты пропорциональности, связывающие ширину отвала с его высотой и площадь лобовой поверхности с массой отвала.

Коэффициент пропорциональности высоты к ширине отвала можно определить зависимостью

$$K_{\text{П}} = \frac{H_{\text{б}}}{B_{\text{б}}}. \quad (22)$$

Изменение массы рабочего оборудования учитывается коэффициентом металлоемкости

$$K_{\text{ме}} = \frac{m_{\text{роб}}}{S_{\text{б}}}, \quad (23)$$

где $S_{\text{б}}$ – площадь базового отвала, м².

Чтобы получить высоту модернизированного отвала, необходимо коэффициент пропорциональности умножить на ширину модернизированного отвала

$$H_{\text{м}} = K_{\text{П}} \cdot B_{\text{м}}, \quad (24)$$

где $H_{\text{м}}$ – высота модернизированного отвала, м; $B_{\text{м}}$ – ширина модернизированного отвала, м.

Определяем площадь модернизированного отвала

$$S_{\text{м}} = H_{\text{м}} \cdot B_{\text{м}} = K_{\text{П}} \cdot B_{\text{м}}^2, \quad (25)$$

где $S_{\text{м}}$ – площадь модернизированного отвала, м².

Тогда получаем, что масса отвального оборудования после модернизации будет рассчитываться по формуле

$$m_{\text{отвм}} = K_{\text{ме}} \cdot S_{\text{м}}, \quad (26)$$

где $m_{\text{отвм}}$ – масса модернизированного отвала, кг.

Этот способ позволяет приближенно учесть изменение массы отвала автогрейдера, для более точного расчета необходимо создавать 3D-модель отвала.

В соответствии с этим объем призмы волочения так же изменится

$$V_{\text{прм}} = \frac{(K_{\text{П}} \cdot B_{\text{м}} - 0,25 \cdot h)^2 \cdot B_{\text{м}}}{2 \cdot \text{tg} \delta \cdot K_{\text{р}}}, \quad (27)$$

где $V_{\text{прм}}$ – объем призмы волочения для модернизированного отвала, м³.

Масса модернизированного отвала будет выглядеть следующим образом

$$m_{\text{ром}} = K_{\text{ме}} \cdot K_{\text{П}} \cdot B_{\text{м}}^2. \quad (28)$$

Сила сопротивления грунта резанию примет вид

$$W_{\text{рм}} = K \cdot B_{\text{м}} \cdot h, \quad (29)$$

где $W_{\text{рм}}$ – сила сопротивления грунта резанию после модернизации, Н.

Сила сопротивления перемещению призмы волочения после модернизации

$$W_{нрм} = \frac{(K_{II} \cdot B_m - 0,25 \cdot h)^2}{2 \cdot \text{tg} \delta \cdot K_p^2} \cdot B_m \cdot \rho_{zp} \cdot g \cdot \varphi_2 \cdot \sin \alpha \quad (30)$$

где $W_{нрм}$ – сила сопротивления перемещению призмы волочения после модернизации, Н.

Сила сопротивления от движения грунта по отвалу будет иметь вид

$$W_{вом} = \frac{\varphi_1 \cdot \rho_{zp} \cdot g \cdot (K_{II} \cdot B_m - 0,25 \cdot h)^2}{2 \cdot \text{tg} \delta \cdot K_p} \cdot B_m \cdot \cos^2 \alpha \cdot \sin \alpha, \quad (31)$$

где $W_{вом}$ – сила сопротивления от движения грунта по отвалу, Н.

Сила сопротивления от движения грунта вдоль отвала будет иметь вид

$$W_{вдм} = \frac{(K_{II} \cdot B_m - 0,25 \cdot h)^2}{2 \cdot \text{tg} \delta \cdot K_p} \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \rho_{zp} \cdot g \cdot B_m \cdot \cos \alpha. \quad (32)$$

Сила сопротивления перекачиванию колес модернизированного автогрейдера

$$W_{км} = (m_m + m_{отвм}) \cdot g \cdot \cos \beta \cdot ((1-a) \cdot f + a \cdot \varphi_1), \quad (33)$$

где $m_{отвм}$ – масса модернизированного отвала, кг.

С учетом коэффициента металлоемкости получаем

$$W_{км} = (m_m + K_{ме} \cdot K_{II} \cdot B_m^2) \cdot g \cdot \cos \beta \cdot ((1-a) \cdot f + a \cdot \varphi_1). \quad (34)$$

Получив все обновленные уравнения, можно записать новую зависимость суммарной силы сопротивления рабочему процессу автогрейдера

$$\sum W_m = K \cdot B_m \cdot h + (m_m + K_{ме} \cdot K_{II} \cdot B_m^2) \cdot g \cdot \cos \beta \cdot ((1-a) \cdot f + a \cdot \varphi_1) + \frac{(K_{II} \cdot B_m - 0,25 \cdot h)^2}{2 \cdot \text{tg} \delta \cdot K_p^2} \cdot B_m \cdot \rho_{zp} \cdot g \cdot \left[\sin \alpha \cdot (\varphi_2 + \varphi_1 \cdot K_p \cdot \cos^2 \alpha) + K_p \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \cos \alpha \right] \rightarrow 0. \quad (35)$$

Полученная целевая функция (36) позволяет осуществить оптимизацию геометрических параметров отвала автогрейдера.

$$\Delta T(B_m) = T_{\min} - K \cdot B_m \cdot h + (m_m + K_{ме} \cdot K_{II} \cdot B_m^2) \cdot g \cdot \cos \beta \cdot ((1-a) \cdot f + a \cdot \varphi_1) + \frac{(K_{II} \cdot B_m - 0,25 \cdot h)^2}{2 \cdot \text{tg} \delta \cdot K_p^2} \cdot B_m \cdot \rho_{zp} \cdot g \cdot \left[\sin \alpha \cdot (\varphi_2 + \varphi_1 \cdot K_p \cdot \cos^2 \alpha) + K_p \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \cos \alpha \right] \rightarrow 0. \quad (36)$$

Автором предлагается осуществить оптимизацию методом опорных приближений с градиентом для поиска локального экстремума. Суть данного метода заключается в поиске значения переменных от начального заданного, обеспечивая постоянное улучшение результата с текущего места. [12]

4. Инженерная методика оптимизации

Как отмечалось ранее, целевая функция (1) минимизирует запас тягового усилия ΔT через варьирование ширины отвала B . Для исключения локальных экстремумов предлагается использовать двухэтапный алгоритм, включающий в себя на первом этапе однофакторный анализ:

4. Инженерная методика оптимизации

1) сеточный поиск с шагом 0,1 м;
2) определение рабочего диапазона для ширины отвала.

На втором этапе используется модифицированный алгоритм метод опорных приближений с градиентом, причем:

1) градиент рассчитывается только по параметру B ;
2) критерий останова $|\Delta T_{i+1} - \Delta T_i| < 0,1$ кН.

Возможность проведения оптимизации позволяет сформировать алгоритм инженерной методики оптимизации, блок-схема которого представлена на рис. 1.

Данная блок-схема в дальнейшем позволит сформировать техническое задание и под него создать специализированную программу для автоматизации подбора параметров, что упростит и ускорит работу инженеров-проектировщиков. Пошаговое описание алгоритма представлено ниже.

1. *Определение условий рабочего процесса.* На первом этапе необходимо произвести сбор информации о месте проведения работ, фиксации основных параметров, которые будут необходимы для проведения ра-

бот. В этот список входят значения таких параметров, как удельная сила сопротивления грунта резанию, толщина срезаемой стружки, количество проходов по одному месту, плотность грунта, угол резания, коэффициент трения грунта по металлу, коэффициент угла внутреннего трения, коэффициент потери грунта при транспортировании, коэффициент сопротивления движению автогрейдера, длина обрабатываемого участка, коэффициент использования автогрейдера в течение рабочего дня. Это основные данные, необходимые для проведения расчета и подбора

специальной техники для выполнения поставленных задач.

2. *Параметры базового рабочего оборудования.* Это основная необходимая информация, которая позволит нам определить тип машины для выполнения заданных условий работ, позволит понять подходит ли данная модель специальной техники под наши условия рабочего процесса. Включает в себя следующие обязательные параметры рабочей машины и рабочего оборудования, необходимых для расчета: эксплуатационный вес автогрейдера, масса базовой машины, масса

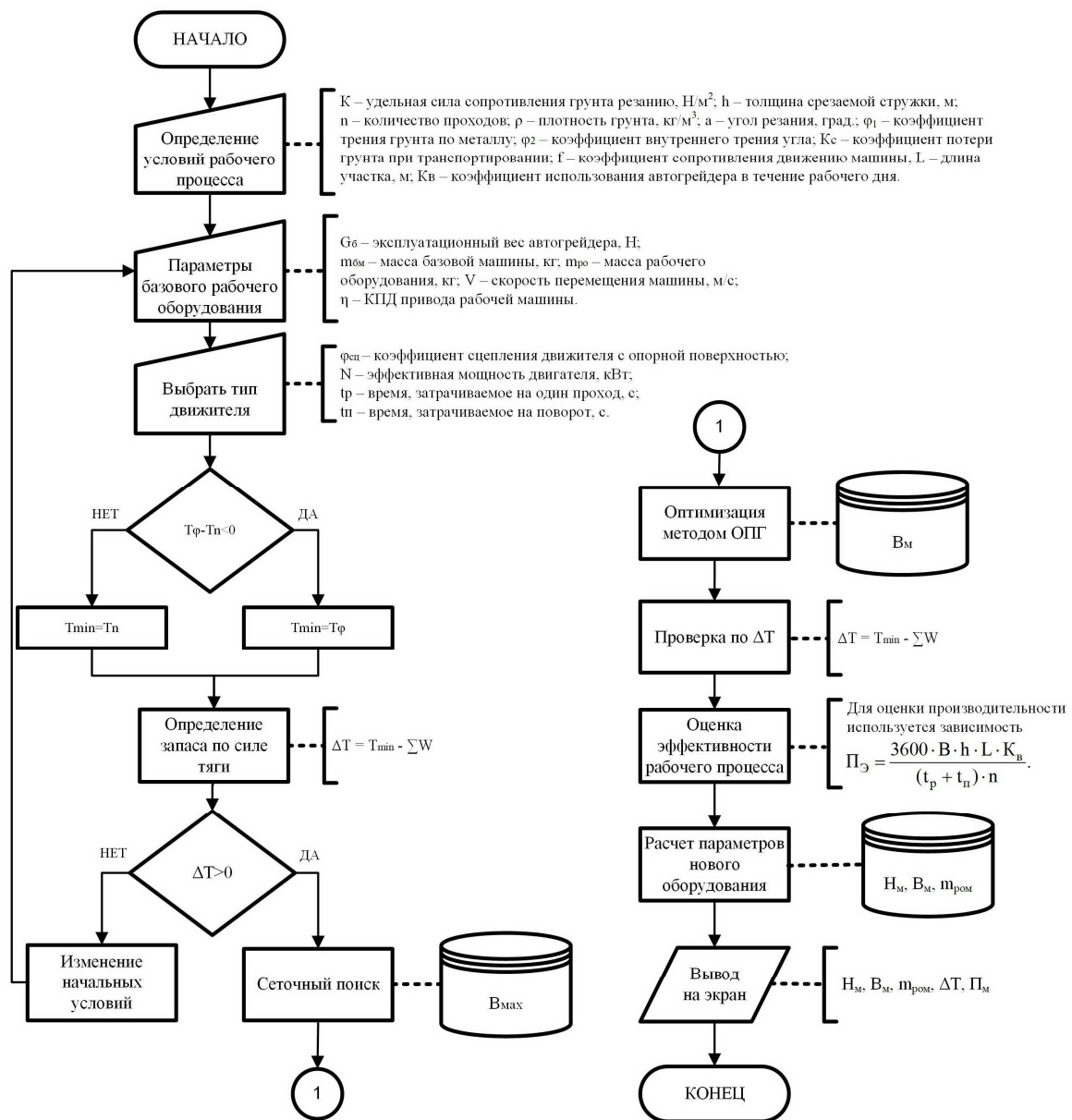


Рис. 1. Блок-схема инженерной методики оптимизации рабочего оборудования автогрейдера
 рабочего оборудования, высота и ширина

рабочего оборудования, скорость перемещения автогрейдера, КПД привода рабочей машины. Определив все параметры рабочей машины, можно переходить к выбору типа двигателя.

3. *Выбор типа двигателя.* Данный этап позволяет осуществить получение значений таких параметров, как коэффициент сцепления двигателя с опорной поверхностью, эффективная мощность двигателя автогрейдера. Эти результаты дают понимание, как получить тяговые усилия по сцеплению и двигателю из которых в дальнейшем определяется минимальное тяговое усилие. Путем выбора наименьшего значения из двух полученных в дальнейшем минимальное тяговое усилие позволит понять, имеется ли запас по силе тяги при заданных условиях работы и выбранной технике. Для этого при получении значения суммарной сил сопротивления производится вычитание последнего из минимального тягового усилия.

4. *Определение запаса по силе тяги.* Для получения запаса по силе тяги будет необходимо из значения минимального тягового усилия вычесть суммарную силу сопротивления автогрейдеру. Получение значения выше нуля дает возможность провести модернизацию рабочего оборудования и, как следствие, повысить эффективность выполнения работ на заданном участке. При модернизации рабочего оборудования все направлено на получение запаса по силе тяги приближенного к нулевому значению. Тогда результат можно будет считать максимально эффективным.

5. *Проверка условия и оптимизация.* Если запас по силе тяги меньше нуля, необходимо произвести изменение начальных условий рабочего процесса либо подобрать другую базовую машину. Если запас по силе тяги больше нуля, то осуществляется сеточный поиск рабочего диапазона для ширины отвала и затем оптимизация методом ОПГ.

6. *Проверка запаса по силе тяги.* Этот этап связан с повторной проверкой запаса по силе тяги, но уже после модернизации отвала автогрейдера. Если рассматривать реальные условия рабочего процесса, то грунт является неоднородным материалом, что гово-

рит о необходимости существования некоторого запаса по силе тяги. Предложенный алгоритм оптимизации предусматривает поиск такого значения ширины отвала автогрейдера, при котором останется заранее определенный запас силы тяги. Оптимизацию возможно выполнить при помощи функции «поиск решения» в Excel.

7. *Оценка эффективности рабочего процесса.* Для сравнения эффективности базового отвала и модернизированного проводится расчет уравнений и сравнение часовой эксплуатационной производительности. Благодаря данному сравнению можно спрогнозировать, насколько модернизированный отвал позволяет сократить сроки проведения работ, трудозатраты, ресурсы на выполнение поставленной задачи.

8. *Расчет параметров нового оборудования.* Записываются новые значения ширины, высоты и массы модернизированного отвала в базу данных.

9. *Вывод на экран.* Полученные значения выводятся на экран для использования в дальнейшей разработке.

5. Результаты оптимизации

В качестве подтверждения работоспособности предлагаемой инженерной методики, проведен подбор оптимального значения ширины отвала для автогрейдера ДЗ-122, основные параметры которого:

- 1) ширина базового отвала $B_{\delta} = 3,4$ м;
- 2) высота базового отвала $H_{\delta} = 0,95$ м;
- 3) масса базового отвала $m_{\delta} = 1410$ кг;

Рассматривались планировочные работы с толщиной стружки 0,15 м на грунтах 3 категории. В данных условиях запас по силе тяги составляет 6,55 кН, что говорит о возможности увеличения размеров отвала.

В результате оптимизации получены следующие параметры рабочего оборудования автогрейдера ДЗ-122:

- 1) ширина модернизированного отвала $B_{\text{м}} = 3,56$ м;
- 2) высота модернизированного отвала $H_{\text{м}} = 1,0$ м;

3) масса модернизированного отвала $m_M = 1575,8$ кг.

Прирост часовой эксплуатационной производительности автогрейдера на планировочных работах возрастает на $38,5$ м³/ч, что говорит о целесообразности использования предлагаемой инженерной методики.

5. Заключение

Разработанная инженерная методика позволяет определить оптимальные параметры

отвала автогрейдера, которые, с учетом параметров базовой машины, грунтовых и технологических условий, позволят обеспечить максимальную эффективность планировочных работ.

Приведенная в статье блок-схема алгоритма позволяет разработать программный продукт для более удобного использования инженерной методики при проектировании рабочего оборудования автогрейдеров.

Список литературы

1. Воробьев А.П., Трофимов С.В. Оптимизация конструкции ковша экскаватора с использованием методов топологической оптимизации // Известия вузов. Машиностроение. 2022. № 5. С. 24–30.

2. Кузнецов Н.В., Мясников А.С. Повышение надёжности рабочего оборудования экскаватора-погрузчика путём конструктивной модернизации // Транспорт и технологические машины. 2023. № 4. С. 17–25.

3. Соколов С.В., Комиссаров А.П. Комплексный анализ конструкции рабочего оборудования фронтального погрузчика с использованием САЕ-систем // Вестник УГАТУ. 2021. Т. 25. № 3. С. 81–87.

4. Гордеев А.И., Бахтин В.Н. Совершенствование шарнирного механизма отвала автогрейдера методом силового анализа // Механизация строительства. 2022. № 2. С. 36–42.

5. Иванов Д.Л., Черных П.В. Исследование износостойкости отвальных узлов землеройных машин и пути их конструктивной оптимизации // Строительная техника и технологии. 2021. № 6. С. 44–50.

6. Lee D., Kim H., Park S. Structural optimization of excavator arms using evolutionary algorithms and finite element methods // Journal of Mechanical Science and Technology. 2023. Vol. 37. No. 1. Pp. 151–160. DOI: 10.1007/s12206-023-1245-3.

7. Белецкий Б.Ф., Булгакова И.Г. Строительные машины и оборудование. Ростов н/Д: Феникс, 2005. 608 с.

8. Пузырёв Г.И. Тяговые характеристики и динамика машин. М.: Машгиз, 1991. 256 с.

References

1. Vorobev A.P., Trofimov S.V. Optimizatsiya konstruktsii kovsha ekskavatora s ispol'zovaniem metodov topologicheskoy optimizatsii. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*. 2022. No. 5. pp. 24–30. (In Russian)

2. Kuznetsov N.V., Myasnikov A.S. Povyshenie nadyozhnosti rabocheho oborudovaniya ekskavatora-pogruzchika putyom konstruktivnoy modernizatsii. *Transport i tekhnologicheskie mashiny*. 2023. No. 4. pp. 17–25. (In Russian)

3. Sokolov S.V., Komissarov A.P. Kompleksnyy analiz konstruktsii rabocheho oborudovaniya frontalnogo pogruzchika s ispol'zovaniem SAE-sistem. *Vestnik UGATU*. 2021. Vol. 25. No. 3. pp. 81–87. (In Russian)

4. Gordeev A.I., Bakhtin V.N. Sovershenstvovanie sharnirnogo mekhanizma otvala avtogreydera metodom silovogo analiza. *Mekhanizatsiya stroitelstva*. 2022. No. 2. pp. 36–42. (In Russian)

5. Ivanov D.L., Chernykh P.V. Issledovanie iznosostoikosti otvalnykh uzlov zemleroynykh mashin i puti ikh konstruktivnoy optimizatsii. *Stroitel'naya tekhnika i tekhnologii*. 2021. No. 6. pp. 44–50. (In Russian)

6. Lee D., Kim H., Park S. Structural optimization of excavator arms using evolutionary algorithms and finite element methods. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2023. Vol. 37. No. 1. pp. 151–160. DOI: 10.1007/s12206-023-1245-3.

7. Beletsky B.F., Bulgakova I.G. *Stroitel'nye mashiny i oborudovanie* [Construction machines and equipment]. Rostov on Don, Feniks, 2005. 608 p. (In Russian)

9. Теплухин А.П. Основы проектирования строительных машин. М.: Высшая школа, 2002. 372 с.
10. Бузин Ю.М. Системный подход – основа анализа и синтеза рабочего процесса землеройно-транспортной машины // Строительные и дорожные машины. 2002. № 10. С. 36–41.
11. Козырев С.В. Дорожные машины: теория, расчет и проектирование. М.: Машиностроение, 2006. 320 с.
12. Петров А.А., Смирнов И.В. Оптимизация параметров автогрейдеров методом математического моделирования // Известия вузов. Машиностроение. 2021. № 5. 15 с.
13. Никифоров Г.А. Тяговый расчет и динамика землеройных машин. М.: Транспорт, 1983. 276 с.
14. Сафронов А.В. Проектирование и эксплуатация дорожных машин. СПб.: Политехника, 2010. 328 с.
15. Иванов В.П. Методика расчета тяговых характеристик автогрейдеров // Вестник машиностроения. 2018. № 3. 12 с.
8. Puzyrev G.I. *Tyagovye kharakteristiki i dinamika mashin* [Tractive characteristics and dynamics of machines]. Moscow: Mashgiz, 1991. 256 p. (In Russian)
9. Teplukhin A.P. *Osnovy proektirovaniya stroitelnykh mashin* [Fundamentals of construction machinery design]. Moscow, Vysshaya shkola, 2002. 372 p. (In Russian)
10. Buzin Yu.M. *Sistemnyy podkhod – osnova analiza i sinteza rabocheho protsessa zemleroyno-transportnoy mashiny. Stroitelnye i dorozhnye mashiny*. 2002. No. 10. pp. 36–41. (In Russian)
11. Kozyrev S.V. *Dorozhnye mashiny: teoriya, raschet i proektirovanie* [Road machines: theory, calculation and design]. Moscow: Mashinostroenie, 2006. 320 p. (In Russian)
12. Petrov A.A., Smirnov I.V. *Optimizatsiya parametrov avtogreyderov metodom matematicheskogo modelirovaniya. Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*. 2021. No. 5. 15 p. (In Russian)
13. Nikiforov G.A. *Tyagovyy raschet i dinamika zemleroynykh mashin* [Tractive calculation and dynamics of earthmoving machines]. Moscow, Transport, 1983. 276 p. (In Russian)
14. Safronov A.V. *Proektirovanie i ekspluatatsiya dorozhnykh mashin* [Design and operation of road machines]. Saint Petersburg, Politekhnik, 2010. 328 p. (In Russian)
15. Ivanov V.P. *Metodika rascheta tyagovykh kharakteristik avtogreyderov. Vestnik mashinostroeniya*. 2018. No. 3. 12 p. (In Russian)

УДК (UDK) 621.877.3

МЕТОДИКА РАСЧЕТА СТАТИЧЕСКОЙ СИЛОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ВИБРОЗАЩИТНОГО МЕХАНИЗМА СИДЕНЬЯ С НАТЯЖНЫМ РОЛИКОМMETHODOLOGY FOR CALCULATION OF STATIC FORCE CHARACTERISTIC OF
VIBRATION PROTECTION MECHANISM OF A SEAT WITH A TENSION ROLLERКорытов М.С., Щербаков В.С., Кашапова И.Е.
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Kashapova I.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Проблема защиты от вибраций и ударных воздействий операторов наземных транспортно-технологических машин актуальна. Увеличение производительности увеличивает вибрации, которые вызывают заболевания и снижают работоспособность операторов. Низкочастотные и ударные воздействия при взаимодействии машин с опорной поверхностью особенно опасны. Методы защиты от вибраций включают применение виброзащитных опор кабин и виброзащитных систем сидений. Последние наиболее важны в качестве конечного рубежа защиты. Постановка задачи включала в себя разработку надежной и простой пассивной виброзащитной системы сиденья оператора. Система должна иметь средний участок квазиулевого жесткости в статической характеристике. Статическая характеристика должна обладать гладкостью. Приведена конструкция предложенного для решения задачи механизма, которая включает в себя параллелограммный механизм, пружину, трос и ролик. Изложена методика построения статической силовой характеристики предложенного механизма. Исходными параметрами методики являлись размеры механизма, жесткость пружины, масса сиденья. Подъем и опускание правой части параллелограмма изменяют растяжение пружины и соотношение длин участков троса. В методике приведены формулы для расчета координат и моментов сил, создаваемых участками троса. Вычислялся суммарный момент сил, по которому вычислялась вертикальная сила подъема сиденья. Приведен пример полученной по методике статической силовой характеристики механизма. Выполнялось последовательное вычисление вертикальной силы для различных значений высоты подъема сиденья относительно собственного нулевого значения. Преимуществами предложенного механизма являются реализация эффекта квазиулевого жесткости, гладкость статической силовой характеристики. Используется один упругий элемент в виде пружины растяжения, что обеспечивает упрощение конструкции и снижение стоимости. Отпадает необходимость в ограничителях или бойниках. Постоянный контакт троса со всеми роликами увеличивает надежность механизма. Перспективная область применения предложенного

Abstract. The problem of vibration and shock protection of ground transport and technological machine operators is relevant. Increased productivity increases vibrations that cause diseases and reduce the performance of operators. Low-frequency and shock effects during the interaction of machines with the supporting surface are especially dangerous. Vibration protection methods include the use of vibration-protective cabin mounts and vibration-protective seat systems. The latter are most important as the final line of defense. The problem statement included the development of a reliable and simple passive vibration-protective system for the operator's seat. The system must have an average section of quasi-zero rigidity in the static characteristic. The static characteristic must be smooth. The design of the mechanism proposed for solving the problem is presented, which includes a parallelogram mechanism, a spring, a cable and rollers. A technique for constructing a static force characteristic of the proposed mechanism is described. The initial parameters of the technique were the dimensions of the mechanism, the stiffness of the spring, and the mass of the seat. Raising and lowering the right part of the parallelogram changes the extension of the spring and the ratio of the lengths of the cable sections. The technique provides formulas for calculating the coordinates and moments of forces created by the cable sections. The total moment of forces was calculated, based on which the vertical force of seat lifting was calculated. An example of a static force characteristic of the mechanism obtained using the technique is given. A sequential calculation of the vertical force was performed for different values of the seat lifting height relative to its own zero value. The advantages of the proposed mechanism are the implementation of the quasi-zero rigidity effect, smoothness of the static force characteristic. One elastic element in the form of an extension spring is used, which ensures simplification of the design and reduction in cost. There is no need for limiters or bumpers. Continuous contact of the cable with all rollers increases the reliability of the mechanism. A promising area of application of the proposed mechanism is vibration protection systems for seats of ground transport and technological machine operators.

механизма – виброзащитные системы сидений операторов наземных транспортно-технологических машин.

Ключевые слова: виброзащитный, сиденье, ролик, трос, параллелограмм, статическая.

Дата получения статьи: 12.02.2025
Дата принятия к публикации: 20.03.2025
Дата публикации: 25.06.2025

Сведения об авторах:

Корытов Михаил Сергеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,
e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Щербаков Виталий Сергеевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,
e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Кашапова Ирина Евгеньевна – кандидат технических наук, преподаватель кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,
e-mail: kashapova_ie@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0631-564X

Keywords: vibration protection, seat, roller, cable, parallelogram, static.

Date of manuscript reception: 12.02.2025
Date of acceptance for publication: 20.03.2025
Date of publication: 25.06.2025

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor at Department of Automobile transport, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),
e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Vitaliy S. Sherbakov – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor at Department of Automation and power engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),
e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Irina E. Kashapova – Candidate of Technical Sciences, Lecturer at Department of Automation and power engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),
e-mail: kashapova_ie@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0631-564X

1. Введение

Вопросы защиты от производственных вибраций и ударных воздействий операторов наземных транспортно-технологических машин продолжают оставаться весьма актуальными. Это происходит по ряду причин. Несмотря на меры защиты, длительное воздействие производственных вибраций и ударных нагрузок может привести к развитию различных заболеваний, таких как вибрационная болезнь, радикулит, остеохондроз и другие [1, 2].

Производственные вибрации и ударные воздействия могут снижать работоспособность операторов наземных транспортно-технологических машин, вызывать усталость, снижение концентрации внимания и координации движений. Это приводит к ошибкам в работе, снижению производительности выполняемых ими работ, повыша-

ет вероятность возникновения аварийных ситуаций и травм [3 - 5].

Тенденции развития и совершенствования наземных транспортно-технологических машин заключаются в увеличении их производительности, мощности, скорости перемещения, развиваемых ускорений и т.д. Это увеличивает вибрационные и ударные нагрузки на операторов [6 - 8].

Таким образом, вопросы защиты от производственных вибраций и ударных воздействий остаются актуальными для обеспечения безопасности и здоровья операторов наземных транспортно-технологических машин, соблюдения санитарных норм, повышения производительности и снижения экономических потерь.

Источниками вибраций, воздействующих на сиденье оператора наземной транспортно-технологической машины, являются двигатель внутреннего сгорания, рабочий орган машины, взаимодействующий с обрабатываемой сре-

дой, наконец, колесный или гусеничный движитель машины, взаимодействующий с опорной поверхностью, по которой перемещается машина [9, 10]. Низкочастотные и ударные воздействия со стороны движителя особенно опасны для операторов, поскольку зачастую имеют большую амплитуду.

Для защиты операторов от вибраций и ударных воздействий применяют виброзащитные опоры и подвески кабин на базовом шасси машины [11], а также виброзащитные системы и механизмы сидений операторов на полу кабины [12].

Активные и пассивные виброзащитные системы сидений различаются наличием и отсутствием подвода внешней энергии соответственно [10, 13]. Несмотря на большие возможности, которые имеют активные виброзащитные системы, пассивные системы на основе простых конструктивных элементов пружин, рычагов, тросов, и т.п., не требуют затрат энергии, обладают большой надежностью и невысокой стоимостью [10].

Перспективные виброзащитные системы сидений с эффектом квазиулевого жесткости, которые могут быть как активными, так и пассивными, обеспечивают защиту операторов от низкочастотных и ударных воздействий [10, 12, 13]. Это обуславливает целесообразность разработки конструкции подобной системы для защиты сиденья оператора от вертикальных колебаний. Причем предпочтительной в условиях необходимости экономии ресурсов и снижения себестоимости самих машин, и выполняемых ими работ, представляется именно пассивная виброзащитная система.

2. Постановка задачи

Необходимо разработать конструкцию пассивной виброзащитной системы сиденья оператора наземной транспортно-технологической машины от низкочастотных вертикальных колебаний и ударных нагрузок, имеющую в статической силовой характеристике средний участок квазиулевого жесткости, близкий к горизонтальному. В статической силовой характеристике должны также присутствовать два крайних наклонных уча-

стка, ограничивающих изменение локальной координаты, т.е. деформации виброзащитного механизма, при выходе за границы участка квазиулевого жесткости. Предпочтительно, чтобы статическая силовая характеристика виброзащитной системы имела вид гладкой или непрерывно дифференцируемой функции.

Для конструкции виброзащитной системы сиденья, удовлетворяющей указанным требованиям, необходимо разработать методику расчета статической силовой характеристики.

3. Конструкция механизма виброзащитной системы сиденья

На рис. 1 показана предложенная конструкция виброзащитной системы сиденья оператора на основе параллелограммного механизма, пружины, троса и роликов [14].

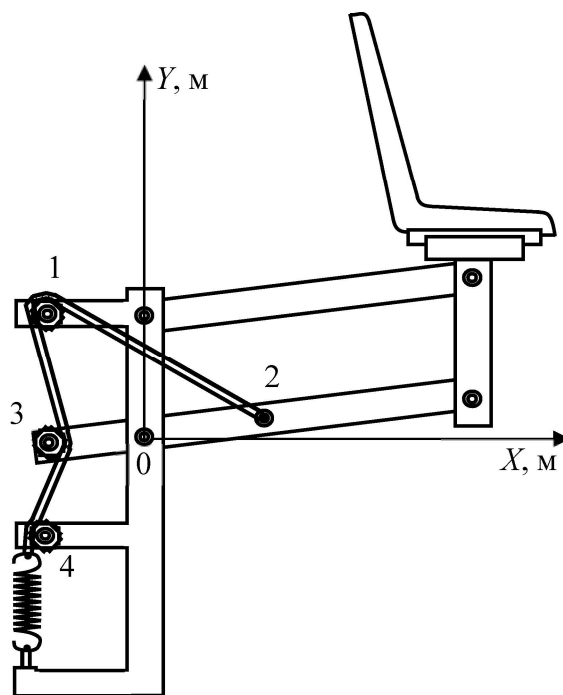


Рис. 1. Предложенная конструкция виброзащитной системы сиденья оператора с натяжным роликом [14]

Предложенная конструкция (рис. 1) является логическим продолжением и развитием идеи, реализованной в параллелограммной конструкции виброзащитной системы [10]. В то же время, предложенная конструкция, в

отличие от описанной в [10], обеспечивает гладкость функции статической силовой характеристики.

Координаты точек 0...4 (рис. 1) используются при построении статической силовой характеристики. Пружина растяжения не обязательно должна располагаться вертикально. Допустимо ее расположение под любым углом для уменьшения габаритных размеров всего механизма. Натяжным роликом является ролик 3.

Дальнейшим этапом, необходимым как для математического моделирования динамики [15], так и для практического использования механизма предложенной конструкции, является построение зависимости вертикальной силы, действующей на сиденье с оператором со стороны виброзащитного ме-

ханизма, от вертикальной координаты сиденья относительно оси X , являющейся горизонтальной осью локальной системы координат OXY .

4. Методика построения статической силовой виброзащитной системы сиденья оператора

Согласно особенностям разработанной конструкции, подъем и опускание правой части параллелограммного механизма, где закреплено сиденье, с дополнительным натяжным роликом 3 на нижнем звене, приводят к изменению общей длины гибкого нерастяжимого троса, выделенного на рис. 1 двойной линией.

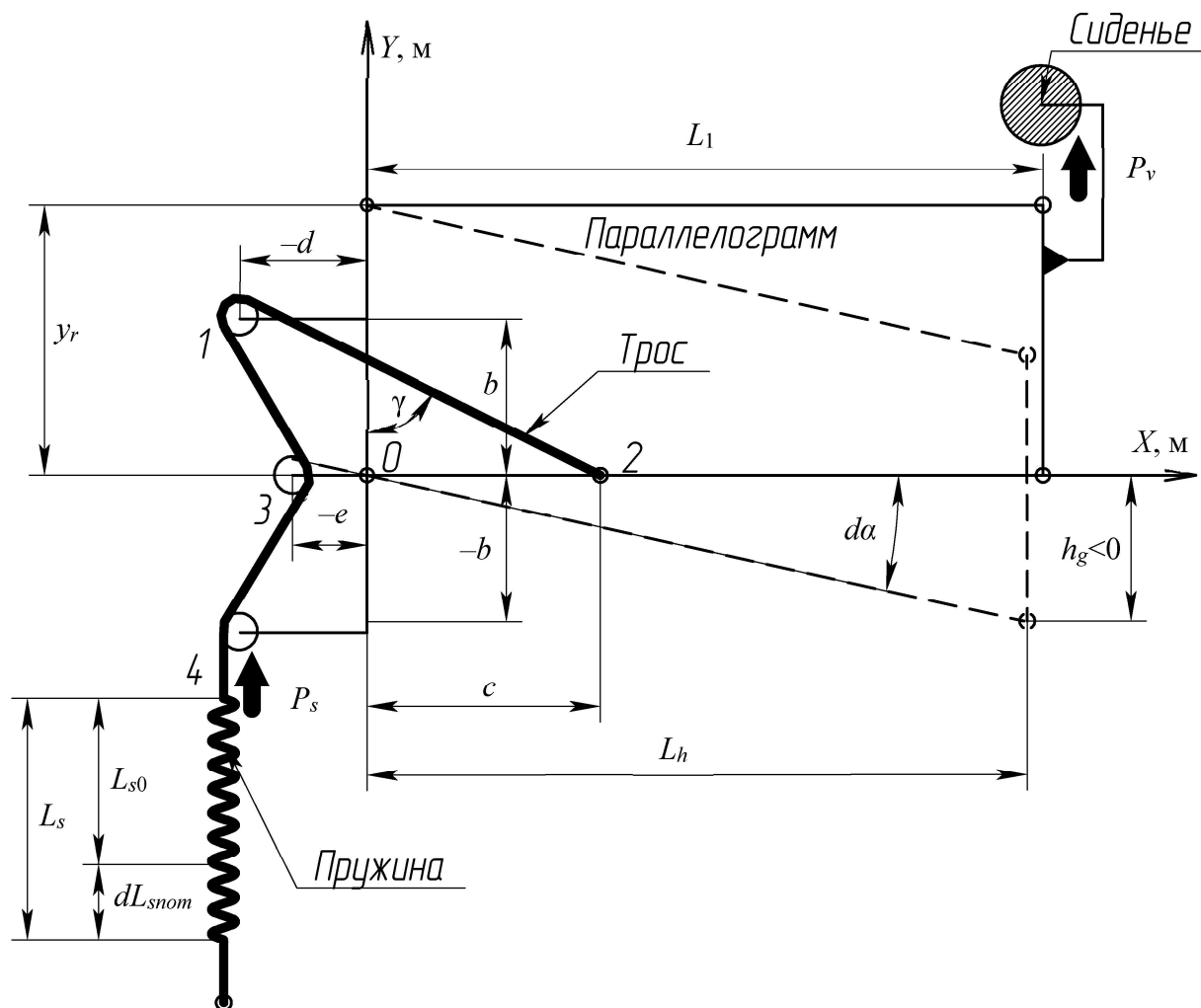


Рис. 2. Расчетная схема виброзащитной системы сиденья оператора на основе параллелограммного механизма с натяжным роликом

На рис. 2 приведена расчетная схема виброзащитной системы сиденья оператора на основе параллелограммного механизма с натяжным роликом 3, которая используется в методике построения статической силовой характеристики предложенной конструкции.

Трос постоянно контактирует с роликами во точках 1, 3, 4 и закреплен в точке 2.

Механизм рассматривался в правой декартовой системе координат OXY , связанной с основанием кабины, где расположено сиденье оператора. Ось OX при горизонтальном расположении основания кабины также располагалась горизонтально и в среднем положении механизма (рис. 2) совпадала с нижним звеном параллелограмма. Начало координат находилось в точке 0. Ось OY при этом всегда совпадает с левым, неподвижным относительно основания, звеном параллелограмма. Координаты x и y всех нумерованных точек механизма имели соответствующие их номерам числовые индексы (x_3, y_4 и т. п.).

В приведенных ниже формулах использованы следующие обозначения: m – масса кресла с оператором (объект виброзащиты); P_v – сила подъема вдоль вертикально расположенной оси правого звена параллелограмма, создаваемая механизмом; da – текущее значение угла подъема/опускания механизма; h_g – текущая высота подъема/опускания массы m (локальная координата механизма); L_1 – длина верхнего и нижнего звеньев параллелограммного механизма; y_r – длина боковых звеньев параллелограммного механизма; γ – угол между отрезком троса, соединяющим точки 1 и 2, и левым боковым звеном механизма в середине хода (при прямоугольной форме последнего); L_h – плечо действия силы тяжести сиденья с оператором относительно точки 0 при условии расположения оси OY вдоль гравитационной вертикали; b – вертикальное расстояние между точками 0 и 1 вдоль оси OY ; c – расстояние между точкой 0 и точкой 2 нижнего подвижного звена механизма; d – смещение в горизонтальном направлении (вдоль оси OX) точек 1 и 4 относительно точки 0; e – расстояние между точками 0 и 3 (вдоль оси OX при прямоугольной форме механизма); L_{s0} – длина пружины в свободном состоянии; L_s –

текущая длина пружины; c_s – коэффициент жесткости пружины; dL_{snom} – деформация пружины относительно собственной свободной длины L_{s0} , соответствующая прямоугольной форме параллелограммного механизма; P_s – сила растяжения пружины и натяжения троса.

Также в приведенных ниже формулах символами L с двумя числовыми индексами обозначены текущие декартовы расстояния между двумя точками с соответствующими индексам номерами. Например, L_{34} – расстояние между точками 3 и 4. Символами h с тремя числовыми индексами обозначены расстояния от точки (первый индекс) до прямой, заданной двумя точками (второй и третий индексы). Например, h_{021} – расстояние от точки 0 до прямой, заданной точками 2 и 1. Символами M с тремя числовыми индексами обозначены моменты сил, создаваемые относительно оси (первый индекс) силой, действующей вдоль троса на прямой, заданной двумя точками (второй и третий индексы). Например, M_{021} – момент силы, создаваемый относительно оси в точке 0, силой натяжения троса на отрезке 2-1.

Исходными параметрами для расчета являются размеры механизма b, c, d, e, L_1, y_r , жесткость пружины растяжения c_s , а также масса сиденья с оператором m .

1. Согласно схеме (см. рис. 2) задаются значения координат ряда неподвижных точек, которые равны исходным параметрам, либо рассчитываются на основе их значений:

$$x_1 = -d; y_1 = b; x_4 = -d; y_4 = -b.$$

2. Определяются координаты подвижных точек 2 и 3 при прямоугольной форме параллелограммного механизма:

$$x_2 = c; y_2 = 0; x_3 = -e; y_3 = 0.$$

3. Для середины хода механизма (положение, при котором параллелограммный механизм имеет прямоугольную форму) вычисляются длины отрезков, заданными точками 1-2, 1-3 и 3-4:

$$L_{12} = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2};$$

$$L_{13} = \sqrt{(x_1 - x_3)^2 + (y_1 - y_3)^2};$$

$$L_{34} = \sqrt{(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2}.$$

4. Для середины хода механизма вычисляется плечо действия силы натяжения троса на точку 2 относительно оси, расположенной в точке 0, как расстояние от точки 0 до прямой 2-1, с учетом знака возникающего момента:

$$h_{021} = \frac{-(x_1 \cdot y_2 - y_1 \cdot x_2)}{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}}.$$

5. Вычисляется момент силы тяжести сиденья с оператором относительно точки 0 в середине хода механизма:

$$M_g = m \cdot g \cdot L_1.$$

6. Вычисляется требуемая сила растяжения пружины и натяжения троса в середине хода механизма:

$$P_s = \frac{M_g}{h_{021}}.$$

7. Вычисляется деформация пружины относительно собственной свободной длины в середине хода механизма:

$$dL_{snom} = \frac{P_s}{c_s}.$$

8. Вычисляется дополнительная корректирующая длина троса, необходимая для вычисления в дальнейшем текущей деформации пружины растяжения:

$$L_{sk} = L_{12} + L_{13} + L_{34} - dL_{snom}.$$

Вычисление параметров по формулам пп. 1...8 проводится однократно.

Вычисления дальнейших пунктов проводятся многократно для элементов, параметры которых заданы в определенных пределах и с определенным шагом вектора значений высоты подъема h_g .

9. Вычисляется текущий угол подъема механизма, соответствующий заданной высоте подъема h_g :

$$d\alpha = \arcsin\left(\frac{h_g}{L_1}\right).$$

10. Вычисляется текущее плечо действия силы тяжести сиденья с оператором относительно точки 0:

$$L_h = \frac{h_g}{\tan(d\alpha)}.$$

11. Вычисляются текущие координаты подвижных точек 2 и 3:

$$x_2 = c \cdot \cos(d\alpha); \quad y_2 = c \cdot \sin(d\alpha);$$

$$x_3 = -e \cdot \cos(d\alpha); \quad y_3 = -e \cdot \sin(d\alpha).$$

12. Вычисляется текущая длина отрезка троса 2-1:

$$L_{12} = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}.$$

13. Вычисляется текущая длина отрезка троса 1-3:

$$L_{13} = \sqrt{(x_1 - x_3)^2 + (y_1 - y_3)^2}.$$

14. Вычисляется текущая длина отрезка троса 3-4:

$$L_{34} = \sqrt{(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2}.$$

15. Вычисляется текущее плечо силы, действующей на точку 2 вдоль отрезка троса 2-1, относительно точки 0 поворота нижнего звена механизма, с учетом знака возникающего момента:

$$h_{021} = \frac{-(x_1 \cdot y_2 - y_1 \cdot x_2)}{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}}.$$

16. Вычисляется текущее плечо силы, действующей на точку 3 вдоль отрезка троса 3-1, относительно точки 0 поворота нижнего звена механизма, с учетом знака возникающего момента:

$$h_{031} = \frac{-(x_1 \cdot y_3 - y_1 \cdot x_3)}{\sqrt{(x_3 - x_1)^2 + (y_3 - y_1)^2}}.$$

17. Вычисляется текущее плечо силы, действующей на точку 3 вдоль отрезка троса 3-4, относительно точки 0 поворота нижнего звена механизма, с учетом знака возникающего момента:

$$h_{034} = \frac{-(x_4 \cdot y_3 - y_4 \cdot x_3)}{\sqrt{(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2}}.$$

18. Вычисляется суммарная длина троса между подвижными точками механизма, как сумма текущих длин отрезков между точками 2-1-3-4:

$$L_{\Sigma} = L_{12} + L_{13} + L_{34}.$$

19. С учетом текущей длины троса между роликами механизма, вычисляется текущая деформация (приращение относительно собственной свободной длины) пружины:

$$dL_s = L_{\Sigma} - L_{sk}.$$

20. Вычисляется текущая сила натяжения пружины и троса:

$$P_s = c_s \cdot dL_s.$$

21. Вычисляется момент, создаваемый силой натяжения троса на отрезке 2-1 относительно оси вращения нижнего звена в точке 0:

$$M_{021} = P_s \cdot h_{021}.$$

При этом знак плеча силы h_{021} будет определять знак момента (положительный при вращении против часовой стрелки, отрицательный при вращении по часовой стрелке).

22. Вычисляется момент, создаваемый силой натяжения троса на отрезке 3-1 относительно оси вращения нижнего звена в точке 0:

$$M_{031} = P_s \cdot h_{031}.$$

23. Вычисляется момент, создаваемый силой натяжения троса на отрезке 3-4 относительно оси вращения нижнего звена в точке 0:

$$M_{034} = P_s \cdot h_{034}.$$

24. Вычисляется суммарный момент всех сил относительно оси вращения нижнего звена в точке 0:

$$M_\Sigma = M_{021} + M_{031} + M_{034}.$$

25. Вычисляется вертикальная сила подъема вдоль оси правого звена параллелограмма, создаваемая механизмом:

$$P_v = \frac{M_\Sigma}{L_h}.$$

Последовательное вычисление в пунктах 9...25 методики вертикальной силы P_v для различных значений h_g , позволяет построить статическую силовую характеристику механизма.

Пример статической силовой характеристики в диапазоне изменения локальной координаты предложенного механизма $h_g = [-0,1...0,1]$ м, приведен на рис. 3.

Характеристика, приведенная на рис. 3, была получена для значений исходных данных: $b=0,02$ м, $c=0,02$ м, $d=0,1$ м, $e=0,0987$ м, $L_1=1$ м, $y_r=0,2$ м, $c_s=15000$ Н/м, $m=200$ кг.

5. Заключение

Предложенный механизм [14], в отличие от других механизмов на основе параллелограммной конструкции, пружины, троса и роликов [10], позволяет не только реализо-

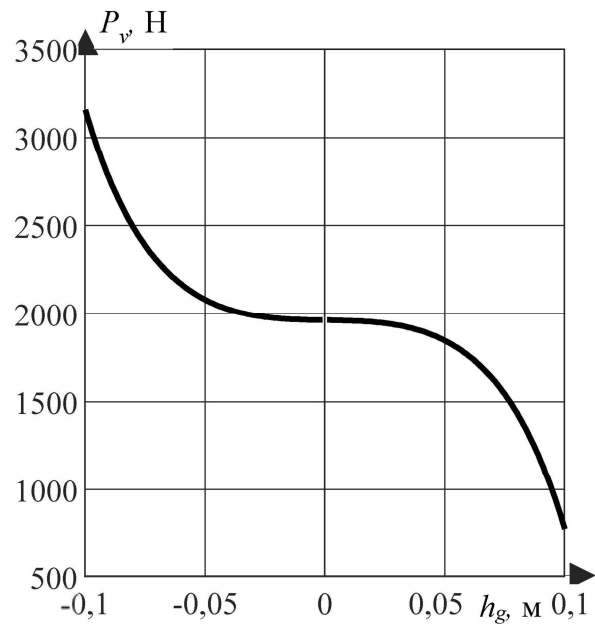


Рис. 3. Статическая силовая характеристика предложенного механизма с натяжным роликом (пример)

вать эффект квазиулевой жесткости в средней части статической силовой характеристики, но и обеспечить гладкость статической силовой характеристики механизма во всем диапазоне изменения локальной координаты. Это, в свою очередь, создает предпосылки для уменьшения скачков ускорений сиденья при выходе локальной координаты за границы среднего участка квазиулевой жесткости.

Как и известный виброзащитный механизм [10], предложенный механизм использует только один упругий элемент, т.е. пружину растяжения, в отличие от механизмов, комбинирующих положительную и отрицательную жесткость. Это упрощает конструкцию и снижает стоимость механизма относительно более сложных аналогов. Отсутствует необходимость в ограничителях или отбойниках. Параллелограммная конструкция обеспечивает вертикальность расположения сиденья при любых значениях локальной координаты.

В то же время, еще одним преимуществом предложенного механизма перед механизмами на основе параллелограммной конструкции, пружины, троса и роликов [10], является постоянный контакт троса со всеми роликами механизма. Это делает его более надежным и долговечным.

Применение методики расчета статической силовой характеристики предложенного механизма открывает возможность оптимизации конструктивных параметров механизма для достижения заданной характеристики.

Список литературы

1. Adam S., Jalil N., Rezali K. The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system // *International journal of industrial ergonomics*. 2020. Vol. 80. P. 103014. DOI: 10.1016/j.ergon.2020.103014
2. Xin Y., Dong R. Comfort analysis of crane hoistman based on nonlinear biodynamics coupled with crane-rail system model // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2022. Vol. 36. P. 55–75.
3. Loprencipe G., Zoccali P. Ride quality due to road surface irregularities: comparison of different methods applied on a set of real road profiles // *Coatings*. 2017. Vol. 7. No. 5. P. 59. DOI: 10.3390/coatings7050059
4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1441. P. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097
5. Baranovskiy A.M., Vikulov S.V. Vibration protection system for high-speed vessel crews // *Marine intellectual technologies*. 2019. Vol. 3. N 1. P. 35–38.
6. Tianyu L., Zhigui R., Xiaoping P., Dingjun C. Dynamic digging force modeling and comparative analysis of backhoe hydraulic excavators // *Measurement Science and Technology*. 2024. Vol. 35. No. 3. P. 035025. DOI: 10.1088/1361-6501/ad1814
7. Tong Z., Miao J., Li Y. Development of electric construction machinery in China: a review of key technologies and future directions // *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*. 2021. Vol. 22. P. 245–264. DOI: 10.1631/jzus.A2100006
8. Lagunova Y.A., Komissarov A.P., Lukashu O.A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018.

Перспективная область применения разработанного механизма с натяжным роликом – виброзащитные системы сидений операторов наземных транспортно-технологических машин.

References

1. Adam S., Jalil N., Rezali K. The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system. *International journal of industrial ergonomics*, 2020, Vol. 80, pp. 103014. DOI: 10.1016/j.ergon.2020.103014
2. Xin Y., Dong R. Comfort analysis of crane hoistman based on nonlinear biodynamics coupled with crane-rail system model. *J. Mech. Sci. Technol*, 2022, Vol. 36, pp. 55-75.
3. Loprencipe G., Zoccali P. Ride quality due to road surface irregularities: comparison of different methods applied on a set of real road profiles. *Coatings*, 2017, Vol. 7, No. 5, pp. 59. DOI: 10.3390/coatings7050059
4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, Vol. 1441, pp. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097
5. Baranovskiy A.M., Vikulov S.V. Vibration protection system for high-speed vessel crews. *Marine intellectual technologies*, 2019, Vol. 3, No. 1, pp. 35-38.
6. Tianyu L., Zhigui R., Xiaoping P., Dingjun C. Dynamic digging force modeling and comparative analysis of backhoe hydraulic excavators. *Measurement Science and Technology*, 2024, Vol. 35, No. 3, pp. 035025. DOI: 10.1088/1361-6501/ad1814
7. Tong Z., Miao J., Li Y. Development of electric construction machinery in China: a review of key technologies and future directions. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 2021, Vol. 22, pp. 245-264. DOI: 10.1631/jzus.A2100006
8. Lagunova Y. A., Komissarov A. P., Lukashu O. A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, Vol. 327, No. 5, pp. 052024. DOI: 10.1088/1757-

Vol. 327 No. 5. P. 052024. DOI: 10.1088/1757-899X/327/5/052024

9. Tekin A. Assessment of vibration exposure of mine machinery operators at three different open-pit coal mines // *Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy*. 2022. Vol. 122. No. 5. P. 235–244. DOI: 10.17159/2411-9717/1728/2022

10. Кoryтов М.С., Щербakov В.С., Кашапова И.Е. Амплитудно-частотные характеристики виброзащитной системы сиденья с трехсегментной статической силовой характеристикой и участком квазиулевого жесткости // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2024. № 2. С. 101-110. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-101-110

11. Han G., Kim K.D., Ahn D.V. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration // *Journal of Biosystems Engineering*. 2023. Vol. 48. P. 69-78. DOI: 10.1007/s42853-022-00165-7

12. Atindana V.A., Xu X., Huan L. Experimental design and optimization of pneumatic low-frequency driver seat for off-road vehicles: quasi-zero negative stiffness and gray wolf optimization algorithm // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2023. Vol. 45. P. 502. DOI: 10.1007/s40430-023-04391-8

13. Chaoran L., Wei Z., Kaiping Y., Tao L., Yan Z. Quasi-zero-stiffness vibration isolation: Designs, improvements and applications // *Engineering Structures*. 2024. Vol. 301. P. 117282. DOI: 10.1016/j.engstruct.2023.117282

14. Сиденье с квазиулевого жесткостью / И.Е. Кашапова, В.С. Щербakov, М.С. Кoryтов. - Патент РФ на полезную модель № 211587. Заявл. 22.03.2022, № 2022107415. Оpubл. 15.06.2022. Бюл. № 17.

15. Химич А.В., Лагереv И.А. Исследование динамической нагруженности мобильной канатной транспортно-технологической машины, размещенной на склоне // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2022. № 2. С. 159-164. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164

899X/327/5/052024

9. Tekin A. Assessment of vibration exposure of mine machinery operators at three different open-pit coal mines. *Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy*, 2022, Vol. 122, No. 5, pp. 235-244. DOI: 10.17159/2411-9717/1728/2022

10. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. Amplitude-frequency characteristics of the vibration-protective seat system with a three-segment static force characteristic and a quasi-zero stiffness section quasi-zero stiffness. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2024, No.2, pp. 101-110. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-101-110 (In Russian)

11. Han G., Kim K.D., Ahn D.V. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration. *Journal of Biosystems Engineering*, 2023, Vol. 48. pp. 69-78. DOI: 10.1007/s42853-022-00165-7

12. Atindana V.A., Xu X., Huan L. Experimental design and optimization of pneumatic low-frequency driver seat for off-road vehicles: quasi-zero negative stiffness and gray wolf optimization algorithm. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2023, Vol. 45, pp. 502. DOI: 10.1007/s40430-023-04391-8

13. Chaoran L., Wei Z., Kaiping Y. Quasi-zero-stiffness vibration isolation: Designs, improvements and applications. *Engineering Structures*, 2024, Vol. 301, pp. 117282. DOI: 10.1016/j.engstruct.2023.117282

14. Patent RU 211587. Sidenje s kvaziulevoyj zhestkostju [Seat with quasi-zero rigidity]. Kashapova I.E., Shcherbakov V.S., Korytov M.S. Declared 22.03.2022. Published 15.06.2022. (In Russian)

15. Khimich A.V., Lagerev I.A. Study of the dynamic loading of a mobile rope transport and technological machine located on a slope. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No. 2, pp. 159-164. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164 (In Russian)

УДК (UDC) 625.084: 534.08

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УПЛОТНЕНИЯ ГРУНТА
КОМБИНИРОВАННЫМ ВИБРАЦИОННЫМ КАТКОМ DM-58
В ПОЛЕВЫХ УСЛОВИЯХEXPERIMENTAL STUDIES ON SOIL COMPACTION BY THE DM-58 COMBINED
VIBRATORY ROLLER IN THE FIELD CONDITIONSКраюшкин А.С., Тюремнов И.С., Шорохов Д.А.
Krayushkin A.S., Tyuremnov I.S., Shorohov D.A.Ярославский государственный технический университет (Ярославль, Россия)
Yaroslavl State Technical University (Yaroslavl, Russian Federation)

Аннотация. Целью представленной работы является получение экспериментальных данных для оценки технологических возможностей катка DM-58 и верификации математической модели взаимодействия вибрационного катка с грунтом. Экспериментальные исследования выполнялись на вибрационном комбинированном катке DM-58 при уплотнении песчано-гравелистого грунта толщиной слоя 0,5...0,55 м. Исследования проводились на двух участках со сходными грунтовыми и технологическими условиями. Результат уплотнения грунта после каждого прохода катка DM-58 оценивался значением динамического модуля деформации грунта, измеряемым установкой динамического нагружения ZORN ZFG 3.0. В эксперименте регистрировались вертикальные перемещения вибрационного вальца, ускорения вертикальных колебаний вибрационного вальца и рамы вальца. При обработке результатов эксперимента была применена технология цифровой фильтрации сигналов датчиков (фильтр низких частот с граничной частотой 200 Гц). Были получены данные по изменению значения динамического модуля деформации грунта от количества проходов катка DM-58. За 10...12 проходов катка достигается значение динамического модуля деформации 30 МПа. Установлено, что размах вертикальных колебаний вальца составлял, в среднем, 2...2.5 мм, независимо от значений динамического модуля деформации. Амплитудные значения ускорений вертикальных колебаний рамы вальца составили от +4,5...+7,8 до -4,8...-8,1 м/с² и также не зависели от значений динамического модуля деформации. Полученные результаты позволяют оценить технологические возможности катка DM-58 и верифицировать математическую модель уплотнения грунта грунтовыми вибрационными катками.

Ключевые слова: грунт, уплотнение, вибрация, каток грунтовый, каток вибрационный.

Дата получения статьи: 15.05.2024
Дата принятия к публикации: 05.03.2025
Дата публикации: 25.06.2025

Abstract. The purpose of the presented work is to obtain experimental data to evaluate the technological capabilities of the DM-58 roller and verify the mathematical model of the interaction of a vibrating roller with the ground. Experimental studies were performed on a DM-58 vibrating combined roller with compaction of sandy-gravelly soil with a layer thickness of 0.5...0.55 m. The studies were conducted at two sites with similar soil and technological conditions. The result of soil compaction after each pass of the DM-58 roller was estimated by the value of the dynamic modulus of soil deformation. The measurement was carried out by the ZORN ZFG 3.0 dynamic loading unit. In the experiment, vertical movements of the vibrating roller, acceleration of vertical vibrations of the vibrating roller and the roller frame were recorded. When processing the experimental results, the technology of digital filtering of sensor signals (a low-pass filter with a boundary frequency of 200 Hz) was applied. Data were obtained on the change in the value of the dynamic modulus of soil deformation from the number of passes of the DM-58 roller. In 10...12 passes of the roller, the value of the dynamic modulus of deformation of 30 MPa is achieved. It was found that the span of the vertical vibrations of the roller was, on average, 2...2.5 mm, regardless of the values of the dynamic modulus of deformation. The amplitude values of the accelerations of the vertical vibrations of the roller frame ranged from +4.5...+7.8 to -4.8...-8.1 m/s² and also did not depend on the values of the dynamic modulus of deformation. The obtained results allow us to evaluate the technological capabilities of the DM-58 roller and verify the mathematical model of soil compaction with ground vibration rollers.

Keywords: soil, compaction, vibration, soil compactor, vibratory roller.

Date of manuscript reception: 15.05.2024
Date of acceptance for publication: 05.03.2025
Date of publication: 25.06.2025

Сведения об авторах:

Краюшкин Арсений Сергеевич – старший преподаватель кафедры «Строительные и дорожные машины», ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет»,
e-mail: senya1257@gmail.com.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5078-4179>

Тюремнов Иван Сергеевич – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Строительные и дорожные машины», ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет»,
e-mail: tyuremnovis@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2261-4153>

Шорохов Дмитрий Александрович – аспирант кафедры «Строительные и дорожные машины», ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет»,
e-mail: dopop150@gmail.com.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1825-0676>

Authors' information:

Arseniy S. Krayushkin – Senior Lecturer of the Department of Construction and Road Machinery, Yaroslavl State Technical University,
e-mail: senya1257@gmail.com.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5078-4179>

Ivan S. Tyuremnov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Construction and Road Machinery, Yaroslavl State Technical University, *e-mail: tyuremnovis@yandex.ru.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2261-4153>

Dmitriy A. Shorohov – Postgraduate student of the Department of Construction and Road Machinery, Yaroslavl State Technical University,
e-mail: dopop150@gmail.com.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1825-0676>

1. Введение

Процесс уплотнения – это одна из наиболее распространённых технологий повышения прочности, несущей способности и устойчивости к погодно-климатическим факторам всех инженерных сооружений, возводимых на грунтах [1]. Некачественное уплотнение грунтов приводит к преждевременному разрушению дорог и строительных конструкций. Несмотря на большое количество научных работ и многолетнюю практику применения, вопросы теории и практики уплотнения грунтов ещё до конца не решены.

На сегодняшний день существует три основных вида уплотнения – это статическое, вибрационное и ударное [2]. Наибольшую популярность получило вибрационное уплотнение дорожными и грунтовыми катками. При виброуплотнении машина совершает колебательные движения и происходит передача колебаний на уплотняемый слой [3]. Причины такой популярности – при вибрации достигается более высокая плотность, большая глубина уплотнения и соответственно более высокая производительность. Благодаря таким преимуществам вибрационное оборудование занимает сейчас около 70% рынка [4 - 7].

Сущность процесса уплотнения состоит в том, что под воздействием сил на уплотняемый материал, происходит сближения частиц и более компактное их расположение в уплотняемом объёме материала. Данный

процесс осуществляется путём вытеснения жидкостей и газов, а также, перемещением мелких частиц в пустоты между более крупными. Благодаря этому грунт приобретает остаточную деформацию, которая отражает степень уплотнения грунта. В соответствии со сводом правил СП 34.13330.2021 [8] именно коэффициент уплотнения оценивает плотность рабочего слоя грунта. Однако определение коэффициента уплотнения грунта сопряжено с влиянием большого количества факторов, снижающих достоверность результатов. К тому же коэффициент уплотнения грунта не отражает прочностные характеристики грунта и его способность воспринимать механические нагрузки [9]. Более перспективно применение для оценки результатов уплотнения грунтов применение динамического и статического модуля деформации, в соответствии с национальным стандартом Российской Федерации ГОСТ Р 59866-2022 [10].

Для совершенствования техники уплотнения грунтов исследователи и инженеры прибегают к разработке математической модели. Модель должна описывать влияние режима нагружения и характеристик рабочего органа на результат уплотнения. Традиционно сложилось, что для задач моделирования процессов уплотнения грунта применялись методы реологического моделирования, полуэмпирические методы и методы на основе уравнений механики сплошной среды. Анализ работ различных авторов по ма-

тематическому моделированию [1, 3, 11 - 18] показал, что модель в процессе вибрационного нагружения грунта должна описывать особенности колебаний элементов вибрационного катка. Помимо этого, математическая модель должна описывать процессы изменения напряженно-деформированного состояния грунта. Любая математическая модель требует обязательной верификации, которая включает в себя сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными. Эксперименты целесообразно проводить в полевых условиях на серийно выпускаемых машинах при уплотнении материалов с известными характеристиками. Для последующей верификации могут быть использованы значения перемещений и ускорения вальца катка и рамы катка, а также характеристики самого уплотняемого материала. Расширение модельного ряда катков и условий их применения в экспериментальных исследованиях позволяет строителям и исследователям принимать более обоснованные решения по использованию вибрационных катков в различных технологических условиях и расширяет возможности по верификации математических моделей уплотнения грунта вибрационными катками.

В данной статье приведены результаты экспериментальных исследований уплотнения грунта вибрационным катком DM-58 в полевых условиях.

2. Материалы и методы

Целью исследований являлось получение экспериментальных данных по характеристикам колебаний элементов вибрационного катка DM-58 и оценки технологических возможностей данного катка в реальных условиях производства работ. Задачами исследований являлись измерения значений ускорений вертикальных колебаний рамы и вальца, вертикальных перемещений вибрационного вальца, а также динамического модуля деформации грунта при его уплотнении серийно выпускаемым катком DM-58 (производства ООО «Завод «Дорожных машин»», г.

Рыбинск, Ярославская область) в полевых условиях.

Экспериментальные исследования проводились в августе 2022 года на одной из строительных площадок города Гаврилов-Ям, Ярославской области.

В исследованиях использовался вибрационный комбинированный каток DM-58 (рис.1) с характеристиками [19]:

- масса катка эксплуатационная 14000 кг;
- мощность двигателя 132 кВт;
- частота колебаний вибратора 40/40 Гц;
- центробежная сила вибровозбудителя 90/140 кН;
- линейное статическое давление вальца 35 кг/см;
- амплитуда колебаний вальца 0,45/0,85 мм;
- диаметр/ширина вальца 1550/2000 мм.



Рис. 1. Комбинированный вибрационный каток DM-58 на экспериментальной площадке

Уплотняемый грунт являлся песчано-гравелистым. Смесь отсыпалась слоем толщиной 0,5...0,55 м на специальном отведенном участке строительной площадки. Характеристики уплотняемого материала представлены в табл. 1.

Ускорения вертикальных колебаний рамы вальца измерялись при помощи пьезоэлектрического акселерометра AP99-500 [20].

Крепление акселерометра осуществлялось при помощи магнита, усилие которого составляет 220 Н.

Таблица 1

Физико-механические показатели песчано-гравелистой смеси

Наименование показателя	Значение
Содержания гравия, %	19,1
Содержание пылевидных и глинистых частиц, %	2,8
Полный остаток на сите по массе, %	9,7
Модуль крупности песка	2,2 средний II класс
Содержание глины в комках, %	0,4
Полный проход для песка на сите 0,16, %	12,7
Коэффициент фильтрации, м/сут	1,8

С учётом массы датчика (45 г) и массы магнита (28 г) это обеспечивало надёжную фиксацию. Установка акселерометра на раме катка осуществлялась вертикально, непосредственно на раме вальца в плоскости, проходящей через продольную ось вращения вибровальца (рис.2).

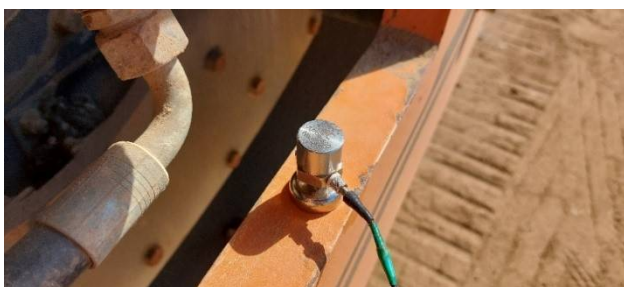


Рис.2. Место установки пьезоэлектрического акселерометр AP99-500 на раме вибровальца

В эксперименте измерялись так же вертикальные перемещения вибрационного вальца. Данные измерения осуществлялись при помощи лазерного датчика BAUMER OADM 13U6480/S35A с характеристиками [21]:

- диапазон измерений 50...550 мм;
- разрешение 0,25 мм;
- линейная ошибка 0,8 мм;
- время отклика < 0,9 мс.

Измерения производились в процессе движения катка с установившейся вибрацией. Лазерный датчик удерживался на вытянутой руке в пределах 100...150 мм от верхней точки обечайки вальца катка (рис.3).

Показания акселерометров и датчика перемещений фиксировались с помощью анализатора спектра ZET 017-U8 производства компании ZETLAB (г. Зеленоград, Россия) [22]. Измерения проводились при частоте

дискретизации 5000 Гц. Всё оборудование, в том числе анализатор спектра, было запитано от аккумулятора и располагалось в кабине оператора катка. Регистрация показаний датчиков включалась при приближении вибрационного катка к экспериментальному участку за несколько метров и останавливалась, когда каток съезжал с исследуемого участка.



Рис.3. Измерения вертикальных перемещения вальца катка DM-58 лазерным датчиком BAUMER OADM 13U6480/S35A

Используя установку динамического нагружения ZORN ZFG 3.0 [23], фиксировались значения динамического модуля деформации грунта E_{vd} после каждого прохода катка DM-58.

Измерение значений E_{vd} осуществлялось после окончания каждого прохода катка в пяти точках (рис.4) в пределах следа вальца и задних колёс.

Первые две точки брались на следе от левой пары колес, третья точка - по центру следа вальца, а четвёртая и пятая точки - по следу от правой пары колёс.

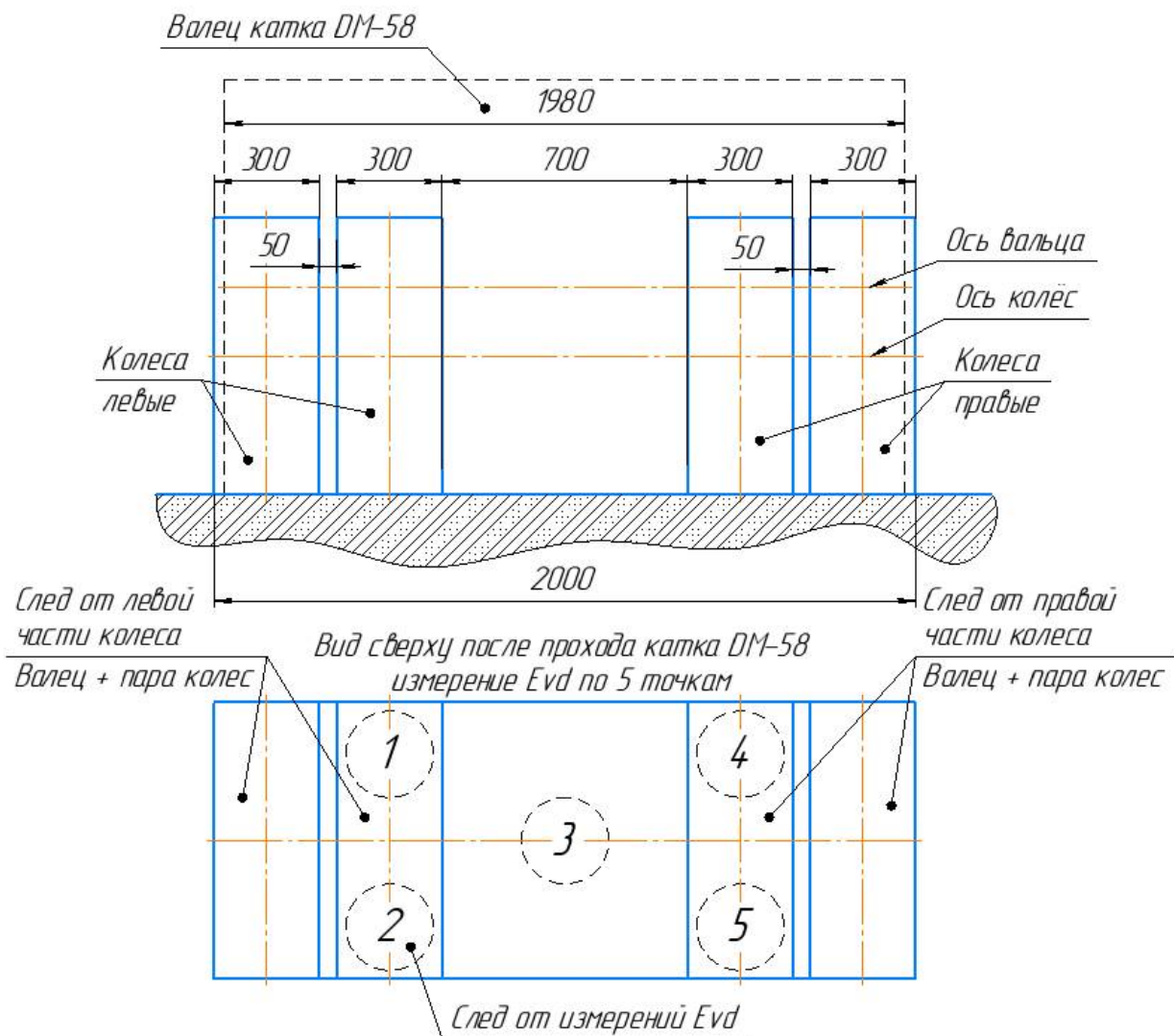


Рис.4. Схема измерений динамического модуля деформации на следе катка E_{vd}

Влажность грунта в пробах, отобранных на глубине 0,15 и 0,3 метра (в соответствии с ГОСТ 5180–2015 [24]) составила 5...6,8 %.

3. Результаты

В процессе экспериментальных исследований, работы выполнялись на двух участках с одинаковыми грунтовыми условиями. Анализ данных (рис.5 и рис.6), показывает, что значения E_{vd} , измеренные на следах от пневмоколес (точки № 1-2 и 4-5 на рис.4) имеют одинаковый характер изменения, но существенно отличаются от значений E_{vd} , измеренных в зоне воздействия только вальца (точка № 3 на рис. 4). Однако с учетом того, что ширина следа от пневмоколес со-

ставляет около 70 % от ширины вальца (ширины всей полосы уплотнения), было принято решение оценивать результат уплотнения после каждого прохода комбинированного катка усреднением значением E_{vd} , измеренных на следах от пневмоколес (рис.7).

Результаты измерений размаха вертикальных колебаний вибровальца катка DM-58 в процессе установившихся вибраций (после применения технологии цифровой фильтрации сигналов) приведены на рис.8.

Результаты измерений вертикальных ускорений рамы катка DM-58 в процессе уплотнения грунта при движении с установившейся вибрацией (после применения технологии цифровой фильтрации показаний акселерометра) приведены на рисунках (рис. 9 и 10).

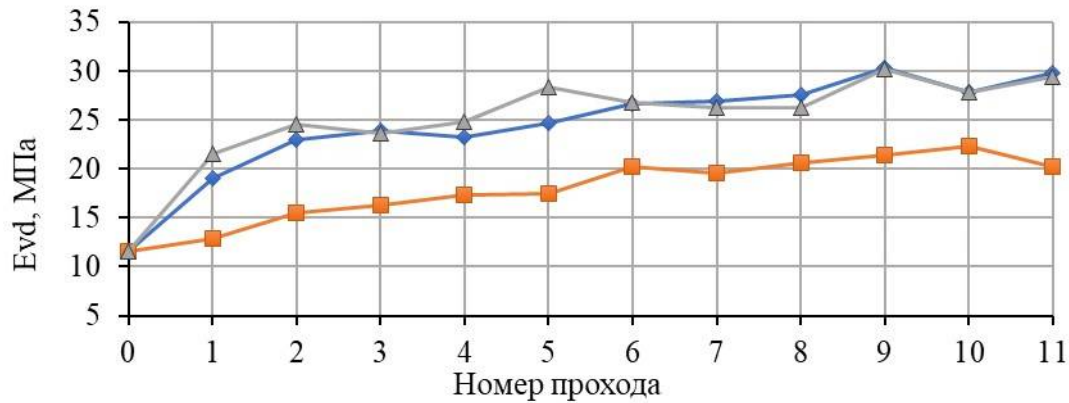


Рис.5. График изменения динамического модуля деформации грунта E_{Vd} при уплотнении вибрационным комбинированным катком DM-58 на участке №1: ▲ - среднее по левому следу пневмоколёс; ◆ - среднее по правому следу пневмоколёс; ■ – среднее по середине следа вальца катка

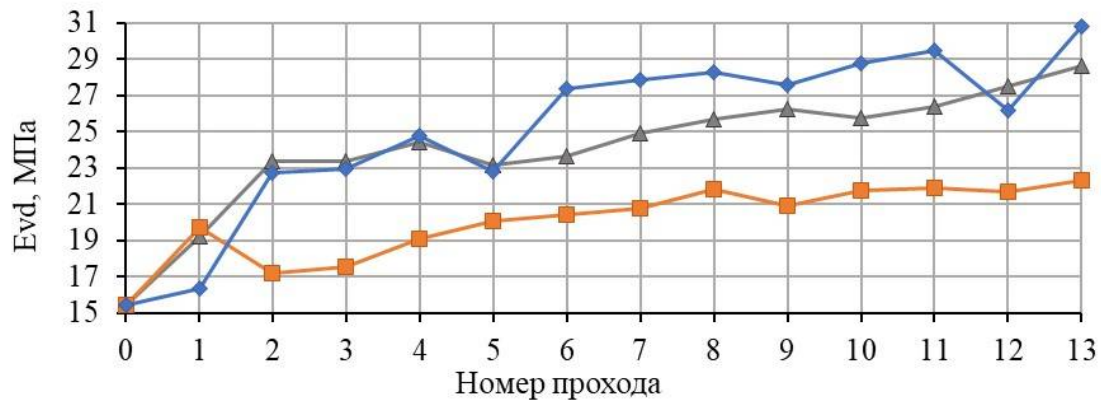


Рис.6. График изменения динамического модуля деформации грунта E_{Vd} при уплотнении вибрационным комбинированным катком DM-58 на участке №2: ▲ - среднее по левому следу пневмоколёс; ◆ - среднее по правому следу пневмоколёс; ■ – среднее по следу вальца катка

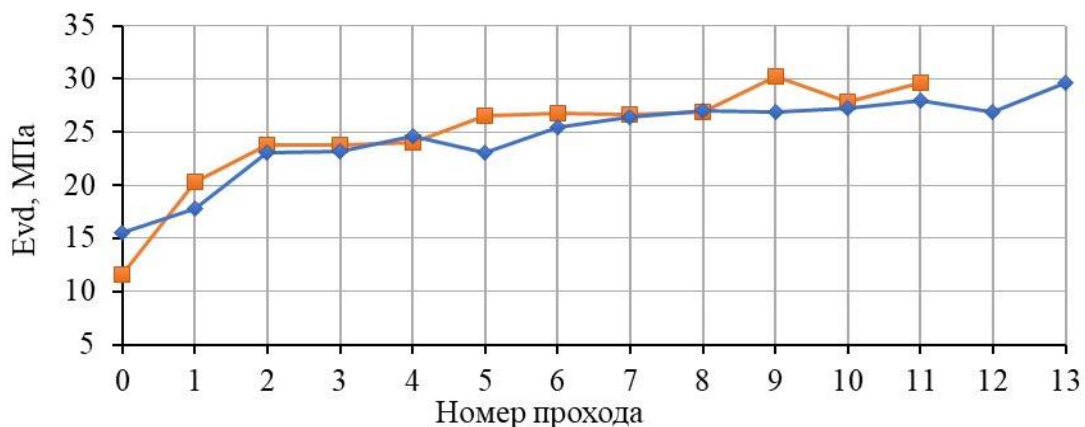


Рис.7. График изменения динамического модуля деформации E_{Vd} по следам пневмоколёс вибрационного комбинированного катка DM-58: ■ - среднее по левому и правому следу пневмоколёс на участке №1; ◆ - среднее по левому и правому следу пневмоколёс на участке №2.

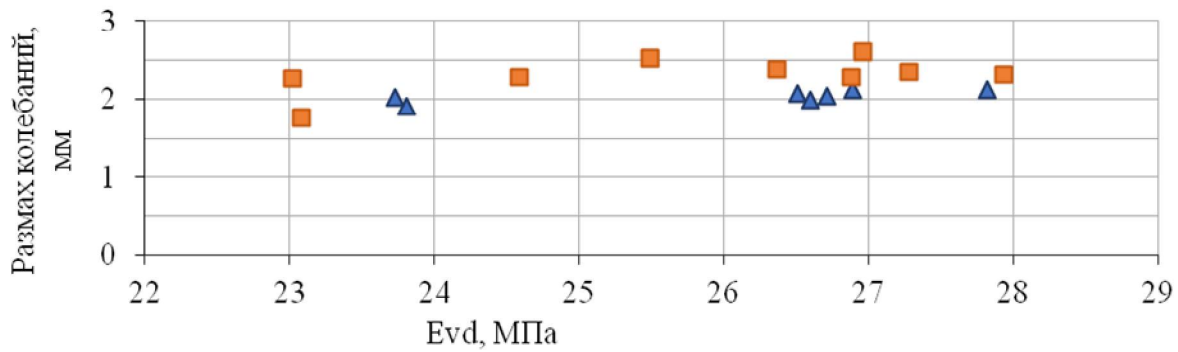


Рис.8. Результаты измерения размаха вертикальных колебаний вальца катка DM-58 в процессе установившейся вибрации при уплотнении грунта:
 ▲ - участок № 1; ■ –участок № 2

Анализ данных (рис.5 - 10) показывает, что в данных грунтовых и технологических условиях:

1. За 10...12 проходов катка DM-58 достигается значение динамического модуля деформации $E_{vd} = 30$ МПа.

2. Размах вертикальных колебаний вальца катка DM-58 составлял 1,7...2,6 мм.

3. Амплитудные значения ускорений вертикальных колебаний рамы вальца составили, в среднем от +4,5...+7,8 до -4,8...-8,1 m/c^2 .

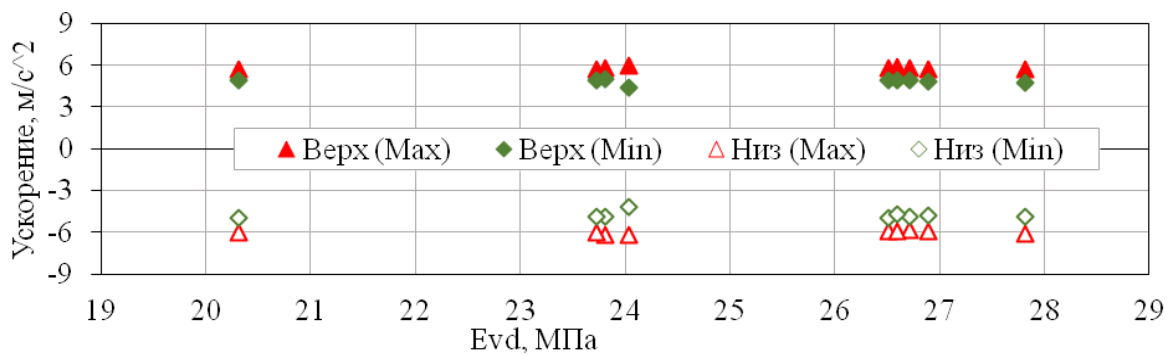


Рис.9. Результаты измерений амплитудных значений вертикальных ускорений рамы катка в процессе установившейся вибрации (участок №1).

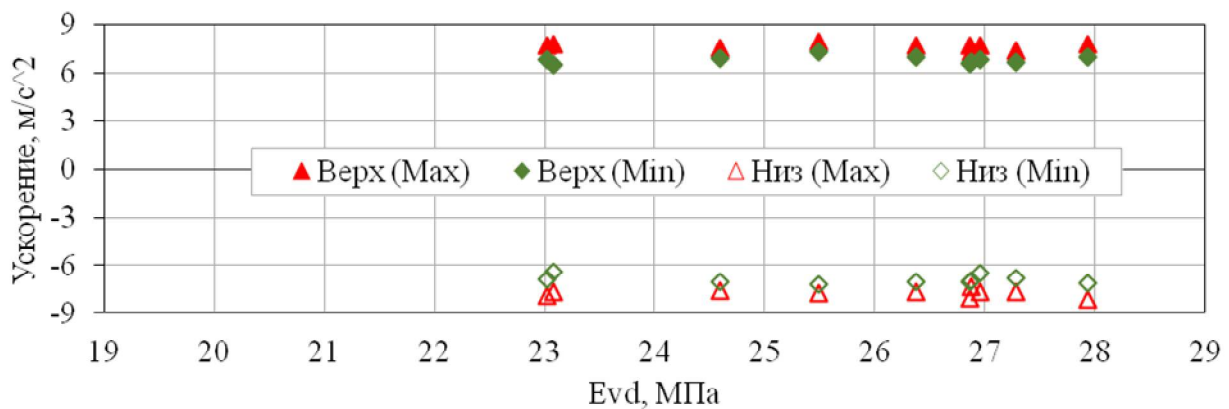


Рис.10.Результаты измерений амплитудных значений вертикальных ускорений рамы катка в процессе установившейся вибрации (участок №2)

4. Обсуждение

Ввиду существенного различия измеренных значений динамического модуля деформации грунта E_{vd} на следе от пневмоколёс и между следами, возникает вопрос планирования точек измерения значений E_{vd} при проведении экспериментальных исследований с катками комбинированного типа. Подобные проблемы возникают и при проведении экспериментальных исследований с грунтовыми вибрационными катками [25 - 29].

Анализ результатов измерения размаха колебаний вальца показывает незначительное увеличение размаха колебаний при увеличении значений E_{vd} . Сравнение результатов, полученных на двух участках, показывает хорошую воспроизводимость данных. Результаты ранее проведенных исследований с вибрационным грунтовым катком согласуются с данными, полученными при экспериментальных исследованиях с катком DM-617 [25, 26]. Экспериментальные исследования с катком DM-617 показывали слабую зависимость размаха колебаний вальца от значений E_{vd} . В дальнейших исследованиях целесообразно расширить диапазон изменения значений E_{vd} и увеличить количество повторности испытаний для повышения точности оценки.

Анализ результатов измерения ускорений вертикальных колебаний рамы вальца показывает, что диапазоны изменения ускорений при различных повторах не перекрываются между собой. В то же время сами диапазоны изменения значений ускорений на каждом участке сравнительно узкие, а средние значения вертикальных ускорений отличаются на 25%, что можно считать удовлетворительным при подобных исследованиях.

5. Заключение

Проведённые экспериментальные исследования позволили оценить технологические возможности катка DM-58 при уплотнении песчано-гравелистого грунта в реальных условиях производства работ. Данная информация представляет интерес и для строителей, применяющих вибрационные катки, и

для производителя данных катков, поскольку в известных исследованиях результаты оценки уплотняющей способности катка DM-58 не встречались.

Полученные экспериментальные значения размаха вертикальных колебаний вальца и ускорений вертикальных колебаний рамы вальца катка DM-58 позволяют расширить перечень моделей катков и грунтовых условий, в которых возможно осуществлять верификацию математических моделей взаимодействия элементов вибрационного катка между собой и с уплотняемым грунтом. Таким образом, возможно проведение верификации математических моделей уплотнения грунта как на промежуточных стадиях (сравнивая расчётные характеристики колебаний рамы и вальца вибрационного катка с экспериментальными значениями), так и по результирующим значениям изменения характеристик грунта после каждого прохода вибрационного катка.

При анализе результатов измерения размаха вертикальных колебаний вальца было выявлено, что в эксперименте фактическая частота колебаний составила 25...30 Гц, а не 40 Гц, как заявлено в технических характеристиках катка DM-58. При таком снижении частоты, вынуждающая сила колебаний уменьшится приблизительно в 1,7 раза. В последующих работах целесообразно перед началом экспериментов сначала убедиться, что машина исправна и работает на заданных частотах колебаний вальца, и только после этого проводить эксперименты. Также вышеописанную особенность необходимо учитывать при использовании результатов, приведенных в данной статье, при верификации математических моделей. Производителям же вибрационных катков целесообразно оснащать катки датчиками частоты колебаний вибровозбудителя. Это необходимо для своевременного обнаружения снижения частоты колебаний вальца и проведения необходимых регулировочных или ремонтных работ с вибрационным катком. Снижение частоты колебаний вибровозбудителя вследствие уменьшения оборотов двигателя, нарушения регулировки гидронасоса вибровозбудителя или увеличения утечек в конту-

ре вибровозбудителя приводит к существенному уменьшению вынуждающей силы вибровозбудителя катка, ухудшению уплотняющей способности и снижению качества уплотнения грунта после совершения заданного числа проходов.

При проведении экспериментальных исследований и обработке их результатов важное значение имеет опыт проведения подоб-

ных работ, знание особенностей конструкции катка, использования датчиков и внимательность. В частности, недостаточный опыт и квалификации участников исследований не позволили получить результаты измерения ускорений вертикальных колебаний вальца катка, а также результатов на первых проходах.

Список литературы

1. Anderegg R., Dominik A von Felten., Kaufmann K. Compaction Monitoring Using Intelligent Soil Compactors // *Geotechnical Engineering in the Information Technology Age*. 2006. pp. 41–46.

2. Костельов М.П. Функциональные достоинства и недостатки виброкатков для уплотнения асфальтобетона // Каталог-справочник «Дорожная техника и технологии (ДТТ)». 2009. С. 42-52.

3. Пиковский Я.М. Полосин-Никитин С.М., Вошинин Н.П., Баловнев В.И. Дорожные машины и оборудование. Машины и заводы для постройки дорожных покрытий. М.: Машгиз. 1960. С. 604.

4. Руководство по уплотнению почвы. Дорожно-строительная машина САТ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.cat.com/ru_RU/articles/support/paving-application-guides1.html (дата обращения 12.05.2024).

5. Костельов М.П., Никольский Ю.Е., Шестопалов А.А., Уплотнение и укладка. Теория и практика Dynapac. 2008. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://m.eruditor.one/file/4125585/> (дата обращения 16.05.2024).

6. Костельов М.П. Опять о качестве и эффективности уплотнения различных грунтов современными виброкатками // Каталог-справочник «Дорожная техника и технологии (ДТТ)». 2008. С. 12-19.

7. Костельов М.П. Возможность и эффективность уплотнения виброкатками грунтов различного типа и состояния // Туристический навигатор. 2012. № 14(40). С. 60-71.

8. СП 34.13330.2021. Автомобильные

References

1. Anderegg R., Dominik A. von Felten., Kaufmann K. Compaction Monitoring Using Intelligent Soil Compactors. *Geotechnical Engineering in the Information Technology Age*. 2006. 41–46 p.

2. Kostelov M.P. *Funksionalnie dostoinstva i nedostatki vibrokatkov dlya uplotneniya asfaltobetona. Katalog-spravochnik «Dorojnaya texnika i texnologii (DTT)»* [Functional advantages and disadvantages of vibratory rollers for asphalt concrete compaction]. Saint-Petersburg, ID «Slavutich», 2009. Pp. 42-52 p. (In Russia)

3. Pikovskiy Ya.M. Polosin-Nikitin S.M., Voshinin N.P., Balovnev V.I. *Dorojnie mashini i oborudovanie*. [Road vehicles and equipment]. Moscow, Mashgiz. 1960 (In Russian)

4. *Rukovodstvo po uplotneniyu pochvi. Do-rojno-stroitel'naya mashina CAT* [A guide to soil compaction. CAT Road Construction Machine]. Available at: https://www.cat.com/ru_RU/articles/support/paving-application-guides1.html (In Russian)

5. Kostelov M.P., Nikolskiy Yu.E., Shestopalov A.A., *Uplotnenie i ukladka. Teoriya i praktika Dynapac* [Sealing and laying. Theory and practice Dynapac]. Available at: <https://m.eruditor.one/file/4125585/> (In Russia)

6. Kostelov M.P. *Opyat o kachestve i effektivnosti uplotneniya razlichnix gruntov sovremennimi vibrokatkami* [Again, about the quality and effectiveness of compaction of various soils with modern vibrating rollers]. *Katalog-spravochnik «Dorojnaya texnika i texnologii (DTT)»*, 2008, pp. 12-19 p. (In Russian)

7. Kostelov M.P. *Vozmojnost i effektivnost uplotneniya vibrokatkami gruntov razlichnogo tipa i sostoyaniya* [The possibility

дороги. утв. и введ. в действие Приказом Минстроя России от 09.02.2021 N 53/пр. введ. 10.08.2021. 309 с.

9. Козлов, А. В. Проблемы интерпретации результатов штамповых испытаний при контроле качества уплотнения грунтов земляного полотна и оснований дорожных одежд // Полевые и лабораторные методы исследования грунтов - проблемы и решения: Мат. Общеросс. научно-практич. конф. Москва. 2019. С. 92-101

10. ГОСТ Р 59866-2022. Дороги автомобильные общего пользования. Показатели деформативности конструктивных слоев дорожной одежды из несвязных материалов и грунтов земляного полотна. Утв. и Введ. В действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 10 марта 2022 г. № 125-ст. 38 с.

11. Xu Z. Real-time determination of sandy soil stiffness during vibratory compaction incorporating machine learning method for intelligent compaction // Journal of Rock Mechanics and Geotechnical Engineering. 2022. Т. 14. №. 5. С. 1609-1625.

12. Бурый Г.Г. Методика обоснования режимных параметров вибрационных катков с учетом массы уплотняемого грунта в зоне активного действия вибрации // Современные научные исследования: актуальные проблемы и тенденции: Сб. тр. Междунар. научно-практич. конф. Омск: Омский институт водного транспорта (филиал) ФГБОУ ВО «Новосибирская государственная академия водного транспорта», 2014. С. 47-55.

13. Беляев А.В, Беляева А.Г. Проектирование машин для земляных работ. Иркутск: Иркутский государственный технологический университет, 2015. 286 с.

14. Siminiati D., Hren D. Simulation on vibratory roller-soil interaction // Advanced engineering. 2008. Т. 2. №. 1. С. 111-120.

15. Шабанова Г.И., Савельев С.В., Бурый Г.Г. Математическое описание колебательной системы “вибрационный рабочий орган-грунт” // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2013. №. 3 (31). С. 102-107.

16. Van Susante P.J., Mooney M.A. Cap-

and effectiveness of compaction by vibrating rollers of soils of various types and conditions]. *Turisticheskiy navigator*, 2012. No. 14(40), pp. 60-71 (In Russian)

8. SP 34.13330.2021. *Avtomobilnie dorogi. utv. i vved. v deystvie Prikazom Ministroya Rossii ot 09.02.2021 N 53/pr. vved. 10.08.2021. 309 p.* (In Russian)

9. Kozlov A.V. *Problemy interpretatsii rezultatov shtampovix ispitaniy pri kontrole kachestva uplotneniya gruntov zemlyanogo polot-na i osnovaniy dorojnix odejd* [The problem and interpretation of the results of stamp tests in quality control of soil compaction of the roadbed-based on road clothing]. In: *Field and laboratory soil investigation - problems and solutions -2019*. Moscow, pp. 92-101. (In Russian)

10. GOST R 59866-2022. *Dorogi avtomobilnie obshego polzovaniya. Pokazateli deformativnosti kon-struktivnix sloev dorojnoy odejdi iz nesvyaznix materialov i gruntov zemlyanogo polotna. Utv. i vved. v deysvie prikazom Federalnogo agentstva po texnicheskemu regulirovaniyu i metrologii*. 2022. No. 125-st. 38 p. (In Russian)

11. Xu Z. Real-time determination of sandy soil stiffness during vibratory compaction incorporating machine learning method for intelligent compaction. *Journal of Rock Mechanics and Geotechnical Engineering*, 2022, Vol.14, No. 5, pp. 1609-1625.

12. Buriy G.G. *Metodika obosnovaniya rejim-nix parametrov vibracionnix katkov s uchetom massi uplotnyaemogo grunta v zone aktivnogo deystviya vibrasii* [Methodology for substantiating the operating parameters of vibrating rollers, taking into account the mass of compacted soil in the active vibration zone]: In: *Sovremennie nauchnie issledovaniya: aktualnie problemi i tendensii: Sbornik trudov Mejdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, Omsk, Omskiy institut vodnogo transporta (filial) FGBOU VO “Novosibirskaya gosudarstvennaya akademiya vodnogo transporta”*, 2014, pp. 47-55 (In Russian)

13. Belyaev A.V, Belyaeva A.G. *Proektirovanie mashin dlya zemlyanix rabot* [Designing machines for earthworks]. Irkutsk, Irkutsk State Technological University, 2015. 286 p.

turing nonlinear vibratory roller compactor behavior through lumped parameter modeling // *Journal of engineering mechanics*. 2008. T. 134. №. 8. С. 684-693.

17. Shen P. Dynamic characteristics of the intelligent compactor model with adjustable vibration modes // *International Conference on Transportation Engineering*. 2009. С. 2322-2327.

18. Носов С.В. Методы совершенствования технологий уплотнения дорожных грунтов на основе развития их реологии // *Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета*. Строительство и архитектура. 2012. №. 4. С. 41-52.

19. Каток ДМ-58 комбинированный. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://dormashina.ru/produkcija/dorozhnye-katki-dm/kombinrovannye/dm58.html> (дата обращения 10.06.2024).

20. Высокочувствительный датчик вибрации АП99-500. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://pribory-si.ru/catalog/seysmopreobrazovately/vysokochuvstvitelnyy-vibropreobrazovatel-ap99-500_5283/ (дата обращения 10.06.2024).

21. Лазерный датчик BAUMER OADM 13U6480/S35A. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.datasheets360.com/pdf/-1124803611755666485> (дата обращения 10.06.2024).

22. Анализатор спектра ZET 017-U8. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://zetlab.com/shop/izmeritelnoe-oborudovanie/analizatory/analizator-spektra-zet017-u8/> (дата обращения 12.06.2024).

23. Средства динамического нагружения ZORN ZFG 3.0 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://zfg-3000.ru/catalog/4/> (дата обращения 12.06.2024).

24. ГОСТ 5180-2015. Грунты. Методы лабораторного определения физических характеристик. Москва: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2015. 23 с.

25. Денисова Т.А., Тюремнов И.С. Исследование вибробезопасности оператора вибрационного катка ДМ-617 при уплотнении грунта // *Транспортные и транспортно-*

(In Russian)

14. Siminiati D., Hren D. Simulation on vibratory roller-soil interaction. *Advanced engineering*, 2008, Vol. 2, No. 1, pp. 111-120.

15. Shabanova G.I., Savelev S.V., Buriy G.G. *Matematicheskoe opisanie kolebatelnoy sistemi "vibratsionniy rabochiy organgrunt"* [Mathematical description of the vibrational system "vibrating working body-ground"]. *Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobilno-dorojnoj akademii*, 2013, No.3(31), pp. 102-107 (In Russian)

16. Van Susante P. J., Mooney M. A. Capturing nonlinear vibratory roller compactor behavior through lumped parameter modeling. *Journal of engineering mechanics*, 2008, Vol. 134, No. 8, pp. 684-693.

17. Shen P. Dynamic characteristics of the intelligent compactor model with adjustable vibration modes. In: *International Conference on Transportation Engineering*, 2009, pp. 2322-2327.

18. Nosov S.V. *Metodi sovershenstvovaniya tekhnologiy uplotneniya dorozhnix gruntov na osnove razvitiya ix reologii* [Methods of improving technologies for compaction of road soils based on the development of their rheology]. *Nauchnyy vestnik Voronejskogo gosudarstvennogo arxitekturno-stroitel'nogo universiteta. Stroitelstvo i arxitektura*, 2012, No. 4, pp. 41-52 (In Russian)

19. *Katok DM-58 kombinirovanniy* [Roller DM-58 combined]. Available at: <https://dormashina.ru/produkcija/dorozhnye-katki-dm/kombinirovannye/dm58.html> (In Russian)

20. *Visokochuvstvitelnyy datchik vibrasii AP99-500* [Highly sensitive vibration sensor AP 99-500]. Available at: <https://www.datasheets360.com/pdf/-1124803611755666485> (In Russian)

21. *Lazerniy datchik BAUMER OADM 13U6480/S35A* [Laser sensor BAUMER OADM 13U6480/S35A]. Available at: <https://www.datasheets360.com/pdf/-1124803611755666485> (In Russian)

22. *Analizator spektra ZET 017-U8* [The ZET 017-U8 spectrum analyzer]. Available at: [164](https://zetlab.com/shop/izmeritelnoe-oborudovanie/analizatory/analizator-spektra-</p></div><div data-bbox=)

технологические системы: Мат. Междунар. научно-технич. конф., Тюмень, 18 апреля 2019 г. Тюмень: Тюменский индустриальный университет, 2019. С. 79-83.

26. Ефимов С.С., Шорохов Д.А., Тюремнов И.С., Краюшкин А.С. Экспериментальное исследование уплотнения грунта вибрационным катком HAMM 3411 // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях: Мат. Междунар. научно-практ. конф. Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2021. С. 106-112.

27. Тюремнов И.С., Иванов С.Н., Краюшкин А.С. Результаты экспериментальных исследований ускорений колебаний вибровальца катка DM-617 с использованием технологии цифровой обработки сигнала // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2020. Т. 17. №. 2 (72). С. 182-195.

28. Тюремнов И.С., Морев А.С., Фурманов Д.В. Экспериментальные исследования вертикальных перемещений и ускорений колебаний вальца вибрационного катка DM-617 при уплотнении грунта // Проблемы машиноведения: Мат. IV Междунар. научно-технич. конф., Омск, 17–19 марта 2020 г. Омск: Омский государственный технический университет, 2020. С. 121-128.

29. Tyuremnov I.S., Morev A.S., Krayushkin A.S. Justification of chosen values of the weight coefficients of the compaction value for continuous compaction control systems for vibration rollers // Journal of Physics: Conference Series. IOP Publishing, 2021. Т. 1791. №. 1. С. 10.

zet017-u8/ (In Russian)

23. Sredstva dinamicheskogo nagrujeniya ZORN ZFG 3.0 [Dynamic loading tools ZORN ZFG 3.0] Available at: <https://zfg-3000.ru/catalog/4/> (In Russia)

24. GOST 5180-2015. *Grunti. Metodi laboratornogo opredeleniya fizicheskikh xarakteristik*. Moskva: Mejsudarstvenniy so-vet po standartizatsii, metrologii i sertifikatsii, 2015. 23 p. (In Russian)

25. Denisova T.A., Tyuremnov I.S. *Issledovanie vibrobezopasnosti operatora vibratsionnogo katka DM-617 pri uplotnenii grunta* [Investigation of the vibration safety of the operator of the DM-617 vibrating roller during soil compaction]. In: *Transportnie i transportno-technologicheskie sistemi: Materiali Mejdunarodnoy nauchno-technicheskoy konferentsii, Tyumen*. Tyumenskiy industrialniy universitet, 2019. 79-83 p. (In Russia)

26. Efimov S.S., Shoroxov D.A., Tyuremnov I.S., Krayushkin A.S. *Eksperimentalnoe issledovanie uplotneniya grunta vibratsionnim katkom HAMM 3411* [Experimental study of soil compaction with a HAMM 3411 vibrating roller]. In: *Energo-resursosberegayushie tehnologii i oborudovanie v dorojnoy i stroitelnoy otraslyax: Materiali mejdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. Belgorod: Belgorodskiy gosudarstvenniy tehnologicheskii universitet im. V.G. Shuxova, 2021, pp. 106-112 (In Russian)

27. Tyuremnov I.S., Ivanov S.N., Krayushkin A.S. *Rezultati eksperimentalnix issledovaniy uskoreniy kolebaniy vibro-vals katka DM-617 s ispolzovaniem tehnologii sifrovoy obrabotki signala* [Results of experimental studies of vibration accelerations of the DM-617 roller roller using digital signal processing technology]. *Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobilnodorojnoy akademii*, 2020, Vol. 17, No. 2 (72), pp. 182-195 (In Russian)

28. Tyuremnov I.S., Morev A.S., Furmanov D.V. *Eksperimentalnie issledovaniya ver-tikalnix peremesheniy i uskoreniy kolebaniy vals vibratsionnogo katka DM-617 pri uplotnenii grunta* [Experimental studies of vertical displacements and accelerations of vibrations of the DM-617 vibrating roller during

‡ soil compaction]. In: *Problemi mashinovedeniya: Materiali IV Mejdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferensii, Omsk. Omsk, Omskiy gosudarstvenniy texnicheskij universitet, 2020*, pp. 121-128 (In Russian)

‡ 29. Tyuremnov I.S., Morev A.S., Krasyushkin A.S. Justification of chosen values of the weight coefficients of the compaction value for continuous compaction control systems for vibration rollers. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 1791, No.1, pp. 10.

УДК (UDK) 629.36-531.5

ОЦЕНКА МАССОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЁСНОГО ШАССИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРЕВЕНТИВНОЙ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ

ASSESSMENT OF MASS CHARACTERISTICS OF A WHEELED CHASSIS WHEN DESIGNING A PREVENTIVE SUSPENSION SYSTEM

Малиновский М.П.^{1,2}, Таричко В.И.¹, Чикина А.К.¹
Malinovskiy M.P.^{1,2}, Tarichko V.I.¹, Chikina A.K.¹¹ – Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (Москва, Россия)² – Государственный научный центр РФ ФГУП «НАМИ» (Москва, Россия)¹ – Moscow Automobile and Road Engineering State Technical University (Moscow, Russian Federation)² – Federal State Unitary Enterprise «NAMI» (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Оказание первой помощи вне медицинских организаций и проведение медико-санитарных мероприятий при ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций становится всё более актуальным и предполагает использование современных мобильных комплексов на базе грузовых автомобилей. К ним относятся мобильные реанимационные боксы, операционные на колёсах, машины для первичных медицинских осмотров, перевязочные, мобильные рентген-кабинеты, кабинеты маммографии. Указанная сложная медицинская техника каждый раз после перемещения на автомобильном транспорте требует калибровки, что обусловило необходимость создания превентивной системы вторичного поддрессирования для грузовой платформы на базе специальных колёсных шасси большой грузоподъёмности, особенностью которой является предупреждающий характер действия, заключающийся в построении прогнозирующего алгоритма от управляющих воздействий водителя на органы управления, в отличие от большинства существующих систем стабилизации с корректирующим характером действия. Для достижения предупреждающего характера действия путём прогнозирования продольных и поперечных колебаний используются датчики хода педали тормоза и подачи топлива, а также датчик оборотов рулевого вала. При разработке системы поддрессирования на стадии эскизного проектирования необходимо знать массово-габаритные характеристики специального колёсного шасси. Алгоритмы подобной системы также должны учитывать фактическое размещение центра масс при различной загрузке, существенно влияющее на многие эксплуатационные качества и параметры колёсного шасси. Целью настоящего исследования являлась разработка методики для оценки остаточной и полной масс специального колёсного шасси в условиях информационного дефицита.

Ключевые слова: информационный дефицит, вторичное поддрессирование, виброзащита платформы, активная подвеска, центр тяжести.

Abstract. Providing first aid outside medical organizations and conducting medical and sanitary measures during the liquidation of consequences of emergency situations is becoming increasingly important and involves the use of ambulances, ambulance buses and resuscitation vehicles, as well as modern mobile complexes based on trucks. These include mobile resuscitation boxes, operating rooms on wheels, vehicles for primary medical examinations, dressing rooms, mobile X-ray rooms, mammography rooms. The specified complex medical equipment requires calibration every time after moving by road transport, which necessitated the creation of a preventive secondary suspension system for the cargo platform based on special wheeled chassis with a large load capacity. Usually, additional vibration protection of transported goods is practically not encountered, including special-purpose ones, to which increased requirements for maximum overloads are imposed. The article presents a suspension system developed by the authors, the peculiarity of which is the preventive nature of the action, consisting in the construction of a predictive algorithm from the driver's control actions on the controls, unlike most existing stabilization systems with a corrective nature of the action. To achieve a preventive nature of the action by predicting longitudinal and lateral vibrations, brake pedal travel and fuel supply sensors, as well as a steering shaft speed sensor, are used. When developing a suspension system at the stage of preliminary design, it is necessary to know the mass-dimensional characteristics of a special wheeled chassis under different loads. The algorithms of such a system should also take into account the actual location of the center of mass under different loads, which affect many of its operational qualities and parameters. The purpose of this study was to develop a methodology for assessing the residual and full masses of a special wheeled chassis under conditions of information deficiency.

Keywords: information deficit, secondary suspension, platform vibration protection, active suspension, center of gravity.

<i>Дата получения статьи:</i>	05.03.2025	†	<i>Date of manuscript reception:</i>	05.03.2025
<i>Дата принятия к публикации:</i>	27.05.2025	†	<i>Date of acceptance for publication:</i>	27.05.2025
<i>Дата публикации:</i>	25.06.2025	†	<i>Date of publication:</i>	25.06.2025

Сведения об авторах:

Малиновский Михаил Павлович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Тягачи и амфибийные машины», ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», главный специалист отдела моделирования и общей интеграции специальных транспортных средств ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», *e-mail: ntbmadi@gmail.com*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7812-5653>

Таричко Вадим Игоревич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспортные установки», ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», *e-mail: 32.6909@mail.ru*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0286-725X>

Чикина Арина Константиновна – студент, ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», *e-mail: peslexx2009@yandex.ru*.

Authors' information:

Mikhail P. Malinovsky – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Tractors and Amphibious Vehicles at Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Chief Specialist of the Department of Modeling and General Integration of Special Vehicles at Federal State Unitary Enterprise «NAMI», *e-mail: ntbmadi@gmail.com*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7812-5653>

Vadim I. Tarichko – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Transport installations at Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), *e-mail: 32.6909@mail.ru*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0286-725X>

Arina K. Chikina – student at Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), *e-mail: peslexx2009@yandex.ru*.

1. Введение

На транспорте широко применяется вторичное подрессоривание, то есть дополнительная виброзащита водителей грузовых и легковых автомобилей [1 - 4], операторов строительно-дорожных машин [5, 6] и сельскохозяйственной техники [7 - 9], пассажиров в салоне автобуса [10] или железнодорожного вагона [11]. Вторичное подрессоривание используется также в конструкции токоприёмников метрополитена [12]. При этом дополнительная виброзащита перевозимых грузов практически не встречается, в том числе на транспортных средствах специального назначения, несмотря на достаточно жёсткие требования по предельным перегрузкам.

Однако в условиях цифровой трансформации отечественной медицины и участвующих в XXI веке стихийных бедствиях всё более актуальной становится проблема вторичного подрессоривания грузовой платформы специальных колёсных шасси с установленным на ней мобильным медицинским комплексом. Оказание первой помощи вне медицинских организаций и проведение медико-санитарных мероприятий при ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций

предполагает использование не только автомобилей скорой помощи [13], санитарных автобусов [14, 15] и реанимобилей [16, 17], но и современных мобильных комплексов на базе автомобилей КамАЗ, "Газель", "Садко", таких как мобильные реанимационные боксы, операционные на колёсах, машины для первичных медицинских осмотров, перевязочные, мобильные рентген-кабинеты и кабинеты маммографии. Перечисленная сложная медицинская техника после перемещения на автотранспорте требует калибровки, а при её применении – неподвижного размещения. Данная особенность обусловила необходимость создания превентивной системы вторичного подрессоривания для грузовой платформы на базе колёсного шасси специального назначения.

2. Постановка задачи

За последнее десятилетие появился ряд новых разработок в сфере обеспечения требуемой плавности хода [18], например, динамическая стабилизация водительского сиденья [19], адаптивная система подрессоривания [20], подвеска с комбинированным демпфированием [21]. Особенностью систе-

мы поддресоривания, разработанной авторами настоящей статьи, является её предупреждающей характер действия, заключающийся в построении прогнозирующего алгоритма от управляющих воздействий водителя на органы управления, в отличие от корректирующего характера действия большинства существующих систем стабилизации, основанного на показаниях акселерометров и датчиков оборотов колёс.

Превентивная система поддресоривания (рис. 1) использует в качестве энергоносителя аккумулируемый в ресиверах 5 сжатый воздух, источником которого является штатный компрессор 1 пневматического тормозного привода с блоком подготовки воздуха 2 и защитным клапаном 3. Дополнительно питание может осуществляться от рекуперативных насосов автоматической системы управления давлением воздуха в шинах, подключённой через двухмагистральный клапан 4. Для достижения превентивного характера действия в качестве сенсорного обеспечения используются:

1) датчики хода педалей тормоза 6 и подачи топлива 7 – для прогнозирования продольных колебаний (угла дифферента);

2) датчик оборотов рулевого вала 8 – для прогнозирования поперечных колебаний (углов крена).

Электронный блок управления 9 обрабатывает сигналы от датчиков. Исполнительными устройствами являются пневмогидравлические упругие элементы 10 подвески колёс, управляемые электропневматическими клапанами, и пневматические упругие элементы 11 вторичного поддресоривания грузовой платформы с электромагнитным управлением [22].

При разработке системы как первичного, так и вторичного поддресоривания, особенно на стадии эскизного проектирования, возникает острый дефицит информации [23] о массово-габаритных характеристиках колёсного шасси. Кроме того, подобная система в процессе её эксплуатации должна учитывать фактическое размещение центра масс при различной загрузке от снаряжённого состояния до полной массы.

Как отмечалось ранее в [24-25], расположение центра масс любого автотранспортного средства влияет на многие его эксплуатационные качества и параметры. В первую очередь, от продольной и вертикальной координат центра масс зависит распределение вертикальных реакций по осям и их перераспределение под действием продольных сил инерции при разгонах и торможениях [26], что, в свою очередь, влияет на сцепные свойства шин [27], величину давления на дорожное покрытие [28-29], динамику преодоления ступенчатого препятствия [30], а также на величину динамического фактора «в тех случаях, когда у автомобиля высокой проходимости разный КПД трансмиссии для привода переднего и задних мостов» [31]. Кроме того, расположение центра масс оказывает существенное влияние на такие важные эксплуатационные свойства, как управляемость [32-33], устойчивость [34-36] и, конечно, плавность хода, хотя последний аспект достаточно редко освещается в научных статьях.

Целью настоящего исследования являлась разработка методики для оценки остаточной и полной масс специального колёсного шасси на основе ограниченных исходных данных, полученных от производителя.

3. Математическая модель расчёта массовых характеристик

Исходными данными для расчёта являются паспортные технические характеристики колёсного шасси: полная масса m_n и её распределение по осям m_{n1} , m_{n2} , m_{n3} ; снаряжённая масса m_c и её распределение по осям m_{c1} , m_{c2} , m_{c3} ; грузоподъёмность m_g ; масса шасси $m_{ш}$ (без заправки топливом, маслом, охлаждающей и прочими жидкостями, без запасного колеса, водительского инструмента и принадлежностей). По габаритному чертежу определяют высоту нижней кромки рамы от дороги Z_{X^*c} (в снаряжённом состоянии) и высоту центра снаряжённой массы от нижней кромки рамы $Z_{цм^*c}$.

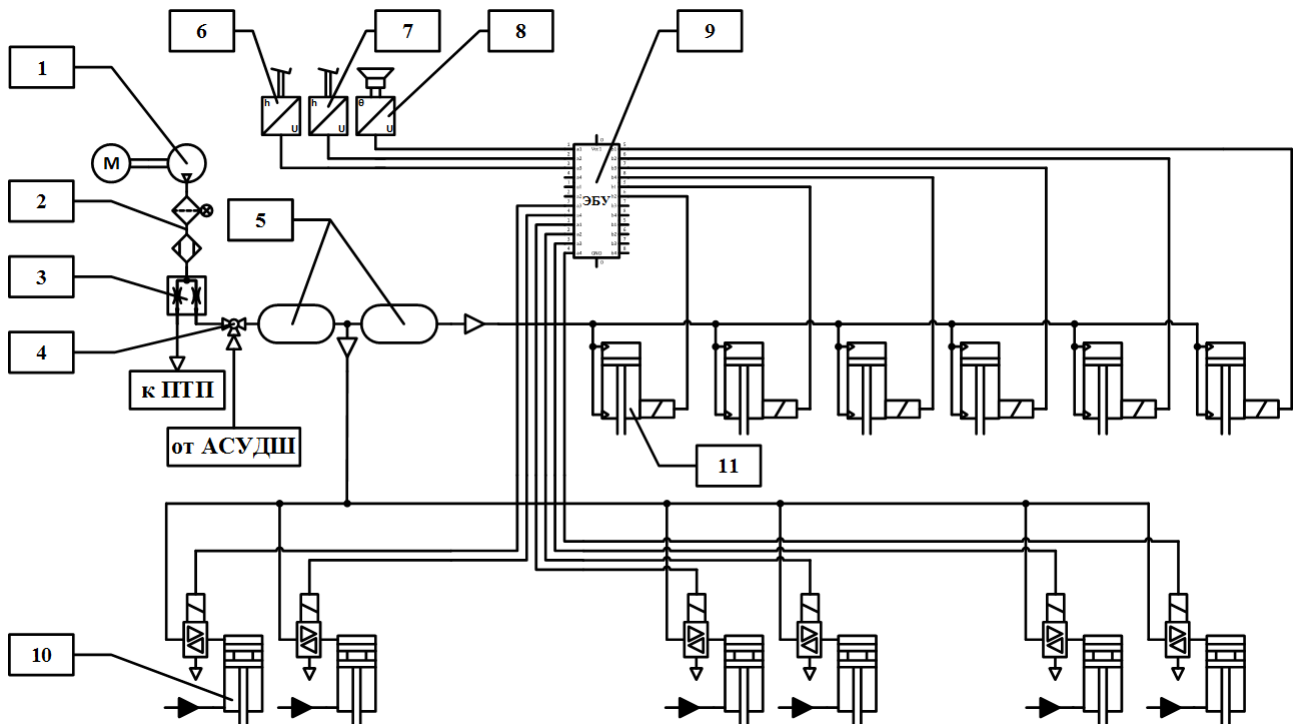


Рис. 1. Структурная схема превентивной системы поддрессирования:

1 – компрессор; 2 – блок подготовки воздуха; 3 – защитный клапан; 4 – двухмагистральный клапан; 5 – ресивер; 6 – датчик положения педали тормоза; 7 – датчик положения педали подачи топлива; 8 – датчик положения рулевого колеса; 9 – электронный блок управления; 10 – пневмогидравлический элемент подвески колёс; 11 – пневматический упругий элемент вторичного поддрессирования платформы с электромагнитным управлением; ППП – пневматический тормозной привод; АСУДШ – автоматическая система управления давлением в шинах

3.1. Использование паспортных данных

Масса экипажа $m_{чел}$ не относится к m_c , кг:

$$m_{чел} = m_n - m_c - m_2.$$

Полезная нагрузка включает груз и экипаж, кг:

$$m_{пол} = m_2 + m_{чел}.$$

Масса заправки, запасного колеса, инструмента и принадлежностей, кг:

$$m_{доп} = m_c - m_{ш}.$$

3.2. Неподдрессоренные массы

Исходными данными являются: масса колеса с шиной m_k ; сухая масса колёсного редуктора $m_{кр}$; сухая масса редуктора моста $m_{мст1}$, $m_{мст2}$, $m_{мст3}$; объём колёсного редуктора $V_{кр}$; объём редуктора моста $V_{мст1}$, $V_{мст2}$, $V_{мст3}$; плотность трансмиссионного масла $\rho_{тм}$; масса подвески одной оси m_p ; карданная передача $m_{крд1}$, $m_{крд2}$, $m_{крд3}$.

Масса оси с заправленными редукторами, кг:

$$m_{оси} = k_{ш} m_k + 2(m_{кр1} + V_{кр} \rho_{тм}) + m_{мст1} + V_{мст} \rho_{тм}.$$

Неподдрессоренная масса, приходящаяся на данную ось, кг:

$$m_{нм1} = m_{оси} + m_{pi} + m_{крд1}.$$

Суммарная неподдрессоренная масса, кг:

$$m_{нм} = m_{оси} + m_{pi} + m_{крд1}.$$

3.3. Поддрессоренные массы

Снаряжённая поддрессоренная масса, приходящаяся на ось, кг:

$$m_{нм.ci} = m_{ci} - m_{нм1}.$$

Суммарная поддрессоренная масса в снаряжённом состоянии, кг:

$$m_{нм.c} = m_c - m_{нм}.$$

Исходными данными моторной установки являются: сухая масса силового агрегата (со сцеплением и коробкой передач) $m_{д.сух}$; объём системы охлаждения $V_{ох}$; объём системы

смазки $V_{см}$; заправочный объём коробки передач $V_{кп}$; плотность охлаждающей жидкости $\rho_{ох}$; плотность моторного масла $\rho_{см}$; сухая масса топливного бака $m_{тб.сух}$; объём топливного бака $V_{тб}$; плотность топлива $\rho_{топл}$. Масса заправленного маслом и охлаждающей жидкостью двигателя, кг:

$$m_{\partial} = m_{\partial.сух} + V_{ох}\rho_{ох} + V_{см}\rho_{см} + V_{кп}\rho_{тм}.$$

Масса заправленного топливного бака, кг:

$$m_{тб} = m_{тб.сух} + V_{тб}\rho_{топл}.$$

Известными характеристиками трансмиссии являются: сухая масса раздаточной коробки $m_{рк.сух}$; заправочный объём раздаточной коробки $V_{рк}$; масса карданного вала от коробки передач до раздаточной коробки $m_{крд.п}$. Масса заправленной раздаточной коробки, кг:

$$m_{рк} = m_{рк.сух} + V_{рк}\rho_{тм}.$$

Известными характеристиками несущей системы являются: масса рамы $m_{нс}$; масса кабины $m_{каб}$; масса кузова $m_{куз}$; длина кузова $a_{куз}$; ширина кузова $b_{куз}$; высота борта кузова $h_{борт}$. Для бортового кузова нужно найти отдельно центры тяжести бортов и платформы, при этом масса кузова делится пропорционально площади их поверхностей, м²:

$$S_{борт} = 2(a_{куз} + b_{куз})h_{борт};$$

$$S_{плат} = a_{куз}b_{куз}.$$

Соответственно массы бортов и платформы равны, кг:

$$m_{борт} = \frac{S_{борт}}{S_{плат} + S_{борт}} m_{куз};$$

$$m_{плат} = \frac{S_{плат}}{S_{плат} + S_{борт}} m_{куз}.$$

Масса заправочных жидкостей, кг:

$$m_{запр} = (\sum V_{кпi} + \sum V_{смi} + V_{кп} + V_{рк})\rho_{тм} + V_{ох}\rho_{ох} + V_{см}\rho_{см} + V_{тб}\rho_{топл}.$$

Масса запасных частей, инструмента и принадлежностей (ЗИП), кг:

$$m_{зип} = m_{доп} - m_{кз} - m_{запр},$$

где $m_{кз} = m_{к}$ – масса запасного колеса.

Суммарная масса подрессоренных узлов и агрегатов, кг:

$$m_{нм\Sigma} = m_{\partial} + m_{тб} + m_{рк} + m_{крд.п} + m_{нс} + m_{каб} + m_{куз} + m_{кз} + m_{зип}.$$

Остаточная масса, кг:

$$m_{ост} = m_c - \sum m_{нм.и} - m_{нм}.$$

3.4. Жёсткость упругих элементов

Исходными данными являются характеристики шин: свободный диаметр $d_{св}$; ширина профиля $B_{ш}$; статический радиус $r_{см}$ при номинальной нагрузке $m_{ном}$.

Нормальная жёсткость шины, Н/м:

$$C_{ш} = \frac{m_{ном}g}{r_{св} - r_{см}}.$$

Исходными характеристиками торсионов подвески являются: угловая жёсткость C_m ; длина рычага $L_{рыч}$. Жёсткость торсиона:

$$C_m = \frac{GL_{рыч}}{\varphi},$$

где G – вес, приходящийся на подвеску, Н; $\varphi = 1 \text{ рад} = 57,295782^\circ$.

Линейный ход подвески можно представить длиной хорды:

$$f_n = L_{рыч} \sin \varphi.$$

Средняя линейная жёсткость торсиона, Н/м:

$$C_{мл} = \frac{C_m \varphi}{L_{рыч} f_n}.$$

При последовательном соединении упругих элементов приведённая жёсткость определяется по формуле, Н/м:

$$C_{np} = \frac{C_{мл} C_{ш}}{C_{мл} + C_{ш}}.$$

Средняя статическая деформация подвески при снаряжённой массе:

$$f_c = \frac{m_c g}{C_{np} k_p},$$

где k_p – число упругих элементов.

3.5. Высота центра масс

Фактический радиус колёс под снаряжённой нагрузкой, м:

$$r_{кc} = r_{св} - \frac{m_c g}{C_{ш} \sum k_{шi}}.$$

В первом приближении можно принять, что высота центра неподрессоренных масс $Z_{нм} = r_{кc}$.

Подрессоренная снаряжённая масса, кг:

$$m_{нм.с} = m_c - m_{нм}.$$

Тогда высота центра подрессоренных масс в снаряжённом состоянии, м:

$$Z_{нм.с} = \frac{Z_{цм.с} m_c - Z_{нм} m_{нм}}{m_{нм.с}}.$$

Фактический радиус колёс при полной массе, м:

$$r_{кн} = r_{св} - \frac{m_n g}{C_{ui} \sum k_{ui}}.$$

Средняя статическая деформация подвески при полной массе, м:

$$f_n = \frac{m_n g}{C_{np} k_p}.$$

Снижение высоты рамы от снаряжённой к полной массе, м:

$$\Delta f = f_n - f_c.$$

Высота центра полной массы, м:

$$Z_{цм.п} = \frac{m_c Z_{цм.с} + m_z Z_z + m_{чел} Z_{чел}}{m_n} - \Delta f,$$

где $Z_z = h_{ногр} + h_{борт}$ – высота центра масс груза от дороги; $Z_{чел}$ – высота размещения экипажа в кабине.

4. Результаты расчёта

Исходными данными для расчёта являются паспортные технические характеристики и габаритный чертёж специального колёсного шасси БАЗ-69092-021. Распределение полной и снаряжённой массы по осям для различных исполнений колёсного шасси БАЗ-69092 приведены в табл. 1. Основные исходные характеристики БАЗ-69092-021 представлены в табл. 2.

Таблица 1

Распределение массы по осям для различных исполнений шасси БАЗ-69092

Исполнение БАЗ-69092	Снаряжённая масса, кг:			Полная масса, кг:		
	m_{c1}	m_{c2}	m_{c3}	m_{n1}	m_{n2}	m_{n3}
-010	9344	3816	2230	9564	9563	9563
-012	9500	4600	1400	10300	9800	9700
-020	9900	4400	3400	10400	9000	9400
-021	10000	4500	3500	10900	9200	9000
-022	9750	5300	1850	9700	11330	11830
-023	9900	4300	2100	9700	8200	8200
-025	9417	3948	2235	10275	7558	6767
-026	9600	3800	2250	11300	12100	12600
-028	9400	4050	2350	10340	8200	7060
-032	9700	4400	2450	10250	9400	9800
-033	9600	3940	2060	8750	9050	9100
-035	10600	4500	3100	10950	9700	9800
-036	10650	4750	3400	11100	11050	11250

Согласно габаритному чертежу, высота нижней кромки рамы от дороги $Z_{X^*c} = 0,542$ м (в снаряжённом состоянии), высота центра снаряжённой массы от нижней кромки рамы $Z_{цм^*c} = 0,572$ м. Таким образом, высота центра снаряжённой массы

$$Z_{цм.с} = Z_{X^*c} + Z_{цм^*c} = 1,114 \text{ м.}$$

Также по габаритному чертежу можно определяют: длину кузова $a_{куз} = 5,788$ м; ширину кузова $b_{куз} = 2,536$ м; высоту борта кузова $h_{борт} = 0,603$ м.

При заданных значениях неподрессоренная масса $m_{нм} = 4164,93$ кг, остаточная масса $m_{ост} = 5355,84$ кг.

Пусть высота центра масс груза от дороги

$$Z_z = h_{ногр} + h_{борт} = 2,213 \text{ м,}$$

а высота размещения экипажа в кабине $Z_{чел} = 1,7$ м. Тогда высота центра полной массы колёсного шасси равна $Z_{цм.п} = 1,424$ м.

5. Заключение

Разработанная методика позволяет оценить массовые характеристики специального колёсного шасси на стадии проектирования. В дальнейшем предполагается для расчёта геометрических характеристик определить по габаритному чертежу координаты основных узлов и агрегатов, чтобы определить не только величину, но и координаты центра оста-

Таблица 2

Технические характеристики шасси БА3-69092-021

Характеристика	Обозначение	Значение	Размерность
Полная масса	$m_{п}$	29100	кг
Снаряжённая масса	$m_{с}$	18000	кг
грузоподъёмность	$m_{г}$	10800	кг
масса шасси	$m_{ш}$	16267	кг
Масса колеса с шиной	$m_{к}$	250	кг
Сухая масса колёсного редуктора	$m_{кр}$	146	кг
Сухая масса редуктора моста 1 и 3 оси	$m_{мст1}=m_{мст3}$	157	кг
2 оси	$m_{мст2}$	254	кг
Объём колёсного редуктора	$V_{кр}$	1	л
Объём редуктора моста 1 и 3 оси	$V_{мст1}=V_{мст3}$	5	л
2 оси	$V_{мст2}$	7	л
Плотность трансмиссионного масла	$\rho_{тм}$	0,91	кг/л
Масса подвески одной оси	$m_{р}$	300	кг
Карданная передача 1 оси	$m_{крд1}$	100	кг
2 оси	$m_{крд2}$	150	кг
3 оси	$m_{крд3}$	50	кг
Сухая масса силового агрегата (со сцеплением и коробкой передач)	$m_{д,сух}$	1933	кг
Объём системы охлаждения	$V_{ох}$	78	л
Объём системы смазки	$V_{см}$	47	л
Заправочный объём коробки передач	$V_{кп}$	11,5	л
Плотность охлаждающей жидкости	$\rho_{ох}$	1,08	кг/л
Плотность моторного масла	$\rho_{см}$	0,9	кг/л
Сухая масса топливного бака	$m_{тб,сух}$	52	кг
Объём топливного бака	$V_{тб}$	650	л
Плотность топлива	$\rho_{топл}$	0,86	кг/л
Сухая масса раздаточной коробки	$m_{рк,сух}$	562	кг
Заправочный объём раздаточной коробки	$V_{рк}$	9	л
Масса карданного вала от коробки передач до раздаточной коробки	$m_{крд.п}$	67	кг
Масса рамы	$m_{не}$	2120	кг
Масса кабины	$m_{каб}$	1160	кг
Масса кузова	$m_{куз}$	1570	кг
Статический радиус шины 575/70R21	$r_{ст}$	0,592	м
при номинальной нагрузке	$m_{ном}$	5000	кг
Свободный диаметр шины	$d_{св}$	1,285	м
Ширина профиля шины	$B_{ш}$	0,525	м
Угловая жёсткость торсионов	$C_{т}$	21878,7	Нм/рад
Длина рычага торсиона	$L_{рыч}$	0,35	м
Число упругих элементов	$k_{р}$	–	6

остаточной массы. Кроме того, для полноценной реализации алгоритмов превентивной системы поддрессоривания электронный блок управления должен учитывать деформацию пневматических упругих элементов вторичного поддрессоривания, а также дифферент поддрессоренных масс при разгоне и торможении. Однако разработанную ранее методику [37] для расчёта дифферента не-

возможно использовать в имеющемся виде, так как отличительной особенностью специальных колёсных шасси является независимая подвеска всех мостов, что приводит к различным нагрузкам на вторую и третью ось (табл. 1). Иными словами, необходимо доработать модель с учётом статически неопределимой системы на трёх опорах.

Список литературы

1. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А., Дьяков А.С. Динамический анализ параметров передней подвески кабины грузового автомобиля // Известия МГТУ МАМИ. 2014. Т. 1, № 4(22). С. 73-79.
2. Балабин И.В., Богданов В.В., Чабунин И.С. Влияние жёсткости упругого элемента сиденья на вибронагруженность водителя // Автомобильная промышленность. 2016. № 7. С. 27-30.
3. Михайлов В.Г., Мишута Д.В. Расчётное исследование влияния параметров подвески сиденья на вибронагруженность рабочего места водителя грузового автомобиля // Труды НАМИ. 2016. № 3(266). С. 25-34.
4. Годжаев З.А., Камитов М.С. Моделирование и исследование вибронагруженности легкового автомобиля с адаптивной системой поддрессоривания кузова // Автомобильная промышленность. 2019. № 2. С. 14-18.
5. Кorytov М.С., Щербakov В.С., Почекueва И.Е. Имитационная модель виброзащитного механизма кресла с участком квазиулевоy жесткости оператора строительно-дорожной машины // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. № 4. С. 486-496.
6. Томлеева С.В., Савельев А.Г. Моделирование оптимальной виброзащитной характеристики универсального виброзащитного подвешивания для операторов строительных и дорожных машин с использованием рядов Фурье // Строительные и дорожные машины. 2023. № 12. С. 10-14.
7. Шеховцов К.В., Победин А.В., Соколов-Добрев Н.С., Ляшенко М.В., Шеховцов В.В. Снижение уровня вибронагруженности рабочего места оператора трактора // Технология колесных и гусеничных машин. 2014. № 4. С. 39-46.
8. Гасанов Б.Г., Сиротин П.В., Черненко А.Б., Лебединский И.Ю. Экспериментальная оценка эффективности применения пневматических упругих элементов в системах подвешивания кабин транспортно-технологических самоходных машин // Труды НАМИ. 2018. № 4(275). С. 82-90.

References

1. Gorobtsov A.S., Kartsov S.K., Polyakov Yu.A., Dyakov A.S. Dynamic analysis of the parameters of the front suspension of the truck cabin. *Izvestija MGTU MAMI*, 2014, Vol. 1, No. 4, pp. 73-79. (in Russian)
2. Balabin I.V., Bogdanov V.V., Chabunin I.S. Influence of the stiffness of the elastic element of the seat on the vibration load of the driver. *Avtomobilnaja promyshlennost*, 2016, No. 7, pp. 27-30. (in Russian)
3. Mikhailov V.G., Mishuta D.V. Computational study of the influence of the seat suspension parameters on the vibration load of the driver's workplace of a truck. *Trudy NAMI*, 2016, No. 3, pp. 25-34. (in Russian)
4. Godjaev Z.A., Kamitov M.S. Modeling and study of vibration loading of a passenger car with an adaptive body suspension system. *Avtomobilnaja promyshlennost*, 2019, No. 2, pp. 14-18. (in Russian)
5. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Pochekueva I.E. Simulation model of the vibration protection mechanism of a seat with a quasi-zero stiffness section of an operator of a road construction machine. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No. 4, pp. 486-496. (in Russian)
6. Tomleeva S.V., Savelyev A.G. Modeling of the optimal vibration protection characteristic of a universal vibration protection suspension for operators of construction and road machines using Fourier series. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2023, No. 12, pp. 10-14. (in Russian)
7. Shekhovtsov K.V., Pobedin A.V., Sokolov-Dobrev N.S., Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V. Reducing the level of vibration loading of the tractor operator's workplace. *Tehnologija kolesnyh i gusenichnyh mashin*, 2014, No. 4, pp. 39-46. (in Russian)
8. Gasanov B.G., Sirotin P.V., Chernenko A.B., Lebedinsky I.Yu. Experimental evaluation of the efficiency of using pneumatic elastic elements in suspension systems of cabins of self-propelled transport and technological machines. *Trudy NAMI*, 2018, No. 4, pp. 82-90. (in Russian)
9. Linnik D.A., Bilyk O.V. Design of an

9. Линник Д.А., Билык О.В. Конструкция опытного демпфера системы подрессоривания кабины колесного трактора // Вестник Белорусско-Российского университета. 2022. № 1(74). С. 39-48. DOI: 10.53078/20778481_2022_1_39.
10. Квасновская Н.П., Муравский А.В. Применение динамических гасителей колебаний для снижения шума и вибрации автобусов // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). 2010. № 3(22). С. 21а-26.
11. Заковырин И.А., Круглов С.П. Обзор существующих систем управления подвеской в железнодорожном транспорте // Научно-техническое и экономическое сотрудничество стран АТР в XXI веке. 2022. Т. 1. С. 51-56.
12. Сидоров О.А. Тенденции развития устройств токосъема отечественных и зарубежных метрополитенов // Национальные приоритеты России. 2010. № 1(3). С. 104-113.
13. Удиванов Е.С., Ляшенко М.В., Шевцов В.В., Клементьев Е.В., Искалиев А.И. Вибрации в конструкциях автомобилей скорой медицинской помощи // Энерго и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. 2022. № 2(39). С. 45-50.
14. Келлер А.В., Звездов М.А., Данилов Р.Г. Исследование эргономических параметров санитарных автобусов // Грузовик. 2022. № 11. С. 19-22. DOI: 10.36652/1684-1298-2022-11-19-22.
15. Звездов М.А. Оценка динамической нагруженности элементов санитарных автобусов при перевозке людей // Труды НАМИ. 2023. № 3(294). С. 57-61. DOI: 10.51187/01353152-2023-3-57-61.
16. Реанимационный автомобиль / В.Н. Клюев, В.Т. Суховер, С.Б. Верещагин, И.А. Долгополов, А.Ф. Петрухин, В.В. Тюльпанов, С.И. Павлов, В.Р. Аллахвердов; заявитель Государственный научно-исследовательский тракторный институт. - Патент РФ на изобретение № 2081763. Заявл. 03.02.1994, № 94004055/11. Опубл. 20.06.1997.
17. Юрковский О.И. Обоснование и вы- experimental damper for the suspension system of a wheeled tractor cabin. *Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta*, 2022, No. 1, pp. 39-48. DOI: 10.53078/20778481_2022_1_39. (in Russian)
10. Kvasnovskaya N.P., Muravsky A.V. Application of dynamic vibration dampers to reduce noise and vibration of buses. *Vestnik Moskovskogo avtomobilno-dorozhnogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta (MADI)*, 2010, No. 3, pp. 21a-26. (in Russian)
11. Zakovyryn I.A., Kruglov S.P. Review of existing suspension control systems in railway transport. *Nauchno-tehnicheskoe i ekonomicheskoe sotrudnichestvo stran ATR v XXI veke*, 2022, Vol. 1, pp. 51-56. (in Russian)
12. Sidorov O.A. Trends in the development of current collection devices of domestic and foreign subways. *Nacionalnye priority Rossii*, 2010, No. 1, pp. 104-113. (in Russian)
13. Udivanov E.S., Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Klementyev E.V., Iskaliev A.I. Vibrations in the structures of ambulances. *Jenergo- i resursosberezhenie: promyshlennost i transport*, 2022, No. 2, pp. 45-50. (in Russian)
14. Keller A.V., Zvezdov M.A., Danilov R.G. Study of ergonomic parameters of ambulance buses. *Gruzovik*, 2022, No. 11, pp. 19-22. DOI: 10.36652/1684-1298-2022-11-19-22. (in Russian)
15. Zvezdov M.A. Assessment of dynamic loading of ambulance bus elements during transportation of people. *Trudy NAMI*, 2023, No. 3, pp. 57-61. DOI: 10.51187/01353152-2023-3-57-61. (in Russian)
16. Patent RU 2081763. *Reanimacionnyy avtomobil'* [Reanimation van]. V.N. Kljuev, V.T. Suhover, S.B. Vereshhagin, I.A. Dolgopолоv, A.F. Petruhin, V.V. Tjul'panov, S.I. Pavlov, V.R. Allahverdiv. Declared 03.02.1994. Published 20.06.1997. (in Russian)
17. Yurkovsky O.I. Justification and selection of a transport base for an ambulance designed to provide emergency medical care in difficult road conditions to victims of emergency situations. *Nauka i tehnika transporta*, 2004, No. 1, pp. 34-41. (in Russian)
18. Shelginskikh I.N. Analysis of ride

бор транспортной базы для реанимобиля, предназначенного для оказания экстренной медицинской помощи в сложных дорожных условиях, пострадавшим в чрезвычайных ситуациях // Наука и техника транспорта. 2004. № 1. С. 34-41.

18. Шелгинских И.Н. Анализ измерителей плавности хода и безопасности движения, применяемых в управляемой системе поддрессирования автомобиля // Труды НАМИ. 2018. № 4(275). С. 98-104.

19. Марти А.Н., Марти С.А. К вопросу о динамической стабилизации водительского сиденья // Грузовик. 2016. № 5. С. 19-29.

20. Годжаев З.А., Сенкевич С.Е., Уютов С.Ю., Малахов И.С. Разработка и обоснование технических характеристик стенда для испытания адаптивных систем поддрессирования мобильных машин // Автомобильная промышленность. 2024. № 7. С. 10-13.

21. Новиков В.В., Поздеев А.В., Чернышов К.В., Чумаков Д.А. Проектирование подвески автомобильных транспортных средств с комбинированным демпфированием // Вестник машиностроения. 2024. Т. 103, № 4. С. 272-277. DOI: 10.36652/0042-4633-2024-103-4-272-277.

22. Лапенков Р.А., Щербин А.М., Малиновский М.П. Перспективы применения приводов пневматического и гидравлического типа на автомобильном транспорте // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. 2024. № 4(49). С. 92-96. DOI: 10.35211/2500-0586-2024-4-49-92-96.

23. Малиновский М.П., Сидоров Н.С., Дергачев Д.А., Альбицкий А.Н. Информационный дефицит при определении коэффициента запаса диафрагменных сцеплений // Автомобильная промышленность. 2024. № 12. С. 9-15.

24. Малиновский М.П. Определение центра тяжести автотранспортного средства с использованием массово-габаритных характеристик его агрегатов // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2020. № 4(26). С. 3.

25. Малиновский М.П., Фёдоров А.А., Альбицкий А.Н. Определение центра масс легкового автомобиля ВАЗ-21713 // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2023. № 3(37).

26. Малиновский М.П., Смолко Е.С.

smoothness and traffic safety meters used in the controlled suspension system of a car. *Trudy NAMI*, 2018, No. 4, pp. 98-104. (in Russian)

19. Marti A.N., Marti S.A. On the issue of dynamic stabilization of the driver's seat. *Gruzovik*, 2016, No. 5, pp. 19-29. (in Russian)

20. Godzhaev Z.A., Senkevich S.E., Uytov S.Yu., Malakhov I.S. Development and justification of technical characteristics of a test bench for testing adaptive suspension systems of mobile vehicles. *Avtomobilnaja promyshlennost*, 2024, No. 7, pp. 10-13. (in Russian)

21. Novikov V.V., Pozdeev A.V., Chernyshov K.V., Chumakov D.A. Design of suspension of motor vehicles with combined damping. *Vestnik mashinostroenija*, 2024, Vol. 103, No. 4, pp. 272-277. DOI: 10.36652/0042-4633-2024-103-4-272-277. (in Russian)

22. Lapenkov R.A., Shcherbin A.M., Malinovsky M.P. Prospects for the application of pneumatic and hydraulic drives in automobile transport. *Jenergo- i resursosberezhenie: promyshlennost' i transport*, 2024, No. 4, pp. 92-96. (in Russian)

23. Malinovsky M.P., Sidorov N.S., Dergachev D.A., Albitsky A.N. Information deficit in determining the safety factor of diaphragm clutches. *Avtomobilnaja promyshlennost*, 2024, No. 12, pp. 9-15. (in Russian)

24. Malinovsky M.P. Determination of the center of gravity of a motor vehicle using the mass-dimensional characteristics of its units. *Avtomobil' Doroga. Infrastruktura*, 2020, No. 4, pp. 3. (in Russian)

25. Malinovsky M.P., Fedorov A.A., Albitsky A.N. Determination of the center of mass of a VAZ-21713 passenger car. *Avtomobil. Doroga. Infrastruktura*, 2023, No. 3. (in Russian)

26. Malinovsky M.P., Smolko E.S. Application of the iterative method in calculating the braking properties of a truck train taking into account the redistribution of vertical reactions. *Trudy NAMI*, 2020, No. 1, pp. 36-47. (in Russian)

27. Ivanov A.M., Kristal'nyj S.R., Toporkov M.A. Using Prediction of the Tire Adhesion Coefficient to the Support Surface to Improve the Efficiency of Advanced Emer-

речной устойчивости автомобилей на поворотах // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия: Наземные транспортные системы. 2010. Т. 3, № 10 (70). С. 58-61.

35. Рябов И.М., Ханин Д.М., Мамакурбанов М.М. Расчет критической скорости на повороте автомобиля с незакрепленным грузом в кузове // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия: Наземные транспортные системы. 2013. Т. 6, № 10 (113). С. 30-33.

36. Суходоля А.В., Гулый В.В., Соколов Д.Д. Электромеханический компенсатор крена высокоскоростного автомобиля // Транспортное дело России. 2023. № 3. С. 164-166.

37. Малиновский М.П. Учёт бортовыми средствами дифференциала подрессоренных масс транспортного средства при определении его загрузки // Автомобильная промышленность. 2022. № 10. С. 18-23.

high-speed car. *Transportnoe delo Rossii*, 2023, No. 3, pp. 164-166. (in Russian)

37. Malinovsky M.P. Taking into account the trim of the sprung masses of a vehicle by onboard means when determining its load. *Avtomobilnaja promyshlennost*, 2022, No. 10, pp. 18-23. (in Russian)

УДК (UDK) 629.113

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ПРИВОДА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ САМОХОДНОЙ
МАШИНЫRESULTS OF CALCULATION AND EXPERIMENTAL STUDIES OF THE
FUNCTIONING OF THE DRIVE OF AN ELECTRIC SELF-PROPELLED MACHINEОганян Э.А., Хмелев Р.Н.
Oganyan E.A., Khmelev R.N.Тульский государственный университет (Тула, Россия)
Tula State University (Tula, Russian Federation)

Аннотация. Колесные электрические самоходные машины находят все более широкое применение. В работе представлены результаты расчетно-экспериментальных исследований функционирования привода колесной электрической самоходной машины. Проведен анализ научных публикаций в области электрических приводов автотранспортных средств, что позволило определить актуальные направления их развития и выявить недостатки существующих методик. Сформулированы допущения и приведены основные уравнения разработанной математической модели, базирующиеся на аппарате графов связей и включающие уравнения электромеханической подсистемы и разряда тяговой аккумуляторной батареи. Разработанная математическая модель позволяет описать функционирование рассматриваемого привода как в установившихся, так и в переходных режимах. Представлены результаты экспериментальных исследований функционирования привода многоцелевой электрической колесной самоходной машины в установившихся и переходных режимах. Показаны графики зависимости силы тока, мощности, потребляемой электродвигателем, а также крутящего момента, развиваемого электродвигателем, от времени при различных условиях эксплуатации. Подтверждена адекватность разработанного математического описания и программного обеспечения сходимостью расчетных данных с экспериментальными данными, полученными при испытании авторского опытного образца самоходной машины в реальных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: колесные электрические самоходные машины, привод, переходные и установившиеся режимы.

Дата получения статьи: 26.03.2025
Дата принятия к публикации: 26.05.2025
Дата публикации: 25.06.2025

Сведения об авторах:

Оганян Эдуард Артурович – аспирант,

Abstract. Wheeled electric self-propelled vehicles are increasingly being used. The paper presents the results of computational and experimental studies of the functioning of the drive of a wheeled electric self-propelled vehicle. An analysis of scientific publications in the field of electric drives of motor vehicles was carried out. It made possible to identify the current directions of their development and identify the shortcomings of existing methods. Assumptions are formulated and the main equations of the developed mathematical model are presented, based on the apparatus of connection graphs and including equations of the electromechanical subsystem and discharge of the traction battery. The developed mathematical model makes it possible to describe the functioning of the drive under consideration in both steady-state and transient modes. The results of experimental studies of the functioning of the drive of a multi-purpose electric wheeled self-propelled vehicle in steady-state and transient modes are presented. Graphs of the dependence of the current strength, the power consumed by the electric motor, as well as the torque developed by the electric motor on time under various operating conditions are shown. The adequacy of the developed mathematical description and software has been confirmed by the convergence of calculated data with experimental data obtained during testing of the author's prototype self-propelled vehicle in real-world operating conditions.

Keywords: wheeled electric self-propelled vehicles, drive, transient and steady-state modes.

Date of manuscript reception: 26.03.2025
Date of acceptance for publication: 26.05.2025
Date of publication: 25.06.2025

Authors' information:

Eduard A. Ohanyan – Postgraduate student, En-



инженер кафедры «Транспортно-технологические машины и процессы» ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет»,
e-mail: edikoganian@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-7752-4280>

Хмелев Роман Николаевич – доктор технических наук, профессор кафедры «Транспортно-технологические машины и процессы» ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет», *e-mail: aiah@yandex.ru*

ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-2156-1075>

gineer of the Department of Transport and Technological Machines and Processes, Tula State University,
e-mail: edikoganian@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-7752-4280>

Khmelev Roman Nikolaevich – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Processes, Tula State University, *e-mail: aiah@yandex.ru*

ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-2156-1075>

1. Введение

Вследствие развития технологий и растущих требований к энергоэффективности и надежности транспортных средств возникает необходимость дальнейшего совершенствования конструкции приводов колесных электрических самоходных машин, что в свою очередь обуславливает целесообразность развития методов их расчета и проектирования [1].

В настоящее время известны работы, посвященные вопросам расчета, исследования и проектирования автотранспортных средств с электрической силовой установкой. В частности, в работах [1-4] и приведены результаты исследований эксплуатационных показателей рассматриваемых транспортных средств в аспекте влияния характеристик тяговой аккумуляторной батареи. В работах [5, 6] авторами предложена методика расчета, выбора рациональных конструктивных параметров тягового привода электромобиля и оценки эффективности его работы. Оптимизация движения электромобиля для обеспечения заданных тягово-скоростных характеристик отражена в работах [7, 8]. В публикациях [9-12] представлены исследования энергетических показателей с целью минимизации энергопотребления и увеличения пробега электромобиля.

В перечисленных работах не учитываются особенности конструкции и эксплуатации приводов колесных электрических самоходных машин, а также переходные и критические режимы их функционирования. Также в ряде работ [5] отмечается большое расхождение экспериментальных и расчетных показате-

телей, что требует дальнейшего развития методов математического моделирования.

Для учета специфики приводов самоходных машин и исследования их функционирования как в установившихся, так и в переходных режимах авторами настоящей статьи разработан комплексный подход [13-15] к их математическому описанию, базирующийся на аппарате графов связей [16].

Также следует отметить, что существующие в настоящее время программные комплексы (Matlab Simulink, Simcenter Amesim), предназначенные для имитационного моделирования и расчета автотранспортных средств, в основном являются зарубежными и базируются, как правило на математических моделях, не учитывающих в полном объеме особенности конструкции и специфику эксплуатации электрических самоходных машин в переходных режимах. С другой стороны, большинство коммерческих программных комплексов используются, в основном, как «черные ящики», т.е. их применяют не особо вникая в принципы, заложенные в их основу, и не имея возможности модернизировать их в соответствии с изменяющейся расчетной практикой.

2. Постановка задачи

Одним из важных аспектов разработки перспективных конструкций приводов самоходных машин является формирование так называемой «виртуальной машины» – нелинейной имитационной модели, которая, воспроизводит во времени поведение сложной динамической системы в установившихся и переходных режимах, что требует разра-

ботки соответствующего математического и программного обеспечения [17].

Поэтому целью работы является проведение расчетно-экспериментальных исследований с использованием авторского опытного образца самоходной машины с электрическим приводом для подтверждения адекватности разработанной математической модели, а также для установления закономерностей влияния различных условий эксплуатации на характеристики привода.

3. Объект исследования

В качестве объекта исследования в данной работе рассматривается привод электрической самоходной машины с двигателем постоянного тока последовательного возбуждения и трансмиссии, состоящей из четырехступенчатой коробки передач, карданной передачи и главной передачи с дифференциалом [18] (табл. 1). В качестве источника электроэнергии используются тяговые аккумуляторные батареи LiFePO₄ емкостью 200 А/ч.

4. Математическая модель

Математическая модель основана на аппарате графов связей [15, 16] и учитывает следующие особенности функционирования привода электрической самоходной машины:

- нарастание напряжения на выводах электродвигателя, связанное с особенностью работы контроллера;
- насыщение магнитной системы электродвигателя в момент троганья с места [19];
- разряд аккумуляторной батареи с помощью уравнения Шеферда [20];
- инерционные составляющие электрического привода такие как: момент инерции ротора, момент инерции маховика, момент инерции колес.

При разработке математической модели были приняты следующие допущения:

- сопротивления обмоток – величины постоянные, не зависящая от температуры;
- вязкостное трение в электродвигателе пренебрежимо мало;

- все колёса автомобиля находятся в одинаковых по сцеплению с опорной поверхностью условиях;

- движение автомобиля осуществляется по ровному прямолинейному участку дороги, без увода управляемых колес;

- деформации пневматической шины не учитываются;

- механический КПД трансмиссии принимался постоянным;

- не учитывалось изменение температуры привода.

Таблица 1

Технические характеристики объекта исследования

Показатель	Значение
Общие данные	
Масса, кг	1200
Коэффициент аэродинамического сопротивления	0,6
Лобовая площадь самоходной машины, м ²	2,81
Электродвигатель	
Номинальная мощность, кВт	5
Номинальная частота вращения двигателя, об/мин	1500
Номинальное напряжение, В	67
Номинальный ток, А	93
Сопротивление обмотки якоря и статора, Ом	0,2
Индуктивность якоря, Гн	0,000475
Момент инерции якоря и сопряженных с ним частей, кг·м ²	0,2
Трансмиссия	
Передаточные числа коробки передач:	
- первая передача	3,43
- вторая передача	2,11
- третья передача	1,38
- четвертая передача	1
Передаточное число главной передачи	5,13
КПД коробки передач	0,86
КПД главной передачи	0,99
КПД карданной передачи	0,97
Ходовая часть	
Шины	145/65R12

Математическая модель включает в себя следующие основные уравнения [14]:

$$\begin{cases} \frac{di_{\text{я}}}{dt} = \frac{1}{L_{\text{я}}} \cdot (U - R_{\text{я}} \cdot i_{\text{я}} - C \cdot \Phi \cdot \omega) \\ \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} \cdot (M_{\text{Д}} - M_{\text{С}}) \end{cases},$$

где $i_{\text{я}}$ – ток в обмотке якоря; $L_{\text{я}}$, $R_{\text{я}}$ – индуктивность и сопротивление якоря; U – напряжение питания обмотки якоря; J – момент инерции якоря двигателя и жестко связанных с ним вращающихся деталей; ω – угловая скорость якоря или вала электродвигателя; $M_{\text{Д}}$, $M_{\text{С}}$ – движущий (электромагнитный) момент и момент сопротивления, приложенные к валу (якорю).

Для описания разряда тяговой аккумуляторной батареи было использовано соотношение Шеферда [21]:

$$U = U_0 - K \cdot \frac{Q}{Q - I \cdot t} \cdot I - R_0 \cdot I + A \cdot e^{\frac{I \cdot t}{B \cdot Q}} - C \cdot I \cdot t,$$

где U_0 – начальное напряжение разряда; K – коэффициент поляризации; Q – емкость аккумуляторной батареи; R_0 – внутреннее сопротивление аккумуляторной батареи; I – ток разряда; t – время разряда; A , B – эмпирические коэффициенты; C – постоянный коэффициент.

Разработанная математическая модель позволяет описать функционирование рассматриваемого привода как в установившихся, так и в переходных режимах.

Для имитационного моделирования было разработано программное обеспечение на языке программирования PascalABC.NET.

Для проверки адекватности разработанной математической модели был проведен натурный эксперимент на опытном образце авторской электрической самоходной машины [18].

Эксперимент включал в себя серию ездовых испытаний самоходной машины с разным передаточным отношением привода при полностью заряженной тяговой аккумуляторной батарее. Испытания проводились на ровном прямолинейном участке дороги с сухим асфальтобетонным покрытием.

В результате экспериментов определялись основные показатели работы привода, представленные в табл. 2.

Таблица 2

Показатели работы привода и использованные средства измерения

Показатели работы привода	Средства измерения
Сила тока, потребляемая электродвигателем	Токовые клещи RGK CM-20
Напряжение на электродвигателе	Мультиметр LUKE 15B digital multimeter
Напряжение на ТАБ	Мультиметр RGK DM-12 779630
Время разгона	Секундомер электронный RGK SWE-03

5. Результаты и их анализ

На рис. 1 и в табл. 3 показаны результаты математического моделирования в сравнении с экспериментальными данными, демонстрирующие степень соответствия разработанной модели реальным процессам.

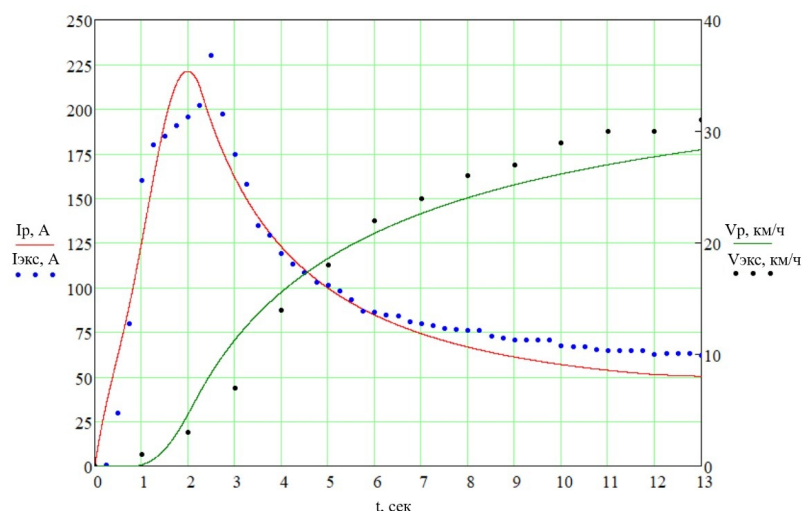


Рис. 1. Результаты сопоставления экспериментальных и расчетных значений силы тока, потребляемой двигателем постоянного тока последовательного возбуждения и скорости самоходной машины (точками представлены обработанные значения экспериментальных исследований, сплошными линиями – расчетные значения)

Таблица 3

Сравнение экспериментальных и расчетных данных

Текущая скорость, км/ч	Время разгона, с		Сила тока, А	
	Эксперимент	Расчет	Эксперимент	Расчет
5	2,3	2,1	202,7	220,7
10	3,2	2,7	164,0	174,7
15	4,2	3,9	115,5	127,7
20	5,4	5,6	93,6	90,2
25	8,5	8,8	73,4	62

Отклонение экспериментальных и расчетных зависимостей не превышает 15 %, что свидетельствует об адекватности разработанной модели и возможности применения её при установлении закономерности влияния различных условий эксплуатации на характеристики привода.

На графике (рис. 2) приведены исследования влияния продольного уклона дорожного покрытия на характеристики привода электрической самоходной машины. Расчет проводился при передаточном отношении, соответствующем первой передаче.

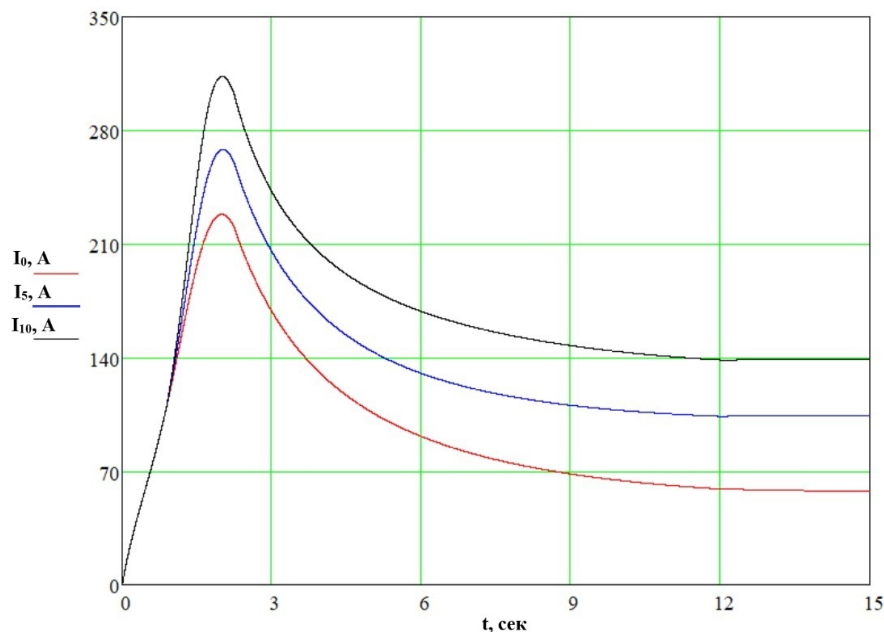


Рис. 2. Влияния продольного уклона дорожного покрытия ($0^\circ, 5^\circ, 10^\circ$) на силу тока, потребляемую электродвигателем

Представленные графики позволяют сделать вывод о предельно допустимых значениях силы тока с точки зрения максимально преодолеваемого угла подъема.

На графике (рис. 3) показано как изменяется потребляемая электродвигателем мощ-

ность при изменении передаточного отношения u , где $u_1 = 3,43$, $u_2 = 2,11$, $u_3 = 1,38$, $u_4 = 1$.

На рис. 4 представлена зависимость крутящего момента, развиваемого электродвигателем, от коэффициента сопротивления качения f_k , соответствующего разному типу

дорожного покрытия: асфальтобетонная и цементобетонная дорога - $f_k = 0,015$; укатанная грунтовая дорога - $f_k = 0,03$; укатанный снег - $f_k = 0,05$; песок сухой - $f_k = 0,2$ [22]. Расчет проводился при передаточном отно-

шении, соответствующем первой передаче коробки передач. При изменении дорожного покрытия на более мягкое возрастает сопротивление движению, что требует повышения крутящего момента на ведущих колесах для поддержания заданной скорости.

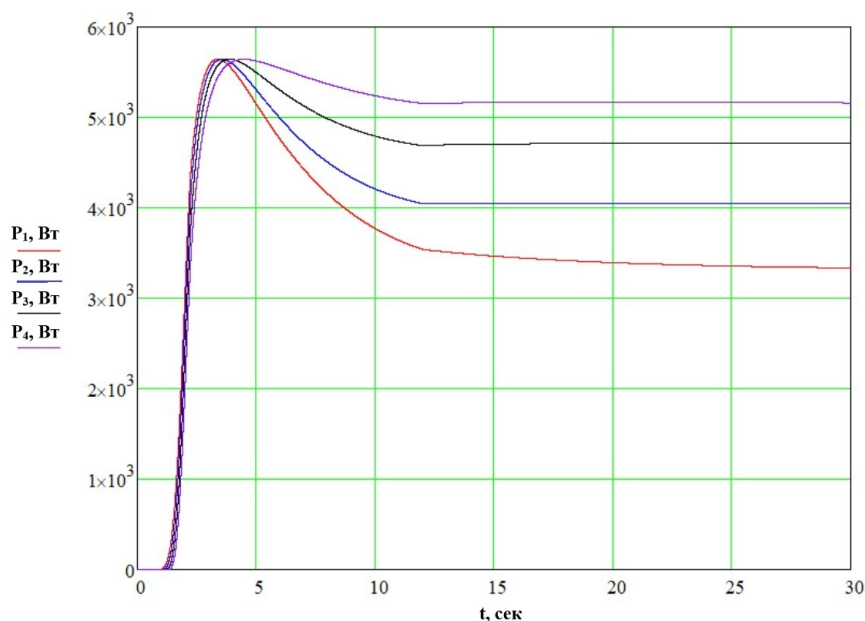


Рис. 3. Влияния передаточного отношения коробки передач на энергопотребление привода

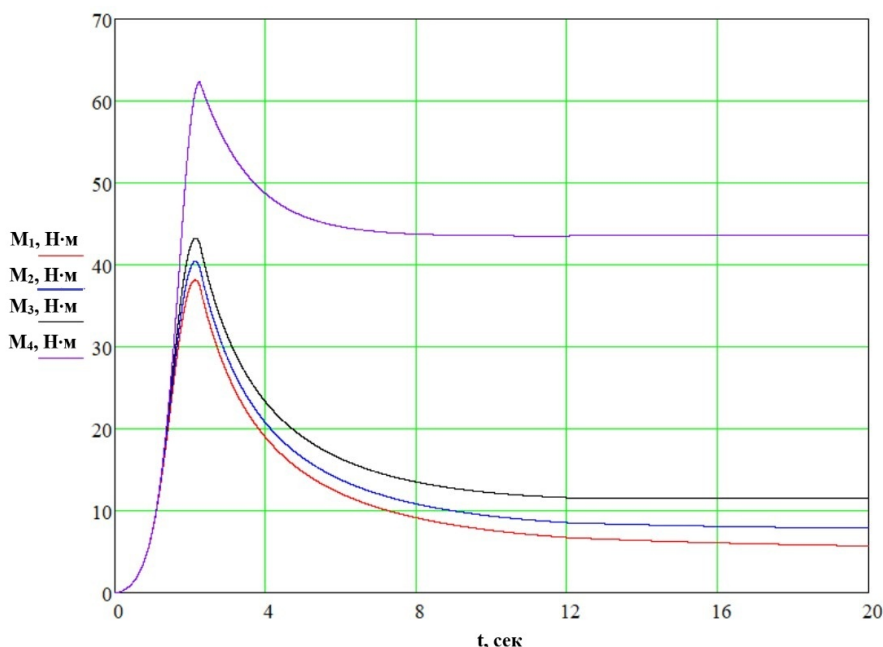


Рис. 4. Зависимость крутящего момента, развиваемого электродвигателем от коэффициента сопротивления качения

6. Заключение

В ходе выполненных расчетно-экспериментальных исследований установлены за-

кономерности влияния дорожных условий, передаточных чисел коробки передач и коэффициента сцепления колес на эксплуатационные характеристики привода.

Достоверность результатов математического моделирования была обеспечена схожимостью расчетных данных с экспериментальными данными, полученными при испытании авторского опытного образца в реальных условиях эксплуатации. Разработанная математическая модель, основанная на методе графов связей, показала высокую степень адекватности: расхождение между расчетными и экспериментальными данными не превышает 15 %.

Полученные результаты позволяют использовать разработанную математическую модель и программное обеспечение для

определения рациональных параметров привода многоцелевых колесных электрических самоходных машин.

Перспективными направлениями дальнейших исследований являются:

- развитие математической модели с учетом тепловых процессов в элементах привода;
- расширение модели для учета деградации аккумуляторной батареи;
- разработка методики проекторочных расчетов приводов электрических самоходных машин.

Таким образом, результаты работы создают основу для дальнейшего совершенствования приводов электрических самоходных машин и повышения их эксплуатационных характеристик.

Список литературы

1. Ионесян А.В. Моделирование нестационарных режимов работы аккумуляторной батареи электромобиля: автореферат дисс. канд. техн. наук. М.: МАДИ, 2009. 22 с.

2. Оспанбеков Б.К. Повышение энергетической эффективности и эксплуатационных показателей электромобилей: дисс. канд. техн. наук. М.: МАДИ, 2017. 160 с.

3. Маликов Р.Р. Разработка методики исследования влияния характеристик тяговой аккумуляторной батареи на эксплуатационные свойства электрифицированного транспортного средства: дисс. канд. техн. наук. М.: НАМИ, 2023. 217 с.

4. D.V. Ragone Review of Battery Systems for Electrically Powered Vehicles // SAE Technical Paper 680453. 1968. 9 p.

5. Козлова Т.А. Разработка методики расчета и выбор рациональных конструктивных параметров тягового привода электромобиля: автореферат дисс. канд. техн. наук. Нижний Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2017. 22 с.

6. Митягин Г.Е., Бисенов М.К. Теоретические основы модернизации транспортно-технологических машин установкой электропривода // Международный технический журнал. 2024. № 6. С. 61-79.

7. Мокин А.Б., Фолюшняк Е.Д., Мокин

References

1. Ionesyan A.V. Modeling of Transient Operating Modes of the Electric Vehicle Battery. Author's abstract Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow. 2009. 22 p. (In Russian)

2. Ospanbekov B.K. Improvement of Energy Efficiency and Operational Performance of Electric Vehicles. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow. 2017. 160 p. (In Russian)

3. Malikov R.R. Development of a Method for Studying the Influence of Traction Battery Characteristics on the Operational Properties of Electrified Vehicles. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow. 2023. 217 p. (In Russian)

4. D.V. Ragone Review of Battery Systems for Electrically Powered Vehicles. SAE Technical Paper 680453. 1968. 9 p.

5. Kozlova T.A. Development of a calculation method and selection of rational design parameters for the traction drive of an electric vehicle. Author's abstract Diss. Cand. Sci. (Engineering). Nizhny Novgorod. 2017. 22 p. (In Russian)

6. Mityagin G.E., Bisenov M.K. *Theoretical foundations of modernization of transport and technological machines by installing an electric drive. Mezhdunarodnyy tekhnicheskii zhurnal*. 2024. No. 6. pp. 61–79. (In Russian)

7. Mokin A.B., Foljushnjak E.D., Mokin B.I., Lobatjuk V.A. Optimization of the Move-

Б.И., Лобатюк В.А. Оптимизация движения незагруженного электромобиля с тяговым электродвигателем постоянного тока последовательного возбуждения по горизонтальному прямолинейному отрезку дороги // Вестник Винницкого политехнического института. 2013. № 2. С. 48-51.

8. Слипченко Н.И., Письменецкий В.А., Гуртовой М.Ю., Махлова В.О. Определение оптимальной дальности пробега электромобиля с учетом его основных параметров // Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2013. С. 50-55.

9. Гурьянов Д.И. Оптимизация управления электромобилями малой грузоподъемности с приводами постоянного тока: автореферат дисс. канд. техн. наук. М.: МАДИ. 1992. 19 с.

10. Строганов В.И. Повышение эксплуатационных характеристик электромобилей и автомобилей с комбинированной энергоустановкой: автореферат дисс. канд. техн. наук. М.: МАДИ. 2014. 43 с.

11. Нгуен К.Т. Развитие теории и методы повышения энергоэффективности однодвигательных тяговых электроприводов автотранспортных средств: автореферат дисс. канд. техн. наук. М.: МАМИ, 2012. 40 с.

12. Бокарев И.Е. Повышение эффективности индивидуального электропривода автотранспортного средства: автореферат дисс. канд. техн. наук. М.: НАМИ, 2018. 20 с.

13. Оганян Э.А., Хмелев Р.Н., Елецкая Г.П. Математическая модель двигателя постоянного тока в составе привода самоходной машины // Известия ТулГУ. Технические науки. 2024. №12. С. 638-642.

14. Груничев А.В., Елагин М.Ю., Оганян Э.А., Хмелев Р.Н. Математическое моделирование электрической силовой установки автотранспортных средств // Мир транспорта и технологических машин. 2025. № 1-4(88). С. 37-43.

15. Оганян Э.А. Применение метода графов связей для математического описания привода колесных электрических самоходных машин // Известия ТулГУ. Техниче-

ment of an Unloaded Electric Vehicle with a Series-Wound DC Traction Motor on a Horizontal Straight Road Section. *Vestnik Vinnytskogo politekhnichnogo instytuta*. 2013. No. 2. pp. 48–51. (In Russian)

8. Slipchenko N.I., Pismeneckij V.A., Gurtovoj M.Ju., Makhlova V.O. Determination of the Optimal Driving Range of an Electric Vehicle Consider-

ing Its Main Parameters. *Vostochnoevropeskij zhurnal peredovykh tekhnologij*. 2013. pp. 50–55. (In Russian)

9. Guryanov D.I. Optimization of the Control of Low-Payload Electric Vehicles with DC Drives. Author's abstract Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow. 1992. 19 p. (In Russian)

10. Stroganov V.I. Improvement of the Operational Characteristics of Electric Vehicles and Vehicles with a Combined Power Plant. Author's abstract Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow. 2014. 43 p. (In Russian)

11. Nguyen K.T. Development of the theory and methods for improving the energy efficiency of single-motor traction electric drives of motor vehicles. Author's abstract Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow. 2012. 40 p. (In Russian)

12. Bokarev I.E. Improvement of the Efficiency of Individual Electric Drive of a Vehicle. Author's abstract Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow. 2018. 20 p. (In Russian)

13. Oganyan E.A., Khmelev R.N., Yeletskaya G.P. Mathematical Model of a DC Motor as Part of the Drive of a Self-Propelled Machine. *Izvestiya TulGU. Tekhnicheskie nauki*. 2024. pp. 638–642. (In Russian)

14. Grunichev A.V., Elagin M.Yu., Oganyan E.A., Khmelev R.N. Mathematical Modeling of Electric Power Units of Vehicles. *Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin*. 2025. pp. 37–43. (In Russian)

15. Oganyan E.A. Application of the connection graph method for the mathematical description of the drive of wheel-type electric self-propelled machines *Izvestiya Tulskego gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*. 2024. No. 12. pp. 618–622. (In Russian)

16. Karnopp D., Rosenberg R. Application of Bond Graph Theory in Engineering. Ed. by D. Karnopp and R. Rosenberg. Moscow. 1974.

ские науки. 2024. № 12. С. 618-622.

16. Кэрноп Д., Розенберг Р. Применение теории графов связей в технике // под ред. Д. Кэрнопа и Р. Розенберга. М.: Мир, 1974. 95 с.

17. Оганян Э. А. Анализ математических моделей электрических силовых установок автотранспортных средств // Известия ТулГУ. Технические науки. 2024. №2. С. 523-527.

18. Транспортное средство / И.Е. Агуреев, М.А. Антоненков, А.Е. Дорохина, Э.А. Оганян, Г.П. Рыбаков, Р.Н. Хмелев - Патент РФ на промышленный образец № 134373. Заявл. 28.07.2022, № 2022503245. Оpubл. 05.12.2022.

19. Москаленко В.В. Электрический привод // Учебник для студ. высш. учеб. Заведений. М.: Издательский центр «Академия», 2007. 368 с.

20. Строганов В.И., Сидоров К.М. Математическое моделирование основных компонентов силовых установок электромобилей и автомобилей с КЭУ. М.: МАДИ, 2015. 100 с.

21. Оганян Э.А., Хмелев Р.Н. К вопросу исследования влияния степени загрузки автотранспортного средства с электрическим приводом на показатели силовой установки // Сб. тр. X научно-практ. конф. «Научно-технические аспекты развития автотранспортного комплекса» с международ. участием. Горловка: АДИ ДонНТУ. 2024 года. С. 79-84.

22. Кравец В.Н. Теория автомобиля // Учебник. Нижний Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2013. 413 с.

95 p. (In Russian)

17. Oganyan E.A. *Analysis of mathematical models of electric power units of motor vehicles. Izvestiya Tulskego gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki.* 2024. No. 2. pp. 523–527. (In Russian)

18. Patent RU 134373. *Transportnoye sredstvo* [Vehicle]. Agureev I.E., Antonenkov M.A., Dorokhina A.E., Oganyan E.A., Rybakov G.P., Khmelev R.N. A.V. Declared 28.07.2022. Published 05.12.2022. (In Russian)

19. Moskalenko V.V. *Electric Drive*. Textbook for students of higher educational institutions. Moscow. 2007. 368 p. (In Russian)

20. Stroganov V.I., Sidorov K.M. *Mathematical modeling of the main components of power units of electric vehicles and hybrid vehicles*. Textbook. Moscow. 2015. 100 p. (In Russian)

21. Oganyan E.A., Khmelev R.N. On the study of the impact of the load level of an electric-drive vehicle on power unit performance. *Proceedings of the 10th Scientific and Practical Conference «Nauchno-tekhnicheskie aspekty razvitiya avtotransportnogo kompleksa»* [Scientific and Technical Aspects of the Development of the Motor Transport Complex] Gorlovka. 2024. pp. 79–84. (In Russian)

22. Kravets V.N. *Theory of Automobiles*. Textbook. Nizhny Novgorod. 2013. 413 p. (In Russian)

УДК (UDC) 655.3

ВЛИЯНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ОПОРНОГО РОЛИКА НА ДЕФОРМАЦИЮ ПЕЧАТНОГО ЦИЛИНДРА ОТ ДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ ЗАХВАТОВ

THE EFFECT OF THE OPERABILITY OF THE SUPPORT ROLLER ON THE DEFORMATION OF THE PRINTING CYLINDER FROM THE ACTION OF THE GRIPPING SYSTEM

Серкова Л.Б., Варепо Л.Г.
Serkova L.B., Varepo L.G.Омский государственный технический университет (Омск, Россия)
Omsk State Technical University (Omsk, Russia)

Аннотация. Особую важность на совмещение красок и точность передачи листа в секциях печатной машины оказывает листопередающая система, нарушение в работе которой приводит к браку продукции или отказу работы машины. Данная проблема часто связана с появлением дополнительных перемещений в опорном ролике кулачкового механизма листопередающей системы, что приводит к смещению системы захватов, ее перекосу или полному выходу из строя. В работе рассмотрены результаты изучения деформационных способностей печатного цилиндра от действия системы захватов. Рассмотрены различные случаи действия нагрузки: система срабатывает равномерно по длине цилиндра, а также со смещением по одной стороне. Для проведения виртуального эксперимента разработана трехмерная модель печатного цилиндра, имеющего технологическую выемку для размещения в ней технологического оборудования, а именно системы захватов листопередающей системы. Виртуальный эксперимент выполнен с применением метода конечных элементов. Определено, что при неисправности опорного ролика листопередающей системы наблюдается смещение наибольших деформаций в сторону одной из опор печатного цилиндра. Отмечено, что смещение системы захватов по длине цилиндра равно 1 мм в два раза увеличивает деформацию цилиндра.

Ключевые слова: полиграфия, офсетная печать, листопередающая система, печатная машина, деформации.

Дата получения статьи: 04.09.2024
Дата принятия к публикации: 19.05.2025
Дата публикации: 25.06.2025

Сведения об авторах:

Серкова Любовь Борисовна – старший преподаватель кафедры «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология», Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Омский государственный технический

Abstract. Of particular importance to the combination of inks and the accuracy of sheet transmission in the sections of the printing press is the sheet transmission system, the malfunction of which leads to defective products or machine failure. This problem is often associated with the appearance of additional movements in the support roller of the cam mechanism of the leaf transfer system, which leads to displacement of the gripping system, its distortion or complete failure. The paper considers the results of studying the deformation abilities of a printing cylinder from the action of a locking system. Various cases of load action are considered: the system operates evenly along the length of the cylinder, as well as with an offset on one side. To conduct a virtual experiment, a three-dimensional model of a printed cylinder has been developed, which has a technological recess for placing technological equipment in it, namely, a gripping system for a sheet-transmitting system. The virtual experiment was performed using the finite element method. It is determined that in case of malfunction of the support roller of the printing system, the displacement of the largest deformations towards one of the supports of the printing cylinder is observed. It is noted that the displacement of the gripper system along the length of the cylinder equal to 1 mm doubles the deformation of the cylinder.

Keywords: printing, offset printing, sheet metal transfer system, printing machine, deformation,.

Date of manuscript reception: 04.09.2024
Date of acceptance for publication: 19.05.2025
Date of publication: 25.06.2025

Authors' information:

Lyubov B. Serkova – Senior Lecturer at the Department of Oil and Gas Engineering, Standardization and Metrology, Omsk State Technical University, e-mail: lubashka_2010@mail.ru.

университет», e-mail: lubashka_2010@mail.ru.

Варепо Лариса Григорьевна – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология», Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Омский государственный технический университет»,
e-mail: lgvarepo@omgtu.ru.

ORCID: 0000-0001-5366-2700

†
†
†
†
†
†
†
†
†
†
†

Larisa G. Varepo – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department of Oil and Gas Engineering, Standardization and Metrology, Omsk State Technical University,
e-mail: lgvarepo@omgtu.ru .

ORCID: 0000-0001-5366-2700

1. Введение

Производство полиграфической продукции на сегодняшний день не только не теряет своих позиций, но и во многом растет необходимость в виде печати различного рода упаковок, этикеток и прочего. Ввиду этого к печатным машинам предъявляются высокие требования к скорости и качеству печати.

Повышение работоспособности используемого оборудования является важной задачей любого производства. Полиграфическая машина – сложная система, включающая в себя большое количество различных узлов [1, 2], от работы которых зависит качество выпускаемой продукции. Сбой в производстве приводит к материальным затратам и браку продукции.

Обеспечение качества выпускаемой продукции является основной задачей производства. К факторам, оказывающим влияние на передачу листа в листопередающей системе, можно отнести, во-первых, элементы системы захватов (опорные ролики, захваты, пружины и т.д.), а также параметры используемого запечатываемого материала. Фиксация листа зависит от многих составляющих, таких как захваты, индивидуальные пружины сжатия каждого захвата, вал и его опоры, кулачковый рычажный привод, замыкающие пружины сжатия или торсионные пружины, а так же опорные ролики, которые наиболее подвержены износу, именно они чаще всего выходят из строя ввиду появления смещений в районе цапфы, что было выяснено в ходе работы со специалистами по обслуживанию печатной машины.

Наибольшее распространение для массовой печати получили офсетные печатные машины, которые обязательно включают в себя следующие узлы: устройства подачи листов бумаги в печатную машину, листопе-

редающая система, увлажняющий аппарат, красочный, печатный аппарат, систему вывода печатного изображения.

Передача листа в офсетной печатной машине осуществляется с помощью специальных систем захватов, которые расположены в технологических выемках цилиндров (рис. 1).

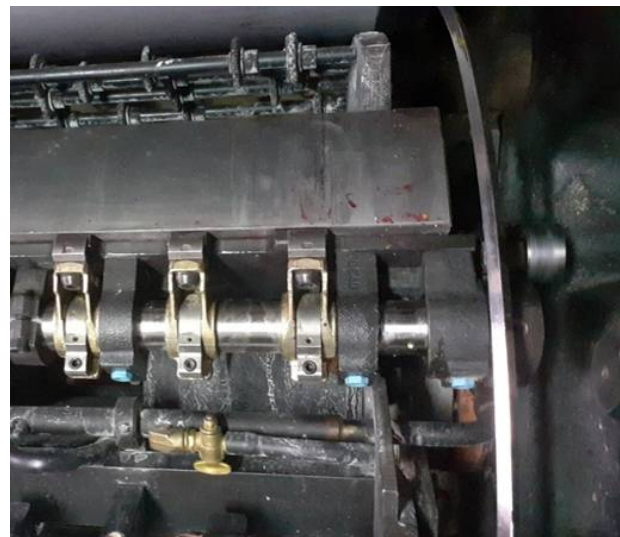


Рис.1. Система захватов

Самым распространенным способом передачи листа захватами является способ передачи за переднюю кромку [3, 4], при этом траектория движения листа совпадает с траекторией вращения цилиндра от момента захвата до передачи листа в последующие захваты. Конструкция системы захватов для различных печатных машин отличается, в большинстве случаев поверхность захвата для более плотного удержания листа и исключения его проскальзывания имеет специальное покрытие [5]

Основными принципами передачи листа являются следующие [3]:

1. Передняя кромка листа должна быть прижата системой захватов к поверхности цилиндра, что позволяет с помощью сил

трения удерживать запечатываемый лист на опоре и тем самым позволять совершать совместное движение листа и цилиндра;

2. Для того, чтобы не создавать дополнительных помех, вся система захватов должна располагаться в теле цилиндра, т.е. в нерабочей зоне;

3. Для обеспечения открытия и закрытия системы захватов необходимо, чтобы опорные ролики, в которых закреплен вал захватов, совершали движение по поверхности с кулачком, при подъеме на который срабатывает механизм.

4. Для обеспечения бесперебойности процесса передачи листа необходимо, чтобы скорость вращения цилиндров, между которыми происходит контакт, совпадала.

Согласно [6] для некоторых моделей печатных машин наблюдается высокий показатель отказов, связанных с работой листопередающей системы и достигает 22% от общего количества отказов, что вызывает необходимость разработки новых методик, которые позволят контролировать и совершать проверку технического состояния данной системы.

От точности работы листопередающей системы во многом зависит совмещение красок на выпускаемой продукции [7]. Так в работе [8] приведены результаты разработки метода цифрового определения параметров моделирования совмещения красок в листопередающей системе офсетной печатной машины. Несмотря на высокую скорость работы машины, к совмещению красок предъявляются высокие требования (не более 0,10 ... 0,15 мм) для печати журналов, книг, обложек, этикеток и прочее), соответственно, предъявляются высокие требования к точности работы листопередающей системы. Применение цифровых технологий позволит повысить качество контроля и позволят уменьшить технологические потери в процессе эксплуатации машины.

Располагаясь внутри цилиндра, данная система совершает вращательное движение совместно с его телом, опираясь на опорный ролик [9, 10], который в свою очередь совершает движение по опорной поверхности, имеющей кулачок, при подъеме на котором

система захватов открывается и отпускает или захватывает лист с другого цилиндра.

Таким образом, точность работы системы захватов оказывают существенное влияние на качество выпускаемой продукции, а нарушение работы опорного ролика приводит к смещению системы и изменению распределения деформаций на цилиндре. Данный вопрос является малоизученным, что говорит об актуальности данного исследования.

2. Постановка задачи

Появление дополнительных перемещений в системе захватов во многом может быть связано с работой опорного ролика. Появление в нем дополнительных перемещений создает в свою очередь перемещения во всей системе.

Целью работы является изучение деформационных особенностей печатного цилиндра имеющего технологическую выемку, в которой расположена система захватов. Для ее достижения необходимо решить следующие основные задачи:

- разработать модель печатного цилиндра, имеющего технологическую выемку;
- изучить характер распределения нагрузки от действия системы захватов, изучить возможные допущения при проведении эксперимента.

Для расчёта выбрана система прочностного анализа АРМ FEM для КОМПАС-3D. Эта система прочностного анализа разработана на базе российской САД-системы даёт возможность оценить прочность детали или сборки на этапе проектирования.

3. Теория

Передачу листа можно представить в следующем виде (рис. 2). Данная последовательность операций описывает данный процесс большого количества современных печатных машин.

Система захватов работает при высоких динамических нагрузках, за счет кулачкового механизма. Таким образом, в течение одного рабочего цикла в системе меняются условия равновесия сил, что в свою очередь вызывает

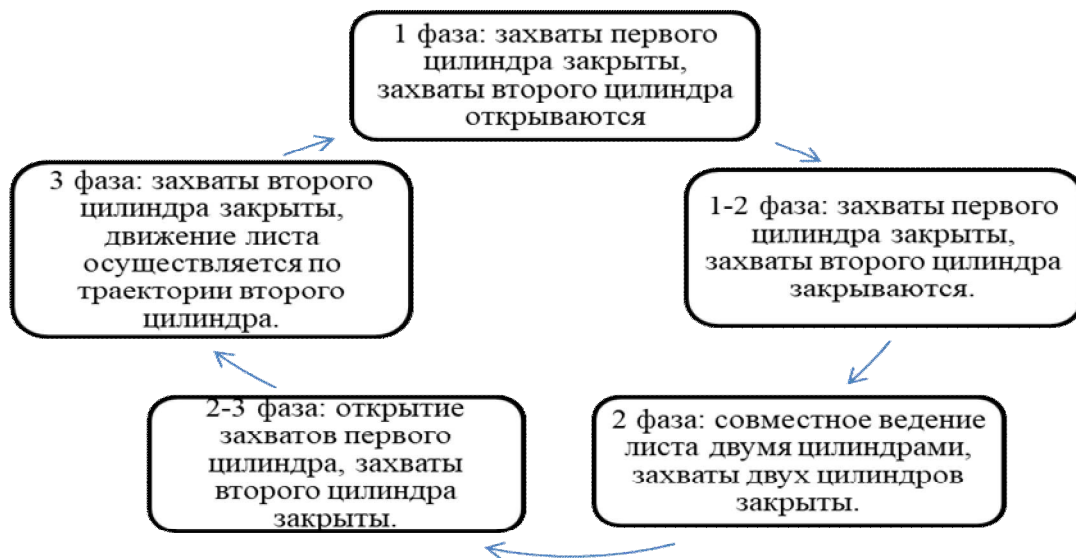


Рис.1. Процесс передачи листа

деформацию вала захватов и, соответственно, его скручивание [11, 12] (рис. 3 и 4).

Появляющееся скручивание вызывает смещение системы захватов к концу вала от кулачкового механизма, при значительном скручивании вала захватов может возникать смещение или перекос запечатываемого материала, а также его надрыв.

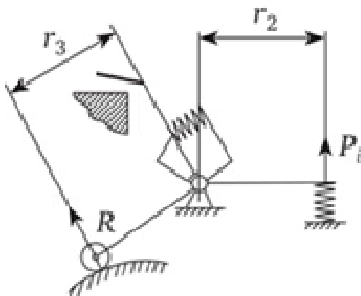


Рис.3. Схема нагружения при открытых захватах

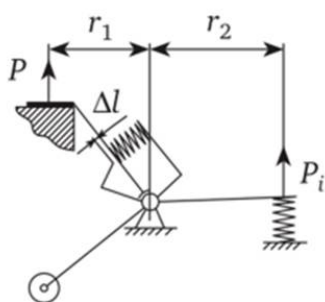


Рис.4. Схема нагружения при закрытых захватах

Однако наибольший перекос в системе может вызвать нарушение работы опорного ролика, т.к. высокие динамические нагрузки приводят к выбиванию кольца опорного ролика (рис. 5).



Рис.5. Расположение опорного ролика

Алгоритм проведения виртуального эксперимента с помощью метода конечных элементов можно представить следующим образом:

1. Разработка геометрии 3D-модели.
2. Выбор граничных условий и видов закреплений.
3. Автоматическая разбивка конечно-элементной сетки.
4. Выбор параметров расчёта.
5. Выполнение расчёта.
6. Изучение полученных результатов расчёта.
7. Корректировка модели на основе полученных результатов.
8. Повторный расчёт модели.

Метод конечных элементов включает в себя следующие основные этапы (рис. 6), от точности которых зависит корректность проведенного эксперимента. Так, например, форма конечных элементов и количество узлов в нем влияет на точность передачи фор-

мы, а, соответственно, и точности передачи нагрузки. В эксперименте были рассмотрены модели с различными характеристиками разбиения на конечные элементы и подобраны наиболее оптимальные характеристики.



Рис.6. Решение задачи с помощью метода конечных элементов

Модель печатного цилиндра представлена на рис. 7. Основные геометрические размеры (табл. 1) разработанной модели соответствуют стандартным размерам печатных форматов.

Таблица 1

Основные размеры модели

Размер	Значение, м
Общая длина (включая цапфы)	0,95
Длина цилиндра	0,75
Диаметр цилиндра	0,22
Диаметр цапф	0,04
Толщина рубашки печатного цилиндра	0,0003

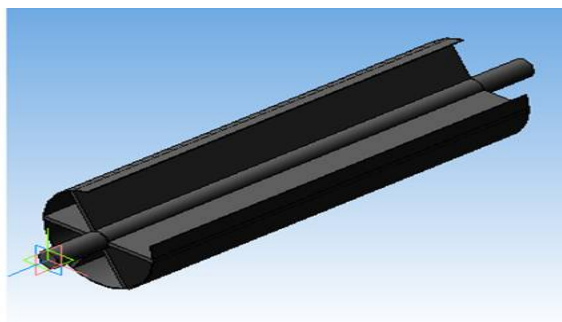


Рис.7. Модель печатного цилиндра

Конструкция печатного цилиндра представляет собой тело цилиндра и размещенную на поверхности рубашку. Материал обеих деталей сталь 30 (табл. 2), характеристики которой представлены в [13].

Таблица 2

Характеристики стали 30

Показатель	Значение
Предел текучести, МПа	460
Модуль упругости нормальный, МПа	210000
Коэффициент Пуассона	0,3
Плотность, кг/м ³	7850
Температурный коэффициент линейного расширения, С ⁻¹	0,000012
Теплопроводность, Вт/(м·С)	49
Предел прочности при сжатии, МПа	600
Предел выносливости при растяжении, МПа	294
Предел выносливости при кручении, МПа	150

Сопряжение двух деталей выполнено по кромке технологической выемки. В теле цилиндра предусмотрена технологическая выемка, угол вырезанного сектора составляет 83°.

Количество ребер жёсткости – 5 шт. Угол между рёбрами жёсткости составляет 60° .

В ранее выполненных исследованиях других авторов [14, 15] были изучены деформации офсетного цилиндра от действия давления печати, определены основные характеристики закрепления модели и граничные условия. В работах представлены полнотелые цилиндры. Однако, важность прохождения технологических выемок так же была отмечена [16, 17]. Для цилиндров с технологическими выемками проведены исследования по изучению деформационных особенностей от действия давления печати [18 - 20].

4. Результаты

В качестве нагрузки от действия системы захватов принято считать значение, равное 40 ... 60 Н. В работе принято значение 60 Н для всех образцов. Несмотря на то, что лист бумаги прижимается рядом отдельных захватов, было принято допущение, что нагружение производится по сплошной линии (рис 8).

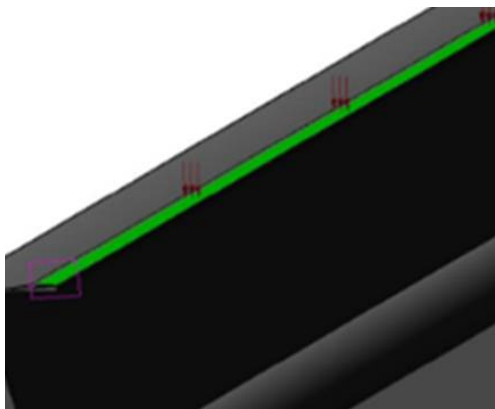


Рис.8. Линия нагружения печатного цилиндра с технологической выемкой от действия системы захватов

Выделение площади каждого отдельного захвата не дало значительного отличия от выделения линии.

Максимальная ширина линии соответствует длине захвата.

Следующим этапом исследования предполагается разбиение модели на конечные элементы. Элементы представлены в форме тетраэдров.

На рис. 9 представлены результаты суммарных линейных перемещений от системы захватов для первой модели. Максимальные напряжения наблюдаются в центре детали, так как нагрузка приложена равномерно. Максимальные суммарные перемещения в этом случае составили $3,3 \cdot 10^{-4}$ мм, что при допустимом значении 0,02 мм обеспечивает безопасность с большим запасом.

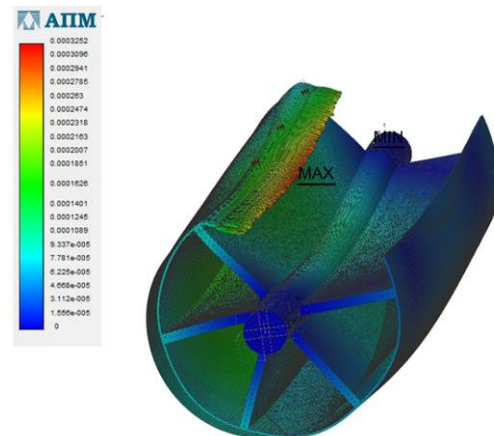


Рис. 9. Модель 1. Суммарные линейные перемещения от действия системы захватов

При смещении системы захватов с одной из сторон на 1 мм (рис. 10) наблюдается смещение максимальных линейных перемещений от центра в сторону одной из опор, при этом максимальные суммарные перемещения равны $7,6 \cdot 10^{-4}$ мм, что в два раза больше, чем в первом случае.

Действие системы захватов не единственная нагрузка действующая на цилиндр. Помимо этого имеют место деформации связанные с давлением печати, которое составляет 4,3 кН. В ранее выполненных работах на этой же модели [19 - 21] было установлено, что при приложении нагрузки к различным точкам, ни одно значение не превысило максимально допустимого значения.

Наибольшее значение деформации наблюдалось по линии наиболее близко расположенной к технологической выемке печатного цилиндра и составило 0,0114 мм. Также более высокие деформации наблюдались при нагружении центра секции цилиндра. Наименьшее значение деформаций наблюдается при приложении нагрузки к местам, где расположены ребра жёсткости.

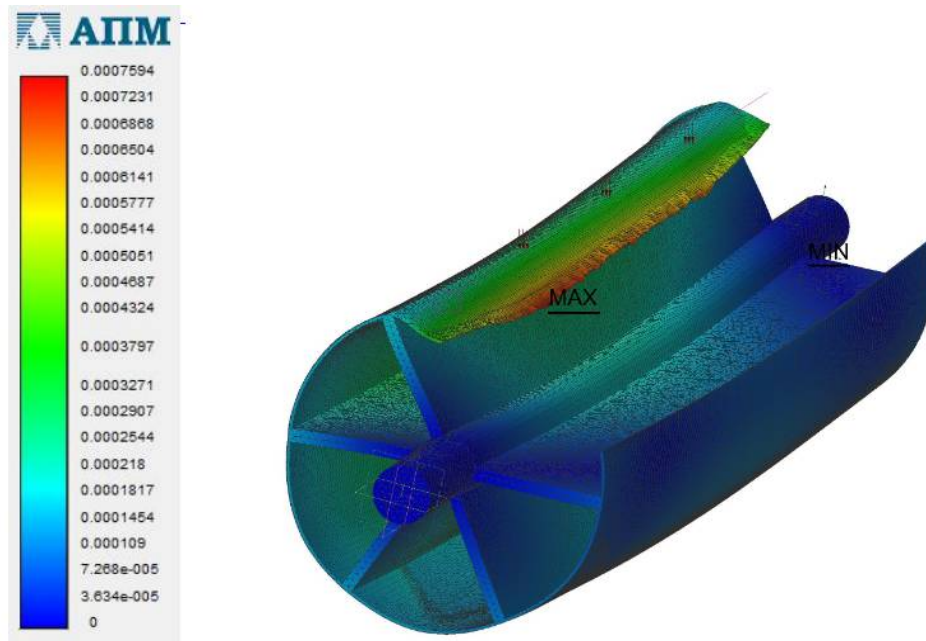


Рис. 10. Модель 2. Суммарные линейные перемещения от действия системы захватов

5. Выводы

Таким образом, в ходе работы для проведения виртуального эксперимента была разработана трехмерная модель печатного цилиндра, имеющего технологическую выемку для размещения в ней технологического оборудования, а именно системы захватов листопередающей системы.

Трехмерная модель цилиндра нагружалась двумя способами: при правильном срабатывании системы захватов (нет смещения в системе) и при сбое в работе системы (смещение в системе 1 мм).

Для каждой из моделей максимальные суммарные перемещения не превышают допустимых, максимальное перемещение наблюдается при смещении системы захватов, перемещение при равномерном распределении нагрузки более чем в 2 раза меньше, чем при перекосе вала захватов. Максимальное значение перемещения с большим запасом входит в пределы допустимых значений.

Действие системы захватов не является результирующим, так как перемещения от действия давления печати более чем в 14 раз выше, чем от системы захватов.

Список литературы

1. Толивер-Нигро Х. Технологии печати. М.: ПРИНТ-МЕДИА центр, 2006. 225 с.
2. Митрофанов В.П., Тюрин А.А., Бирбраер Е.Г., Штоляков В.И. Печатное оборудование. М.: Изд-во МГУП, 1999. 441с.
3. Штоляков В.И. Федосеев А.Ф., Зирнзак Л.Ф. Печатные машины фирмы «Гейдельберг». Офсетные печатные машины. М.: МГУП, 1999. 120 с.
4. Способ передачи листов захватами / А.А. Тюрин. – Патент РФ на изобретение № 343931 А1 СССР. Заявл. 26.07.1967, № 1175652/28-12. Опубл. 07.07.1972.
5. Способ улучшения эксплуатационных

References

1. Toliver-Nigro H. *Tekhnologii pechati* [Printing technologies]. Moscow, PRINT-MEDIA tsentr, 2006. 225 p. (In Russian)
2. Mitrofanov V.P., Tyurin A.A., Birbrayer Ye.G., Shtolyakov V.I. *Pечатnoye oborudovaniye* [Printing equipment]. Moscow, Izd-vo MGUP, 1999. 441 p. (In Russian)
3. Shtolyakov V.I., Fedoseyev A.F., Zirnzak L.F. *Pечатnyye mashiny firmy «Geydel'berg»*. *Ofsetnyye pechatnyye mashiny* [Heidelberg printing presses. Offset printing machines]. Moscow, Izd-vo MGUP, 1999. 120 p. (In Russian)
4. Patent SSSR 343931 A1 *Sposob pereda-*

свойств захватов листопередающей системы листовых офсетных печатных машин / А.В. Несхозиевски, Т.М. Несхозиевская, П.А. Киричок. – Патент на изобретение № 79894 UA. Заявл. 12.09.2012, № 201210682. Опубл. 13.05.2013

6. Голуб Н.С. Надежность основных узлов печатных машин ROLAND // Научные стремления. 2018. № 23. С. 64–68.

7. Морфлюк В. Ф. Карпенко И. С. Research models of the processes stabilization the parameters of process register the colors in sheet transfer system // Технология і техніка друкарства. 2014. № 1(43). С. 30–36.

8. Морфлюк В. Ф. Карпенко И. С., Чуркин В. В. Метод цифрового определения параметров моделирования совмещения красок в листопередающей системе печатных машин // Труды БГТУ. Серия 4: Принт и медиатехнологии. 2016. № 9 (191). С. 22–28.

9. Серкова Л.Б., Варепо Л.Г. Исследование дефектов опорных роликов листопередающей системы печатной машины // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2024. № 1. С. 46–54. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-01-46-54.

10. Серкова Л.Б., Варепо Л.Г. Исследование напряженно-деформированного состояния различных конструкций опорного ролика листопередающей системы печатной машины методом конечных элементов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2023. № 5. С. 315–318. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-5-315-316.

11. Одинокова Е.В., Куликов Г.Б., Герценштейн И.Ш. Проектирование полиграфических машин. М.: Моск. гос. ун-т печати, 2003. 409 с.

12. Штоляков В. И., Румянцев В. Н. Печатное оборудование. М.: Издательство Юрайт, 2020. 470 с.

13. ГОСТ 1050-2013. Металлопродукция из нелегированных конструкционных качественных и специальных сталей. Общие технические условия. Введ. 2015-01-01. М.: Стандартинформ, 2014. 31 с.

14. Суслов М.В. Оценка влияния элементов конструкции на деформации цилиндров

chi listov zakhvatami [The method of transferring sheets by grabbing]. Tyurin A.A. Declared 26.07.1967. Published 07.07.1972. (In Russian)

5. Patent UA 79894 *Sposob uluchsheniya ekspluatatsionnykh svoystv zakhvatov listopereadayushchey sistemy listovykh ofsetnykh pechatnykh mashin* [A method for improving the operational properties of grippers of the sheet transfer system of sheet offset printing machines]. Neskhoziyevski A.V., Neskhoziyevskaya T.M., Kirichok P.A. Declared 12.09.2012. Published 13.05.2013 (In Russian)

6. Golub N.S. Reliability of the main components of ROLAND printing machines. *Nauchnyye stremleniya*, 2018, No 23. pp. 64–68. DOI: 10.31882/2311-4711.2018. (In Russian)

7. Morfliuk V.F., Karpenko I.S. Research models of the processes stabilization the parameters of process register the colors in sheet transfer system. *Tekhnologiya i tekhnika drukarstva*, 2014, No.1(43). pp. 30–36. (In Russian).

8. Morflyuk V.F. Karpenko I.S., Churkin V.V. A method for digitally determining the modeling parameters of ink alignment in a sheet-transmitting printing machine system. *Trudy BGTU. Seriya 4: Print i mediatekhnologii*, 2016, No. 9 (191). pp. 22–28. (In Russian)

9. Serkova L.B., Varepo L.G. Investigation of defects in the support rollers of the sheet-transmitting system of a printing machine. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2024, No 1. pp. 46–54. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-01-46-54. (In Russian)

10. Serkova L.B., Varepo L.G. Investigation of the stress-strain state of various designs of the support roller of the sheet-transmitting system of a printing machine by the finite element method. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskkiye nauki*, 2023, No 5. pp. 315–318. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-5-315-316. (In Russian)

11. Odinkova Ye.V., Kulikov G.B., Gertsenshteyn I.SH. *Proyektirovaniye poligraficheskikh mashin* [Design of printing machines]. Moscow, Mosk. gos. un-t pechaty, 2003. 409 p. (In Russian)

12. Shtolyakov V.I., Rumyantsev V.N.

печатной пары: дисс. ... канд. техн. наук. М.: Моск. гос. ун-т печати, 2010. 98 с.

15. Семенов А. А. Моделирование деформаций печатного цилиндра машины формата А1 // Вестник Московского государственного университета печати. 2012. С. 94–96.

16. Суслов М.В., Герценштейн И.Ш., Аль Д.Л. Нестабильность давления печати при прохождении краев выемки цилиндров офсетного печатного аппарата через зону печати // Известия высших учебных заведений. Проблемы полиграфии и издательского дела. 2010. № 6. С. 47–51.

17. Аль Д.Л. Деформация цилиндров печатного аппарата при прохождении выемок // Известия высших учебных заведений. Проблемы полиграфии и издательского дела. 2011. № 1. С. 052–058.

18. Серкова Л.Б., Варепо Л.Г. Исследование деформационных характеристик конструкции печатного цилиндра // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. № 5. С. 498–504.

19. Serkova L.B., Varepo L.G., Kolozova O.A., Belyaev P.S., Bezzateeva E.G. Assessment of printing cylinder deformation effect on nature of load distribution // Journal of Physics. 2021. Vol. 1901. P. 012024. DOI: 10.1088/1742-6596/1901/1/012024

20. Серкова Л.Б. Исследование деформаций печатного цилиндра методом конечных элементов // Метрология, стандартизация и управление качеством: Материалы V Всероссийской научно-технической конференции. 2020. С. 204–209.

Pechatnoye oborudovaniye [Printing equipment]. Moscow, Izdatelstvo Yurayt, 2020. 470 p. (In Russian)

13. GOST 1050–2013. *Metalloproduksiya iz nelegirovannykh konstruktсионnykh kachestvennykh i spetsialnykh staley. Obshchiye tekhnicheskkiye usloviya*. Moscow, Standartinform, 2014. 31 p. (In Russian)

14. Suslov M.V. Evaluation of the influence of structural elements on the deformation of the cylinders of a printed pair. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow. 2010. 98 p. (In Russian)

15. Semenov, A.A. Modelirovaniye deformatsiy pechatnogo tsilindra mashiny formata A1. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo universiteta pechati*, 2012. pp. 94–96. (In Russian)

16. Suslov M.V., Gertsenshteyn I.SH., Al' D.L. Instability of the printing pressure when the edges of the cylinder recess of the offset printing press pass through the printing area. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy poligrafii i izdatelskogo dela*, 2010, No. 6. pp. 47–51. (In Russian)

17. Al' D.L. Deformation of the cylinders of the printing press during the passage of recesses. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy poligrafii i izdatelskogo dela*, 2011, No 1. pp. 52–58. (In Russian)

18. Serkova L.B., Varepo L.G. Investigation of the deformation characteristics of the printing cylinder design. *Izvestiya Tulskego gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskkiye nauki*, 2020, No 5. pp. 498–504. (In Russian)

19. Serkova, L.B., Varepo L.G., Kolozova O.A., Belyaev P.S., Bezzateeva E.G. Assessment of printing cylinder deformation effect on nature of load distribution. *Journal of Physics*, 2021, No/ 1901. P. 012024. DOI: 10.1088/1742-6596/1901/1/012024

20. Serkova L.B. Investigation of deformations of a printed cylinder by the finite element method. *Metrologiya, standartizatsiya i upravleniye kachestvom: Materialy V Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii*, Omsk, OmGTU, 2020. pp. 204–209. (In Russian)

УДК (UDK) 62-529

РАСЧЕТ ТРАЕКТОРИИ ПОВОРОТА БЕСПИЛОТНОЙ МАШИНЫ С ПЕРЕДНИМИ
УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЕСАМИCALCULATION OF THE TURNING TRAJECTORY OF AN UNMANNED VEHICLE
WITH FRONT STEERABLE WHEELSСухарев Р.Ю., Беляев К.В., Лазута И.В.
Sukharev R. Yu., Belyaev K. V., Lazuta I. V.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Траектория движения беспилотной машины может быть представлена совокупностью элементарных движений, одним из которых является поворот на заданный угол. Для расчета траектории поворота в работе была составлена расчетная схема, математическая модель движения машины и проведены теоретические исследования влияния основных конструктивных и эксплуатационных параметров машины на характеристики траектории поворота. В результате проведенных исследований были получены аналитические зависимости длины маневра и времени подачи сигнала от скорости машины, длины ее базы и заданного угла поворота. Полученные зависимости позволяют рассчитать координаты точки начала маневра и длительность управляющего сигнала на рулевое управление для совершения маневра в соответствии с заданной траекторией.

Ключевые слова: беспилотная машина, траектория движения, поворот.

Дата получения статьи: 24.02.2025
Дата принятия к публикации: 25.04.2025
Дата публикации: 25.06.2025

Сведения об авторах:

Сухарев Роман Юрьевич – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Автоматизация и энергетическое машиностроение», ФГБОУ ВО «СибАДИ», e-mail: suharev_ry@mail.ru.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2627-8110>

Беляев Константин Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация нефтегазовой и строительной техники», ФГБОУ ВО «СибАДИ», e-mail: bkv775@mail.ru.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9443-0903>

Лазута Иван Васильевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение», ФГБОУ ВО «СибАДИ», e-mail: livne@mail.ru.
ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-1252-1829>

Abstract. The trajectory of an unmanned vehicle can be represented by a set of elementary movements, one of which is a turn at a given angle. To calculate the turning trajectory, a calculation scheme was drawn up, a mathematical model of the movement of the machine and theoretical studies of the influence of the main design and operational parameters of the machine on the characteristics of the turning trajectory were carried out. As a result of the conducted research, analytical dependences of the length of the maneuver and the time of giving the signal on the speed of the machine, the length of its base and the set angle of rotation were obtained. The obtained dependencies allow us to calculate the coordinates of the maneuver start point and the duration of the steering control signal to perform the maneuver in accordance with a given trajectory.

Keywords: unmanned vehicle, movement trajectory, turn.

Date of manuscript reception: 24.02.2025
Date of acceptance for publication: 25.04.2025
Date of publication: 25.06.2025

Authors' information:

Roman Yu. Sukharev – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department «Automation and Power Engineering» at Siberian State Automobile and Highway University, e-mail: suharev_ry@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2627-8110>

Konstantin V. Belyaev – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Department «Operation of oil and gas and construction machinery» at Siberian State Automobile and Highway University, e-mail: bkv775@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9443-0903>

Ivan V. Lazuta – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Department «Automation and Power Engineering» at Siberian State Automobile and Highway University, e-mail: livne@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-1252-1829>

1. Введение

Траектория движения беспилотной наземной машины может быть представлена совокупностью элементарных траекторий: движение по прямой, поворот на определенный угол, смена полосы движения («переставка»).

Вопросом планирования траектории поворота беспилотных машин занимались многие исследователи. В работах [1,2] получены параметрические уравнения параметров траектории поворота колесной машины и проведена их оценка. В работе [3] предложена методика моделирования траектории поворота колесной машины. В работе [4] для поворота машин на перекрестке предложен метод задания направляющей линии. В работе [5] анализируется и моделируется распределение траекторий движения транспортных средств, выполняющих левый поворот. В работах [6,7] был предложен и протестирован подход к моделированию, основанный на принципе минимального рывка, для оценки траекторий движения автомобиля при повороте. В работе [8] для поворота предлагается использовать переходную кривую, кривизна которой и угол касательной к кривой описываются с помощью тригонометрической функции. В работе [9] для планирования траектории поворота робота предложено использовать кривые Ламе. В работе [10] предложен планировщик поворота с использованием метода обнаружения столкновений. В работе [11] предложен алгоритм построения траектории при развороте автогрейдера.

При совершении поворота машина движется по траектории, которая называется клотоидой, т.е. траектория у которой радиус кривизны изменяется как функция пути [12]. Изучению клотоидного метода посвящено большое количество работ. В работе [13] проведена оценка параметров клотоидной траектории входа в поворот колесной машины. В работе [14] данный метод применяется для построения траектории ухода от столкновения на соседнюю полосу совместно с торможением. В работе [15] данный метод позволяет плавно изменять траекторию для

исключения опрокидывания автомобиля. В работе [16] на клотоидах основан контроллер парковки автомобиля. В работе [17] клотоидный метод применяется для плавного возврата самолета на траекторию. В работе [18] данный метод используется для уменьшения числа путевых точек, по которым строится траектория. В работе [19] предлагается использовать данный метод для сглаживания кривой управления, рассчитанной по методу чистого преследования (Pure Pursuit). В работе [12] на основе клотоидных траекторий исследован маневр «переставка».

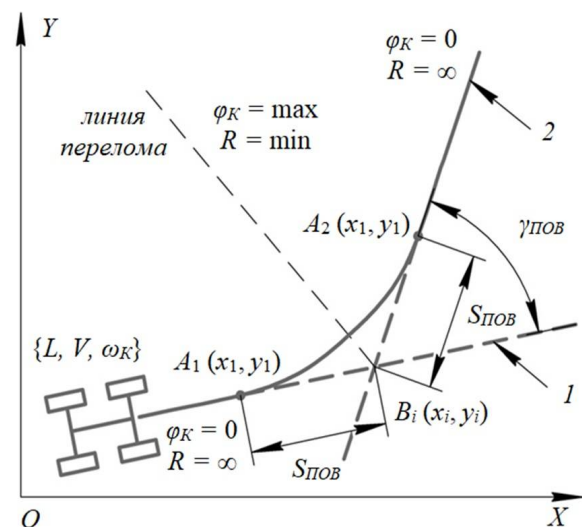


Рис. 1. Схема поворота беспилотной машины: 1 – текущая траектория движения; 2 – новая траектория движения; L – длина базы машины; V – скорость машины; ω_K – скорость поворота передних колес; R – радиус поворота; $S_{ПОВ}$ – длина маневра (поворота); $\gamma_{ПОВ}$ – угол поворота траектории; φ_K – угол поворота передних колес; A_1 – точка начала маневра; A_2 – точка завершения маневра.

Траектория поворота может быть задана как пересечение двух прямых на координатной плоскости (рис. 1). Машина движется по траектории 1 и должна повернуть на траекторию 2. Для точного выполнения данного маневра необходимо заранее рассчитать координаты точки A_1 , в которой необходимо начать поворот и время подачи управляющего сигнала на рулевое управление $t_{ПОВ}$. Эти параметры будут зависеть от многих факторов, основными из которых являются: ско-

рость движения машины, длина базы машины, угол поворота траектории.

2. Постановка задачи исследования

Машина с длиной базы L , скоростью поворота передних управляемых колес ω_K движется по траектории $y_i = f_i(x)$ со скоростью V . Новая траектория $y_{i+1} = f_{i+1}(x)$ пересекает старую в точке $B_i(x_i, y_i)$ и образует с ней угол $\gamma_{ПОВ}$.

Необходимо рассчитать, в какой точке необходимо начать поворот и какой длительности должен быть управляющий сигнал.

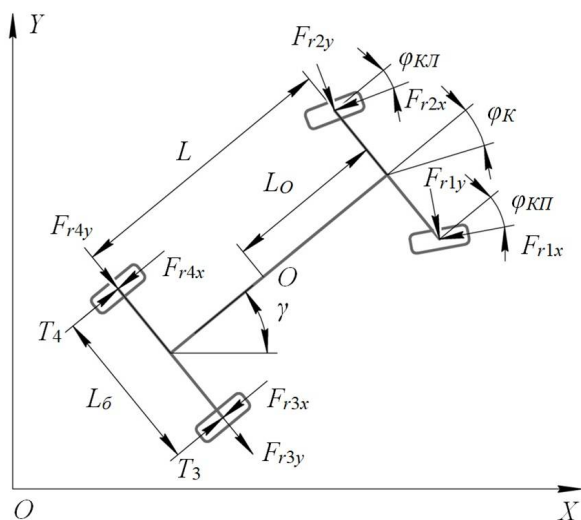


Рис. 2. Плоская расчетная схема динамики процесса поворота беспилотной машины: T_i – сила тяги на ведущих колесах машины; F_{rix} – продольная сила реакции на колесах машины; F_{riy} – поперечная сила реакции на колесах машины; γ – угол азимута машины; ϕ_K – средний угол поворота передних колес машины; L – длина базы машины; L_δ – ширина машины; L_O – расстояние от передней оси до центра масс машины (точка O)

Цель работы – вывести аналитические зависимости длины маневра $S_{ПОВ} = f(L, V, \gamma_{ПОВ})$ и времени подачи сигнала $t_{ПОВ} = f(L, V, \gamma_{ПОВ})$ для управления беспилотной машиной в процессе совершения маневра (поворота).

3. Математическая модель

Математическому описанию процесса поворота машин посвящено большое число

работ [20 - 25].

Для математического описания динамики процесса поворота колесной машины была составлена плоская расчетная схема поворота машины с передними поворотными колесами (рис. 2).

Движение машины, представленной на рис. 2 может быть описано системой уравнений [20, 21, 25]:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = (T_3 + T_4) \cos \gamma - (F_{r3x} + F_{r4x}) \cos \gamma + \\ + (F_{r3y} + F_{r4y}) \sin \gamma - (F_{r1x} + F_{r2x}) \cos(\gamma + \phi_K) - \\ - (F_{r1y} + F_{r2y}) \sin(\gamma + \phi_K); \\ m\ddot{y} = (T_3 + T_4) \sin \gamma - (F_{r3x} + F_{r4x}) \sin \gamma + \\ + (F_{r3y} + F_{r4y}) \cos \gamma - (F_{r1x} + F_{r2x}) \sin(\gamma + \phi_K) - \\ - (F_{r1y} + F_{r2y}) \cos(\gamma + \phi_K); \\ J\ddot{\gamma} = (T_4 - T_3 + F_{r3x} - F_{r4x}) \cdot L_\delta / 2 - \\ - (F_{r3y} + F_{r4y})(L - L_O) - \\ - F_{r1x}(L_O \sin \phi_K - L_\delta / 2 \cdot \cos \phi_K) - \\ - F_{r2x}(L_O \sin \phi_K + L_\delta / 2 \cdot \cos \phi_K) + \\ + F_{r1y}(L_O \cos \phi_K - L_\delta / 2 \cdot \sin \phi_K) + \\ + F_{r2y}(L_O \cos \phi_K + L_\delta / 2 \cdot \sin \phi_K), \end{cases} \quad (1)$$

где m – масса машины; x – перемещение центра масс машины (точка O) вдоль оси OX ; y – перемещение центра масс машины (точка O) вдоль оси OY ; T_i – сила тяги на ведущих колесах машины; F_{rix} – продольная сила реакции на колесах машины; F_{riy} – поперечная сила реакции на колесах машины; γ – угол азимута машины; ϕ_K – средний угол поворота передних колес машины; J – момент инерции машины; L – длина базы машины; L_δ – ширина машины; L_O – расстояние от передней оси до центра масс машины (точка O).

Сила тяги, развиваемая ведущими колесами машины зависит от вертикальной реакции на соответствующем колесе [21, 25]

$$T_i = \theta_{мяг} f_{ц} F_{riz}, \quad (2)$$

где $\theta_{мяг}$ – коэффициент, учитывающий степень использования максимальной силы тяги колесного тягача ($\theta_{мяг} = 0,70 \dots 0,73$ при буксовании $\delta = 20\%$); $f_{ц}$ – коэффициент сцепления шины с грунтом.

Вертикальная составляющая реакции на

передних (ведомых) колесах может быть представлена в виде [21, 25]

$$F_{rz.nep} = \frac{-G[(L_{2p} - L_0)(1 + \rho\theta_{mz} f_{cu}) - L_{2p} - \theta_{mz} f_{cu} h_p]}{[L_{1p}(1 + \rho\theta_{mz} f_{cu}) + L_{2p} + \theta_{mz} f_{cu} h_p]}, \quad (3)$$

на задних (ведущих) колесах [21, 25]

$$F_{rz.zad} = \frac{G - F_{rz.nep}}{1 + \rho\theta_{mz} f_{cu}}. \quad (4)$$

Боковые составляющие сил реакций на колесах выполняют роль удерживающих связей. Их предельное значение можно определить с помощью зависимости [21, 25]

$$F_{ry} = f_{cu.бок} \cdot F_{riz}, \quad (5)$$

где $f_{cu.бок}$ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью в боковом направлении по отношению к направлению качения.

Если обозначить суммарные боковые активные силы, действующие на колеса, соответственно $\sum F_{i.бок}$, то в аналитической форме можно записать [21, 25]

$$F_{ry} = \begin{cases} \sum F_{i.бок}, & \text{при } \sum F_{i.бок} \leq f_{cu.бок} \cdot F_{riz}; \\ f_{cu.бок} \cdot F_{riz}, & \text{при } \sum F_{i.бок} > f_{cu.бок} \cdot F_{riz}. \end{cases} \quad (6)$$

Продольные составляющие реакций на колесах являются силами сопротивления перекачиванию и зависят от вертикальных составляющих силы реакции и типа опорной поверхности [21, 25]

$$F_{rix} = f_{cu} \cdot F_{riz}. \quad (7)$$

Важной составляющей математической модели динамики процесса поворота колесной машины является математическая модель качения колеса по деформируемому основанию. Для описания данной модели была составлена расчетная схема (рис. 3) [21].

Под действием вертикальной нагрузки G_i и толкающей силы P_{ix} грунт сминается под колесом, а равнодействующая его реакции F_{ri} проходит через ось колеса. Ее составляющие находятся из рассмотрения проекций сил на горизонтальную и вертикальную оси [21]:

$$F_{riz} = G_i; \quad F_{rix} = P_{ix}. \quad (8)$$

Из уравнения моментов сил относительно точки M

$$P_{ix} \cdot r_{ki} = F_{riz} \cdot \lambda + F_{rix} \cdot b, \quad (9)$$

учитывая (8) получим

$$P_{ix} = G_i \cdot \lambda / (r_{ki} - b). \quad (10)$$

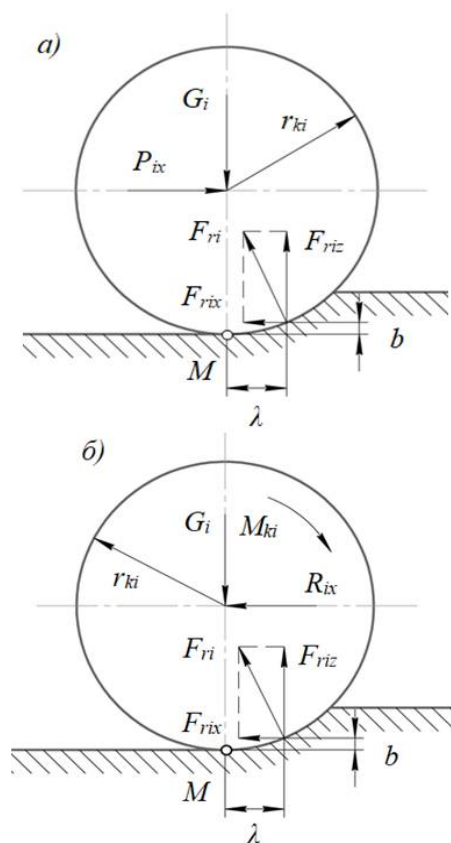


Рис. 3. Расчетная схема качения колес машины по деформируемому основанию: а – ведомого; б – ведущего (G_i – сила тяжести на колесе; P_{ix} – толкающая сила на колесе; F_{ri} – равнодействующая сил реакции на колесе; λ – горизонтальное смещение точки приложения сил; b – вертикальное смещение точки приложения сил; M_{ki} – крутящий момент на колесе; R_{ix} – горизонтальная сила реакции от машины; r_{ki} – радиус колеса)

В (10) коэффициент сопротивления качению $f = \lambda / (r_{ki} - b)$ зависит от механических свойств грунта. Таким образом, сила, которую необходимо приложить к колесу для его равномерного движения [21]:

$$F_{rix} = G_i \cdot f. \quad (11)$$

Движение ведущего колеса отличается от движения ведомого наличием крутящего момента, приложенного к его оси. Уравнения равновесия колеса можно записать в виде [21]:

$$\begin{cases} F_{riz} = G_i; \\ M_{ki} = P_{ix} \cdot r_{ki} + F_{riz} \cdot \lambda + F_{rix} \cdot b. \end{cases} \quad (12)$$

Из соотношений, выведенных для ведомого колеса, следует [21]:

$$\begin{aligned}
 & F_{riz} \cdot \lambda + F_{rix} \cdot b = \\
 & = F_{riz} \cdot \lambda + F_{riz} \frac{\lambda}{r_{ki} - b} b =, \quad (13) \\
 & = \frac{F_{riz} \cdot \lambda}{r_{ki} - b} r_k = F_{rix} \cdot r_{ki}
 \end{aligned}$$

тогда последнее соотношение в системе (12) получает вид

$$M_{ki} / r_{ki} = R_{ix} + F_{rix}. \quad (14)$$

Величина M_{ki} / r_{ki} является тяговой силой [21]

$$T_i = M_{ki} / r_{ki}. \quad (15)$$

Из второго выражения системы (12) следует, что ведущее колесо способно преодолеть некоторую избыточную силу R_{ix} , равную разности между тяговой силой T_i и силой сопротивления качению колеса G_{if} , которая через опоры ведущего моста передается на остов и может быть реализована на преодоление сопротивления качению ведомых колес, сопротивления перемещению рабочего органа и ускорение машины [21].

Тяговая сила определяется крутящим моментом двигателя M и параметрами силовой передачи

$$T_i = M i_{TP} \eta_{TP} / r_{ki}, \quad (16)$$

где i_{TP} , η_{TP} – передаточное число и КПД трансмиссии.

Совокупность формул (1) – (16) позволила составить имитационную модель для дальнейших исследований.

Форма управляющего воздействия на рулевое управление машины представлена на рис. 4.

4. Результаты исследований

В ходе теоретических исследований были выбраны параметры машины, оказывающие наибольшее влияние на процесс поворота: скорость машины V , длина базы машины L и время подачи сигнала управления $t_{ПОВ}$. Для данных параметров были заданы следующие пределы варьирования: $V = 0,5 \dots 1$ м/с; $t_{ПОВ} = 1 \dots 5$ с; $L = 5 \dots 9$ м. При варьировании данных параметров на имитационной модели были получены значения угла поворота $\gamma_{ПОВ}$ машины. В табл. 1 приведены примеры для длины базы машины $L = 5$ м.

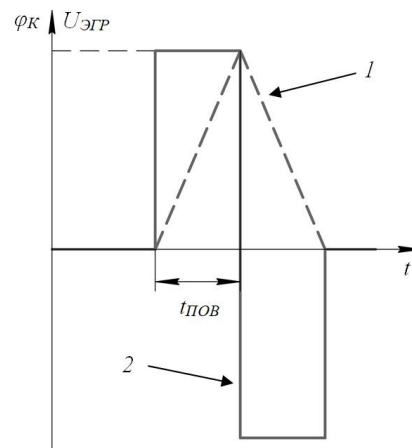


Рис. 4. Форма управляющего воздействия на рулевое управление машины: 1 – угол поворота передних колес φ_k ; 2 – напряжение на электрогидрораспределителе рулевого управления $U_{ЭГР}$; $t_{ПОВ}$ – время подачи сигнала управления

Полученные значения были представлены в виде группы поверхностей на рис. 5. Из полученных зависимостей можно сделать вывод о значительном влиянии выбранных параметров на угол поворота машины. Данные зависимости были аппроксимированы с помощью метода наименьших квадратов степенными функциями, пример аппроксимации приведен на рис. 6.

После аппроксимации была получена единая аналитическая зависимость угла поворота машины $\gamma_{ПОВ}$ от скорости V , длины базы L и времени подачи сигнала $t_{ПОВ}$

$$\gamma_{ПОВ} = \frac{9 \cdot V \cdot t_{ПОВ}^{2,276}}{L}. \quad (17)$$

Аналитическая зависимость (17) позволила путем простых преобразований вывести зависимость времени подачи сигнала $t_{ПОВ}$ для совершения поворота на заданный угол $\gamma_{ПОВ}$

$$t_{ПОВ} = 2,276 \sqrt{\frac{\gamma_{ПОВ} \cdot L}{9 \cdot V}}. \quad (18)$$

Правомерность данной зависимости была подтверждена путем сравнения со значениями, полученными на имитационной модели.

Далее были проведены исследования зависимости длины маневра $S_{ПОВ}$ от угла поворота $\gamma_{ПОВ}$, длины базы L и скорости машины V . Полученные зависимости представлены на рис. 7.

Таблица 1

Значения угла поворота $\gamma_{\text{ПОВ}}$ при различной скорости машины V и различном времени подачи управляющего воздействия $t_{\text{ПОВ}}$

$V t_{\text{ПОВ}}$	1	2	3	4	5
0,5	1,44	5,89	13,7	25,9	44,1
0,6	1,73	7,06	16,5	31,1	52,9
0,7	2,02	8,24	19,2	36,2	61,7
0,8	2,31	9,42	21,9	41,4	70,5
0,9	2,59	10,6	24,7	46,6	79,3
1	2,88	11,8	27,5	51,8	88,2

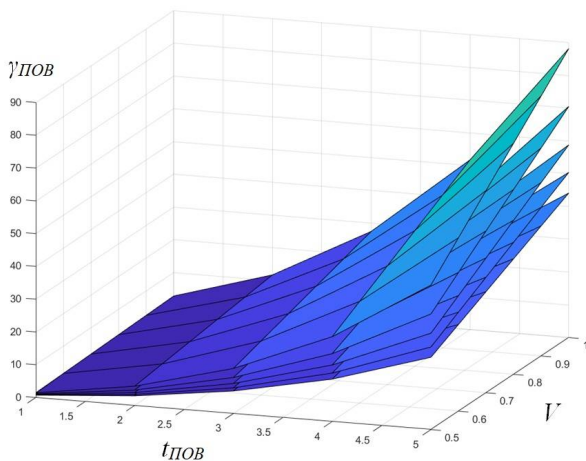


Рис. 5. Зависимости угла поворота $\gamma_{\text{ПОВ}}$ от скорости машины V , длины базы машины L и времени подачи сигнала управления $t_{\text{ПОВ}}$

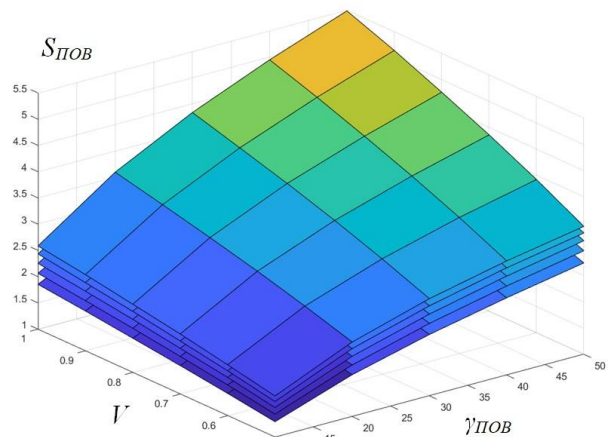


Рис. 7. Зависимости длины маневра $S_{\text{ПОВ}}$ от скорости машины V , длины базы машины L и угла поворота $\gamma_{\text{ПОВ}}$

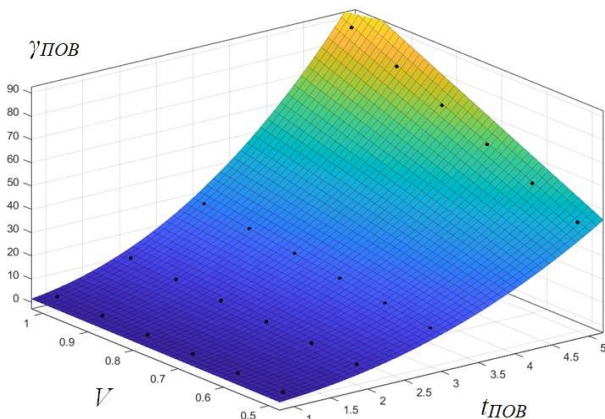


Рис. 6. Аппроксимация зависимости угла поворота $\gamma_{\text{ПОВ}}$ от скорости машины V и времени подачи сигнала управления $t_{\text{ПОВ}}$

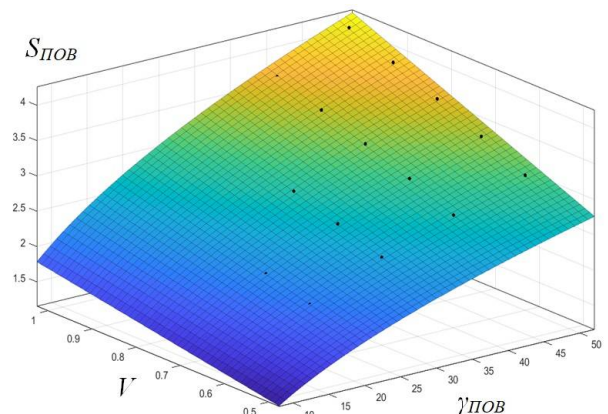


Рис. 8. Аппроксимация зависимости длины маневра $S_{\text{ПОВ}}$ от скорости машины V и угла поворота $\gamma_{\text{ПОВ}}$

Данные зависимости были аппроксимированы методом наименьших квадратов (рис. 8) и получена аналитическая зависимость длины маневра $S_{\text{ПОВ}}$ от угла поворота $\gamma_{\text{ПОВ}}$, длины базы L и скорости машины V :

$$S_{\text{ПОВ}} = (0,263 \cdot V + 0,13) \cdot L^{0,4} \cdot \gamma_{\text{ПОВ}}^{0,46} \quad (19)$$

ты точки начала поворота и время подачи сигнала управления в зависимости от заданных траекторий движения.

Данный алгоритм был протестирован на имитационной модели. В результате были получены траектории движения для различных значений длины базы машины L , скорости движения машины V и заданного угла поворота $\gamma_{пов}$.

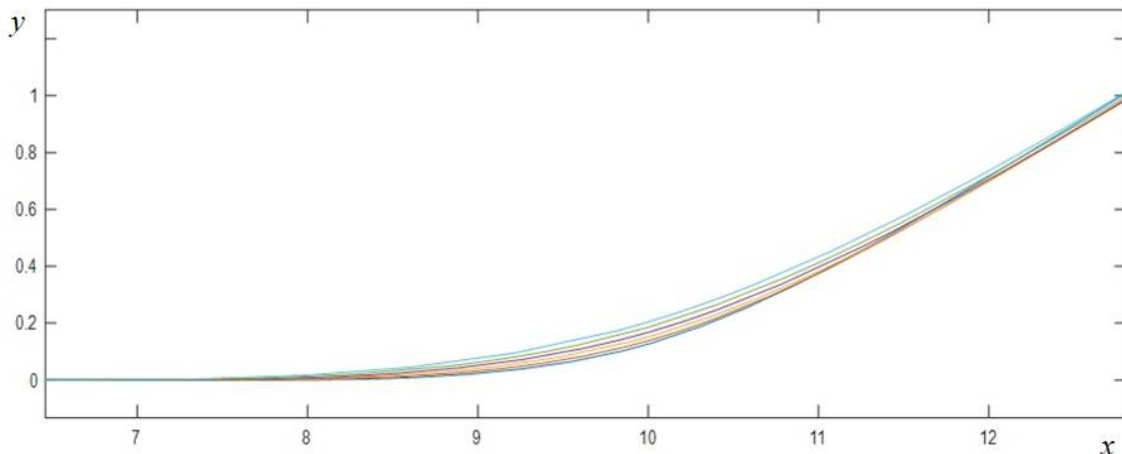


Рис. 9. Пример траекторий поворота машины с длиной базы 5 метров на угол 20 градусов с разными значениями скорости движения при условии пересечения траекторий в точке (10,0)

5. Заключение

В ходе исследования была составлена математическая модель движения машины с передними управляемыми колесами. Проведены теоретические исследования влияния основных конструктивных (длина базы машины L) и эксплуатационных (скорость машины V и угол поворота $\gamma_{пов}$) параметров машины на длину маневра $S_{пов}$ и время подачи управляющего сигнала $t_{пов}$.

Список литературы

1. Беляев А.Н., Шацкий В.П., Тришина Т.В. Методика определения теоретической траектории поворота колесной машины // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2023. Т. 16, № 1(76). С. 90-97. DOI: 10.53914/issn2071-2243_2023_1_90.
2. Беляев А.Н., Афоничев Д.Н., Тришина Т.В., Высоккая И.А. Оценка параметров кривой траектории на участке входа в поворот колесной машины // Вестник Воро-

Пример выполнения поворота на 20 градусов при разной скорости в точке пересечения траекторий (10,0) с использованием полученных зависимостей представлен на рис. 9.

Полученные в результате проведенных исследований аналитические зависимости (18) и (19) были использованы для создания алгоритма управления поворотом беспилотной машины с передними управляемыми колесами, который позволяет рассчитать координаты точки начала поворота и время подачи сигнала управления в зависимости от заданных траекторий движения при выполнении поворота. Пример использования полученных зависимостей представлен на рис. 9.

References

1. Belyaev A.N., Shatsky V.P., Trishina T.V. Methodology for determining the theoretical trajectory of a wheeled vehicle. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2023, Vol.16, No.1(76), pp. 90-97. DOI: 10.53914/issn2071-2243_2023_1_90. (In Russian)
2. Belyaev A.N., Afonichev D.N., Trishina T.V., Vysotskaya I.A. Estimation of trajectory curve parameters at the entrance to the turn of a wheeled vehicle. *Vestnik Voronezhskogo go-*

нежского государственного аграрного университета. 2023. Т. 16, № 2(77). С. 124-135. DOI: 10.53914/issn2071-2243_2023_2_124.

3. Беляев А.Н., Тришина Т.В., Новиков А.Е. Методика аналитического определения действительной траектории поворота колесной машины // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2023. Т. 16, № 3(78). С. 151-158. DOI: 10.53914/issn2071-2243_2023_3_151.

4. Wei F., Guo W., Liu X., Liang C., Feng T, Left-Turning Vehicle Trajectory Modeling and Guide Line Setting at the Intersection // *Discrete Dynamics in Nature and Society*. 2014. С. 950219. DOI: 10.1155/2014/950219.

5. Alhajyaseen W., Iryo-Asano M., Suzuki K., Nakamura H. Modeling the Variation in the Trajectory of Left Turning Vehicles Considering Intersection Geometry // *Proceedings of the Transportation Research Board 90th Annual Meeting Transportation Research Board, Washington, DC, USA, 23–27 January 2011*.

6. Dias C., Iryo-Asano M., Oguchi T. Predicting Optimal Trajectory of Left-Turning Vehicle at Signalized Intersection // *Transportation Research Procedia*. С. 240–250. DOI: 10.1016/j.trpro.2017.03.093.

7. Dias C., Iryo-Asano M., Abdullah M., Oguchi T., Alhajyaseen W. Modeling Trajectories and Trajectory Variation of Turning Vehicles at Signalized Intersections // *IEEE Access*. 2020. Т.8. С. 109821-109834. DOI: 10.1109/ACCESS.2020.3002020.

8. Boryga M. Trajectory Planning For Tractor Turning Using The Trigonometric Transition Curve // *Agricultural Engineering*. 2023. Т. 27. С. 203-212. DOI: 10.2478/agriceng-2023-0015.

9. Wu X., Angeles J., Zou T., Yang J., Li H., Li W. Trajectory Planning With Lamé-Curve Blending for Motor-Saturation Avoidance Upon Mobile-Robot Turning // *IEEE Access*. 2020. Т.8. С. 58483-58496. DOI: 10.1109/ACCESS.2020.2982740.

10. Wei P. Efficient and Safe Trajectory Planning for Autonomous Agricultural Vehicle Headland Turning in Cluttered Orchard Environments // *IEEE Robotics and Automation Letters*. 2025. DOI: 10.1109/LRA.2025.3534056

11. Sukharev R.Y. Trajectory plotting algo-

sdarstvennogo agrarnogo universiteta, 2023, Vol.16, No.2(77), pp. 124-135. DOI: 10.53914/issn2071-2243_2023_2_124. (In Russian)

3. Belyaev A.N., Trishina T.V., Novikov A.E. Method of analytical determination of the actual turning trajectory of a wheeled vehicle. *Vestnik Voronegskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2023, Vol. 6, No. 3(78), pp. 151-158. DOI: 10.53914/issn2071-2243_2023_3_151. (In Russian)

4. Wei F., Guo W., Liu X., Liang C., Feng T, Left-Turning Vehicle Trajectory Modeling and Guide Line Setting at the Intersection. *Discrete Dynamics in Nature and Society*, 2014, 950219. DOI: 10.1155/2014/950219.

5. Alhajyaseen W., Iryo-Asano M., Suzuki K., Nakamura H. Modeling the Variation in the Trajectory of Left Turning Vehicles Considering Intersection Geometry. *Proceedings of the Transportation Research Board 90th Annual Meeting Transportation Research Board, Washington, DC, USA, 23–27 January 2011*.

6. Dias C., Iryo-Asano M., Oguchi T. Predicting Optimal Trajectory of Left-Turning Vehicle at Signalized Intersection. *Transportation Research Procedia*, 21, pp. 240–250. DOI:10.1016/j.trpro.2017.03.093.

7. Dias C., Iryo-Asano M., Abdullah M., Oguchi T., Alhajyaseen W. Modeling Trajectories and Trajectory Variation of Turning Vehicles at Signalized Intersections. *IEEE Access*, 2020, Vol. 8, pp. 109821-109834. DOI: 10.1109/ACCESS.2020.3002020.

8. Boryga M. Trajectory Planning For Tractor Turning Using The Trigonometric Transition Curve. *Agricultural Engineering*. 2023, Vol.27, No.1, pp. 203-212. DOI: 10.2478/agriceng-2023-0015.

9. Wu X., Angeles J., Zou T., Yang J., Li H., Li W. Trajectory Planning With Lamé-Curve Blending for Motor-Saturation Avoidance Upon Mobile-Robot Turning. *IEEE Access*, 2020, Vol.8, pp. 58483-58496. DOI: 10.1109/ACCESS.2020.2982740.

10. Wei P. Efficient and Safe Trajectory Planning for Autonomous Agricultural Vehicle Headland Turning in Cluttered Orchard Environments. *IEEE Robotics and Automation Letters*, 2025. DOI: 10.1109/LRA.2025.3534056.

rithm for a self-driving road grader // *Journal of Physics: Conference Series*. Vladivostok, 2021. P. 012181. DOI: 10.1088/1742-6596/2096/1/012181.

12. Sukharev R.Yu., Letopolsky A.B., Sachuk A.Yu. A mathematical model of the movement of an unmanned tractor with front steerable wheels during the «rearrangement» maneuver // *Tractors and Agricultural Machinery*. 2024. DOI: 10.17816/0321-4443-642598.

13. Беляев А.Н., Афоничев Д.Н., Тришина Т.В. Оценка параметров клотоидной траектории входа в поворот колесной машины // *Наука в центральной России*. 2022. № 2(56). С. 30-37. DOI: 10.35887/2305-2538-2022-2-30-37.

14. Lin P., Javanmardi E., Tsukada M. Clothoid Curve-Based Emergency-Stopping Path Planning With Adaptive Potential Field for Autonomous Vehicles // *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. T.73. №7. С. 9747-9762. DOI: 0.1109/TVT.2024.3380745.

15. Shaju A, Southward S, Ahmadian M. Enhancing Autonomous Vehicle Navigation with a Clothoid-Based Lateral Controller // *Applied Sciences*. 2024. T.14. №5. С. 1817. DOI: 10.3390/app14051817.

16. Kim D.J., Chung C.C. Automated Perpendicular Parking System With Approximated Clothoid-Based Local Path Planning // *IEEE Control Systems Letters*. T. 5. №6. С. 1940-1945. DOI: 10.1109/LCSYS.2020.3044254

17. Tuttle T., Wilhelm J. Minimal length multi-segment clothoid return paths for vehicles with turn rate constraints // *Frontiers in Aerospace Engineering*. DOI: 10.3389/fpace.2022.982808.

18. Lima P.F., Trincavelli M., Mårtensson J., Wahlberg B. Clothoid-based model predictive control for autonomous driving // 2015 European Control Conference (ECC), Linz, Austria, 2015, pp. 2983-2990. DOI: 10.1109/ECC.2015.7330991.

19. Li J., Lou J., Li Y., Pan S., Xu Y. Trajectory Tracking of Autonomous Vehicle Using Clothoid Curve // *Applied Sciences*. 2023. T.13. С. 2733. DOI: 10.3390/app13042733.

20. Сухарев Р.Ю. Математические модели процессов поворота колесных дорожно-строительных машин // *Научно-*

11. Sukharev R.Y. Trajectory plotting algorithm for a self-driving road grader. *Journal of Physics: Conference Series*. Vladivostok, 2021. P. 012181. DOI: 10.1088/1742-6596/2096/1/012181.

12. Sukharev R.Yu., Letopolsky A.B., Sachuk A.Yu. A mathematical model of the movement of an unmanned tractor with front steerable wheels during the «rearrangement» maneuver. *Tractors and Agricultural Machinery*, 2024. DOI: 10.17816/0321-4443-642598.

13. Belyaev A.N., Afonichev D.N., Trishina T.V. Estimation of the parameters of the clothoid trajectory of the entrance to the turn of a wheeled vehicle. *Nauka v tsentralnoi Rossii*, 2022, No.2(56), pp. 30-37. DOI: 10.35887/2305-2538-2022-2-30-37 (In Russian)

14. Lin P., Javanmardi E., Tsukada M. Clothoid Curve-Based Emergency-Stopping Path Planning With Adaptive Potential Field for Autonomous Vehicles. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 73, No. 7, pp. 9747-9762. DOI: 0.1109/TVT.2024.3380745.

15. Shaju A, Southward S, Ahmadian M. Enhancing Autonomous Vehicle Navigation with a Clothoid-Based Lateral Controller. *Applied Sciences*, 2024, Vol.14, No.5, pp. 1817. DOI: 10.3390/app14051817.

16. Kim D.J., Chung C.C. Automated Perpendicular Parking System With Approximated Clothoid-Based Local Path Planning. *IEEE Control Systems Letters*, Vol.5, No.6, pp. 1940-1945. DOI: 10.1109/LCSYS.2020.3044254

17. Tuttle T., Wilhelm J. Minimal length multi-segment clothoid return paths for vehicles with turn rate constraints. *Frontiers in Aerospace Engineering*. DOI: 10.3389/fpace.2022.982808.

18. Lima P.F., Trincavelli M., Mårtensson J., Wahlberg B. Clothoid-based model predictive control for autonomous driving. *2015 European Control Conference (ECC)*, Linz, Austria, 2015, pp. 2983-2990. DOI: 10.1109/ECC.2015.7330991.

19. Li J., Lou J., Li Y., Pan S., Xu Y. Trajectory Tracking of Autonomous Vehicle Using Clothoid Curve. *Applied Sciences*, 2023, Vol.13, pp. 2733. DOI: 10.3390/app13042733

20. Sukharev R.Yu. Mathematical models of the processes of turning wheeled road-

технический вестник Брянского государственного университета. 2021. № 3. С. 259-269. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-259-269.

21. Сухарев Р.Ю. Научные основы автономного управления колесными дорожно-строительными машинами: дисс. ... доктора техн. наук. Омск: СибАДИ, 2023. 320 с.

22. Luo D., Huang X., Huang Y., Miao M., Gao X. Optimal Trajectory Planning for Wheeled Robots (OTPWR): A Globally and Dynamically Optimal Trajectory Planning Method for Wheeled Mobile Robots // *Machines*. 2024. №12. С. 668. DOI: 10.3390/machines12100668.

23. Zhan J., Li W., Wang J., Xiong S., Wu X., Shi W. Research on Trajectory Planning and Tracking Algorithm of Crawler Paver // *Machines*. 2024. №12. С. 650. DOI: 10.3390/machines12090650.

24. Li Y., Li G., Wang X. Research on Trajectory Planning of Autonomous Vehicles in Constrained Spaces // *Sensors*. 2024. №24. С. 5746. DOI: 10.3390/s24175746.

25. Шевченко В.А., Чаплыгина А.М. Аналитическая модель движения автогрейдера во время выполнения рабочих операций // *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*. 2016. № 73. С. 167-175.

building machines. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No. 3, pp. 259-269. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-259-269. (In Russian)

21. Sukharev, R. Y. Scientific foundations of autonomous control of wheeled road-building machines: Diss. for the degree of Doctor of Technical Sciences. Omsk, 2023. 320 p. (In Russian)

22. Luo D., Huang X., Huang Y., Miao M., Gao X. Optimal Trajectory Planning for Wheeled Robots (OTPWR): A Globally and Dynamically Optimal Trajectory Planning Method for Wheeled Mobile Robots. *Machines*, 2024, No.12, pp.668. DOI: 10.3390/machines12100668.

23. Zhan J., Li W., Wang J., Xiong S., Wu X., Shi W. Research on Trajectory Planning and Tracking Algorithm of Crawler Paver. *Machines*, 2024, No.12, pp. 650. DOI: 10.3390/machines12090650.

24. Li Y., Li G., Wang X. Research on Trajectory Planning of Autonomous Vehicles in Constrained Spaces. *Sensors*, 2024, Vol.24, pp. 5746. DOI:https: 10.3390/s24175746.

25. Shevchenko V.A., Chaplygina A.M. Analytical model of motor grader movement during work operations. *Vestnik Kharkovskogo Natsionalnogo Avtomobilno-dorognogo Universiteta*, 2016, No. 73. pp. 167-175. (In Russian)

УДК (UDK) 621

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДАВЛЕНИЙ В СЛОЕ СМАЗОЧНОГО
МАТЕРИАЛА, РАЗДЕЛЯЮЩЕГО КОНТАКТ ЗУБЬЕВ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННОГО
ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМАANALYTICAL STUDY OF PRESSURES IN THE LAYER OF LUBRICANT MATERIAL
SEPARATING THE CONTACT OF TEETH OF A HEAVY-LOADED GEAR
MECHANISM

Харченко М.В.

Kharchenko M.V.

Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова (Магнитогорск, Россия)
Nosov Magnitogorsk State Technical University (Magnitogorsk, Russian Federation)

Аннотация. Усложнение технологических процессов оказывает влияние на режимы эксплуатации машин и оборудования и, в конечном итоге на их ресурс. На величину износа деталей технологических машин и агрегатов влияет множество факторов, таких как удельное давление между трущимися поверхностями, скорости взаимного перемещения или проскальзывания, характер изменения скорости и нагрузки, наличие, вид и способ подачи смазочного материала, геометрические параметры взаимодействующих деталей и т.д. В настоящее время накопленный производственный опыт, а также имеющиеся теоретические исследования и знания в области способов повышения ресурса тяжело нагруженных машин и агрегатов позволяют с большой точностью решать научно-исследовательские и прикладные задачи, опираясь на ряд фундаментальных теоретических положений, экспериментальных и аналитических закономерностей. Решая задачи контактного взаимодействия узлов трения машин, можно определить характер течения процессов изнашивания, выбрать рациональные режимы технологического процесса, а также определить срок службы многих машин и агрегатов. Однако зачастую эти задачи решаются для условий стационарных режимов эксплуатации узлов трения машин и агрегатов. При этом исследования, которые бы давали представления о изменении параметров трения при нестационарных режимах эксплуатации в присутствии смазочных материалов, представлены ограниченно. В данной работе на основе изучения контактного взаимодействия тяжело нагруженной зубчатой пары планетарного механизма привода натяжной станции изгибо-растяжной машины стана холодной прокатки представлено аналитическое изучение влияния технологических параметров на изменение давлений в слое смазочного материала.

Ключевые слова: зубчатая передача, смазочный материал, узел трения, контактные напряжения, нестационарный процесс.

Abstract. The increasing complexity of technological processes affects the operating modes of machines and equipment and, as a consequence, their service life. It is well known that the amount of wear of parts of friction units of technological machines is affected by many factors, such as: specific pressure between rubbing surfaces, the speed at which interaction occurs, the speed of mutual movement or slippage, the nature of the change in speed and load, the presence, type and method of supplying lubricant, the geometric parameters of the rubbing parts, etc. At the present time, the accumulated production experience, as well as existing research and knowledge in the field of methods for increasing the service life of heavily loaded machines and units allow us to solve research and applied problems with great accuracy based on a number of fundamental theoretical provisions, experimental and analytical patterns. Solving the problems of contact interaction of friction units of machines, it is possible to determine the nature of the wear process, select rational modes of the technological process, and determine the service life of many machines and units, which undoubtedly affects the durability and wear resistance of friction units, however, these problems are often solved for the conditions of stationary operating modes of friction units of machines and units, while the works that would give an idea of the change in friction parameters under non-stationary operating modes of machines and units in the presence of lubricants are presented in a limited way. In this paper, based on the study of the contact interaction of a heavily loaded gear pair of a planetary drive mechanism of a tension station of a bending and stretching machine of a cold rolling mill, an analytical study of the effect of process parameters on the change in pressure in the lubricant layer is presented.

Keywords: gear transmission, lubricant, friction unit, contact stress, non-stationary process.

<i>Дата получения статьи:</i>	18.03.2025	‡	<i>Date of manuscript reception:</i>	18.03.2025
<i>Дата принятия к публикации:</i>	12.05.2025	‡	<i>Date of acceptance for publication:</i>	12.05.2025
<i>Дата публикации:</i>	25.06.2025	‡	<i>Date of publication:</i>	25.06.2025

Сведения об авторе:

Харченко Максим Викторович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры механики ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет имени Г.И. Носова»,
e-mail: kharchenko.mv@bk.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2958-296X>

Author's information:

Maxim V. Kharchenko – PhD, Associated Professor, Department of Mechanics, Nosov Magnitogorsk State Technical University,
e-mail: kharchenko.mv@bk.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2958-296X>

Благодарности

Исследование выполнено при поддержке Министерства науки и высшего образования РФ (проект № FZRU-2023-0008).

Acknowledgements

The study was supported by the grant of the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation (project No. FZRU-2023-0008)

1. Введение

Наиболее распространенным, простым и эффективным способом по обеспечению надежности эксплуатации тяжело нагруженных узлов машин и агрегатов является использование смазочных материалов, рассматриваемых как дополнительный, а иногда и как основной компонент, составляющий с взаимодействующей парой трения единую систему.

Применение смазочных материалов позволяет снизить износ, уменьшить шум, а также увеличить интервалы технического обслуживания. Однако «формальное» использование смазочных материалов недостаточно в достижении наибольшей эффективности от эксплуатации машин и агрегатов.

Частным и широко распространенным случаем взаимодействия узлов трения машин, работающих в тяжелых условиях, является трение качения. К таким узлам можно отнести, например, подшипники прокатных станов, передачи винт-гайка качения, направляющие опоры качения и т.д.

К работе узла трения качения предъявляют требования по реализации

умеренно-постоянного сопротивления качению и ограниченного (возможно меньшего) износа [1]. Однако принимая во внимание особенности эксплуатации тяжело нагруженных узлов трения металлургических машин и агрегатов, а также задачу повышения эффективности их эксплуатации, вопрос выбора технологии применения смазочных материалов должен быть научно обоснованным, с применением методов эмпирического и физико-математического моделирования процессов контактного взаимодействия, происходящих в тяжело нагруженных узлах трения. Данный вопрос приобретает особую важность при контактном взаимодействии смазанных тяжело нагруженных пар трения в условиях качения, а также качения с частичным проскальзыванием для установившегося (стационарного) и не установившегося (не стационарного) режимов работы агрегатов.

В работах [2] рассматривается задача в плоской постановке о движении упругого цилиндра и основания, состоящего из вязкоупругой полосы толщиной h , сцепленной с упругой полуплоскостью. Цилиндр скользит по основанию с постоянной линейной скоростью V и угловой скоростью ω . Были исследованы деформации

и напряжения сдвига в слое и основании. В результате решения данной задачи определялись давление и толщина слоя смазочного материала при различных параметрах, отражающих свойства трущихся тел, свойства смазочного материала, относительную скорость движения взаимодействующих тел и т.д. При этом недостаточно отражено, как будет происходить изменение давлений и толщины слоя смазочного материала при изменении ускорений.

2. Моделирование контактного взаимодействия зубчатых зацеплений

С целью определения контактных и изгибающих напряжений, возникающих при контактном взаимодействии в зубчатых, хорошо смазываемых передачах, были выполнены расчеты параметров зацеплений и действующих нагрузок на контактных поверхностях зубчатых венцов, основанные на ГОСТ 21354 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность». Расчеты выполнены в модуле САПР «КОМПАС-3D» «Валы и механические передачи». В качестве примера был выбран планетарный механизм изгибо-растяжной машины линии непрерывного травления стана 2500 холодной прокатки (рис. 1).

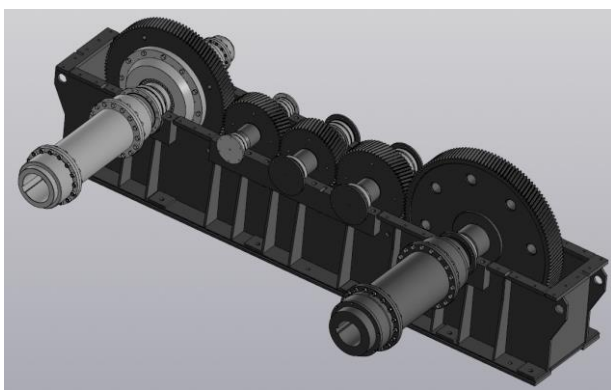


Рис. 1 Главный редуктор изгибо-растяжной машины стана холодной прокатки

Технические характеристики редуктора:

- Максимальный крутящий момент: 59,18кН·м.



- Частота вращения:
 тихоходный вал 1 = 240,59 об/мин;
 тихоходный вал 2 = 259,32 об/мин.
- Мощность:
 тихоходный вал 1 = 1490,15 кВт;
 тихоходный вал 2 = 1489,98 кВт.
- Передаточное отношение:
 от ведущей шестерни к тихоходному валу 1 = 6,246;
 от ведущей шестерни к тихоходному валу 2 = 5,79.
- Модуль зубчатого зацепления $z = 10$.

Расчет контактных напряжений зубчатых передач зацепления основан на рассмотрении упругой задачи о сжатии двух цилиндров с различными радиусами кривизны, расчетная схема представлена на рис. 2.

Автоматизированный расчет контактных напряжений, а также напряжений изгиба был выполнен на основе метода конечных элементов в приложении АПМ FEM САПР «КОМПАС-3D», по методике, изложенной в [3] и представлен в табл. 1.

Расчетная схема к определению контактных напряжений в зубчатых зацеплениях представлена на рис. 2.

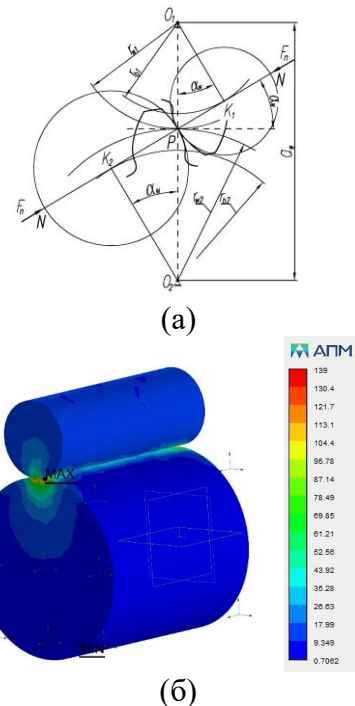


Рис. 2. Расчетная схема к определению контактных напряжений (а) и результат расчета в САПР (б)

Результаты расчета на прочность планетарной зубчатой передачи, продемонстрировали невысокий запас прочности по контактным напряжениям для солнечного колеса и сателлитов: $n_H = 1,95$. Формально данный запас прочности

укладывается с небольшим превышением в рекомендованные значения [3 - 5]. Одной из причин, вызывающей ускоренный износ зубьев, кроме недостаточного запаса по контактным напряжениям, является неравномерное скольжение активных профилей, в результате которого может про-

Таблица 1

Расчёт на прочность при действии максимальной нагрузки планетарной цилиндрической зубчатой передачи Джеймса с одновенцовыми сателлитами

Наименование и обозначение параметра		Солнечная шестерня* ¹	Сателлит* ²	Эпицикл* ³
<i>Исходные данные</i>				
Число зубьев	z_1, z_2, z_3	23	25	73
Число сателлитов	n_w	3		
Модуль, мм	m_n	9		
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	0°00'00"		
Угол профиля зуба исходного контура	α	20°00'00"		
Ширина зубчатого венца, мм	b	128	121	115
Коэффициент смещения исходного контура	x	+0,0414	-0,0414	-0,0414
Степень точности	-	7-C	7-C	7-C
Марка материала	* ¹	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-2016		
	* ²	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-2016		
	* ³	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-2016		
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	-	59	59	59
Расчётная нагрузка (крутящий момент на солнечной шестерне), Н*м	T_{max}	29710		
Частота вращения солнечной шестерни, об/мин	n_1	280		
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами	Ω	1.095		
<i>Определяемые параметры</i>				
Окружная скорость в зацеплении, м/с	v	3,035		
<i>Расчёт на контактную прочность</i>				
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,118	1,886	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Hv}	31,743	19,367	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Hv}	1,04	1,023	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tH}	95684,38		
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ht}	997,682	1686,533	
Расчётное контактное напряжение, МПа	σ_{Hmax}	1331,333	950,882	

Допускаемое контактное напряжение, МПа	σ_{HPmax}	2596	2596	2596
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	n_H	1,95	1,95	2,73

изойти ситуация понижения толщины слоя смазочного материала до уровня, при котором может возникнуть металлический контакт пиков микрорельефов поверхностей трения и попадания продуктов изнашивания-абразивных частиц в контакт. Актуальности этому обстоятельству добавляет то, что скорости скольжения увеличиваются с увеличением модуля и высоты зуба, что характерно для механических передач металлургических машин.

Расчет скоростей скольжения в зубчатом зацеплении основан на построении планов скоростей в зубчатом механизме [6].

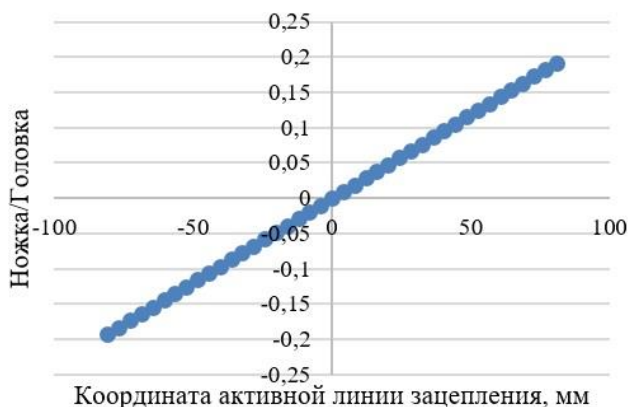


Рис. 3 График изменения скорости скольжения в зубчатом зацеплении $m=9$ мм

Расчет скорости скольжения в зубчатых зацеплениях проводился для эвольвентных зубчатых передач, с исходными контурами по ГОСТ 13755-2015, норм точности по ГОСТ 1643-81, для модулей $m = 2 \dots 16$ мм. Скорости скольжения по результатам расчетов составили $v_{ск} = 0,07 \dots 0,5$ м/с.

При циклически повторяющейся и изменяющейся во времени скорости скольжения в контакте смазанной пары трения разделяющий слой смазочного материала будет изменять форму зазора между поверхностями.

Для исследования о влиянии нестационарного режима движения контактных поверхностей, разделенных слоем смазочного материала, была разработана математическая модель по определению изменения давлений в вязкоупругом слое, а также изменения давления при изменяющейся во времени толщины слоя смазочного материала.

3. Математическая модель

3.1. Краевые и граничные условия

Для описания изменения давлений в слое вязкой сжимаемой жидкости в случаях нестационарного движения воспользуемся известным уравнением Рейнольдса [7 - 10]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12\rho V + 6 \frac{\partial}{\partial x} (\rho U h) + 6 \frac{\partial}{\partial z} (\rho W h) + 12h \frac{\partial \rho}{\partial t}, \quad (1)$$

где h - толщина слоя смазочного материала в данной точке, мм; ρ - плотность смазочного материала, $\text{кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; μ - динамическая вязкость смазочного материала, $\text{кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ (Па·с); V - относительная скорость движения поверхностей трения в направлении y , м/с; U - относительная скорость движения поверхностей трения в направлении x , м/с; W - относительная скорость движения поверхностей трения в направлении z , м/с.

Однако у уравнения (1) есть ограничения его применения в прикладных исследованиях. Данные ограничения касаются допущений, при которых: плотность $\rho = const$, вязкость динамическая $\mu = const$, линейные скорости контактирующих тел одинаковы по

значению и не изменяются во времени $U = const$.

Таким образом, определение давлений в смазочном слое при рассмотрении задач контактного взаимодействия смазанных пар трения в условиях неравномерного движения или проскальзывания становится затруднительным и требует рассмотрение выражения (1) с учетом дополнительных условий. Так как при рассмотрении особенностей процесса контактного взаимодействия смазанных пар трения, работающих в условиях нестационарного движения, к данному уравнению должны быть присоединены краевые условия для параметров, изменяющихся во времени: перемещений $x = x(t)$, давлений $p = p(x, t)$, скоростей $v = v(t)$, толщин, а также начальные условия для выбранных параметров и закона относительного движения поверхностей.

Поэтому воспользуемся краевыми условиями, принятыми в [11 - 13]:

- вязкоупругая среда, смазочный материал не отрывается от контактных поверхностей и не проникает сквозь них: $y = h$;

- скорости движения вязкоупругой среды на верхней и нижней границах раздела «смазочный материал-контактная поверхность» одинаковы: $v(x, h^-) = v(x, h^+)$;

- давление вязкоупругой среды, оказываемое на верхнюю и нижнюю границы раздела «смазочный материал-контактная поверхность», одинаково и изменяется по длине контакта: $p(x, h^-) = p(x, h^+)$, $p = p(x)$;

- касательные напряжения, возникающие на верхней и нижней границах раздела «смазочный материал-контактная поверхность», одинаковы: $\tau(x, h^-) = \tau(x, h^+)$.

Начальные условия:

- давление p при $x = 0$ и в конце длины площадки контакта равно нулю: $p_0 = p(-b) = p(b) = 0$;

- координата x изменяется от $-b$ до b или $x \in [-b; b]$;

- окружающая температура принята $t = 20^\circ\text{C}$;

- вязкость и давление связаны соотношением Баруса: $\mu = \mu_0 \exp^{\alpha p}$.

Математическое описание и анализ изменения давлений при эксплуатации тяжело нагруженных пар трения разделенных слоев смазочного материала был разделен на две подзадачи:

- 1) описание изменения давления в слое во времени $p = p(x)$ при условии постоянной толщины смазочного материала и наличия ускорения;

- 2) описание изменения давления в слое смазочного материала при изменяющейся толщине во времени.

Для представленных описаний изменения давлений численно были поставлены начальные и конечные условия, которые моделировали процесс контактного взаимодействия тяжело нагруженной зубчатой пары.

По результатам проведенного компьютерного моделирования были получены следующие численные значения контактного давления и площадки сплющивания:

- максимальное давление принято равным $p_{max} = 1428$ МПа;

- длина контакта принята равной $2b = 16$ мм;

- форма контакта симметрична;

- скорости $V = W = 0$;

- начальная скорость $U = 1$ м/с;

- скорость изменяется функционально по зависимости:

$$U(t) = U_0 + at;$$

- ускорение изменяется в пределах $a \in [1; 10]$, м/с²;

- начальное время $t = 0$;

- динамическая вязкость:

- плотность:

- движение потока жидкости поперек и по высоте слоя отсутствует

- расход смазочного материала определялся из [14 - 20]

3.2. Изменения давления при нестационарном движении

Постановка и решение данной задачи позволяет определить изменение давления в вязкоупругом слое при нестационарном движении с ускорением, при зафиксированной толщине ($h = h_0$).

Продифференцировав исходное уравнение (1) по изменяющейся координате и с условиями, принятыми ранее, получим:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\rho}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6 \frac{\partial}{\partial x} (\rho U h). \quad (2)$$

Откуда после преобразований уравнение изменения давлений в слое описывается следующей зависимостью:

$$\begin{aligned} p &= \frac{6\mu}{h^2} \int \sqrt{U_0^2 + 2a(x - x_0)} dx + C_1 x = \\ &= \frac{6\mu}{h^2} \frac{1}{2a} \frac{2}{3} \sqrt{(U_0^2 + 2a(x - x_0))^3} + C_1 x + C_2 = \\ &= \frac{2\mu}{ah^2} \sqrt{(2ax + U_0^2 - 2ax_0)^3} + \\ &+ C_1 x + C_2. \end{aligned} \quad (3)$$

Константы интегрирования находим из условия:

$$p(-b) = \alpha_1 \text{ и } p(b) = \alpha_2.$$

Получим:

$$c_1 = \frac{-\alpha_1 + \alpha_2 + \beta_1 - \beta_2}{2b}; \quad c_2 = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 - \beta_1 - \beta_2}{2}.$$

Графически результаты исследования представлены на рис. 4.

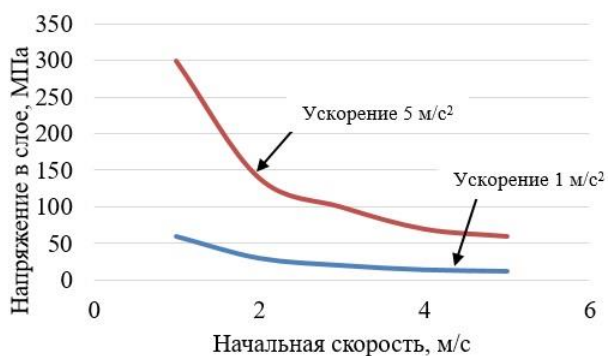


Рис. 4. Изменение давлений в слое смазочного материала, разделяющего активные поверхности зубьев передачи

Проведенные математические расчеты показали, что давление в слое смазочного материала зависит от начальной скорости взаимного движения пары трения и ее приращения. При этом найденные константы интегрирования несут в себе смысл коэффициентов нестационарности процесса,

влияющих на результаты решения упругой контактно-гидродинамической задачи.

Следующим шагом — определение влияния неравномерности процесса контактного взаимодействия на изменение давления в слое смазочного материала при изменяющейся толщине слоя смазочного материала.

Для исследования данного условия взаимодействия тяжело нагруженной пары трения, разделенной слоем смазочного материала, были построены и решены дифференциальные зависимости второго порядка, независимыми переменными в которых являлись координата площадки упругого контакта, время и толщина вязкоупругого слоя.

Для интегрирования был использован метод Рунге–Кутты IV порядка. При решении исследуемых дифференциальных уравнений, шаг вычислений составлял 0,001.

В качестве исходных данных при решении дифференциальных уравнений были определены следующие условия:

- скорость по осям: $V = W = 0$;

- изменение скорости описывается зависимостью: $U = \sqrt{U_0^2 + 2a(x - x_0)}$.

Толщина вязкоупругого слоя является функцией координаты

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2r} + \frac{p(1-\nu^2)}{\pi E r}.$$

Линейная скорость при нестационарном движении выражается зависимостью

$$U = U_0 + at.$$

Давление в вязкоупругом слое является функцией координаты и времени: $p = p(x, t)$.

Взаимосвязь изменения давления и толщины в вязкоупругом слое, разделяющим контакт тяжело нагруженных тел, выражается соотношением:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{dp}{dx} \right) &= 6\mu \frac{\partial}{\partial x} (U h); \\ h &= h_0 + \frac{x^2}{2r} + \frac{p(1-\nu^2)}{\pi E r}, \end{aligned}$$

откуда $\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} = 6Uh + k$.

$$\left(h_0 + \frac{x^2}{2r} + \frac{p(1-\nu^2)}{\pi E r} \right)^3 p'_x =$$

$$= 6\sqrt{U_0^2 + 2a(x - x_0)} \left(h_0 + \frac{x^2}{2r} + \frac{p(1-\nu^2)}{\pi E r} \right) + k_1;$$

$$(h_0 + \gamma x^2 + \beta p(x))^3 p'(x) =$$

$$6\sqrt{U_0^2 + 2a(x - x_0)} (h_0 + \gamma x^2 + \beta p(x)) + k.$$

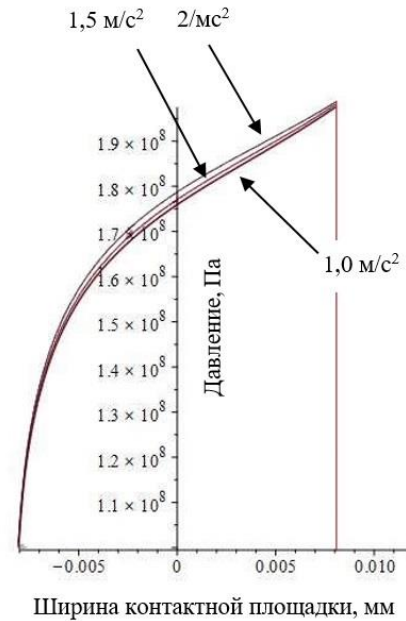
После преобразований получим:

$$p'_x = \frac{6\sqrt{U_0^2 + 2a(x - x_0)} (h_0 + \gamma x^2 + \beta p(x)) + k}{(h_0 + \gamma x^2 + \beta p(x))^3}, \quad (4)$$

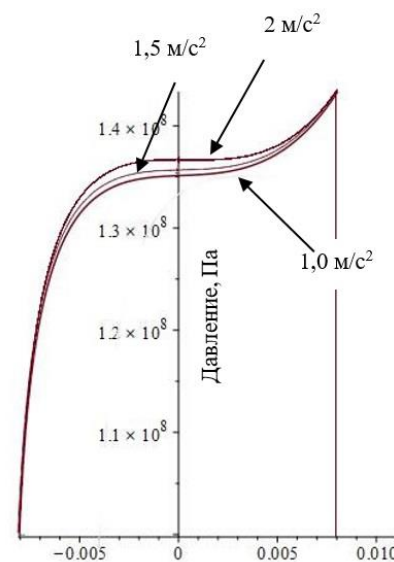
где $\gamma = \frac{1}{2r}$ и $\beta = \frac{1-\nu^2}{\pi E r}$; k - константа интегрирования.

Решение дифференциальных задач методом Рунге-Кутты было произведено в среде «Maple». Графическое представление результатов вычислений представлено на рис. 5.

На основе изучения полученных графических зависимостей следует сделать вывод о том, что начальная скорость движения контактирующей пары трения в значительной степени оказывает влияние на профиль давлений в слое смазочного материала, заключенного между двумя упругими полупространствами. Проведенными исследованиями выявлено, что чем выше начальная скорость движения, тем ниже давление и наоборот. Причем снижение давлений сопровождается равномерным распределением давлений по длине контакта трущейся пары (рис. 5, а). Полученный результат хорошо согласуется с контактно-гидродинамической теорией смазывания [7 - 10]. При малых начальных скоростях движения, давление по длине слоя изменяется неравномерно (рис. 5, б) и, по сути, является возрастающей функцией. Ускорения же, в свою очередь, кардинально не изменяют профиль давления в слое, изменение ускорения на 1 м/с^2 изменяет давление на 5...7%.



(а)



(б)

Рис. 5. Влияние начальной скорости движения и ускорений на изменение давления в вязкоупругом слое: а - 1 м/с ; б - 2 м/с

В связи с этим, с практической точки зрения, при значительных ускорениях с малых начальных скоростей, может возникнуть ситуация нарушения сплошности слоя смазочного материала и возникновения металлического контакта, что может привести к образованию микросхватываний поверхностей трения с последующим задиrom.

4. Выводы

Была разработана математическая модель по определению давлений в слое смазочного материала при рассмотрении задачи контактного взаимодействия пары трения в условиях равномерного и неравномерного движения.

На основе исследования механики контактного взаимодействия механических передач металлургических машин и оборудования для определения площади контакта, в координатах которой происходит контактное взаимодействие смазанных пар трения, на основе метода конечных элементов были поставлены и решены контактные задачи межвалкового взаимодействия прокатной клетки кварто, а также контактного взаимодействия сопряженных зубьев зубчатых передач в

пакетном приложении САПР «КОМПАС-3D» АПМ-FEM.

Представлено математическое описание изменения давления в слое смазочного материала по длине контакта во времени $p = p(x)$ при условии наличия ускорения.

Представлено описание изменения давления в слое смазочного материала по длине контакта во времени при изменяющейся толщине слоя смазочного материала.

Проведенные математические расчеты показали, что давление в слое смазочного материала зависит от начальной скорости движения пары трения и ее приращения. При этом найденные константы интегрирования несут в себе смысл коэффициентов нестационарности процесса, влияющих на результаты решения упругой контактно-гидро-намической задачи.

Список литературы

1. Захаров С.М., Эрдман В.Ф. Гидродинамический и тепловой расчет подшипников коленчатого вала поршневого двигателя // Вестник машиностроения. 1978. № 5. С. 22-24.

2. Sui P.C., Sadeghi F. Non-Newtonian thermal elastohydrodynamic lubrication // *Ibid*, 1991, Vol. 113. pp. 390-397.

3. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. Введ. 1989-01-01. М.: ИПК Издательство стандартов, 1988. 129 с.

4. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т.2. / Под ред. В.И. Анурьева, И.Н. Жестоковой. М.: Машиностроение, 2006. 960 с.

5. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.

6. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1988. 640с.

7. Чичинадзе А.В., Берлинер Э.М., Браун Э.Д., Буше Н.А., Буяновский И.А., Геккер Ф.Р., Горячева И.Г., Гриб В.В., Демкин Н.Б., Добычин М.Н., Евдокимов

References

1. Zakharov S.M., Erdman V.F. Hydrodynamic and thermal calculation of crankshaft bearings of a piston engine. *Vestnik mashinostroenya*, 1978, No. 5. pp. 22-24. (In Russian).

2. Sui P.C., Sadeghi F. Non-Newtonian thermal elastohydrodynamic lubrication. *Ibid*, 1991, Vol. 113. pp.390-397.

3. GOST 21354-87. *External involute cylindrical gear transmissions. Strength calculation*. Moscow, ИПК Izdatelstvo standartov, 1988. 129 p. (In Russian)

4. *Spravochnik konstruktora-mashinostroytelya: v trech tomach. T.2* [Handbook of the mechanical engineer-designer: in 3 volumes. Vol. 2.]. Moscow: Mashinostroenie, 2006. 960 p. (In Russian)

5. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost detaley mashin: spravochnik* [Strength calculation of machine parts: Handbook]. Moscow: Mashinostroenie, 1993. 640 p. (In Russian)

6. Artobolevsky I.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. Moscow: Nauka, 1988. 640 p. (In Russian)

7. Chichinadze A.V., Berliner E.M., Braun E.D., Bushe N.A., Buyanovski I.A.,

- Ю.А., Захаров С.М., Кершенбаум В.Я., Лужнов Ю.М., Мамхегов М.А., Михин Н.М., Романова А.Т. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника). М.: Машиностроение, 2003. 576 с.
8. Коднир Д.С. Эластогидродинамический расчет деталей машин. М.: Машиностроение, 1988. 160 с.
9. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. М.: Машиностроение, 1976. 304 с.
10. Коднир Д.С. Контактно-гидродинамическая теория смазки. Куйбышев: Куйбышевское книжное издательство, 1963.
11. Горячева И.Г., Добычин М.Н. Контактные задачи в трибологии. М.: Машиностроение, 1988. 254 с.
12. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 478 с.
13. Горячева И.Г., Маховская Ю.Ю., Морозов А.В., Степанов Ф.И. Трение эластомеров. Моделирование и эксперимент. М.-Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2017. 204 с.
14. Platov S.I, Dema R.R, Kharchenko M.V, Amirov R.N. Experience Of Application Of Liquid Lubricating Materials During Wide Strip Hot Rolling // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 3rd International Scientific and Technical Conference on Scientific and Technical Progress in Ferrous Metallurgy SATPIFM 2017, Cherepovets, Russia, October 2017. DOI: 10.1088/1757-899X/287/1/012011.
15. Kharchenko M.V, Kononov V.N., Zambritskaya E.S. Elastohydrodynamic friction mode as a method of surface finishing excluding burnishing // Materials Science Forum, Vladivostok, Russia, October 2018. DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.946.732
16. Дема Р.Р., Харченко М.В., Горбунова А.А. Теоретическое исследование влияния режимов подачи СМ на изменение энергозатрат при горячей прокатке на стане 2000 ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат» // Производство проката. 2013. № 2. С. 11-13.
- Gekker F.R., Goryacheva I.G., Grib V.V., Demkin N.B., Dobychin M.N., Evdokimov Ju.A., Zacharov S.M., Kershenbaum V.Ja., Luzhnov Ju.M., Mamchegov M.A., Michin N.M., Romanova A.T. *Trenie, iznos i smazka (tribologiya i tribotechnica)* [Friction Wear and Lubrication (Tribology and Tribotechnics)]. Moscow: Mashinostroenie, 2003. 576 p. (In Russian)
8. Kodnir D.S., Zhilnikov E.P., Bayborodov Yu.I. *Elastogidrodinamicheskiiy raschet detaley mashin* [Elastohydrodynamic calculation of machine parts]. Moscow: Mashinostroenie, 1988. 160 p. (In Russian)
9. Kodnir D.S. *Kontaktnaya gidrodinamika smazki detaley mashin* [Contact hydrodynamics of lubrication of machine parts]. Moscow: Mashinostroenie, 1976. 304 p. (In Russian)
10. Kodnir D.S. *Kontaktno-gidrodinamicheskaya teoriya smazki* [Contact-hydrodynamic theory of lubrication]. Kuibyshevskoe knignoe izdatelstvo, 1963. 183 p. (In Russian)
11. Goryacheva I.G., Dobychin M.N. *Kontaktnye zadachi v tribologii* [Contact problems in tribology]. Moscow: Mashinostroenie, 1988. 254 p. (In Russian)
12. Goryacheva I.G., *Mekhanika frikcionnogo vzaimodeistviya* [Mechanics of friction interaction]. Moscow: Nauka, 2001. 478 p. (In Russian)
13. Goryacheva I.G, Machovskaya Ju.Ju., Morozov A.V., Stepanov F.I. *Treniye elastomerov. Modelirovaniye i eksperiment* [Friction of elastomers. Modeling and experiment]. Moscow, Izhevsk, Institut kompjuternykh issledovaniy, 2017. 204 p. (In Russian)
14. Platov S.I, Dema R.R, Kharchenko M.V, Amirov R.N. Experience Of Application Of Liquid Lubricating Materials During Wide Strip Hot Rolling. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering "3rd International Scientific and Technical Conference on Scientific and Technical Progress in Ferrous Metallurgy SATPIFM 2017, Cherepovets, Russia, October 2017*. DOI: 10.1088/1757-899X/287/1/012011.
15. Kharchenko M.V, Kononov V.N, Zam-

17. Абрамов А.Н., Харченко М.В., Дема Р. Р., Пельмская И.С., Харченко А.А. Исследование влияния различных режимов смазывания валков стана горячей прокатки на межвалковый момент трения с помощью физического моделирования процесса на лабораторной установке // Производство проката. 2016. № 12. С. 8-12.
18. Харченко М.В., Нефедьев С.П., Дема Р.Р., Латыпов О.Р. Методика определения несущей способности и противозадирных свойств смазочных материалов, применяемых в тяжело нагруженных трибодинамических сопряжениях металлургических машин и агрегатов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. № 9(738). С. 30-39.
19. Харченко М.В., Терентьев Д.В., Платов С.И., Кинзина И.И. Физическое моделирование контактного взаимодействия механических передач технологических машин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022. № 10(751). С. 45-54.
20. Платов С.И., Румянцев М.И., Дема Р.Р., Харченко М.В. Эффективность процесса горячей прокатки с подачей смазочного материала между опорным и рабочим валками на непрерывном широкополосном стане горячей прокатки 2000 ОАО «ММК» // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2011. № 4(36). С. 19-21.
- † brgitckaya E.S. Elastohydrodynamic friction mode as a method of surface finishing excluding burnishing. In: *Materials Science Forum*, Vladivostok, Russia, October 2018, DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.946.732
- † 16. Dema R.R., Kharchenko M.V., Gorbunova A.A. Theoretical study of the influence of SM feed modes on the change in energy consumption during hot rolling on the 2000 mill of OJSC "Magnitogorsk Iron and Steel Works". *Proizvodstvo prokata*, 2013, No. 2, pp. 11-13. (In Russian)
- † 17. Abramov A.N., Kharchenko M.V., Dema R.R., Pelymskaya I.S. Kharchenko A.A. Study of the influence of various lubrication modes of hot rolling mill rolls on the inter-roll friction torque using physical modeling of the process on a laboratory setup. *Proizvodstvo prokata*, 2016, No. 12, pp. 8-12. (In Russian)
- † 18. Kharchenko M.V., Nefedev S.P., Latypov O.R. Methodology for determining the load-bearing capacity and extreme pressure properties of lubricants used in heavily loaded tribodynamic couplings of metallurgical machines and units. *Izvestia vyshich uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2021, No. 9 (738), pp. 30-39. (In Russian)
- † 19. Kharchenko M.V., Terentyev D.V., Platov S.I., Kinzina I.I. Physical modeling of contact interaction of mechanical transmissions of technological machines. *Izvestia vyshich uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2022, No. 10 (751), pp. 45-54. (In Russian).
- † 20. Platov S.I., Rummyantsev M.I., Dema R.R., Kharchenko M. . Efficiency of the hot rolling process with lubricant supply between the support and working rolls on a continuous wide-strip hot rolling mill 2000 of OJSC MМК. *Vestnik magnitogorskogo gosudarstvennogo universiteta imeni G.I. Nosova*, 2011, No. 4 (36), pp. 19-21.

Сетевое издание
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Брянского государственного университета

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Учредитель и издатель:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации
выдано Федеральной службой по надзору
в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций
Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

Главный редактор сетевого издания:
доктор технических наук, профессор
А.В. Лагереv

Адрес учредителя:
ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

Адрес редакции и издателя:
РИСО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.06.2025 г.