



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2024(3)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 3
2024**

Nauchno-tehnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta

Scientific and Technical Journal of
Bryansk State University

№ 3
2024

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 3 (2024). Брянск: РИСО БГУ, 2024. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>

Размещено на официальном сайте журнала: 25.09.2024

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, ректор 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);

Н.Г. Ярушкина – доктор технических наук, ректор Ульяновского государственного технического университета (г. Ульяновск, 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);

N.G. Yarushkina - Doctor of Technical Sciences, Rector at Ulyanovsk State Technical University (Ulyanovsk, 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, 2024
© 2024 Nauchno-tehnicheskij 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)

Алешков Д.С., Корчагин П.А., Летопольский А.Б., Тетерина И.А. (Омск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-162-169

Определение угла наклона режущей полосы питателя роторного снегоочистителя 162

Гончаров К.А. (Брянск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-170-178

Модификация метода анализа иерархий на основе устранения субъективности экспертных оценок на примере выбора рационального варианта системы приводов ленточного конвейера 170

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-179-187

Исследование виброзащитной системы сиденья оператора при полигармонических внешних воздействиях 179

Лагереv А.В., Лагереv И.А., Макулина А.В. (Брянск, Краснодар, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-188-206

Динамическая модель харвестера, оснащенного канатной анкерной системой, при проведении лесозаготовительных работ на крутом склоне 188

Новиков В.И. (Санкт-Петербург, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-207-213

Исследование изменения геометрии внутренней полости передающих устройств для гидроструйных технологий с целью улучшения их теплового состояния 207

Сладкова Л. А., Пишибиев А.М. (Москва, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-214-224

Кинематический анализ, методика и проведение экспериментальных исследований перемещений робота-навигатора на меканум колесах 214

Таричко В.И., Ратников С.А. (Санкт-Петербург, Москва, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-225-236

Классификация отказов и неисправностей легковых автомобилей с целью создания системы оценки технического состояния 225

Юргин И.В., Исаков В.С. (Ростов-на-Дону, Новочеркасск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-237-248

Анализ технологических процессов погрузочно-разгрузочных, транспортных, перегрузочных и складских операций на основе контейнерных перевозок 237

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)

Aleshkov D.S., Korchagin P.A., Letopolsky A.B., Teterina I.A. (Omsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-162-169

Determining the angle of inclination of the cutting strip of the feeder of a rotary snow blower 162

Goncharov K.A. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-170-178

Modification of the method of hierarchy analysis based on the elimination of the subjectivity of expert assessments using the example of choosing a rational option for a belt conveyor drive system 170

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-179-187

Study of vibration protection system of the operator's seat under polyharmonic external influences 179

Lagerev A.V., Lagerev I.A., Makulina A.V. (Bryansk, Krasnodar, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-188-206

Dynamic model of a harvester equipped with a rope anchor system during logging operations on a steep slope 188

Novikov V.I. (Saint-Petersburg, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-207-213

Research of changes hydro-puller device internal cavities geometry for order to improve the thermal state 207

Sladkova L.A., Pshibiev A.M. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-214-224

Kinematic analysis, methods and experimental studies of robot navigator movements on mecanum wheels 214

Tarichko V.I., Ratnikov. S.A. (Saint-Petersburg, Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-225-236

Classification of failures and malfunctions of passenger cars with the aim of creating a technical condition assessment system 225

Iurgin I.V., Isakov V.S.

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-237-248

Simulation modeling container sharing systems 237

УДК (UDK) 629.464.25

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА НАКЛОНА РЕЖУЩЕЙ ПОЛОСЫ
ПИТАТЕЛЯ РОТОРНОГО СНЕГООЧИСТИТЕЛЯDETERMINING THE ANGLE OF INCLINATION OF THE CUTTING STRIP
OF THE FEEDER OF A ROTARY SNOW BLOWERАлешков Д.С., Корчагин П.А., Летопольский А.Б., Тетерина И.А.,
Aleshkov D.S., Korchagin P.A., Letopolsky A.B., Teterina I.A.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Статья содержит результаты теоретических исследований одного из параметров геометрического образа вертикальной фрезы питателя роторного снегоочистителя – угла наклона вертикальной режущей полосы питателя относительно радиуса вертикальной фрезы. В работе присутствуют не только рекомендации о рациональных значениях угла наклона режущей полосы питателя, но и представлены некоторые конкретные значения ширины режущей полосы питателя, при которых рабочий процесс роторного снегоочистителя можно считать максимально эффективным. Составлена расчетная схема определения угла наклона вертикальной фрезы. В статье приведены виды взаимодействия вертикальной режущей полосы со снежным массивом. Ключевые виды взаимодействия представлены схематично. Получены зависимости угла наклона касательной к траектории резания в зависимости от угла поворота относительно радиуса фрезы. Сделаны выводы о зависимости угла наклона режущей полосы от угла поворота фрезы. Выявлено и представлено несколько периодически повторяющихся участков в процессе работы роторного снегоочистителя, что говорит о наличии закономерностей в этом процессе. Определены функциональные зависимости геометрических размеров режущей полосы роторного снегоочистителя от угла наклона вертикальной режущей полосы и угла поворота вертикальной фрезы.

Ключевые слова: роторный снегоочиститель, фреза, питатель, снежный массив, коммунальная машина

Дата получения статьи: 20.08.2024
Дата принятия к публикации: 05.09.2024
Дата публикации: 25.09.2024

Сведения об авторах:

Алешков Денис Сергеевич – доктор технических наук, доцент ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: denisaleshkov@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4204-7221>

Корчагин Павел Александрович – доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВО «Сибирский

Abstract. The article contains the results of theoretical studies of one of the parameters of the geometric image of the feeder cutter of a rotary snow blower - the angle of inclination of the cutting strip of the vertical feeder, relative to the radius of the vertical cutter. The work contains not only recommendations on rational values of the angle of inclination of the feeder cutting strip, but also presents some specific values of the width of the feeder cutting strip, at which the working process of a rotary snow blower can be considered most effective. A calculation scheme for determining the angle of inclination of a vertical cutter has been compiled. The article presents the types of interaction of a vertical cutting strip with a snow mass. Key types of interaction are presented schematically. The dependences of the angle of inclination of the tangent to the cutting path as a function of the angle of rotation relative to the radius of the cutter were obtained. Conclusions are drawn about the dependence of the angle of inclination of the cutting strip on the angle of rotation of the cutter. Several periodically repeating sections during the operation of a rotary snow blower have been identified and presented, which indicates the presence of patterns in this process. The functional dependences of the geometric dimensions of the cutting strip of a rotary snow blower on the angle of inclination of the vertical cutting strip and the angle of rotation of the vertical cutter are determined.

Keywords: rotary snow blower, cutter, feeder, snow mass, utility vehicle

Date of manuscript reception: 20.08.2024
Date of acceptance for publication: 05.09.2024
Date of publication: 25.09.2024

Authors' information:

Denis S. Aleshkov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), e-mail: denisaleshkov@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4204-7221>

Pavel A. Korchagin – Doctor of Technical Sciences, Professor, Siberian State Automobile and Highway

государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: korchagin_pa@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-001-8936-5679>

Тетерина Ирина Алексеевна – кандидат технических наук, старший научный сотрудник ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,
 e-mail: iateterina@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8012-8511>

Летопольский Антон Борисович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой "Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника" ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: Antoooon-85@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8012-8511>

University (SibADI),

e-mail: korchagin_pa@mail.ru

ORCID <https://orcid.org/0000-001-8936-5679>

Irina A. Teterina – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),
 e-mail: iateterina@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8012-8511>

Anton B. Letopolsky – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of "Construction, hoisting and transport and oil and gas equipment", Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), e-mail: Antoooon-85@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8012-8511>

Благодарности

*Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда
 (проект № 23-29-10014, <https://rscf.ru/project/23-29-10014/>)*

Acknowledgements

*The study was supported by the grant of Russian Science Foundation (RSF)
 (project No. 23-29-10014, <https://rscf.ru/project/23-29-10014/>)*

1. Введение

Одним из множества параметров, которые при большом количестве вариантов представляют собой геометрический образ вертикальной фрезы питателя роторного снегоочистителя, является угол наклона плоскости вертикальной режущей полосы относительно радиуса вертикальной фрезы [1, 2].

Выбор конкретного геометрического образа вертикальной режущей полосы однозначно будет определять множество других конструктивных и технологических параметров, что в результате определит значения, диапазоны и характер изменения критериев эффективности высшего иерархического уровня роторного снегоочистителя в целом [3, 4].

Кроме этого, определение вида функциональных зависимостей геометрических размеров вертикальной режущей полосы и кинематических характеристик вертикальной фрезы роторного снегоочистителя, таких как ширина вертикальной режущей полосы b_p и угол наклона плоскости вертикальной режущей полосы относительно радиуса вертикальной фрезы ψ , позволит сформировать методику проектирования

такого рода рабочего оборудования. Это положительно скажется на дальнейшем производстве и эксплуатации роторных снегоочистителей с вертикальной фрезой [5, 6].

2. Основная часть

Для установления характера влияния геометрического образа вертикальной фрезы на такие параметры как поступательная скорость роторного снегоочистителя V_{nep} и угловая скорость вращения вертикальной фрезы роторного снегоочистителя ω , необходимо провести анализ кинематики вырезания снежной массы из снежного массива при использовании вертикальной фрезы [7, 8]. При этом принято допущение, что процесс вырезания снежной массы является установившимся [9].

В первую очередь необходимо рассмотреть участок траектории резания (рис. 1), полученный при следующих исходных данных [8, 10]:

- радиус вертикальной фрезы $R=0,175$ м;
- поступательная скорость роторного снегоочистителя $V_{nep}=0,36$ м/с;
- угловая скорость вращения вертикальной фрезы роторного снегоочистителя $\omega=19$ с⁻¹;

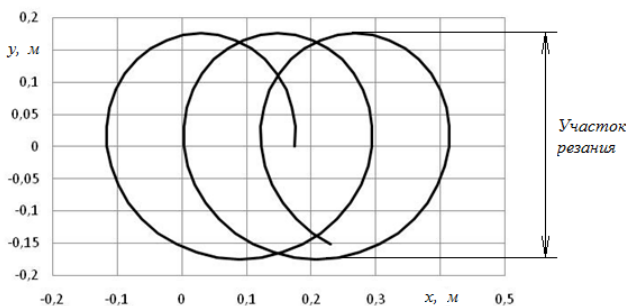


Рис. 1. Траектория движения точки вертикальной режущей полосы

- радиус кривизны горизонтальной образующей поверхности вертикальной режущей полосы $R_{ph}=\infty$;
- радиус кривизны вертикальной образующей поверхности вертикальной режущей полосы $R_{pv}=\infty$;
- высота вертикальной режущей полосы $h_p=0,25$ м.

В соответствии с расчетной схемой, представленной на рис. 2, рассмотрим участок резания, находящийся в диапазоне углов $270^\circ < \varphi < 360^\circ$.

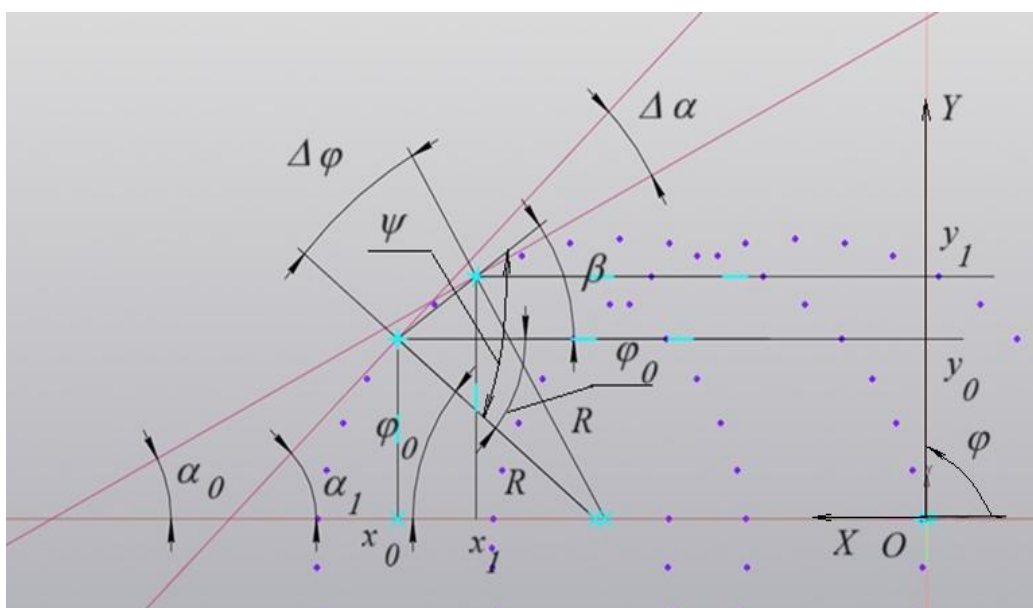


Рис. 2. Расчетная схема определения угла наклона вертикальной режущей полосы

В общем виде возможны следующие варианты взаимодействия вертикальной режущей полосы со снежным массивом и вырезанной снежной массой [11, 12]:

- давление на боковую поверхность вертикальной режущей полосы со стороны снежного массива (рис. 3, а);
- давление на боковую поверхность вертикальной режущей полосы со стороны вырезанной снежной массы (рис. 3, б);
- отсутствие давления на боковую поверхность вертикальной режущей полосы как со стороны снежного массива, так и вырезанной снежной массы [1].

Из рис. 1 и 3 сделан вывод о необходимости изменения углового положения вертикальной режущей полосы для условия

минимизации давления со стороны снежного массива [13, 14].

Изменение угла положения касательной к траектории резания α_i может быть определено по производной уравнения циклоиды (рис. 1) по временному параметру t [4, 8]:

$$x = V_{nep}t + R \cdot \cos(\omega \cdot t), \quad (1)$$

$$y = R \cdot \sin(\omega \cdot t). \quad (2)$$

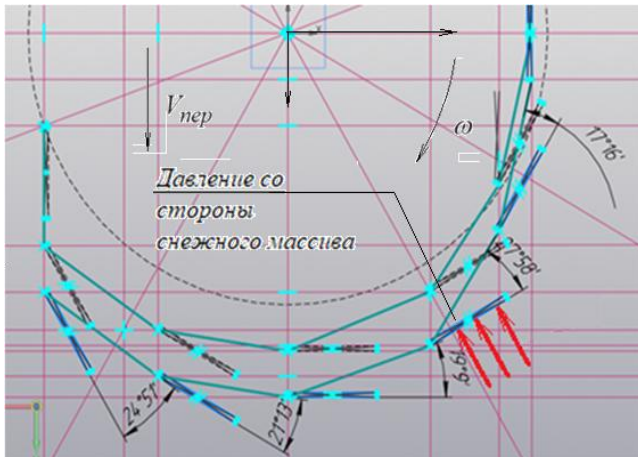
Производная имеет вид [15]:

$$\dot{y}(x) = \frac{\dot{y}(t)}{\dot{x}(t)} = \frac{R \cdot \omega \cos(\omega \cdot t)}{V_{nep} - R \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t)}. \quad (3)$$

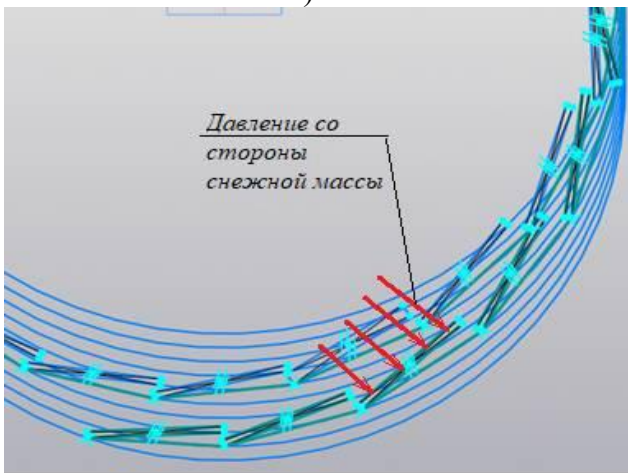
или

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\alpha) &= \frac{R \cdot \omega \cos(\omega \cdot t)}{V_{nep} - R \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t)} = \\ &= \frac{R \cdot \omega \cdot \cos(\varphi)}{V_{nep} - R \cdot \omega \cdot \sin(\varphi)} \end{aligned} \quad (4)$$

где φ – угол поворота вертикальной фрезы, относительно точки O в плоскости OXY (рис. 2).



а)



б)

Рис. 3. Траектория вырезания снежной массы из снежного массива вертикальной режущей полосой фрезы питателя роторного снегоочистителя: а – давление на боковую поверхность со стороны снежного массива; б – давление на боковую поверхность со стороны вырезанной снежной массы

3. Результаты исследования

Угол наклона касательной в каждой точке траектории резания можно определить, используя формулу (4) [15]. На рис. 4 представлена зависимость угла наклона касательной α_i к траектории резания в зависимости от угла поворота вертикальной фрезы φ .

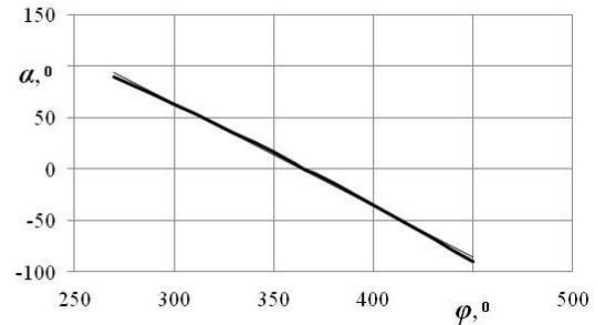


Рис. 4. Зависимость угла наклона касательной к траектории резания от угла поворота вертикальной фрезы

Из рис. 4 следует вывод о том, что изменения носят практически линейный характер. Линейная интерполяция средствами Microsoft Excel имеет вид [16]:

$$\alpha = -0,99\varphi + 362,6 \quad (5)$$

Квадратичная погрешность составляет $R^2 = 0,997$.

Из уравнения (5) следует, что приращение угла наклона касательной $\Delta\alpha$ к траектории резания носит постоянный характер.

Используя систему уравнений (1), (2) и уравнение (4) или (5), при заданном угле поворота вертикальной фрезы φ_0 , определены текущие координаты x_0 и y_0 точки вертикальной режущей полосы и угол наклона касательной α_0 . Далее задано новое положение угла поворота вертикальной фрезы φ_1 . Аналогично определены координаты x_1 и y_1 точки вертикальной режущей полосы и угол наклона касательной α_1 . Используя следующее соотношение, определен угол наклона прямой, соединяющей две соседние точки [1, 8]:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0}. \quad (6)$$

В этом случае угол наклона вертикальной режущей полосы к радиусу вертикальной фрезы, проведенному к точке с координатами x_0 и y_0 исключаяющий давление на снежный массив в рассматриваемой точке, будет равен (рис. 2) [8, 10]:

$$\psi = \varphi_0 + \beta. \quad (7)$$

Величина угла ψ будет зависеть от текущего углового положения вертикальной фрезы [1]. На рис. 5 в качестве примера представлены значения угла ψ при ширине

вертикальной режущей полосы b_p , уместающейся в интервалы $\Delta\varphi=10^0$ (рис. 5, а), $\Delta\varphi=20^0$ (рис. 5, б) что соответствует $b_p = 0,03$ м.

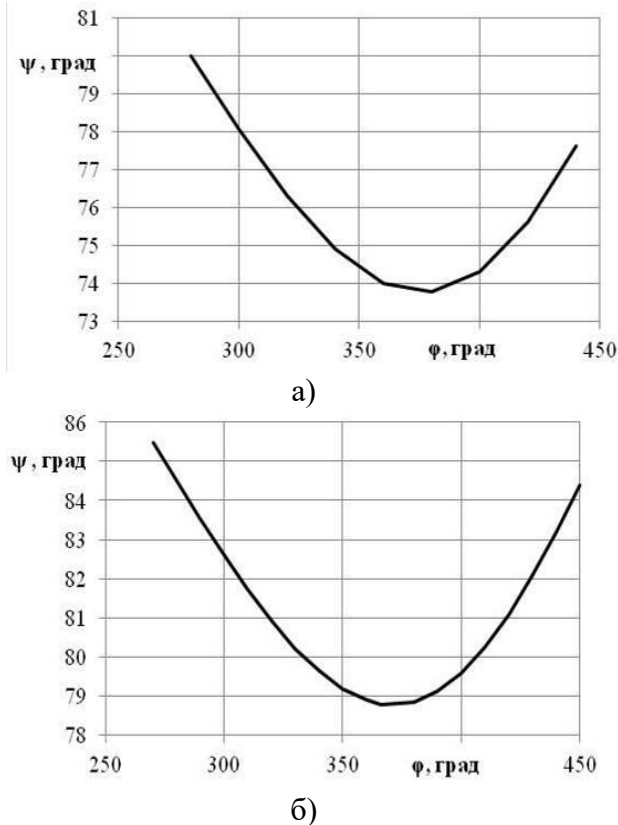


Рис. 5. Зависимость изменения угла наклона вертикальной режущей полосы от угла поворота вертикальной фрезы: а – $\Delta\varphi=10^0$; б – $\Delta\varphi=20^0$

Проведенные теоретические исследования показали, что увеличение ширины режущей полосы b_p будет приводить к уменьшению значения угла наклона режущей полосы вертикального питателя ψ . Очевидно, для того чтобы заведомо исключить давление снежного массива, необходимо выбрать наименьшее значение угла наклона режущей полосы, которое в представленном расчетном случае (рис. 5, а) равно $\psi=78,7^0$. В другом расчетном случае (рис. 5, в) при установке вертикальной режущей полосы шириной $b_p=0,058$ м, которая укладывается в $\Delta\varphi=20^0$, наименьшее значение угла составит $\psi=73,8^0$.

Также теоретические исследования позволили сделать вывод о том, что зависи-

мость угла ψ от угла φ имеет несколько характерных, периодически повторяющихся, участка у которых [13]:

- участок, охватываемый диапазоном углов 2π ;

- два участка с диапазонами углов π .

Кроме этого, в участках с диапазонами углов π наблюдается асимметрия.

При различной ширине вертикальной режущей полосы b_p характер изменения угла наклона вертикальной режущей полосы в зависимости от угла поворота вертикальной фрезы представлен на рис. 6.

Из рис. 6 следует, что при прочих равных условиях минимизация давления снежного массива на вертикальную режущую полосу будет наблюдаться при $\psi < 90^0$.

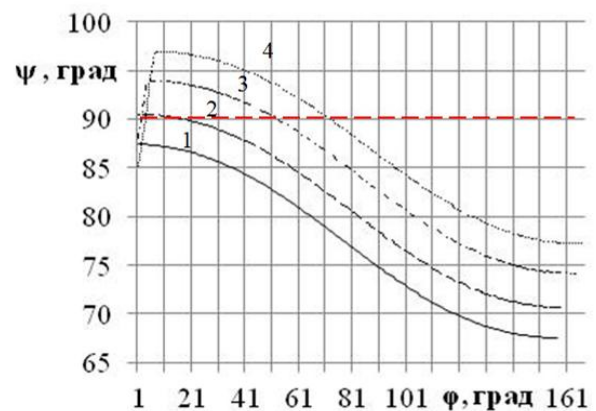


Рис. 6. Изменение угла наклона вертикальной режущей полосы в зависимости от угла поворота вертикальной фрезы за половину оборота фрезы, при значениях b_p : 1 – 0,02 м; 2 – 0,04 м; 3 – 0,06 м; 4 – 0,08 м

4. Обсуждение и выводы

Продемонстрирован подход к определению угла наклона режущей полосы вертикальной фрезы роторного снегоочистителя ψ , при котором на большей части траектории движения рабочего органа исключается давление на снежный массив при вырезании снежной массы.

Проведенные исследования подтвердили предположение о том, что при проектировании роторного снегоочистителя угол

наклона режущей полосы питателя необходимо выбирать $\psi < 90^0$. Именно при таком условии давление снежного массива на вертикальную режущую полосу будет снижаться и достигать минимальных значений.

Кроме этого, сделан вывод о том, что увеличение ширины режущей полосы вертикальной фрезы питателя роторного снегоочистителя приводит к уменьшению угла наклона режущей полосы относительно оси питателя. Следовательно, ширина режущей полосы не должна превышать 0,04

м. В противном случае при прочих равных заданных условиях, достижение минимизации давления со стороны снежного массива становится невозможно.

Планируется, что дальнейшие исследования будут направлены на определение более точных значений ширины режущей полосы фрезы питателя роторного снегоочистителя, а также степени влияния угла наклона и ширины режущей полосы на эффективность работы вертикальной фрезы роторного снегоочистителя.

Список литературы

1. Алешков Д.С., Корчагин П.А., Тетерина И.А. Теоретические исследования движения снежной частицы в вертикальном питателе роторного снегоочистителя // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 4. С. 263-274. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-263-274

2. Угловский И.С., Вдовин С.А., Чашин С.Э., Фоминых Д.Д., Суханов Д.Е. Обзор техники для уборки небольших территорий от снега // Научные перспективы-2021: Сб. ст. Региональной молодежной научно-технич. конф. Н. Новгород, 2021. С. 90-91.

3. Баловнев В.И., Советбеков Б.С. Оптимизация режимов эксплуатации и выбора транспортно-технологических машин методами анализа четвертой координаты рабочего процесса // Вестник КРСУ. 2014. Т.14. №12. С. 145-148.

4. Баловнев В.И., Данилов Р.Г. Снегопогрузчики // Строительные и дорожные машины. 2020. № 1. С. 3-9.

5. Абрамов Л.Н., Кустарев Г.В., Дудкин М.В., Молдаханов Б.А., Андриюхов Н.М. Определение рациональных параметров рабочего органа машины для зимнего содержания дорог // Строительные и дорожные машины. 2021. № 8. С. 18-22.

6. Корчагин П.А., Реброва И.А., Тетерина И.А. Определение параметров, влияющих на функционирование системы виброзащиты оператора дорожной уборочно-подметальной машины // Известия

References

1. Aleshkov D.S., Korchagin P.A., Teterina I.A. Teoreticheskie issledovaniya dvizheniya snezhnoj chasticy v vertikalnom pitatele rotnogo snegoochistitelya. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2022. No. 4. pp. 263-274. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-263-27. (In Russian)

2. Uglovskij I.S., Vdovin S.A., Chashin S.E., Fominyh D.D., Suhanov D.E. Obzor tehniki dlya uborki nebolshih territorij ot snega *Nauchnye perspektivy-2021: Sb. st. Regionalnoj molodezhnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii*. N. Novgorod, 2021. pp. 90-91. (In Russian)

3. Balovnev V.I., Sovetbekov B.S. Optimizaciya rezhimov ekspluatacii i vybora transportno-tehnologicheskix mashin metodami analiza chetvertoj koordinaty rabocheho processa. *Vestnik KRSU*, 2014, T.14, No. 12, pp. 145-148. (In Russian)

4. Balovnev V.I., Danilov R.G. Snegopogruzchiki. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*, 2020, No. 1, pp. 3-9. (In Russian)

5. Abramov L.N., Kustarev G.V., Dudkin M.V., Moldahanov B.A., Andrjuhov N.M. Opredelenie racionalnyh parametrov rabocheho organa mashiny dlya zimnego soderzhaniya dorog. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*, 2021, no 8, pp. 18-22. (In Russian)

6. Korchagin P.A., Rebrova I.A., Teterina I.A. Opredelenie parametrov, vliyayushih na funkcionirovanie sistemy vibrozashity operatora dorozhnoj uborochno-podmetalnoj mashiny. *Izvestija Tul'skogo gosudarstvennogo*

- Тульского государственного университета. Технические науки. 2016. № 3. С. 249-256.
7. Teterina I.A. Korchagin P.A., Aleshkov D.S. Investigation into effects of the utility machine performance characteristics on the vibration at the operator's workplace // 12th International Scientific and Technical Conference "Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines", Dynamics 2018. 2019. С. 8601434. DOI:10.1109/Dynamics.2018.8601434
8. Алешков Д.С. Корчагин П.А., Тетерина И.А. Математическая модель процесса транспортирования снежной массы в роторе снегоочистителя // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2022. Т. 19. № 5 (87). С. 610-623. DOI: 10.26518/2071-7296-2022-19-5-610-623
9. Летопольский А.Б. Тетерина И.А., Корчагин П.А. Ротор проходческого щита // Вестник машиностроения. 2022. № 2. С. 15-18. DOI: 10.36652/0042-4633-2022-5-15-18
10. Баловнев В.И., Данилов Р.Г. Роторные снегоочистители // Строительные и дорожные машины. 2019. № 6. С. 10-20.
11. Корчагин П.А., Тетерина И.А. Совершенствование системы виброзащиты оператора коммунальной машины // Динамика систем, механизмов и машин. 2017. Т. 5. № 1. С. 41-45.
12. Остапчук А. К. Овсянников В. Е. Синергетический подход к определению отклика технологической системы на внешнее воздействие // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. 2011. № 3(11). С. 36-41.
13. Абрамов А.Д., Семенов М.А. Повышение эффективности работы снегоуборочной машины типа СМ на основе автоматизированного мониторинга // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. 2021. № 3 (58). С. 40-49. DOI: 10.52170/1815-9265_2021_58_40
14. Дудкин М.В., Ким А.И., Молдаханов Б.А., Роговский В.В. Определение усилий на рабочем органе фрезернороторного снегоочистителя // Труды университета. 2022. № 2 (87). С. 16-22.
15. Закиров М.Ф. Оборудование для уборки снега за барьерными ограждениями *universiteta. Tehnicheskie nauki*, 2016, No. 3, pp. 249-256. (In Russian)
7. Teterina I.A. Korchagin P.A., Aleshkov D.S. Investigation into effects of the utility machine performance characteristics on the vibration at the operator's workplace. *12th International Scientific and Technical Conference "Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines"*, Dynamics - 2018, 2019, P. 8601434. DOI:10.1109/Dynamics.2018.8601434 (In Russian)
8. Aleshkov D.S. Korchagin P.A., Teterina I.A. Matematicheskaya model processa transportirovaniya snezhnoj massy v roto-re snegoochistitelya. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta*, 2022, T. 19, No. 5 (87), pp. 610-623. DOI: 10.26518/2071-7296-2022-19-5-610-623. (In Russian)
9. Letopol'skij A.B. Teterina I.A., Korchagin P.A. Rotor prohodcheskogo shita. *Vestnik mashinostroenija*, 2022, No. 2. pp. 15-18. DOI: 10.36652/0042-4633-2022-5-15-18 (In Russian)
10. Balovnev, V.I., R.G. Danilov. Rotornye snegoochistiteli. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*, 2019, No. 6, pp. 10-20. (In Russian)
11. Korchagin, P.A. Teterina I.A. Sovershenstvovanie sistemy vibrozashity operatora kommunalnoj mashiny. *Dinamika sistem, mehanizmov i mashin*, 2017, T. 5, No. 1, pp. 41-45. (In Russian)
12. Ostapchuk, A. K., Ovsjannikov V. E. Sinergeticheskij podhod k opredeleniyu otklika tehnologicheskoy sistemy na vneshnee vozdejstvie. *Vestnik Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta putej soobshhenija*, 2011, No. 3(11), pp. 36-41. (In Russian)
13. Abramov, A.D., Semenov M.A. Povyshenie effektivnosti raboty snegouborochnoj mashiny tipa SM na osnove avtomatizirovannogo monitoring. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo universiteta putej soobshhenija*, 2021, No. 3 (58), pp. 40-49. DOI: 10.52170/1815-9265_2021_58_40 (In Russian)
14. Dudkin, M.V., Kim A.I., Moldahanov B.A., Rogovskij V.V. Opredelenie usilij na rabochem organe frezernorotornogo

УДК (UDC) 621.86

МОДИФИКАЦИЯ МЕТОДА АНАЛИЗА ИЕРАРХИЙ НА ОСНОВЕ УСТРАНЕНИЯ СУБЪЕКТИВНОСТИ ЭКСПЕРТНЫХ ОЦЕНОК НА ПРИМЕРЕ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНОГО ВАРИАНТА СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА**MODIFICATION OF THE METHOD OF HIERARCHY ANALYSIS BASED ON THE ELIMINATION OF THE SUBJECTIVITY OF EXPERT ASSESSMENTS USING THE EXAMPLE OF CHOOSING A RATIONAL OPTION FOR A BELT CONVEYOR DRIVE SYSTEM**Гончаров К.А.
Goncharov K.A.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Метод экспертных оценок лежит в основе большинства методов принятия решений в технической сфере деятельности, начиная от поиска рациональных проектных решений и заканчивая вопросами промышленной безопасности опасных производственных объектов, что находит воплощение в виде нормативных документов, регламентирующих реализацию в указанных направлениях рискоориентированного подхода к решению задач. Субъективность метода экспертных оценок часто может приводить к принятию решений, объективно не являющихся рациональными в конкретной проектной ситуации. В настоящей статье рассмотрена модификация надстройки уровня оценки веса критериев метода анализа иерархий на основе статистической обработки множества возможных комбинаций приоритетов критериев на примере выбора рационального варианта системы приводов ленточного конвейера, что является прямой заменой метода экспертных оценок и парных сравнений на данном уровне иерархии. Показано, что при учете предложенной модификации и парном сравнении на первом уровне иерархии однозначно определенных значений вариантов в рамках каждого критерия (характеристик технических объектов) метод парных сравнений исключается из структуры методологического аппарата метода анализа иерархий, что позволяет выделить полученную совокупность результатов в отдельный метод принятия решений.

Ключевые слова: метод анализа иерархий, ленточный конвейер, система приводов, критерии эффективности.

Дата получения статьи: 20.05.2024
Дата принятия к публикации: 15.09.2024
Дата публикации: 25.09.2024

Abstract. The expert assessment method underlies most decision-making methods in the technical field of activity, from the search for rational design solutions to issues of industrial safety of hazardous production facilities, which is embodied in the form of regulatory documents governing the implementation of a risk-oriented approach to problem solving in the specified areas. The subjectivity of the expert assessment method can often lead to decisions that are objectively not rational in a specific design situation. This article considers a modification of the superstructure of the criteria weight assessment level of the hierarchy analysis method based on statistical processing of a set of possible combinations of criteria priorities using the example of choosing a rational option for a belt conveyor drive system, which is a direct replacement for the expert assessment method and paired comparisons at this hierarchy level. It is shown that when taking into account the proposed modification and paired comparison at the first level of the hierarchy of clearly defined values of options within each criterion (characteristics of technical objects), the method of paired comparisons is excluded from the structure of the methodological apparatus of the hierarchy analysis method, which makes it possible to single out the obtained set of results into a separate decision-making method.

Keywords: analytical hierarchy process, belt conveyor, drive system, criteria of effectiveness.

Date of manuscript reception: 20.05.2024
Date of acceptance for publication: 15.09.2024
Date of publication: 25.09.2024

Сведения об авторе:

Гончаров Кирилл Александрович – доктор технических наук, доцент, проректор по инновационному развитию, информатизации и цифровой трансформации ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: goncharov_bgu@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5895-1162

Author's information:

Kirill A. Goncharov – Doctor of Technical Sciences, associate Professor, Vice-Rector for Innovative Development, Informatization and Digital Transformation Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: goncharov_bgu@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5895-1162

1. Введение

Метод экспертных оценок лежит в основе большинства методов принятия решений и широко используется в рискориентированных способах оценки различных ситуаций техногенного характера в области промышленной безопасности, в том числе в структуре различных методологий анализа и снижения риска по отношению к техническим объектам. К примеру, в пунктах 1 и 2 статьи 4 технического регламента Таможенного союза ТР ТС 010/2011 «О безопасности машин и оборудования» указана необходимость обязательной идентификации возможных видов опасности на всех стадиях жизненного цикла при разработке (проектировании) машин и оборудования с обязательной оценкой риска расчетным, экспериментальным, экспертным путем.

В работе [1] представлена структура иерархии для определения рационального варианта системы приводов ленточного конвейера с использованием инструментария метода анализа иерархий. Если первый уровень иерархии [1] представляет собой частную форму метода парных сравнений, фактически нивелированного из-за специфики применения данного метода по отношению к однозначно установленным значениям характеристик (критериев) технических объектов, то второй уровень иерархии представляет собой симбиоз классической формы метода парных сравнений и метода экспертных оценок.

Выставление оценок экспертами в рамках метода парных сравнений усложнено операционной спецификой метода, а именно необходимостью проставлять оценки заново в каждой сравниваемой паре, что привносит значительную долю субъективности в итоговый результат. Пользуясь 9-балльной шкалой оценок эксперт в общем случае должен установить отношение веса критерия K_i к весу критерия K_j , фактически оперируя простыми дробями. Например, эксперт выбирает между

соотношениями 6 к 8 или 7 к 9, что в числовом выражении близко друг к другу, но на итоговый результат подобная субъективность оценки может оказать значительное влияние. При этом в методе парных сравнений теряется смысловой аспект степени пропорциональности выставляемых оценок: не важно, выставить ли в конкретной сравниваемой паре значение 1/2 или 4/8, так как дальнейшие математические преобразования в любом случае приведут к математическому сокращению дробей. При установлении экспертами жестких значений оценок веса критериев для сохранения указанного смыслового аспекта возникает нарушение первого условия о несовместности одинаковых шкал оценок, приведенное в [1], что в свою очередь приводит к противоречиям, описанным в работе [2].

На основании приведенных аргументов можно сформулировать тезис о том, что при общих известных субъективных рисках метода экспертных оценок его симбиоз с методом парных сравнений увеличивает вероятность принятия неверного итогового решения, особенно в случаях сочетания в одной структуре иерархии уровней с субъективными экспертными оценками и жестко установленными значениями критериев.

2. Цель исследования

Целью настоящего исследования является модификация надстройки уровня оценки веса критериев метода анализа иерархий на основе статистической обработки множества возможных комбинаций приоритетов критериев на примере выбора рационального варианта системы приводов ленточного конвейера, что является прямой заменой метода экспертных оценок и парных сравнений на данном уровне иерархии. Результатом исследования должны стать решения, позволяющие максимально исключить риски субъективности оценки уровня значимости

тех или иных критериев на соответствующем уровне иерархии с возможностью масштабирования на другие уровни.

3. Особенности проведения исследования

Рассмотрим структуру надстройки метода анализа иерархий на уровне определения веса критериев сравнения. В общем случае, как это показано в работах [1, 3], определение веса критерия производится методом экспертной оценки, что приводит к неочевидным итоговым решениям (итоговое преимущество варианта №7 в работе [3]).

Введем в исследование следующую гипотезу: *вне зависимости от значений полученных экспертных оценок существует внекритериальный рациональный вариант рассматриваемого технического решения в случае, если на первом уровне иерархии сравнение проводилось с применением жестких значений технических критериев.*

Для доказательства данной гипотезы рассмотрим множество результатов определения рационального варианта технического решения при искусственном перекрестном назначении веса критериев эффективности на примере системы приводов ленточного конвейера.

Сравнительный анализ проведем для трех критериев [3]:

K1 – трудоемкость обслуживания системы приводов и тяговой ленты за год (чел·ч);

K2 – площадь, занимаемая системой приводов (м²);

K3 – стоимость системы приводов и конвейерной ленты (млн. руб.).

Величины значений критериев, а также обобщенное описание конструктивного исполнения каждого варианта системы приводов ленточного конвейера представлены в работе [3].

Вес критериев, в отличие от данных, приведенных в работе [3], будем назначать искусственно, последовательно снижая значение одного критерия при равенстве двух других. Взаимодействие весов критериев представим в виде последовательности

$$x - y - z,$$

где x, y, z – соответственно вес первого, второго и третьего критериев.

При этом в качестве обязательного атрибута исследования обозначим условие

$$x + y + z = 1. \quad (1)$$

Шаг изменения веса критерия отсчета примем равным 0,1. Полная система сочетаний веса критериев представлена в табл. 1.

Таблица 1

Система сочетаний веса критериев

Регулируемый критерий K1	Регулируемый критерий K2	Регулируемый критерий K3
1 – 0 – 0	0 – 1 – 0	0 – 0 – 1
0,9 – 0,05 – 0,05	0,05 – 0,9 – 0,05	0,05 – 0,05 – 0,9
0,8 – 0,1 – 0,1	0,1 – 0,8 – 0,1	0,1 – 0,1 – 0,8
0,7 – 0,15 – 0,15	0,15 – 0,7 – 0,15	0,15 – 0,15 – 0,7
0,6 – 0,2 – 0,2	0,2 – 0,6 – 0,2	0,2 – 0,2 – 0,6
0,5 – 0,25 – 0,25	0,25 – 0,5 – 0,25	0,25 – 0,25 – 0,5
0,4 – 0,3 – 0,3	0,3 – 0,4 – 0,3	0,3 – 0,3 – 0,4
0,3 – 0,35 – 0,35	0,35 – 0,3 – 0,35	0,35 – 0,35 – 0,3
0,2 – 0,4 – 0,4	0,4 – 0,2 – 0,4	0,4 – 0,4 – 0,2
0,1 – 0,45 – 0,45	0,45 – 0,1 – 0,45	0,45 – 0,45 – 0,1
0 – 0,5 – 0,5	0,5 – 0 – 0,5	0,5 – 0,5 – 0

Итоговый вес варианта определим суммой его весов во всех приведенных в табл. 1 сочетаниях.

Результаты вычисления рационального варианта системы приводов ленточного кон-

вейера по приведенным выше сочетаниям веса критериев представлены на диаграммах (рис. 1 – 17).

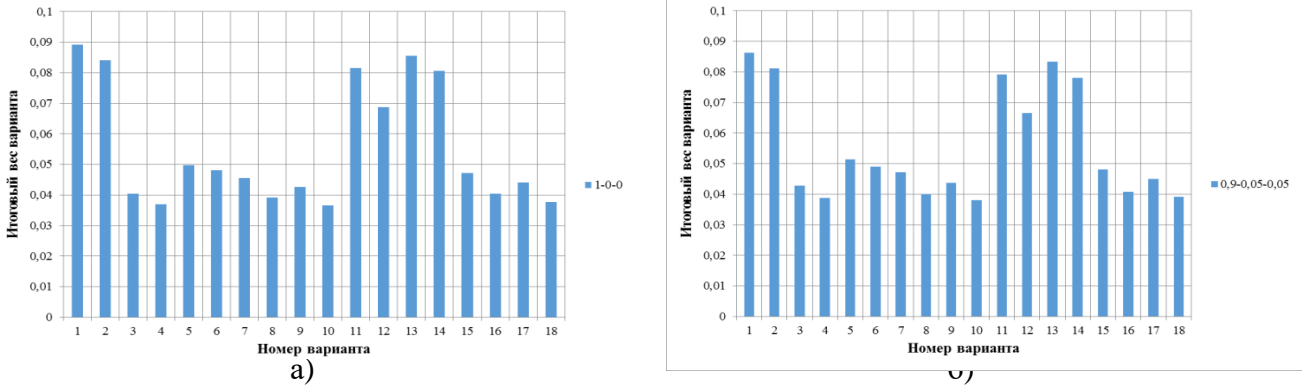


Рис. 1. Результаты вычисления рационального варианта системы приводов ленточного конвейера в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (1 – 0 – 0); б – сочетание (0,9 – 0,05 – 0,05)

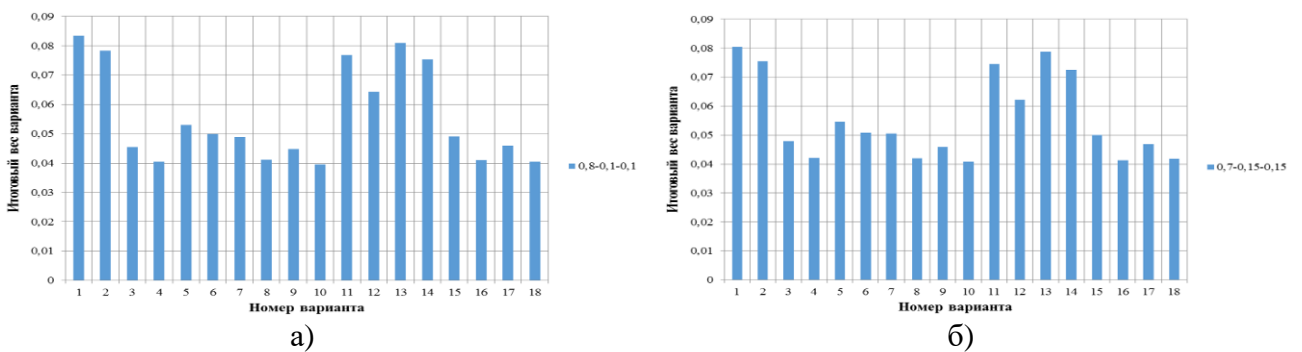


Рис. 2. Результаты вычисления рационального варианта системы приводов ленточного конвейера в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0,8 – 0,1 – 0,1); б – сочетание (0,7 – 0,15 – 0,15)

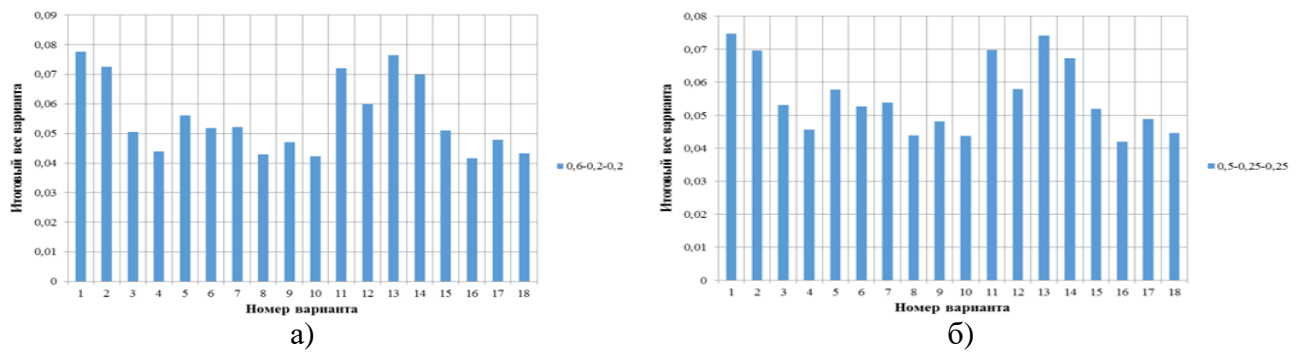


Рис. 3. Результаты вычисления рационального варианта системы приводов ленточного конвейера в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0,6 – 0,2 – 0,2); б – сочетание (0,5 – 0,25 – 0,25)

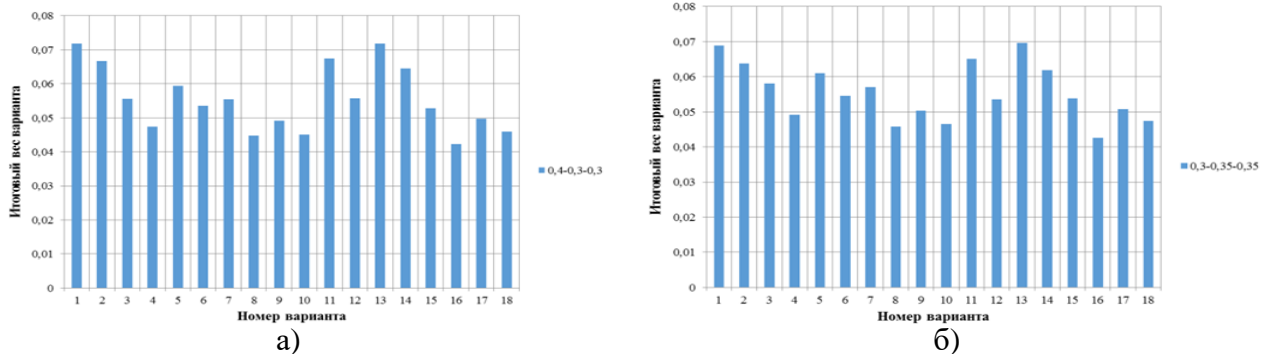


Рис. 4. Результаты вычисления рационального варианта системы приводов ленточного конвейера в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0,4 – 0,3 – 0,3); б – сочетание (0,3 – 0,35 – 0,35)

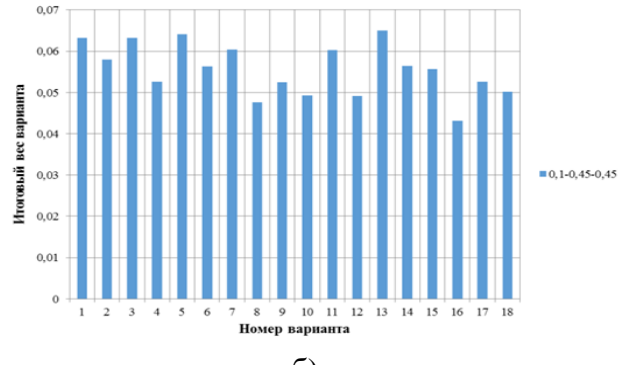
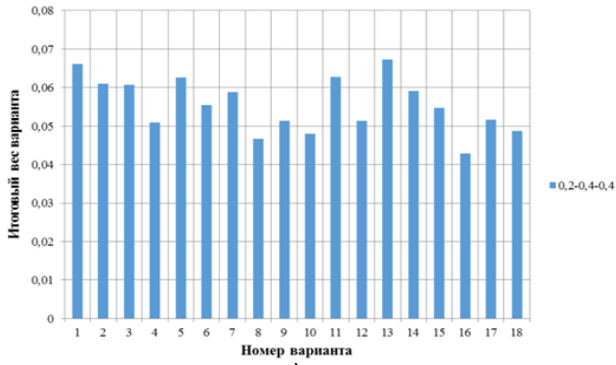


Рис. 5. Результаты вычисления рационального варианта СП ЛК в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0,2 – 0,4 – 0,4), б – сочетание (0,1 – 0,45 – 0,45)

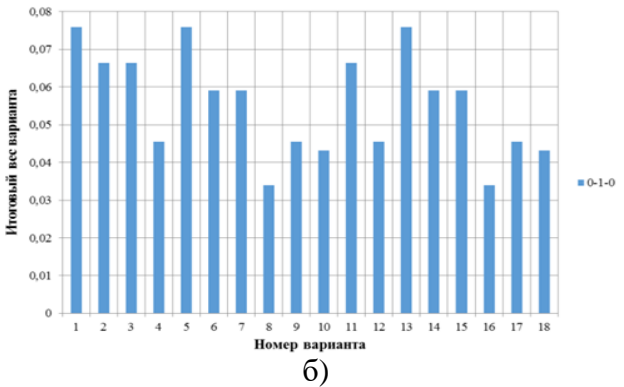
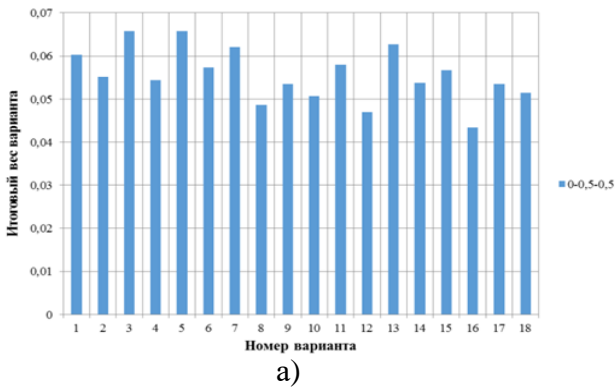


Рис. 6. Результаты вычисления рационального варианта СП ЛК в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0 – 0,5 – 0,5), б – сочетание (0 – 1 – 0)

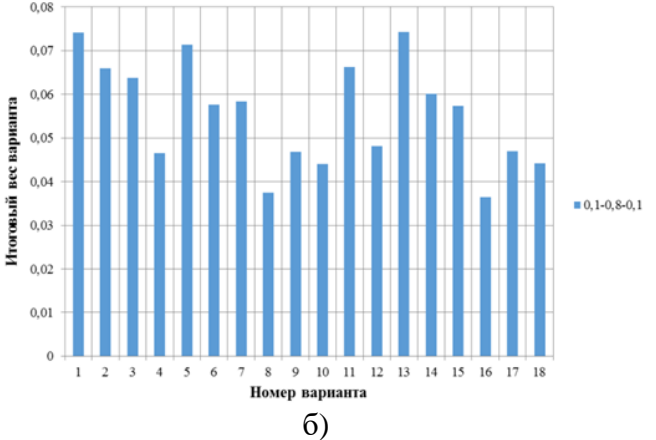
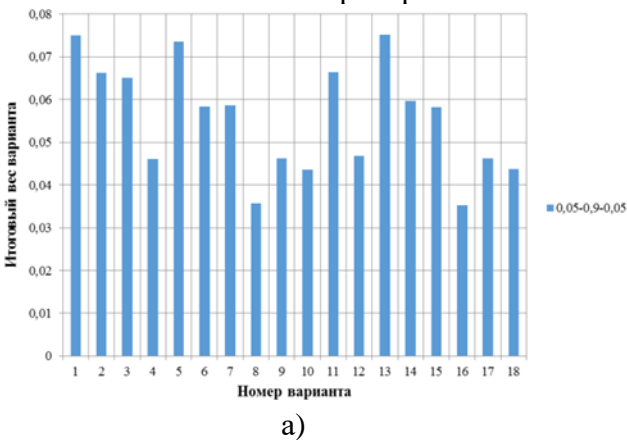


Рис. 7. Результаты вычисления рационального варианта СП ЛК в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0,05 – 0,9 – 0,05), б – сочетание (0,1 – 0,8 – 0,1)

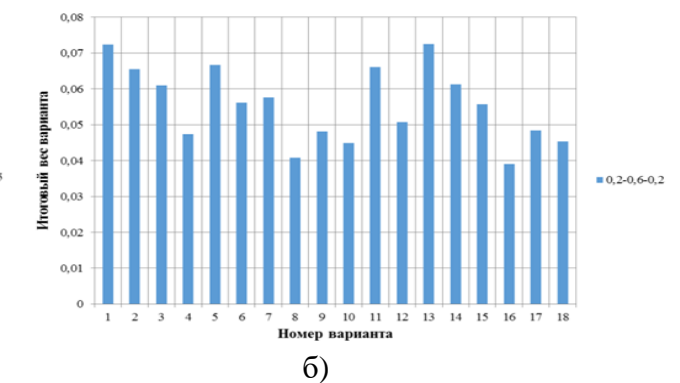
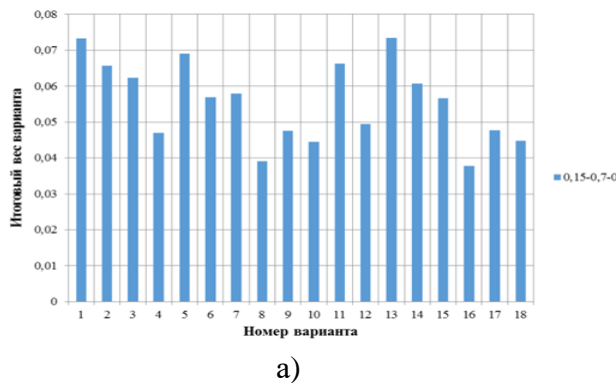
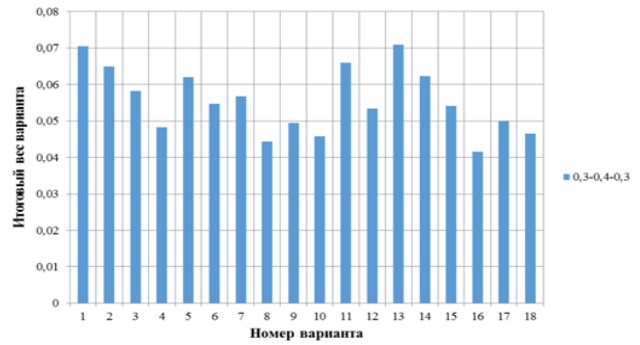
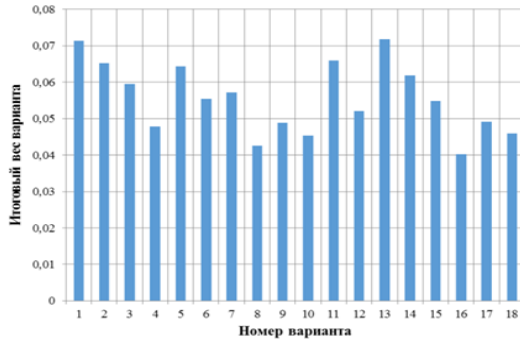


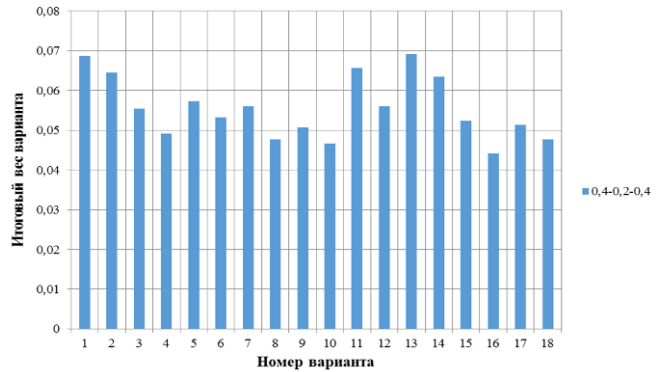
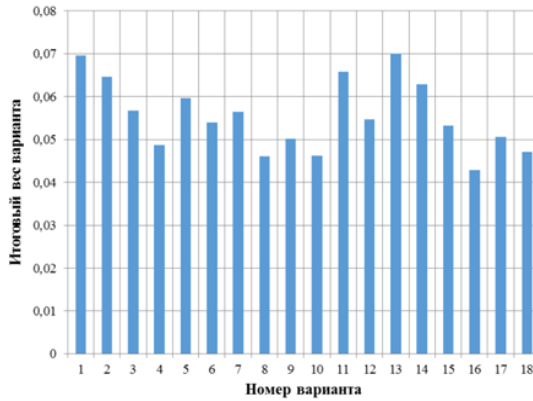
Рис. 8. Результаты вычисления рационального варианта СП ЛК в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0,15 – 0,7 – 0,15), б – сочетание (0,2 – 0,6 – 0,2)



а)

б)

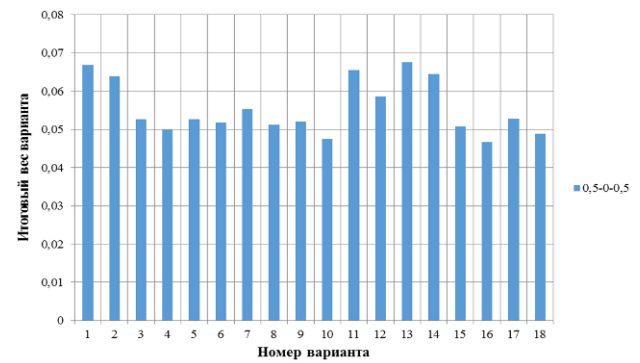
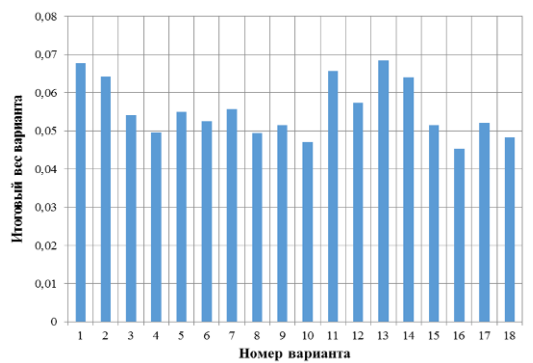
Рис. 9. Результаты вычисления рационального варианта СП ЛК в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0,25 – 0,5 – 0,25), б – сочетание (0,3 – 0,4 – 0,3)



а)

б)

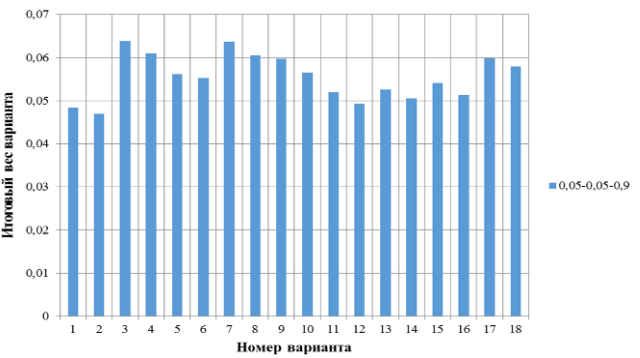
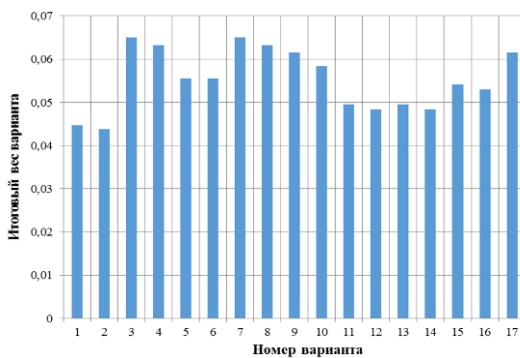
Рис. 10. Результаты вычисления рационального варианта СП ЛК в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0,35 – 0,3 – 0,35), б – сочетание (0,4 – 0,2 – 0,4)



а)

б)

Рис. 11. Результаты вычисления рационального варианта СП ЛК в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0,45 – 0,1 – 0,45), б – сочетание (0,5 – 0 – 0,5)



а)

б)

Рис. 12. Результаты вычисления рационального варианта СП ЛК в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0 – 0 – 1), б – сочетание (0,05 – 0,05 – 0,9)

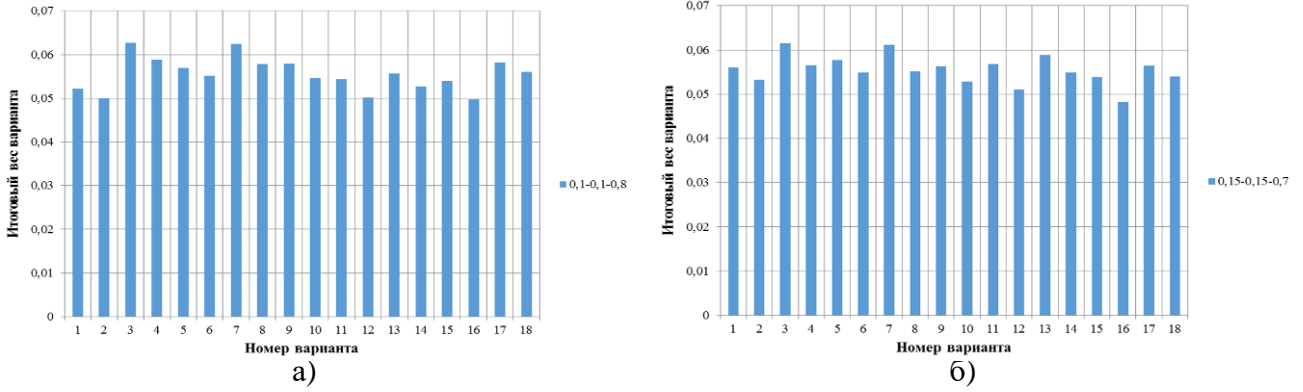


Рис. 13. Результаты вычисления рационального варианта СП ЛК в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0,1 – 0,1 – 0,8), б – сочетание (0,15 – 0,15 – 0,7)

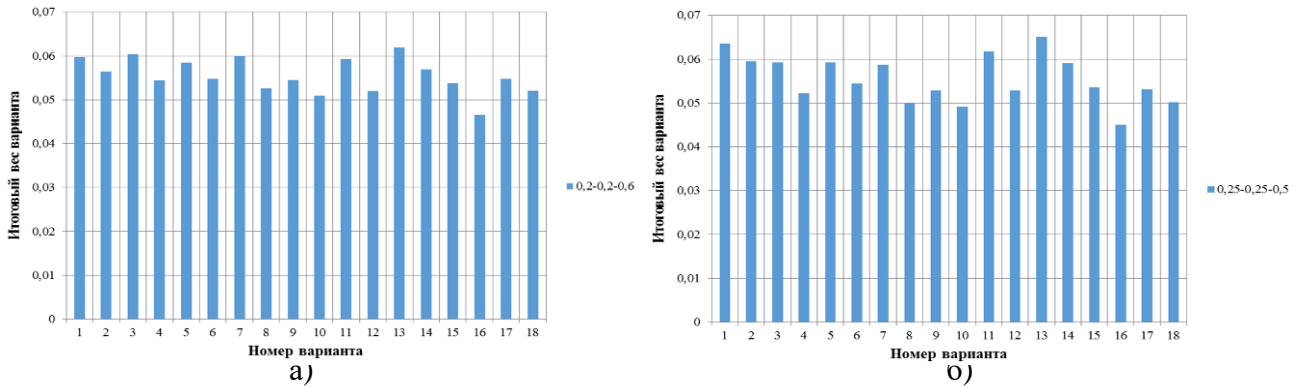


Рис. 14. Результаты вычисления рационального варианта СП ЛК в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0,2 – 0,2 – 0,6), б – сочетание (0,25 – 0,25 – 0,5)

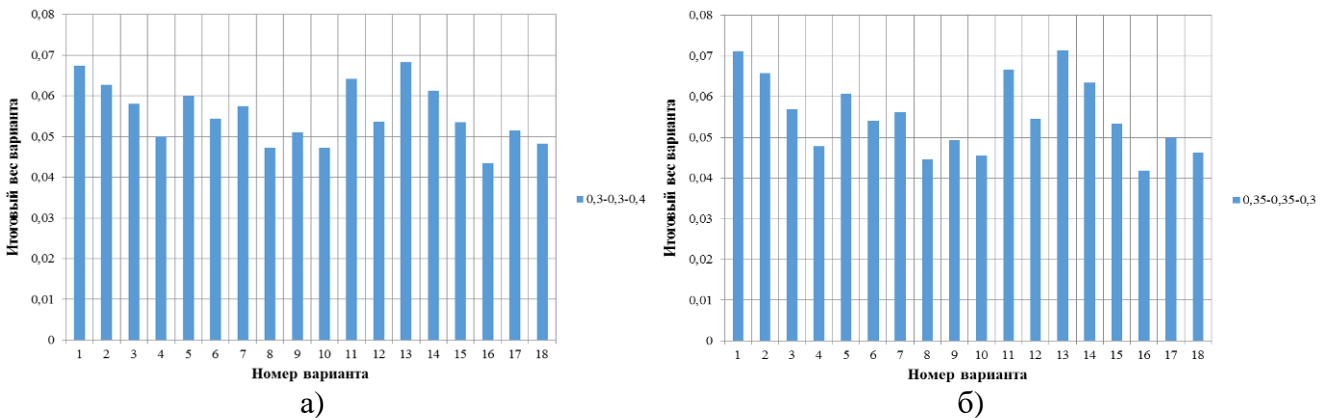


Рис. 15. Результаты вычисления рационального варианта СП ЛК в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0,3 – 0,3 – 0,4), б – сочетание (0,35 – 0,35 – 0,3)

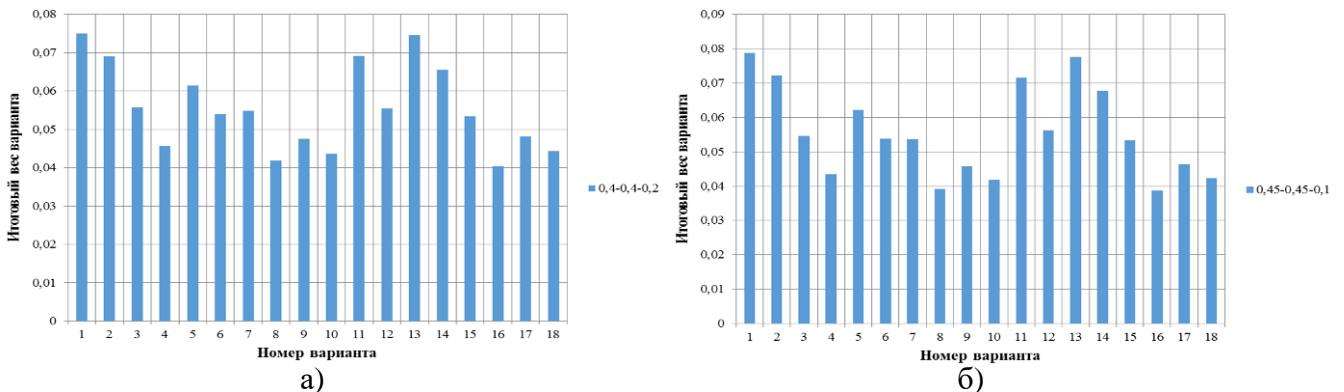


Рис. 16. Результаты вычисления рационального варианта СП ЛК в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0,4 – 0,4 – 0,2), б – сочетание (0,45 – 0,45 – 0,1)

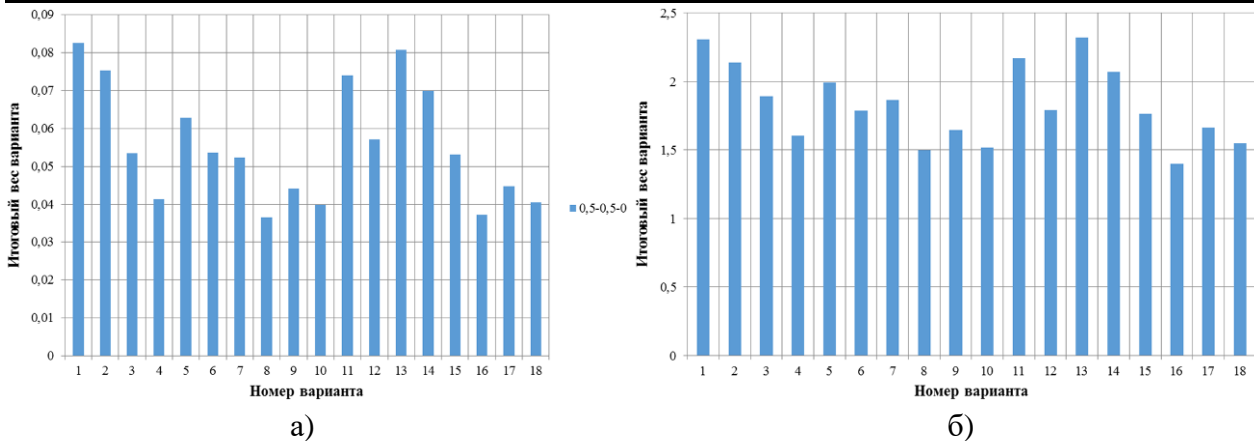


Рис. 17. Результаты вычисления рационального варианта СП ЛК в зависимости от сочетания веса критериев: а – сочетание (0,5 – 0,5 – 0), б – итоговый вес вариантов

5. Анализ результатов

Анализируя полученные данные можно сделать следующие общие выводы:

1 Вариант системы приводов ленточного конвейера №7, определенный в качестве рационального в работе [3], является рациональным только в сочетании (0-0-1), вторым выбором в сочетаниях (0,05-0,05-0,9), (0,1-0,1-0,8), (0,15-0,15-0,7) и третьим выбором в сочетании (0,2-0,2-0,6). Изменение результатов оценки по сравнению с [3] связано с отсутствием дополнительной настройки в виде уровня иерархии «Степень важности группы критериев» и приведению суммы веса всех критериев к единице. В качественном описании можно утверждать, что рациональность варианта №7 возможна только в случае тотального преобладания у заказчика интереса к капитальным затратам в рамках реализации проекта при минимальной заинтересованности в учете эксплуатационных и эргономических затрат.

2 Итоговый наивысший вес варианта № 13 является закономерным как в качественном, так и в количественном эквиваленте. Из представленных 33-х вариантов распределения веса критериев вариант № 13 являлся рациональным в 18-ти сочетаниях, вторым выбором в 10-ти сочетаниях, третьим выбором в 2-х сочетаниях. Система приводов ленточного конвейера варианта № 13 при качественном анализе характеризуется одними из самых низких показателей трудоемкости обслуживания и площади, занимаемой системой при-

водов, при средних значениях стоимости системы приводов и конвейерной ленты.

3 Конструктивно вариант №13 характеризуется установкой двух однобарабанных приводов разной мощности, в структуре которых применяется по одному электродвигателю (2000 кВт и 1000 кВт соответственно). Приводы не распределены по трассе, а сконцентрированы в структуре единой приводной станции. Ближайший конкурент варианта №13 – вариант №1. Данный вариант характеризуется одним приводом в структуре приводной станции, имеющим один электродвигатель мощностью 3150 кВт. Третий лидирующий вариант (№11) конструктивно является близнецом варианта №13. Отличие – установка в обоих приводах одинаковых двигателей по 1600 кВт каждый. Все три лидирующие варианта не содержат в своей структуре промежуточные приводы, значительно увеличивающие площадь приводной станции. Данную тенденцию можно было бы объяснить наличием в системе принятия решений критерия величины площади системы приводов, в рамках которого во всех сочетаниях весов критериев рейтинг системы приводов с промежуточными приводами неминуемо будет занижен. В данную категорию попадает указанный выше вариант системы приводов ленточного конвейера №7, являющийся наилучшим по критерию К3. Если из расчета исключить критерий К2, а сравнительный анализ проводить только по двум критериям (К1 и К3) с тем же шагом изменения веса 0,1, то результат остается неизменным. Лидирующим остается вариант систе-

мы приводов ленточного конвейера №13, вторым выбором – вариант № 1, третьим выбором – вариант № 11.

4 На основании аргументов, описанных в предыдущем выводе, можно в определенной степени констатировать взвешенность показанного в настоящей статье подхода, демонстрирующего стабильность результата вне зависимости от изменения структуры критериев при сохранении логичности в конструкторском плане в отношении полученных результатов.

5. Заключение.

На основании полученных выводов можно сформировать следующую структуру модифицированного метода принятия решений на основе метода анализа иерархий:

1 На низшем уровне иерархии реализуется оценивание технических решений на основе сравнения однозначно определенных значений критериев путем вычисления их отношений к общей сумме значений. Обоснование данного подхода приведено в работе [1].

2 На втором уровне иерархии сравнение веса критериев не проводится. Определяется

множество сочетаний весов критериев, для каждого из которых рассчитывается итоговый результат (вычисляется итоговый вес каждого сравниваемого варианта технического объекта). Общий итог определяется алгебраической суммой всех итоговых результатов по всем сочетаниям веса критериев. Шаг изменения веса критериев является произвольным и определяется возможностями аппаратного и программного обеспечения.

Оба уровня иерархии исключают использование метода парных сравнений. В связи с этим дальнейшее применение к описанной системе принятия решений термина «метод анализа иерархий» методологически не совсем корректно (несмотря на сохранившуюся структуру в виде иерархии).

Стоит отметить, что полученный модифицированный метод принятия решений применительно к техническим объектам максимально лишен субъективности на всех уровнях в связи с учетом однозначно установленных сравниваемых параметров технических объектов и заменой экспертного определения веса критериев на пошаговый анализ влияния различных возможных его сочетаний на итоговый результат.

Список литературы

1 Гончаров К.А. Обоснование методики выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2016. №2. С. 66 – 70.

2 Подиновский В.В., Подиновская О.В. О некорректности метода анализа иерархий // Проблемы управления, 2011. №1. С. 8 – 13.

3 Гончаров К.А. Определение рационального варианта системы приводов ленточного конвейера ЛСТ-1600 // Вестник Брянского государственного технического университета, 2011. №4(32). С. 33 – 38.

References

1. Goncharov K.A. Substantiation of selection method of preferred alternative of belt conveyor drive systems on the basis of the analytic hierarchy process. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.2, pp. 66-70. (In Russian)

2. Podinovski V.V., Podinovskaya O.V. O nekorrektnosti metoda analiza ierarkhiy. *Problemy upravleniya*, 2011, No.1, pp. 8-13. (In Russian)

3. Goncharov K.A. Opredeleniye racionalnogo varianta sistemy privodov lentochnogo konveyera LST-1600. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta*, 2011, No.4(32), pp. 33 – 38. (In Russian)

УДК (UDC) 621.877.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРА ПРИ ПОЛИГАРМОНИЧЕСКИХ ВНЕШНИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

STUDY OF VIBRATION PROTECTION SYSTEM OF THE OPERATOR'S SEAT UNDER POLYHARMONIC EXTERNAL INFLUENCES

Корытов 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, Russia)

Аннотация. Задача защиты операторов наземных транспортно-технологических машин от вибраций актуальна. Для системы виброзащиты сиденья оператора использована математическая модель с одной поступательной степенью свободы. Среднеквадратичные значения вертикального ускорения виброзащищаемой массы, то есть сиденья с оператором, не должны превышать предельные значения, установленные санитарными нормами. Вибрации в диапазоне частот до 40 Гц представляют наибольшую опасность. Установлены значения параметров внешних воздействий в виде гармонических колебаний пола кабины оператора, при которых соблюдаются установленные предельные значения среднеквадратичного ускорения сиденья с оператором. Для этого разработана расчётная схема и выделены параметры гармонического воздействия на основание виброзащитной системы. Получены аналитические выражения, связывающие ускорение и амплитуду абсолютных перемещений виброзащищаемой массы с ускорением и амплитудой гармонических вынуждающих колебаний основания, а также амплитудой хода подвески. Численное суммирование гармонических колебаний основания сиденья, вызывающих предельные среднеквадратичные ускорения на различных частотах до 40 Гц, заданных санитарными нормами, позволило рассмотреть комплексные колебания сиденья при полигармонических колебаниях основания. При полигармонических воздействиях с использованием выведенных аналитических выражений, для массы сиденья с оператором сто килограмм, получены зависимости ускорений виброзащищаемой массы и основания сиденья от конструктивных параметров системы, таких как коэффициент жёсткости и коэффициент вязкого трения виброзащитного механизма. Установлено, что среднеквадратичное значение абсолютных ускорений виброзащищаемой массы при комплексных перемещениях основания остается приблизительно постоянным при различных значениях коэффициента жёсткости и коэффициента сопротивления системы. В то же время, полигармонические колебания основания сиденья, характеризуются большим разбросом значения среднеквадратичного ускорения. Наибольшее значение среднеквадратичного ускорения основания си-

Abstract. The problem of protection of operators of ground transportation and technological machines from vibrations is actual. A mathematical model with one translational degree of freedom is used for the vibration protection system of the operator's seat. RMS values of vertical acceleration of the vibration-protected mass, i.e. the seat with the operator, should not exceed the limit values established by sanitary norms. Vibrations in the frequency range up to 40 Hz are the most dangerous. The values of parameters of external influences in the form of harmonic vibrations of the floor of the operator's cabin are established, at which the established limit values of RMS acceleration of the seat with the operator are observed. For this purpose the calculation scheme is developed and the parameters of harmonic influence on the base of the vibration protection system are allocated. Analytical expressions linking the acceleration and amplitude of absolute displacements of the vibration-protected mass with the acceleration and amplitude of harmonic forcing vibrations of the base, as well as the amplitude of the suspension stroke are obtained. Numerical summation of harmonic vibrations of the seat base causing limiting RMS accelerations at various frequencies up to 40 Hz, specified by sanitary norms, allowed to consider complex vibrations of the seat at polyharmonic vibrations of the base. At polyharmonic influences with the use of deduced analytical expressions, for the mass of the seat with the operator one hundred kilograms, the dependences of accelerations of the vibration-protected mass and the seat base on the structural parameters of the system, such as the stiffness coefficient and the viscous friction coefficient of the vibration-protecting mechanism were obtained. It was found that the rms value of absolute accelerations of the vibration-protected mass at complex displacements of the base remains approximately constant at different values of the stiffness coefficient and resistance coefficient of the system. At the same time, polyharmonic vibrations of the seat base, are characterized by a large scatter of the value of the RMS acceleration. The highest value of the RMS acceleration of the seat base is achieved at values of the stiffness coefficient and resistance coefficient of the system close to zero.

дня достигается при значениях коэффициента жесткости и коэффициента сопротивления системы, близких к нулевым.

Ключевые слова: вибрации, виброзащита, нормы санитарные, операторы, сиденье.

Дата получения статьи: 03.04.2024
Дата принятия к публикации: 17.05.2024
Дата публикации: 25.09.2024

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: <https://orcid.org/0000-0002-5104-7568>

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

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3084-2271>

Кашапова Ирина Евгеньевна – преподаватель кафедр «Автоматизация и энергетическое машиностроение», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0631-564X>

Keywords: vibrations, vibration protection, sanitary norms, operators, seat.

Date of manuscript reception: 03.04.2024
Date of acceptance for publication: 17.05.2024
Date of publication: 25.09.2024

Authors' information:

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

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5104-7568>

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

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3084-2271>

Irina E. Kashapova – educator, Department of Automation and power engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0631-564X>

1. Введение

Для современных наземных транспортно-технологических машин, таких как автогрейдеры, бульдозеры, погрузчики и экскаваторы, актуальной остается задача защиты операторов от производственных вибраций [1-4]. Вибрации вызывают появление профессиональных заболеваний у операторов [5, 6], снижают внимание и работоспособность [7], что, в конечном итоге, снижает производительность и качество выполняемых работ [8, 9].

При разработке виброзащитных систем базовым методом их исследования выступает математическое моделирование [10]. Для виброзащитной системы сиденья оператора, которая описывается математической моделью одной вертикальной поступательной степенью свободы [11], среднеквадратичные значения вертикального ускорения виброзащищаемой массы, т.е. сиденья с оператором, не должны превышать установленные санитарными нормами предельные значения [12]. Указанные предельные значения среднеквадратичных ускорений на рабочем месте чело-

века-оператора транспортно-технологических машин приводятся в [12] в виде октавных и третьоктавных полос со среднегеометрическими частотами. Ускорения виброзащищаемой массы могут быть представлены как сумма гармонических колебаний с различными частотами. Поскольку возможен полигармонический характер внешних воздействий, т.е. колебаний основания виброзащитной системы сиденья.

Наибольший вред для операторов представляют вибрации из диапазона частот от 1 до 40 Гц [12]. В диапазоне до 40 Гц частоты третьоктавных полос в [12] имеют следующие значения: 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40 Гц.

Представляет интерес установление значений параметров внешних воздействий, т.е. вибраций в виде гармонических колебаний пола кабины оператора, при которых достигаются установленные санитарными нормами предельные среднеквадратичные значения вертикального ускорения сиденья с оператором.

2. Постановка задачи

Для пассивной виброзащитной системы сиденья оператора наземной транспортно-технологической машины необходимо разработать расчетную схему, и выделить параметры, которые характеризуют внешнее гармоническое воздействие на основание виброзащитного сиденья, т.е. на пол кабины.

Выделить также параметры самой виброзащитной системы, и провести исследование влияния этих параметров на показатели виброзащиты. В частности, получить аналитические и графические зависимости амплитуды

абсолютных координат виброзащищаемой массы, амплитуды перемещений основания, амплитуды хода подвески от частоты, при которых достигаются установленные санитарными нормами предельные значения среднеквадратичных ускорений виброзащищаемой массы.

Получить функциональные зависимости среднеквадратичных значений абсолютных ускорений виброзащищаемой массы и абсолютных ускорений основания от параметров виброзащитной системы: коэффициентов жесткости и вязкого трения амортизатора.

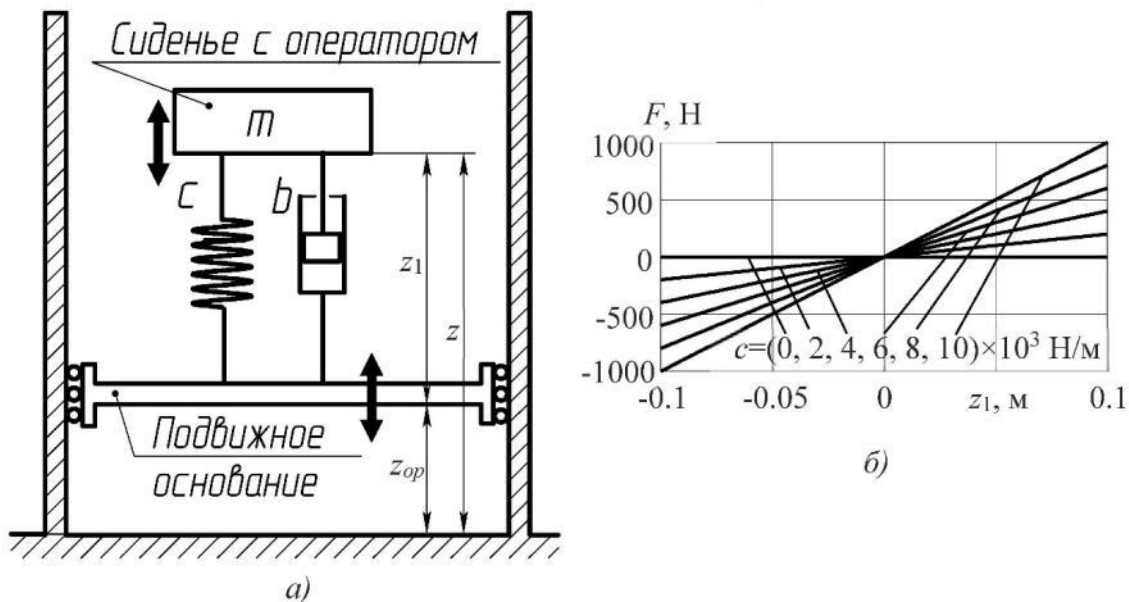


Рис. 1. Расчетная схема исследуемой одномассовой динамической системы сиденья на подвижном основании (а) и примеры ее статических силовых характеристик (б)

3. Математическая модель

Расчетная схема модели виброзащитной системы сиденья с одной подрессоренной массой, соединенной упруго-вязкой связью с подвижным основанием, приведена на рис. 1, а, примеры ее статической силовой характеристики – на рис. 1, б. Динамику данной системы описывает известное дифференциальное уравнение [11, 13]:

$$m \cdot \ddot{z} + b \cdot \dot{z}_1 + c \cdot z_1 = 0, \quad (1)$$

где z – абсолютная координата сиденья с оператором; z_1 – локальная координата сиденья с оператором (перемещение сиденья относительно основания); m – масса сиденья с

оператором; b – коэффициент сопротивления перемещению виброзащитной системы (коэффициент вязкого трения); c – коэффициент пропорциональности (жесткости) линейной статической силовой характеристики виброзащитной системы.

Временная зависимость координаты подвижного основания (для сиденья – это координата пола кабины) задавалась гармонической функцией

$$z_{op} = A_{opg} \cdot \sin(t \cdot w + \varphi), \quad (2)$$

где $w = 2 \cdot \pi \cdot f$ – угловая частота колебаний основания; f – линейная частота колебаний основания; A_{opg} – амплитуда колебаний основания; φ – фаза (в качестве допущения

принята равной нулю для всех частот колебаний).

Учитывая, что локальная координата сиденья виброзащитной системы z_1 связана с абсолютной координатой z соотношением $z_1 = z - z_{op}$, где z_{op} – координата основания

$$a = \ddot{z} = - \frac{A_{opg} w (c^2 w \cdot \sin(tw) + b^2 w^3 \cdot \sin(tw) - bmw^4 \cdot \cos(tw) - cmw^3 \cdot \sin(tw))}{b^2 w^2 + c^2 - 2cmw^2 + m^2 w^4}. \quad (3)$$

В работе [13] для системы (1) было также получено аналитическое выражение, связывающее амплитуду абсолютных перемещений виброзащищаемой массы A_{zg} с амплитудой гармонических вынуждающих колебаний основания A_{opg} :

$$A_{zg} = \frac{A_{opg} \sqrt{b^2 w^2 + c^2}}{\sqrt{b^2 w^2 + c^2 - 2cmw^2 + m^2 w^4}}. \quad (4)$$

Из (4), а также учитывая, что среднеквадратичное значение a_s второй производной по времени (т.е. ускорения) любой величины, изменяющейся по гармоническому закону, связано с амплитудой колебаний этой величины (на примере A_{zg}) зависимостью

$$a_s = \frac{A_{zg} \cdot w^2}{\sqrt{2}}, \quad (5)$$

амплитуда перемещений основания A_{opg} , соответствующая заданному стандарту сред-

$$A_{z1} = \frac{A_{zg} m w^2}{\sqrt{b^2 w^2 + c^2 - 2cmw^2 + m^2 w^4}} = a_{sg} m \sqrt{\frac{2}{b^2 w^2 + c^2}}. \quad (8)$$

4. Результаты вычислительного эксперимента

Заданные в санитарных нормах [12] предельные среднеквадратичные значения a_{sg} вертикальных ускорений на рабочем месте человека-оператора, т.е. в данном случае на сиденье, приведены на рис. 2, а в виде зависимости от частоты вынужденных колебаний f . Соответствующая им, согласно (7), зависимость предельных значений амплитуды перемещений виброзащищаемой массы A_{zg} от частоты приведена на рис. 2, б. Данная зависимость получена при допущении, что виброзащищаемая масса, как и основание, совершает гармонические колебания. Зависимость предельной амплитуды вынужден-

ных колебаний $A_{zg}(f)$ справедлива для любых значений виброзащищаемой массы m , коэффициента жесткости c и коэффициента сопротивления b системы.

Остальные зависимости на рис. 2 в-з приведены в качестве примеров, для значения виброзащищаемой массы $m=100$ кг и двух сочетаний значений коэффициентов c и b системы: $[c=1 \text{ Н/м}; b=1020 \text{ Н/(м/с)}]$ и $[c=481 \text{ Н/м}; b=20 \text{ Н/(м/с)}]$.

На рис. 2, в приведены зависимости определенных по (6) амплитуд гармонических колебаний (перемещений) основания сиденья A_{opg} , вызывающих предельные среднеквадратичные значения a_{sg} вертикальных ускорений сиденья, от их собственной частоты f .

неквадратичному значению ускорений виброзащищаемой массы a_{sg} , будет определяться выражением:

Непосредственно из (5) следует, что для заданного стандартом среднеквадратичного значения ускорения виброзащищаемой массы a_{sg} , амплитуда перемещений виброзащищаемой массы A_{zg} будет равна

$$A_{zg} = \frac{a_{sg} \sqrt{2}}{w^2}. \quad (7)$$

Использовалось также приведенное в работах [11, 13] аналитическое выражение амплитуды A_{z1} колебаний локальной координаты виброзащитного механизма z_1 , соответствующее заданным колебаниям основания:

Остальные зависимости на рис. 2 в-з приведены в качестве примеров, для значения виброзащищаемой массы $m=100$ кг и двух сочетаний значений коэффициентов c и b системы: $[c=1 \text{ Н/м}; b=1020 \text{ Н/(м/с)}]$ и $[c=481 \text{ Н/м}; b=20 \text{ Н/(м/с)}]$.

На рис. 2, в приведены зависимости определенных по (6) амплитуд гармонических колебаний (перемещений) основания сиденья A_{opg} , вызывающих предельные среднеквадратичные значения a_{sg} вертикальных ускорений сиденья, от их собственной частоты f .

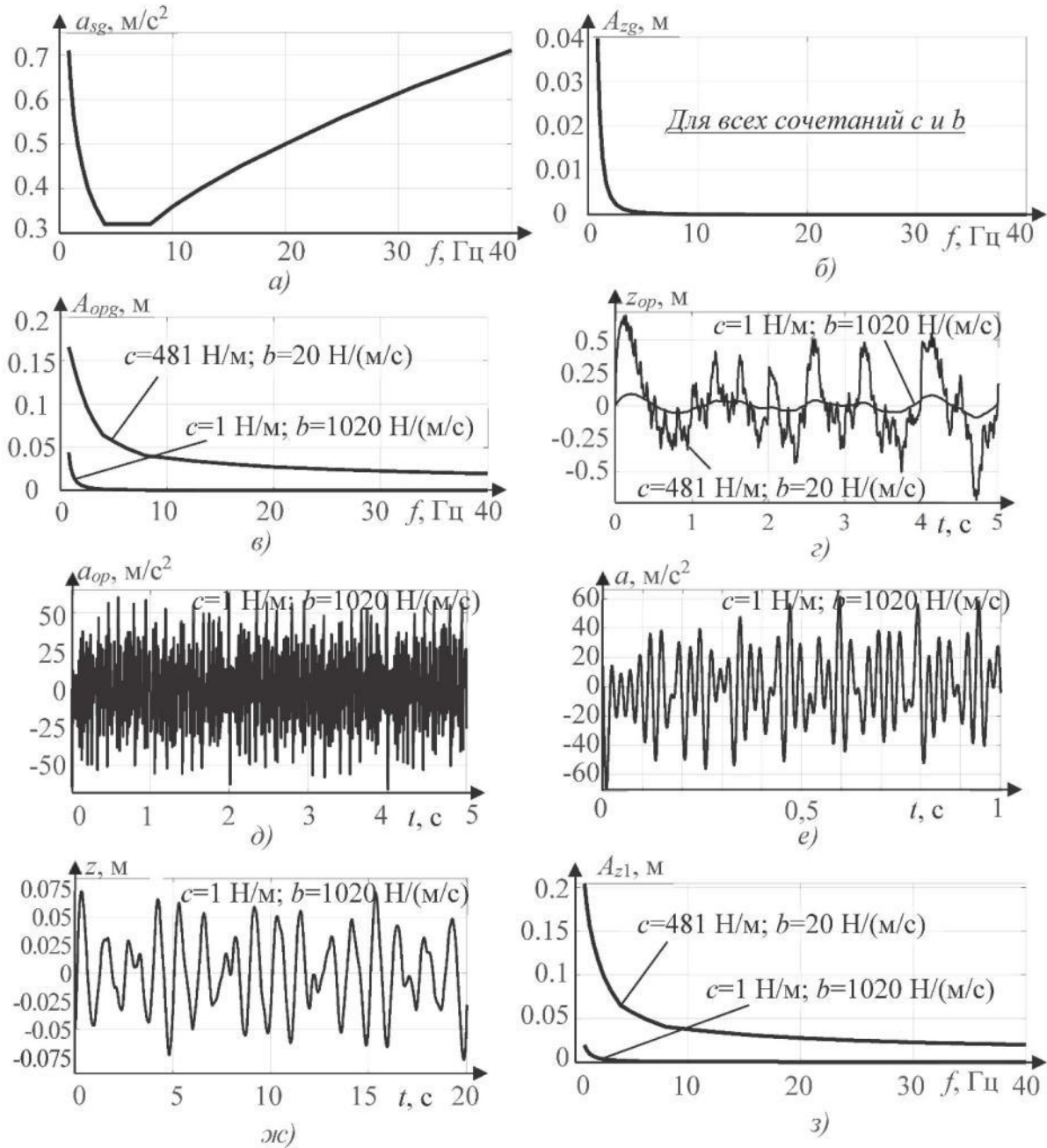


Рис. 2. Функциональные и временные зависимости: а) среднеквадратичных предельно допустимых стандартом значений ускорения виброзащищаемой массы от частоты; б) амплитуды абсолютных координат виброзащищаемой массы от частоты; в) амплитуды перемещений основания от частоты (примеры); г) перемещения основания от времени (примеры); д) ускорения основания от времени (пример); е) ускорения виброзащищаемой массы от времени (пример); ж) перемещения виброзащищаемой массы от времени (пример); з) амплитуды хода подвески от частоты (примеры)

На рис. 2, г приведены временные зависимости сложного комплексного перемещения основания $z_{op}(t)$, полученного сложением 18 гармоник в рассматриваемом частотном диапазоне от 0,8 до 40 Гц. Каждая из 18 гармоник-слагаемых имеет свою амплитуду (см. рис. 2,

в), и в случае моногармонических колебаний основания, вызывает предельное среднеквадратичное вертикальное ускорения сиденья, соответствующее ее частоте (рис. 2, а).

Пример временной зависимости ускорений основания $a_{op}(t)$ при сложном, описан-

ном выше комплексном перемещении основания, приведен на рис. 2, д. Он получен для одного сочетания значений коэффициентов c и b системы: $[c=1 \text{ Н/м}; b=1020 \text{ Н/(м/с)}]$.

На рис. 2, е приведена временная зависимость ускорения виброзащитаемой массы, а на рис. 2, ж – временная зависимость координаты виброзащитаемой массы при описанном выше комплексном перемещении основания и сочетании значений коэффициентов c и b .

На рис. 2, з приведены примеры функциональных зависимостей амплитуды хода подвески (максимальной деформации или смещения виброзащитного механизма сиденья относительно собственного равновесного положения) от частоты.

На рис. 3 приведены двумерные графики в виде поверхностей средневладратичных зна-

чений абсолютных ускорений виброзащитаемой массы и абсолютных ускорений основания, полученных при комплексных перемещениях основания сиденья. Значение виброзащитаемой массы было фиксировано: $m=100 \text{ кг}$. В качестве аргументов данных функциональных зависимостей выступают коэффициент жесткости c и коэффициент сопротивления b системы. Диапазоны варьирования их значений составляли: $c=1\dots20001 \text{ Н/м}; b=20\dots800 \text{ Н/(м/с)}$. Комплексное перемещение основания сиденья при каждом сочетании конкретных значений коэффициентов c и b обладало уникальностью, поскольку определялось как сумма 18 гармоник с амплитудами (6). Амплитуда A_{org} каждой из 18 гармоник колебаний основания, согласно (6), зависит не только от частоты, но и от значений коэффициентов c и b .

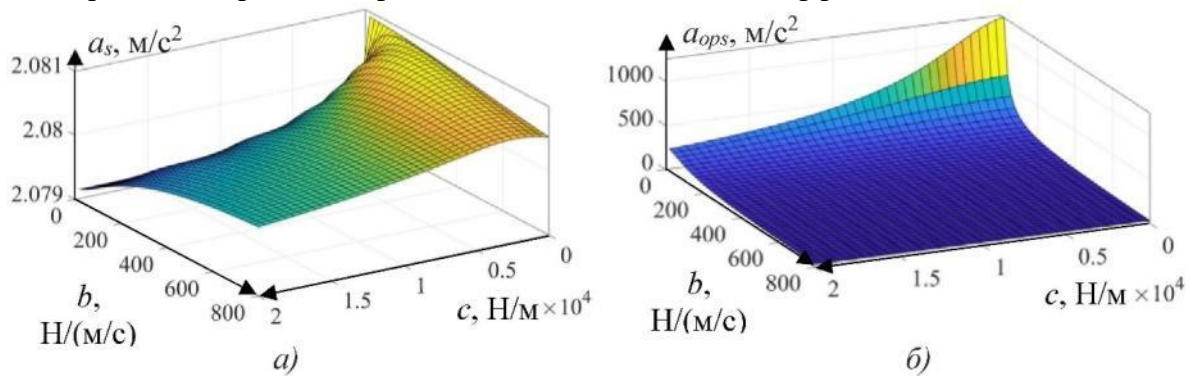


Рис. 3. Функциональные зависимости средневладратичных значений: абсолютных ускорений виброзащитаемой массы (а) и абсолютных ускорений основания (б) от $b=20\dots800$; и $c=1\dots20000$ при полигармонических перемещениях основания

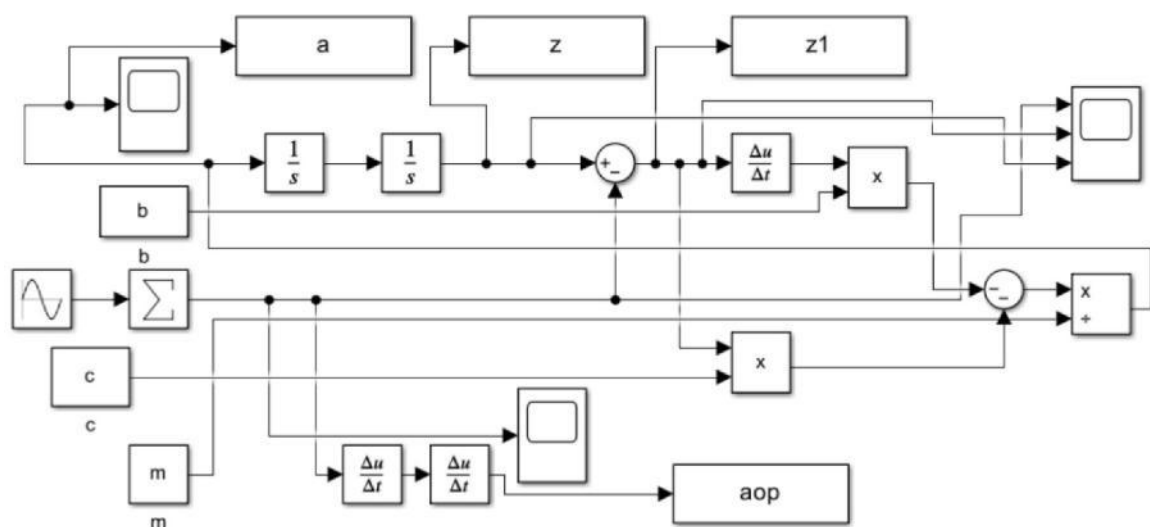


Рис. 4. Имитационная математическая модель вынужденных колебаний виброзащитной системы на подвижном основании в обозначениях Simulink

Значение в каждой точке на поверхностях a_s и a_{ops} (см. рис. 3, а-б) определялось численным методом как среднее квадратичное значение дискретной последовательности $a(t)$ либо $a_{op}(t)$ соответственно (см. рис. 2 е, д). Продолжительность каждого процесса колебаний составляла 100 с, шаг времени 0.005 с.

5. Обсуждение результатов

Аналитические выражения (3) – (8), которые использовались для построения графиков, представленных на рис. 2 и 3, были верифицированы при помощи имитационной математической модели (рис. 4), при запуске которой выполняется численное решение дифференциального уравнения (1). Установлено полное совпадение результатов численного интегрирования и результатов, полученных по выведенным аналитическим выражениям, что подтверждает адекватность последних.

Анализ приведенных на рис. 3 графиков показывает, что среднее квадратичное значение абсолютных ускорений виброзащитаемой массы при комплексных перемещениях остается приблизительно постоянным при различных значениях коэффициента жесткости c и коэффициента сопротивления b системы. Причем c и b варьировались в широких пределах, начиная от значений, близких к нулевым. Погрешность при расхождении значений a_s , представленных на рис. 3, а, относительно среднего значения массива, не превышала 0.05 %.

При этом среднее квадратичное значение абсолютных ускорений основания, вызывающее это примерно одно и то же среднее квадратичное значение абсолютных ускорений виброзащитаемой массы, имеет разброс более чем в 40 раз (меняется от значения $30,9 \text{ м/с}^2$ при сочетании $c=20001 \text{ Н/м}$; $b=800 \text{ Н/(м/с)}$ до значения 1259 м/с^2 при сочетании $c=1 \text{ Н/м}$; $b=20 \text{ Н/(м/с)}$). То есть, при квазиулевой жесткости виброзащитной системы сиденья и близкой к нулевой вязкости, требуется перемещение основания сиденья с очень большими среднее квадратичными ускорениями (1259 м/с^2).

6. Заключение

Для сиденья с оператором, которое описывается одной поступательной степенью свободы относительно собственного подвижного основания, получены аналитические выражения, описывающие гармонические колебания виброзащитаемой массы при гармонических колебаниях основания. Основание сиденья в данном случае – пол кабины оператора. Перемещения основания, согласно принятым допущениям, не зависят от перемещений сиденья. Регламентированные санитарными нормами предельные среднее квадратичные значения вертикальных ускорений позволили с использованием аналитических зависимостей получить зависимости амплитуды абсолютных координат виброзащитаемой массы, основания сиденья, деформации подвески сиденья от частоты, временные зависимости указанных параметров. Причем, для различных значений коэффициента жесткости и коэффициента сопротивления системы.

Сложение 18 гармоник предельных колебаний основания, т.е. колебаний, вызывающих, согласно выведенным аналитическим зависимостям, предельные ускорения массы, для наиболее неблагоприятных низких частот до 40 Гц, приведенных в санитарных нормах, позволило получить полигармонические колебания виброзащитаемой массы сиденья с оператором. Установлено, что полигармонические колебания виброзащитаемой массы при различных значениях коэффициента жесткости и коэффициента сопротивления системы, характеризуются практически одинаковыми значениями среднее квадратичного ускорения виброзащитаемой массы сиденья с оператором. В то же время, вызывающие их полигармонические колебания основания сиденья характеризуются большим разбросом значения среднее квадратичного ускорения, более чем в 40 раз. Наибольшее значение среднее квадратичного ускорения основания сиденья достигается при значениях коэффициента жесткости и коэффициента сопротивления системы, близких к нулевым. Среднее квадратичное ускорение полигармонических колебаний основания

сиденья, где каждая из 18 гармоник вызывает предельные по санитарным нормам колебания виброзащищаемой массы сиденья с оператором, может быть использовано в качестве критерия оценки эффективности виброзащитной системы сиденья с постоянными

значениями коэффициента жесткости и коэффициента сопротивления. Значения указанного критерия необходимо максимизировать. Максимуму отвечают близкие к нулю значения параметров коэффициента жесткости и коэффициента сопротивления системы.

Список литературы

1. Erdem B., Doğan T., Duran Z. Evaluation of Whole-Body Vibration Exposure of Dozer Operators, a Task-Based Approach // *Mining, Metallurgy & Exploration*. 2022. Vol. 39. P. 1501-1520. DOI: 10.1007/s42461-022-00636-7
2. Robinah N., Safiki A., Thomas O., Annette B. Impact of road infrastructure equipment on the environment and surroundings // *Global journal of environmental science and management-GJESM*. 2022. Vol. 8. No. 2. P. 251-264. DOI: 10.22034/gjesm.2022.02.08
3. Korchagin P., Teterina I., Korchagina E. Road roller operator's vibroprotection system improvement // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791. P. 012012. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012012
4. Galdin N.S., Semenova I.A., Galdin V.N. Analysis of the striker stroke impact on the hydropneumatic impact devices energy performance // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. No. 11. P. 112010. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112010
5. 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. P. 55-75. DOI: 10.1007/s12206-021-1205-9
6. Adam, S., Jalil, N., Rezali, K., Ng, Y. 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
7. 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
8. Baranovskiy A.M., Vikulov S.V. Vibration protection system for high-speed vessel

References

1. Erdem B., Doğan T., Duran Z. Evaluation of Whole-Body Vibration Exposure of Dozer Operators, a Task-Based Approach. *Mining, Metallurgy & Exploration*. 2022. Vol. 39. pp. 1501-1520. doi: 10.1007/s42461-022-00636-7
2. Robinah N., Safiki A., Thomas O., Annette B. Impact of road infrastructure equipment on the environment and surroundings. *Global journal of environmental science and management-GJESM*. 2022. Vol. 8. No. 2. pp. 251-264. doi: 10.22034/gjesm.2022.02.08
3. Korchagin P., Teterina I., Korchagina E. Road roller operator's vibroprotection system improvement. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791. pp. 012012. doi: 10.1088/1742-6596/1791/1/012012
4. Galdin N.S., Semenova I.A., Galdin V.N. Analysis of the striker stroke impact on the hydropneumatic impact devices energy performance. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. No. 11. pp. 112010. doi: 10.1088/1742-6596/1260/11/112010
5. 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. doi: 10.1007/s12206-021-1205-9
6. Adam, S., Jalil, N., Rezali, K., Ng, Y. 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
7. 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
8. Baranovskiy A.M., Vikulov S.V. Vibration protection system for high-speed vessel

crews // *Marine intellectual technologies*. 2019. Vol. 3. No. 1. P. 35-38.

9. Bosnjak S.M., Arsic M.A., Gnjatovic N.B. et al. Failure of the bucket wheel excavator buckets // *Engineering failure analysis*. 2018. Vol. 84. P. 247-261. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2017.11.017

10. 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

11. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. Investigation of dynamic characteristics of the vibration isolation system for operators' seats // *International Journal of Mechanics and Control*. 2023. Vol. 24. No. 02. P. 19-26.

12. СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания (с изменениями и дополнениями): издание официальное: утвержден Главным государственным санитарным врачом Российской Федерации 28.01.2021; введен 01.03.2021. Минюст России, 2021. 1029 с.

13. Коротов М.С., Щербакoв В.С., Кашапова И.Е. Аналитический анализ виброзащитной системы человека-оператора // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2023. № 2. С. 145-158. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-145-158

crews. *Marine intellectual technologies*. 2019. Vol. 3. No. 1. pp. 35-38.

9. Bosnjak S.M., Arsic M.A., Gnjatovic N.B. et al. Failure of the bucket wheel excavator buckets. *Engineering failure analysis*. 2018. Vol. 84. pp. 247-261. doi: 10.1016/j.engfailanal.2017.11.017

10. 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)

11. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. Investigation of dynamic characteristics of the vibration isolation system for operators' seats. *International Journal of Mechanics and Control*. 2023. Vol. 24. No. 02. pp. 19-26.

12. СанПиН 1.2.3685-21. *Gigienicheskie normativih i trebovaniya k obespecheniyu bezopasnosti i (ili) bezvrednosti dlya chelo-veka faktorov sredih obitaniya (s izmene-niyami i dopolneniyami)* [Hygienic norms and requirements to ensure safety and (or) harmlessness for humans of habitat factors (as amended and supplemented)]: izdanie ofitsi-alnoe: utverzhden Glavnym gosudarstvennym sanitarnym vrachom Rossiyskoy Federatsii 28.01.2021; vveden 01.03.2021. Minyust Rossii, 2021. 1029 p. (In Russian)

13. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. Analytical analysis of vibration protection system of human operator. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2023. № 2. С. 145-158. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-145-158 (In Russian)

УДК (UDC) 62-236.58

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ХАРВЕСТЕРА, ОСНАЩЕННОГО КАНАТНОЙ
АНКЕРНОЙ СИСТЕМОЙ, ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ
РАБОТ НА КРУТОМ СКЛОНЕDYNAMIC MODEL OF A HARVESTER EQUIPPED WITH A ROPE ANCHOR
SYSTEM DURING LOGGING OPERATIONS ON A STEEP SLOPEЛагереv А.В.¹, Лагереv И.А.², Макулина А.В.¹
Lagerev A.V.¹, Lagerev I.A.², Makulina A.V.¹¹ – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)² – Кубанский государственный технологический университет (Краснодар, Россия)¹ – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)² – Kuban State Technological University (Krasnodar, Russian Federation)

Аннотация. Эффективность использования лесозаготовительных машин для производства работ на горных или холмистых территориях, характеризующихся наличием крутых склонов, зависит от многих факторов, в числе которых приоритетную роль играют количественные параметры динамического состояния как самого харвестера, так и анкерной системы для обеспечения безопасной эксплуатации указанных технологических машин. В данной статье рассматривается комплексная пространственная динамическая модель, объединяющая в общую взаимосвязанную систему все основные компоненты моделируемого явления, включая непосредственно харвестер с установленным на нем гидравлическим манипулятором, перемещаемый в пространстве сортимент, анкерную систему в составе анкерных каната и лебедки, анкерное дерево для крепления анкерного каната и грунт опорной поверхности. Динамическая математическая модель такой шестикомпонентной системы включает 35 обобщенных координат, определяющих линейные и угловые смещения центров масс перечисленных компонентов системы. Построенная с использованием метода Лагранжа II рода система из 35-ти дифференциальных уравнений решалась методом Рунге-Кутты IV порядка. Для этой цели была разработана компьютерная программа, описание которой содержится в статье. Применительно к базовому варианту моделируемой системы с количественными исходными характеристиками, ориентированными на характеристики трехосного колесного харвестера с колесной формулой 6К6, были проведены расчеты колебательных процессов для динамических параметров, определяющих нагруженность анкерной системы и безопасность эксплуатации харвестера в процессе манипулирования сортаментом.

Ключевые слова: харвестер, динамическая модель, анкерный канат, анкерное дерево, вибрационные характеристики.

Abstract. The efficiency of using logging machines for work in mountainous or hilly areas characterized by the presence of steep slopes depends on many factors, among which the quantitative parameters of the dynamic state of both the harvester itself and the anchor system play a priority role to ensure the safe operation of these technological machines. This article considers a complex spatial dynamic model that combines into a common interconnected system all the main components of the simulated phenomenon, including directly a harvester with a hydraulic manipulator mounted on it, a movable assortment in space, an anchor system consisting of an anchor rope and a winch, an anchor tree for attaching an anchor rope and the soil of the support surface. The dynamic mathematical model of such a six-component system includes 35 generalized coordinates that determine the linear and angular displacements of the mass centers of the listed system components. A system of 35 differential equations constructed using the Lagrange's equation was solved by the 4-th-order Runge-Kutta method. For this purpose, a computer program has been developed, the description of which is contained in the article. In relation to the basic version of the simulated system with quantitative initial characteristics focused on the characteristics of a three-axle wheeled harvester with a 6K6 wheel formula, calculations of oscillatory processes for dynamic parameters determining the loading of the anchor system and the safety of harvester operation in the process of assortment manipulation were carried out.

Keywords: harvester, dynamic model, anchor rope, anchor tree, vibration characteristics.

Дата получения статьи: 06.05.2024 † Date of manuscript reception: 06.05.2024
 Дата принятия к публикации: 11.09.2024 † Date of acceptance for publication: 11.09.2024
 Дата публикации: 25.09.2024 † Date of publication: 25.09.2024

Сведения об авторах:

Лагерев Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, профессор ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»,
e-mail: bsu-avl@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0380-5456>

Лагерев Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, профессор ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет»,
e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0921-6831>

Макулина Анна Васильевна – аспирант ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»,
e-mail: annahimich14@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-1698-2582>

Authors' information:

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Professor at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University,
e-mail: bsu-avl@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0380-5456>

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Professor at Kuban State Technological University,
e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0921-6831>

Anna V. Makulina – Postgraduate at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University,
e-mail: annahimich14@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-1698-2582>

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук № МД-1543.2022.4

Acknowledgements

The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. MD-1543.2022.4

1. Введение

Истощение доступных, спелых, равнинных эксплуатационных лесов в Сибири и на Дальнем Востоке, то есть в регионах, которые некогда назывались лесозыбыточными регионами Российской Федерации, привело к необходимости вовлечения в промышленное производство лесов, произрастающих на склонах гор, сопок и холмисто-рядовых рельефов [1, 2].

Значительные площади спелого древо-стоя сосредоточены в удаленных районах со слабо развитой транспортной инфраструктурой, на территориях с плотным наличием резко пересеченного рельефа и крутых склонов, в местах с частичным наличием сильно слабонесущих, переувлажненных грунтов, заболоченности и топей. Больше всего лесозащитных территорий с сильно переувлажненными и заболоченными участками находится в Республике Саха (Якутия) и Хабаровском крае [1]. Особенностью данных территорий является то, что основные площади, где произрастает качественный древо-

стой, сосредоточены на крутых склонах, которые в нижней своей части часто соприкасаются с гидрологическими системами (болотами, речками).

Ведущие компании-производители машин для сортиментной заготовки – Ponsse, John Deere, Komatsu – предлагают свои технические решения, которые существенно повышают эффективность работы техники при работе на склонах. Прежде всего – это установка специальной лебедки [1, 3-6]. Лебедка позволяет зацепиться тросом за верх склона и помогает машине перемещаться по склону. Она стабильно держит тросом машину на уклоне, не дает пробуксовывать трансмиссии и позволяет экономить топливо. Длина троса лебедки у Ponsse составляет 350 м, у Komatsu: на харвестерах – 325 м, на форвардерах – 425 м. Диаметр троса у лебедок составляет 14-15 мм [1]. Лебедка существенно помогает и при работе машин на склонах в зимний период, когда из-за снега и наледи склон, вдобавок ко всему, становится еще и скользким.

Исследованию рабочих процессов и динамики лесных машин посвящено достаточ-

но большое число работ, в частности, [7-12]. В качестве метода исследований динамической нагруженности в большинстве работ принято математическое моделирование с использованием двух- и трехмассовых расчетных схем.

Также известны отдельные исследования в области изучения рабочих процессов машин для лесозаготовки на крутых склонах [13-16]. Однако количество таких работ не велико. Это связано с тем, что объемы лесозаготовки на крутых склонах ранее были не существенными в силу наличия более пригодных лесов на равнинной местности. Поэтому и вопросам создания специальных машин исследователи и инженеры не уделяли должного внимания.

Эффективность использования лесозаготовительных машин для производства работ на горных или холмистых территориях, характеризующихся наличием крутых склонов, зависит от многих факторов, в числе которых приоритетную роль играют количественные параметры динамического состояния как самого харвестера, так и анкерной системы для обеспечения безопасной эксплуатации указанных технологических машин. Однако в настоящее время публикации о

проведенных научных исследованиях, связанных с моделированием или экспериментальным изучением специфики формирования динамического состояния харвестеров при проведении лесозаготовительных работ на крутых склонах, достаточно редки. В числе таких исследований можно назвать, например, работы [17-19].

2. Модели и методы

Динамический анализ харвестера, оснащенного канатной анкерной системой, при проведении им лесозаготовительных работ на крутом склоне выполнялся на примере трехосного колесного харвестера с колесной формулой 6К6. Подобную конструкцию в настоящее время имеют харвестеры таких ведущих фирм-производителей лесной техники, как Амкодор (Беларусь) [6, 20], John Deere (Канада) [21], Logset, Ponsse и бывшая Valmet (Финляндия) [22, 23], Ecolog (Швеция) [24].

Динамическая математическая модель шестикомпонентной системы «харвестер – манипулятор – сортимент – анкерная система – анкерное дерево – грунт» применительно к трехосному колесному харвестеру с колесной формулой 6К6 показана на рис. 1.

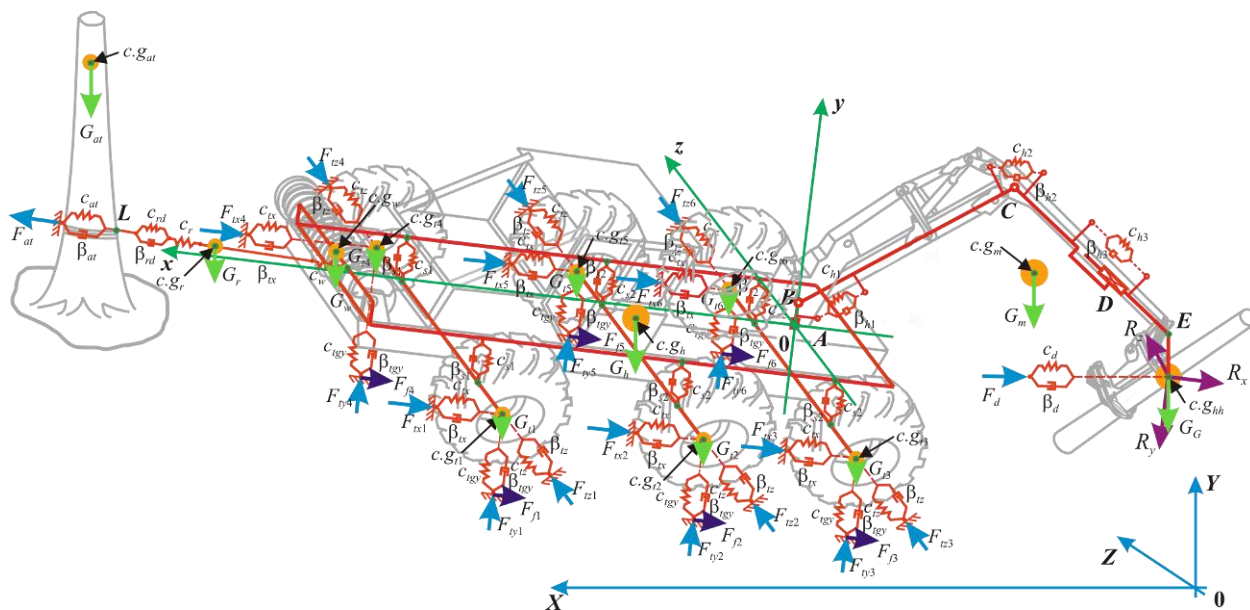


Рис. 1. Динамическая математическая модель шестикомпонентной системы «харвестер – манипулятор – сортимент – анкерная система – анкерное дерево – грунт»

Указанная математическая модель построена для неподвижного харвестера с неразрезной несущей рамой, закрепленного на крутом склоне с помощью одноответвеного анкерного каната и предназначена для моделирования его динамики в процессе манипулирования сортиментом с помощью штатного гидравлического манипулятора.

Металлоконструкция несущей рамы харвестера рассматривается в виде набора континуальных жестких стержней. Ее характеристики выражаются погонным весом g_f , моментом инерции сечений EJ_f , длиной и шириной рамы L_f и D_f . Суммарный вес несущей рамы, включая вес кабины, силовой установки и вспомогательного оборудования, а также подвески и колесных пар составляет полный вес харвестера G_h .

Оси колесных пар рассматриваются в виде континуальных жестких стержней, соединенных с несущей рамой одностипными подвесками, которые обладают конечной жесткостью только в вертикальном направлении. Динамические характеристики подвесок выражаются коэффициентами жесткости c_s и коэффициентами вязкого сопротивления β_s , причем в качестве динамической модели подвесок принята модель Кельвина-Фойгта [25].

Колеса харвестера рассматриваются в виде одностипных вязко-упругих элементов весом G_t . В качестве динамической модели колес принята модель Кельвина-Фойгта [25]. Их динамические характеристики выражаются коэффициентами жесткости материала шин в продольном c_{tx} , радиальном c_{ty} и поперечном c_{tz} направлениях деформации шин, а также коэффициентами вязкого сопротивления материала шин в указанных направлениях β_{tx} , β_{ty} и β_{tz} [25, 26].

Металлоконструкция манипулятора харвестера рассматривается в виде набора континуальных упругих стержней, которые по длине i -го стержня ξ_i ($\xi_i \in [0; L_i]$) могут иметь как постоянное, так и переменное поперечное сечение. Их характеристики выражаются погонным весом g_i или $g_i(\xi_i)$, мо-

ментами инерции сечений при изгибе в вертикальном направлении EJ_{iv} или $EJ_{iv}(\xi_i)$, моментами инерции сечений при изгибе в поперечном направлении EJ_{ic} или $EJ_{ic}(\xi_i)$ и длиной отдельных стержней L_i : $g_1(0 \leq \xi_1 \leq L_1)$, $g_2(0 \leq \xi_2 \leq L_2)$, $g_3(0 \leq \xi_3 \leq L_3)$ и $g_4(0 \leq \xi_4 \leq L_4)$; $EJ_1(0 \leq \xi_1 \leq L_1)$, $EJ_2(0 \leq \xi_2 \leq L_2)$, $EJ_3(0 \leq \xi_3 \leq L_3)$ и $EJ_4(0 \leq \xi_4 \leq L_4)$. Характеристики гидродвигателя механизма движения i -го звена манипулятора, в качестве которого преимущественно используются силовые гидроцилиндры, выражаются коэффициентами жесткости c_{hi} и вязкого сопротивления β_{hi} [22, 29], причем в качестве динамической модели гидроцилиндров принята модель Кельвина-Фойгта [25].

Металлоконструкция анкерной лебедки рассматривается в виде континуальных упругих стержней. Ее характеристики выражаются суммарным весом самой лебедки и находящегося на барабане части анкерного каната G_w и коэффициентом жесткости в продольном направлении c_w .

Анкерный канат рассматривается в виде гибкой нити постоянного поперечного сечения диаметром d_r , погонным весом g_r и переменной длины $L_r \in [L_{r,\min}; L_{r,\max}]$, имеющей естественное статическое провисание в пролете между анкерным деревом и анкерной лебедкой в зависимости от натяжения. Его характеристики выражаются весом G_r , переменной величины и коэффициентом жесткости c_r [30].

Анкерное дерево рассматривается в виде континуального упругого стержня переменного поперечного сечения. Его характеристики выражаются плотностью древесины (в зависимости от породы дерева) ρ_{at} , высотой L_{at} , весом G_{at} , приложенным к центру масс дерева на его продольной оси на высоте H_{at} от поверхности грунта, а также коэффициентами жесткости c_{at} и вязкого сопротивления β_{at} древесины [32-33]. В качестве динами-

ческой модели материала анкерного дерева принята модель Кельвина-Фойгта [25].

Грунт опорной поверхности рассматривается как вязкоупругий континуум, физико-механические свойства которого зависят от типа и состояния грунта и количественно выражаются коэффициентами жесткости c_{gr} и вязкого сопротивления β_{gr} в вертикальном направлении [27]. В качестве динамической модели материала грунта принята модель Кельвина-Фойгта [25].

Для построения системы дифференциальных уравнений 2-го порядка, характеризующих динамику шестикомпонентной системы «харвестер – манипулятор – сортимент – анкерная система – анкерное дерево – грунт» в обобщенных координатах, был использован подход на основе уравнений Лагранжа II рода [34]. В общей сложности модель характеризуется 35-ю степенями свободы и соответствующими им 35-ю обобщенными координатами. В их число включены следующие:

- q_1, q_2, q_3 - перемещения центра масс харвестера в направлении осей локальной системы координат x, y и z ;
- q_4, q_5, q_6 - поворот конструкции харвестера относительно точки, совпадающей с центром масс, вокруг осей локальной системы координат x, y и z ;
- q_7, q_8, q_9 - перемещения центра масс гидравлического манипулятора в направлении осей локальной системы координат x, y и z ;
- q_{10}, q_{11}, q_{12} - перемещения совместного центра масс рабочего органа и сортимента в направлении осей локальной системы координат x, y и z ;
- q_{13} - качание рабочего органа и сортимента относительно точки, совпадающей с центром масс, относительно оси локальной системы координат z ;
- q_{14}, q_{15}, q_{16} - перемещения центра масс левого колеса переднего моста в направлении осей локальной системы координат x, y и z ;
- q_{17}, q_{18}, q_{19} - перемещения центра масс левого колеса среднего моста в направлении осей локальной системы координат x, y и z ;

- q_{20}, q_{21}, q_{22} - перемещения центра масс левого колеса заднего моста в направлении осей локальной системы координат x, y и z ;

- q_{23}, q_{24}, q_{25} - перемещения центра масс правого колеса переднего моста в направлении осей локальной системы координат x, y и z ;

- q_{26}, q_{27}, q_{28} - перемещения центра масс правого колеса среднего моста в направлении осей локальной системы координат x, y и z ;

- q_{29}, q_{30}, q_{31} - перемещения центра масс правого колеса заднего моста в направлении осей локальной системы координат x, y и z ;

- q_{32} - перемещение центра масс анкерной лебедки в направлении оси локальной системы координат x ;

- q_{33}, q_{34} - перемещения центра масс анкерного каната в направлении осей локальной системы координат x и y ;

- q_{35} - перемещение центра масс анкерного дерева в направлении оси локальной системы координат x .

Для определения обобщенных сил Q_i , соответствующих выбранным обобщенным координатам q_i , использовался алгоритм, изложенный в [35] и позволяющий учесть действие сил различной природы, которые необходимо учесть при построении динамической модели шестикомпонентной системы, - как потенциальных (сил тяжести и упругости элементов системы), так и диссипативных (сил трения между колесами харвестера и грунтом и вязкого сопротивления при деформировании элементов системы).

Для каждой i -й обобщенной силы определялась сумма работ δA всех сил, учитываемых в геометрической модели «харвестер – манипулятор – сортимент – анкерная система – анкерное дерево – грунт», на i -м обобщенном возможном перемещении δq_i при условии равенства 0 остальных обобщенных возможных перемещений:

$$\delta A = \delta A(G_h) + \delta A(G_m) + \delta A(G_G) + \delta A(G_w) + \delta A(G_r) + \delta A(G_{at}) + \delta A(R_x) + \delta A(R_y) + \delta A(R_z) + \delta A(F_r) + \\ + \delta A(F_w) + \delta A(F_d) + \delta A(F_{at}) + \sum_{k=1}^{k=6} [\delta A(G_{tk}) + \delta A(F_{txk}) + \delta A(F_{tyk}) + \delta A(F_{tzk}) + \delta A(F_{fk}) + \delta A(F_{sk})], \quad (1)$$

где F_r - упругая сила, возникающая при растяжении анкерного каната; F_w - упругая сила, возникающая при изгибе металлоконструкции анкерной лебедки; R_x, R_y, R_z - проекции действующих в процессе работы харвестера эксплуатационных нагрузок (веса харвестерной головки и сортимента, центробежных и тангенциальных сил инерции) на координатные оси x, y и z ; F_d - вязкоупругая сила, создаваемая демпфером харвестерной головки для уменьшения ее раскачивания; F_{at} - вязкоупругая сила, возникающая при изгибе анкерного дерева; $F_{txk}, F_{tyk}, F_{tzk}$ - вязкоупругие силы, возникающие при деформировании k -го колеса харвестера вдоль координатных осей x, y и z ; F_{sk} - вязкоупругая сила, создаваемая k -й подвеской харвестера.

Обобщенная сила Q_i равна коэффициенту при δq_i . В связи с тем, что анкерный канат обеспечивает передачу нагрузки только в одном направлении (при растяжении), некоторые обобщенные силы имеют различное математическое выражение в зависимости от направления соответствующих им обобщенных возможных перемещений.

$$T = \frac{G_h + G_m + G_G + G_w}{2g} \sum_{k=1}^{k=3} \dot{q}_k^2 + \frac{J_{hx}}{2} \dot{q}_4^2 + \frac{J_{hy}}{2} \dot{q}_5^2 + \frac{J_{hz}}{2} \dot{q}_6^2 + \frac{G_m + G_G}{2g} \sum_{k=7}^{k=9} \dot{q}_k^2 + \\ + \frac{G_G}{2g} \sum_{k=10}^{k=12} \dot{q}_k^2 + \frac{J_{Gz}}{2} \dot{q}_{13}^2 + \frac{G_t}{2g} \sum_{k=14}^{k=31} \dot{q}_k^2 + \frac{G_w}{2g} \dot{q}_{32}^2 + \frac{G_r}{2g} \sum_{k=33}^{k=34} \dot{q}_k^2 + \frac{G_{at}}{2g} \dot{q}_{35}^2,$$

где J_{hx}, J_{hy}, J_{hz} - моменты инерции харвестера при повороте относительно координатных осей x, y и z ; J_{Gz} - момент инерции сортимента совместно с харвестерной головкой при качании относительно координатной оси z ; g - ускорение свободного падения.

Применительно к рассматриваемой динамической модели система уравнений Лагранжа II рода

Применяя последовательно выражение (1) для всех обобщенных возможных перемещений δq_i , учитываемых в динамической математической модели, были построены требуемые расчетные зависимости для определения обобщенных сил Q_i ($1 \leq i \leq 35$).

Полная кинетическая энергия шестикомпонентной системы «харвестер – манипулятор – сортимент – анкерная система – анкерное дерево – грунт» выражается следующей зависимостью, учитывающей индивидуальные вклады кинетической энергии характерных элементов указанной системы – харвестера T_h , манипулятора T_m , сортимента вместе с харвестерной головкой T_G , колес T_t , анкерной лебедки T_w , анкерного каната T_r и анкерного дерева T_{at} :

$$T = T_h + T_m + T_G + T_t + T_w + T_r + T_{at} \quad (2)$$

или

$$\frac{d}{d\tau} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad i \in [1; 35]$$

вследствие того, что полная кинетическая энергия системы T согласно выражению (2) не зависит от положения ее характерных элементов и, следовательно,

$$\frac{\partial T}{\partial q_i} = 0$$

для $i \in [1; 35]$, принимает следующий вид:

$$\frac{d}{d\tau} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) = Q_i, \quad i \in [1; 35] \quad (3)$$

или в развернутой форме:

$$(G_{h, \text{sum}} + G_w) \ddot{q}_k = gQ_k, \quad k = 1, 2, 3;$$

$$J_{hmz} \ddot{q}_4 = Q_4;$$

$$J_{hmy} \ddot{q}_5 = Q_5;$$

$$J_{hmz} \ddot{q}_6 = Q_6;$$

$$(G_m + G_G) \ddot{q}_k = gQ_k, \quad k = 7, 8, 9;$$

$$G_G \ddot{q}_k = gQ_k, \quad k = 10, 11, 12;$$

$$J_{Gz} \ddot{q}_{13} = Q_{13};$$

$$G_r \ddot{q}_k = gQ_k, \quad k \in [14; 31];$$

$$G_w \ddot{q}_{32} = gQ_{32};$$

$$G_r \ddot{q}_k = gQ_k, \quad k = 33, 34;$$

$$G_{at} \ddot{q}_{35} = gQ_{35}$$

при начальных условиях (при $\tau = \tau_0 = 0$)

$$q_i(\tau_0) = q_{i,0}, \quad i \in [1; 12] \text{ и } i \in [14; 35]; \quad (4)$$

$$q_{13}(\tau_0) = \alpha_s; \quad (5)$$

$$\dot{q}_i(\tau_0) = \dot{q}_{i,0}, \quad i \in [1; 35], \quad (6)$$

где J_{hmz} , J_{hmy} , J_{hmz} - суммарные моменты инерции харвестера и манипулятора при повороте относительно осей x , y и z ; J_{Gz} - момент инерции харвестерной головки с сортиментом при повороте относительно оси z .

На основе решения системы дифференциальных уравнений (3) могут быть определены дополнительные параметры, характеризующие динамику моделируемой шестикомпонентной системы «харвестер – манипулятор – сортимент – анкерная система – анкерное дерево – грунт»:

- динамическое усилие натяжения анкерного каната:

$$S_r(\tau) = S_{r0} + c_r [q_{35}(\tau) - q_{32}(\tau)];$$

- динамическое напряжение растяжения анкерного каната:

$$\sigma_r(\tau) = \frac{S_r(\tau)}{f_r};$$

- динамический коэффициент запаса прочности анкерного каната по разрывному усилию:

$$n_r(\tau) = \frac{[T_r]}{\sigma_r(\tau)};$$

- динамический коэффициент запаса работоспособности по критическому опрокидывающему усилию на анкерное дерево:

$$n_{at}(\tau) = \frac{a_{at} d_{1,3} + b_{at} - \Delta_{at}}{S_r(\tau) \cos \psi_L};$$

- модуль динамического смещения центра масс харвестера:

$$|q_h|(\tau) = \sqrt{q_1^2(\tau) + q_2^2(\tau) + q_3^2(\tau)};$$

- модуль динамического смещения центра масс манипулятора:

$$|q_{man}|(\tau) = \sqrt{q_7^2(\tau) + q_8^2(\tau) + q_9^2(\tau)};$$

- модуль динамического смещения центра масс харвестерной головки:

$$|q_{hh}|(\tau) = \sqrt{q_{10}^2(\tau) + q_{11}^2(\tau) + q_{12}^2(\tau)},$$

где S_{r0} - усилие предварительного натяжения анкерного каната (в начальный момент времени τ_0); c_r - коэффициент продольной жесткости анкерного каната; f_r - суммарная площадь поперечного сечения проволок анкерного каната, определяемая типом каната; $[T_r]$ - разрывное усилие анкерного каната, определяемая его типом [36, 37]; $d_{1,3}$ - диаметр анкерного дерева на высоте 1,3 м от поверхности грунта; a_{at} , b_{at} , Δ_{at} - параметры уравнения регрессии для расчета критического усилия опрокидывания анкерного дерева [38].

Динамическая математическая модели шестикомпонентной системы «харвестер – манипулятор – сортимент – анкерная система – анкерное дерево – грунт» учитывает, что в процессе манипулирования сортиментом при неподвижном положении харвестера возможна как совместная, так и индивидуальная работа механизмов движения звеньев манипулятора, которая обеспечивает:

- поворот колонны q_{m1} вокруг вертикальной оси y ;

- поворот стрелы q_{m2} в вертикальной плоскости;

- поворот рукоятки q_{m3} в вертикальной плоскости;

- выдвигание телескопируемого звена q_{m4} ;

- вращение харвестерной головки q_{m5} вокруг вертикальной оси Y .

В рассматриваемой модели принято допущение о том, что закон изменения координаты k -го движения во времени $q_{mk}(\tau)$ подчиняется кусочно-линейному закону изменения скорости движения $\dot{q}_{mk}(\tau)$ с тремя характерными периодами:

- периодом разгона от начального значения скорости $\dot{q}_{mk} = 0$ до конечного значения $\dot{q}_{mk} = \dot{q}_{st,k}$;
- периодом установившегося движения с постоянной скоростью $\dot{q}_{mk} = \dot{q}_{st,k} = const$;

- периодом торможения от начального значения скорости $\dot{q}_{mk} = \dot{q}_{st,k}$ до конечного значения $\dot{q}_{mk} = 0$.

Графики законов скоростей с указанием характерных количественных параметров приведены на рис. 2. Каждый закон $\dot{q}_{mk}(\tau)$ количественно характеризуется следующими пятью параметрами, требующими их задания:

- моментами времени начала $\tau_{b,k}$ и окончания $\tau_{e,k}$ k -го движения;
- ускорениями разгона $\ddot{q}_{a,k}$ и торможения $\ddot{q}_{d,k}$;
- скоростью установившегося движения $\dot{q}_{st,k}$.

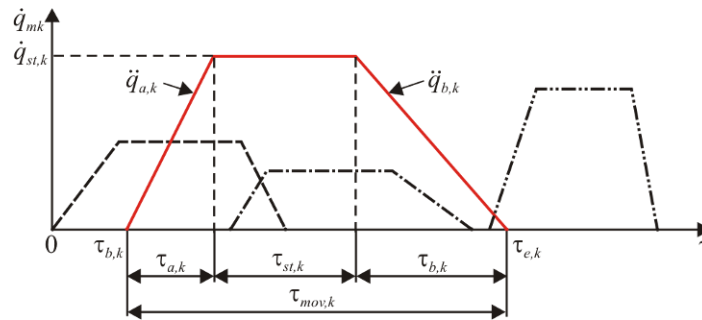


Рис. 2. Расчетные графики законов скоростей звеньев манипулятора

Остальные параметры законов движения могут быть определены с помощью следующих выражений:

- продолжительность движения

$$\tau_{mov,k} = \tau_{e,k} - \tau_{b,k};$$

- продолжительность периодов разгона, торможения и установившегося движения

$$\tau_{a,k} = \dot{q}_{st,k} / \ddot{q}_{a,k};$$

$$\tau_{d,k} = \dot{q}_{st,k} / |\ddot{q}_{d,k}|;$$

$$\tau_{st,k} = \tau_{mov,k} - \tau_{a,k} - \tau_{d,k}.$$

Тогда координата k -го звена при перемещении из своего начального положения $q_{mk,0}$, занимаемого в момент времени $\tau_{b,k}$, в произвольный момент времени $\tau \in [\tau_{b,k}; \tau_{e,k}]$ будет определяться зависимостями:

- направление перемещения звена совпадает с возрастанием координаты q_{mk} :

- при $\tau \in [\tau_{b,k}; \tau_{b,k} + \tau_{a,k}]$

$$q_{mk} = q_{mk,0} + 0,5\ddot{q}_{a,k}(\tau - \tau_{b,k})^2;$$

- при $\tau \in [\tau_{b,k} + \tau_{a,k}; \tau_{e,k} - \tau_{d,k}]$

$$q_{mk} = q_{mk,0} + 0,5\ddot{q}_{a,k}\tau_{a,k}^2 + \dot{q}_{st,k}(\tau - \tau_{b,k} - \tau_{a,k});$$

- при $\tau \in [\tau_{e,k} - \tau_{d,k}; \tau_{e,k}]$

$$q_{mk} = q_{mk,0} + 0,5\ddot{q}_{a,k}\tau_{a,k}^2 + \dot{q}_{st,k}(\tau - \tau_{a,k}) - 0,5|\ddot{q}_{d,k}|(\tau - \tau_{b,k} - \tau_{a,k} - \tau_{st,k})^2;$$

- направление перемещения звена совпадает с уменьшением координаты q_{mk} :

- при $\tau \in [\tau_{b,k}; \tau_{b,k} + \tau_{a,k}]$

$$q_{mk} = q_{mk,0} - 0,5\ddot{q}_{a,k}(\tau - \tau_{b,k})^2;$$

- при $\tau \in [\tau_{b,k} + \tau_{a,k}; \tau_{e,k} - \tau_{d,k}]$

$$q_{mk} = q_{mk,0} - 0,5\ddot{q}_{a,k}\tau_{a,k}^2 - \dot{q}_{st,k}(\tau - \tau_{b,k} - \tau_{a,k});$$

- при $\tau \in [\tau_{e,k} - \tau_{d,k}; \tau_{e,k}]$

$$q_{mk} = q_{mk,0} - 0,5\ddot{q}_{a,k}\tau_{a,k}^2 + \dot{q}_{st,k}(\tau - \tau_{a,k}) + 0,5|\ddot{q}_{d,k}|(\tau - \tau_{b,k} - \tau_{a,k} - \tau_{st,k})^2.$$

При назначении количественных параметров закона перемещения k -го звена манипулятора необходимо учитывать возмож-

ные граничные значения координаты q_{mk} , лимитируемые параметрами кинематической схемы манипулятора. Если направление перемещения звена совпадает с возрастанием координаты q_{mk} , то должно выполняться условие:

$$q_{mk}(\tau = \tau_{e,k}) \leq q_{k0} + \Delta q_k,$$

а если направление перемещения звена совпадает с уменьшением координаты q_{mk} , то условие:

$$q_{mk}(\tau = \tau_{e,k}) \geq 0,$$

где q_{k0} - начальная граничная координата k -го звена манипулятора; Δq_k - интервал изменения координаты k -го звена манипулятора.

Практическая реализация представленной динамической математической модели требует знания значительного числа количественных параметров, характеризующих свойства ее структурных элементов. Частично эти параметры являются неизменяемыми исходными данными, изначально задаваемыми при проведении динамического расчета, а частично – вычисляемыми данными, значения которых определяются до начала расчета, или переменными данными, значения которых требуют постоянной коррекции в процессе проведения расчета.

Для интегрирования системы обыкновенных дифференциальных уравнений 2-го порядка (3) при начальных условиях (4) - (6), определяющих динамику шестикомпонентной системы «харвестер – манипулятор – сортимент – анкерная система – анкерное дерево – грунт», целесообразно использовать метод Рунге-Кутты 4-го порядка [39, 40].

Исходную систему из 35-ти обыкновенных дифференциальных уравнений 2-го порядка (3) вида

$$\ddot{q}_i = g_i(\tau, q_1, \dots, q_{35}, \dot{q}_1, \dots, \dot{q}_{35}), \quad i \in [1; 35]$$

используя обозначения $r_i = \dot{q}_i$, можно свести к системе из 70-ти обыкновенных дифференциальных уравнений 1-го порядка вида:

$$\dot{r}_i = g_i(\tau, q_1, \dots, q_{35}, r_1, \dots, r_{35}), \quad i \in [1; 35]$$

$$\dot{q}_i = r_i \quad i \in [1; 35]$$

при начальных условиях

$$q_i(\tau_0) = q_{i,0}, \quad i \in [1; 35];$$

$$r_i(\tau_0) = r_{i,0} = \dot{q}_{i,0}, \quad i \in [1; 35].$$

Для произвольного последующего ($k+1$)-го момента времени работы харвестера ($k = 1, 2, \dots$) решение указанной системы обыкновенных дифференциальных уравнений 1-го порядка находится согласно зависимостям метода Рунге-Кутты 4-го порядка:

$$r_{i,k+1} = r_{i,k} + (K_{i,1} + 2K_{i,2} + 2K_{i,3} + K_{i,4})\Delta\tau/6;$$

$$q_{i,k+1} = q_{i,k} + (L_{i,1} + 2L_{i,2} + 2L_{i,3} + L_{i,4})\Delta\tau/6,$$

где $\Delta\tau$ - шаг по времени при интегрировании дифференциальных уравнений; $K_{i,j}$, $L_{i,j}$ - коэффициенты, выражаемые зависимостями:

$$K_{i,1} = g_i(\tau_k; q_{i,k}; r_{i,k});$$

$$K_{i,2} = g_i\left(\tau_k + \frac{\Delta\tau}{2}; q_{i,k} + \frac{\Delta\tau}{2}L_{i,1}; r_{i,k} + \frac{\Delta\tau}{2}K_{i,1}\right);$$

$$K_{i,3} = g_i\left(\tau_k + \frac{\Delta\tau}{2}; q_{i,k} + \frac{\Delta\tau}{2}L_{i,2}; r_{i,k} + \frac{\Delta\tau}{2}K_{i,2}\right);$$

;

$$K_{i,4} = g_i(\tau_k + \Delta\tau; q_{i,k} + \Delta\tau L_{i,3}; r_{i,k} + \Delta\tau K_{i,3});$$

$$L_{i,1} = r_{i,k};$$

$$L_{i,2} = r_{i,k} + \frac{\Delta\tau}{2}K_{i,1};$$

$$L_{i,3} = r_{i,k} + \frac{\Delta\tau}{2}K_{i,2};$$

$$L_{i,4} = r_{i,k} + \Delta\tau K_{i,3}.$$

Разработанная динамическая математическая модель шестикомпонентной системы «харвестер – манипулятор – сортимент – анкерная система – анкерное дерево – грунт» применительно к трехосному колесному харвестеру с колесной формулой 6К6 была реализована в компьютерной программе «Динамика харвестера с анкерным канатом при проведении лесозаготовительных работ на крутом склоне», исходный текст которой написан на языке Pascal. Структура программы включает в себя головную программу

Dynamics_of_Harvester_with_Rope_Anchoring и 9 подпрограмм типа Procedure:

- AccDyn - вычисление ускорений обобщенных координат \ddot{q}_i в произвольный момент времени работы харвестера;

- *DetIntegral* - вычисление интеграла при расчете коэффициента жесткости анкерного дерева;

- *DetMinSr* - расчет минимально допустимого усилия натяжения анкерного каната $[S_r]_{\min}$;

- *ForceMoment* - расчет сил R_x , R_y и R_z от сортамента в произвольный момент времени работы харвестера;

- *ForceQi* - расчет обобщенных сил Q_i в произвольный момент времени работы харвестера;

- *KinematPar* - расчет кинематических параметров движения звеньев манипулятора в произвольный момент времени работы харвестера;

- *LeftPart* - вычисление правой части системы уравнений Рунге-Кутты IV-го порядка;

- *Motion* - расчет количественных параметров динамического состояния моделируемой системы на основе алгоритма решения системы дифференциальных уравнений 1-го порядка методом Рунге-Кутты IV-го порядка;

- *ParamDet* - расчет вычисляемых исходных параметров математической модели в произвольный момент времени работы харвестера.

Результатом выполнения компьютерной программы является нахождение с постоянным шагом $\Delta\tau$ законов изменения во времени динамических параметров шестикомпонентной системы «харвестер – манипулятор – сортимент – анкерная система – анкерное дерево – грунт» на протяжении временного интервала технологической операции манипулирования сортиментом.

В число расчетных данных входят такие параметры, как:

- пространственное положение, скорости и ускорения, которые определяют 35 характерных перемещений и углов поворота q_i , устанавливающих состояние харвестера и анкерной системы в дискретные моменты времени, а именно $q_i(\tau)$, $\dot{q}_i(\tau)$, $\ddot{q}_i(\tau)$;

- текущие координаты $q_{mj}(\tau)$, скорости $\dot{q}_{mj}(\tau)$ и ускорения $\ddot{q}_{mj}(\tau)$ звеньев манипу-

лятора ($j = 1, \dots, 5$) в дискретные моменты времени;

- ключевые параметры динамической системы в дискретные моменты времени, а именно: динамическое усилие натяжения анкерного каната $S_r(\tau)$, динамическое напряжение растяжения анкерного каната $\sigma_r(\tau)$, динамический коэффициент запаса прочности анкерного каната по разрывному усилию $n_r(\tau)$, динамический коэффициент запаса работоспособности по критическому опрокидывающему усилию на анкерное дерево $n_{at}(\tau)$, модуль динамического смещения центра масс харвестера $|q_h|(\tau)$, модуль динамического смещения центра масс манипулятора $|q_{man}|(\tau)$, модуль динамического смещения центра масс харвестерной головки $|q_{hh}|(\tau)$;

- силы, действующие на сортимент в процессе его перемещения, в проекциях на оси системы координат xuz $R_x(\tau)$, $R_y(\tau)$, $R_z(\tau)$ и модуль силы $R_{\text{mod}}(\tau)$ в дискретные моменты времени;

- координаты центра масс динамической системы в целом в системе координат xuz $x_{sum}(\tau)$, $y_{sum}(\tau)$ и $z_{sum}(\tau)$ в дискретные моменты времени;

- координаты центра масс манипулятора в системе координат xuz $x_m(\tau)$, $y_m(\tau)$ и $z_m(\tau)$ в дискретные моменты времени;

- коэффициенты жесткости манипулятора в направлении осей системы координат xuz $c_{mx}(\tau)$, $c_{my}(\tau)$ и $c_{mz}(\tau)$ в дискретные моменты времени;

- суммарные моменты инерции ходовой части харвестера, гидравлического манипулятора и анкерной лебедки при повороте относительно координатных осей x , y и z $J_{hx}(\tau)$, $J_{hy}(\tau)$ и $J_{hz}(\tau)$ в дискретные моменты времени;

- минимальные $q_{i,\min}$, максимальные $q_{i,\max}$ значения и амплитуды $q_{i,a} = 0,5|q_{i,\max} - q_{i,\min}|$ характерных перемещений и углов поворота q_i на протяжении

временного интервала манипулирования сортиментом;

- минимальные и максимальные значения, амплитуды ключевых параметров динамической системы на протяжении временного интервала манипулирования сортиментом, а именно: динамического усилия натяжения анкерного каната $S_{r,\min}$, $S_{r,\max}$, $S_{r,a}$; динамического напряжения растяжения анкерного каната $\sigma_{r,\min}$, $\sigma_{r,\max}$, $\sigma_{r,a}$; динамического коэффициента запаса прочности анкерного каната по разрывному усилию $n_{r,\min}$, $n_{r,\max}$, $n_{r,a}$; динамического коэффициента запаса работоспособности по критическому опрокидывающему усилию на анкерное дерево $n_{at,\min}$, $n_{at,\max}$, $n_{at,a}$; модуля динамического смещения центра масс харвестера $|q_h|_{\min}$, $|q_h|_{\max}$, $|q_h|_a$; модуля динамического смещения центра масс манипулятора $|q_{man}|_{\min}$, $|q_{man}|_{\max}$, $|q_{man}|_a$; модуля динамического смещения центра масс харвестерной головки $|q_{hh}|_{\min}$, $|q_{hh}|_{\max}$, $|q_{hh}|_a$.

3. Обсуждение результатов моделирования

С целью верификации предложенной динамической модели шестикомпонентной системы «харвестер – манипулятор – сортимент – анкерная система – анкерное дерево – грунт» и результатов расчета с помощью компьютерной программы «Динамика харвестера с анкерным канатом при проведении лесозаготовительных работ на крутом склоне» были выполнены исследования базового («эталонного») варианта моделируемой фи-

зической системы. В качестве базового варианта был принят вариант харвестера с колесной формулой 6К6. В качестве прототипа использовался колесный харвестер Амкодор 2562 производства ОАО «АМКОДОР»-управляющая компания холдинга» (Беларусь) [6, 20].

В качестве моделируемого движения манипулятора была принята совокупность движений отдельных звеньев, обеспечивающая проведение технологической операции по перемещению сортимента от места валки исходного дерева, расположенного на продольной оси харвестера (совпадает с координатной осью x), до места формирования пачки хлыстов, расположенного перпендикулярно продольной оси харвестера (совпадает с координатной осью z).

Указанная совокупность движений включает движения звеньев манипулятора в следующей последовательности:

- 1) подъем стрелы из начального нижнего положения;
- 2) поворот колонны из начального продольного положения;
- 3) выдвигание телескопируемого звена из начального максимально задвинутого положения;
- 4) опускание рукояти из начального верхнего положения.

Количественные параметры, характеризующие перечисленные отдельные движения звеньев манипулятора приведены в табл. 1. На рис. 3 и 4 показаны графики изменения во времени кинематических параметров отдельных движений – координат пространственного положения звеньев, их скоростей и ускорений.

Таблица 1

Параметры движений звеньев манипулятора при перемещении сортимента

Наименование параметра	Значение параметра для звена			
	1	2	3	4
Число периодов движения звена	2	3	3	3
Момент времени начала движения, с	1,0	0,0	3,0	2,0
Координата положения звена в начальный момент, град (м)	0	10	60	0
Момент времени окончания движения, с	7,00	3,75	7,33	8,00
Координата положения звена в конечный момент, град (м)	90	40	0	1,0

Окончание табл. 1

Наименование параметра	Значение параметра для звена			
	1	2	3	4
Продолжительность движения, с	6,00	3,75	4,33	6,00
Интервал изменения координаты положения звена, град (м)	+90	+30	-60	1,0
Скорость установившегося движения, град/с (м/с)	40	10	20	0,2
Продолжительность периода установившегося движения, с	-	2,25	1,67	4,00
Ускорение при разгоне, град/с ² (м/с ²)	10	10	15	0,2
Продолжительность периода разгона, с	3,00	1,00	1,33	1,0
Ускорение при торможении, град/с ² (м/с ²)	-10	-20	-15	-0,2
Продолжительность периода торможения, с	3,00	0,50	1,33	1,0
Максимальная скорость, град/с	30	-	-	-
Момент времени достижения максимальной скорости, с	4,0	-	-	-

Примечание: Размерность параметра, указанная в скобках, относится к звену 4.

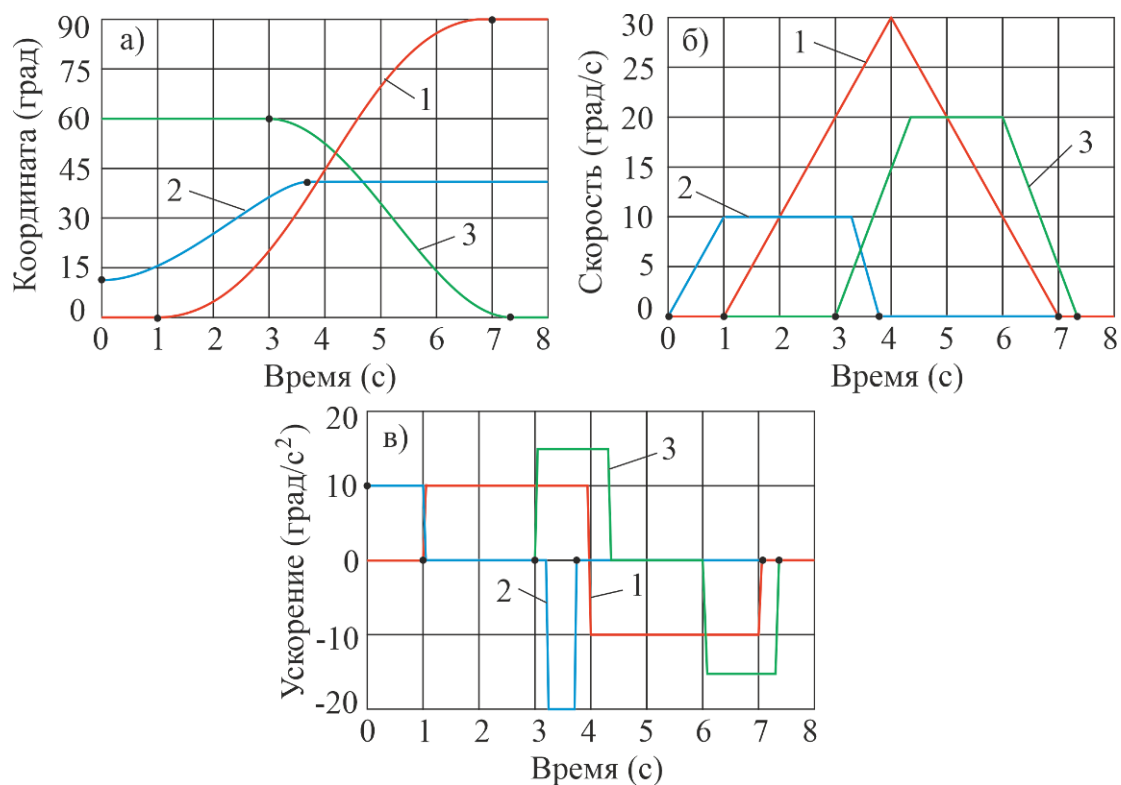


Рис. 3. Кинематические параметры движения поворотных звеньев манипулятора на протяжении временного интервала манипулирования сортиментом: а – координаты пространственного положения звеньев; б – угловые скорости звеньев; в – угловые ускорения звеньев (1 – колонна; 2 – стрела; 3 – рукоять; точками на графиках отмечены моменты начала и окончания движения соответствующего звена)

Общая продолжительность указанного моделируемого движения манипулятора при работе харвестера составляет 8 с. В течение указанного промежутка времени было проведено моделирование динамического пове-

дения шестикомпонентной системы «харвестер – манипулятор – сортимент – анкерная система – анкерное дерево – грунт».

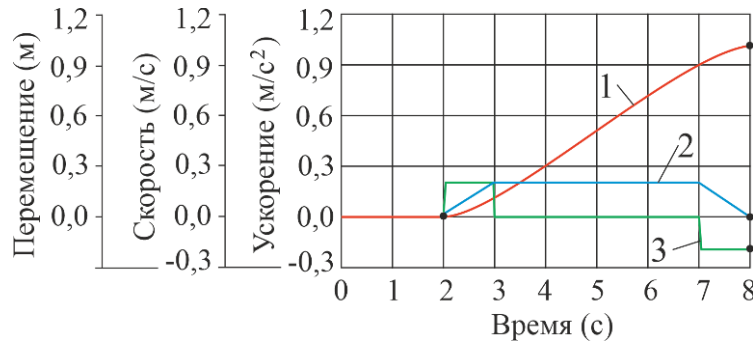


Рис. 4. Кинематические параметры поступательного движения телескопируемого звена манипулятора на протяжении временного интервала манипулирования сортиментом:
 1 – координата пространственного положения звена; 2 – линейная скорость звена;
 3 – линейное ускорение звена (точками на графиках отмечены моменты начала и окончания движения звена)

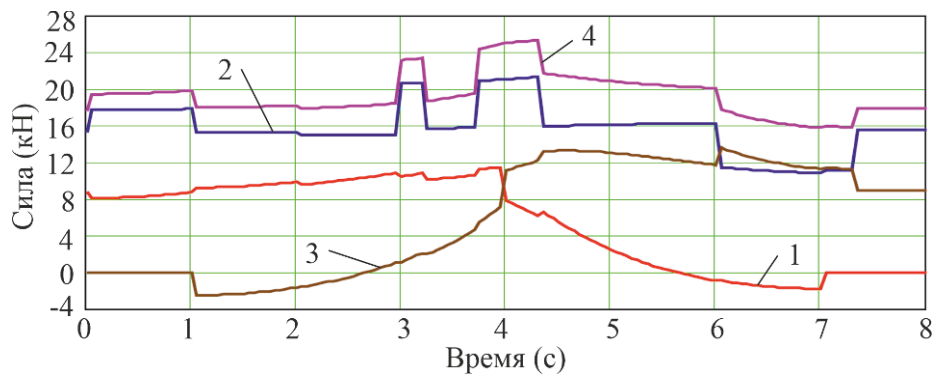


Рис. 5. Графики изменения во времени модуля эксплуатационных сил, действующих на рабочий орган харвестера, и их проекций: 1 – проекция на ось x ; 2 – проекция на ось y ;
 3 – проекция на ось z ; 4 – модуль эксплуатационных сил

На рис. 5 приведены графики изменения во времени модуля эксплуатационных сил, действующих на рабочий орган харвестера, и их проекций на оси локальной системы координат харвестера xuz при перемещении сортиamenta применительно к базовому варианту. Наибольшее значение этих сил наблюдается приблизительно в интервале времени от 3,7 до 4,3 с, т.е. при движении трех звеньев – колонны, рукоятки и телескопируемого звена.

На последующих рис. 6 - 9 показана динамика основных характеристик базового варианта харвестера и его анкерной системы при перемещении сортиamenta согласно моделируемого движения манипулятора (табл. 1). В связи с весьма малым временным шагом при интегрировании системы дифференциальных уравнений (3) $\Delta t = 0,0001$ с на этих рисунках приведены результаты расчета для четырех

временных интервалов, каждый из которых имеет длительность 0,05 с:

- интервал 0,50 ... 0,55 с показывает динамику соответствующей характеристики в начальном периоде движения манипулятора (движение выполняет только одно звено – стрела);

- интервал 3,20 ... 3,25 с показывает динамику соответствующей характеристики в период, когда движение совершают все четыре звена манипулятора совместно;

- интервал 4,1 ... 4,15 с показывает динамику соответствующей характеристики в период, в котором наблюдается максимальное значение по модулю эксплуатационной нагрузки на рабочий орган харвестера (рис. 5) и движение совершают три звена совместно – колонна, рукоятка и телескопируемое звено;

- интервал 7,50 ... 7,55 с показывает динамику соответствующей характеристики в

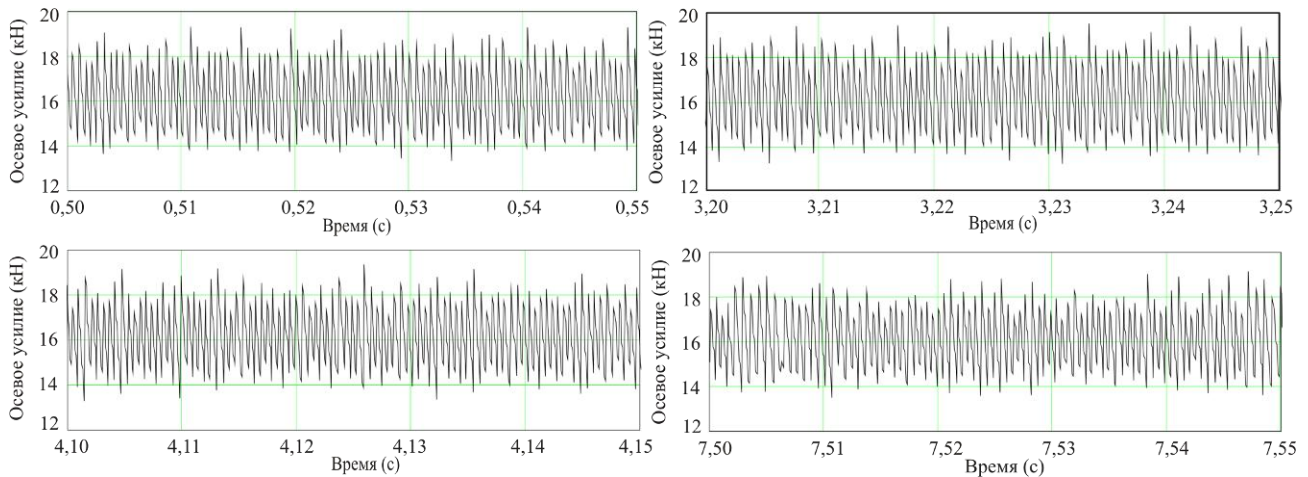


Рис. 6. Динамика осевого растягивающего усилия в анкерном канате в пределах четырех характерных промежутков времени перемещения сортимента

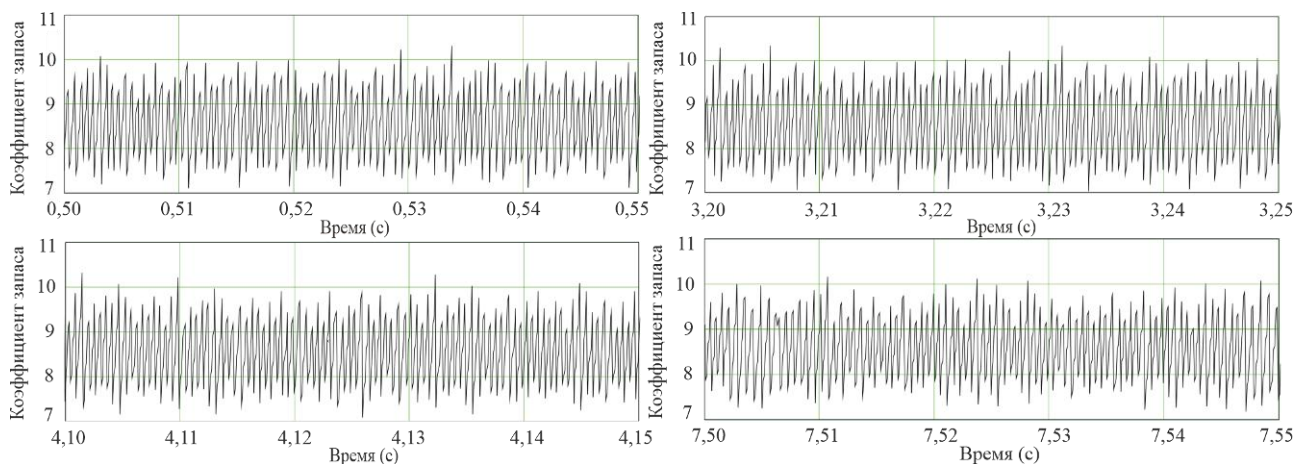


Рис. 7. Динамика коэффициента запаса прочности анкерного каната по разрывному усилию в пределах четырех характерных промежутков времени перемещения сортимента

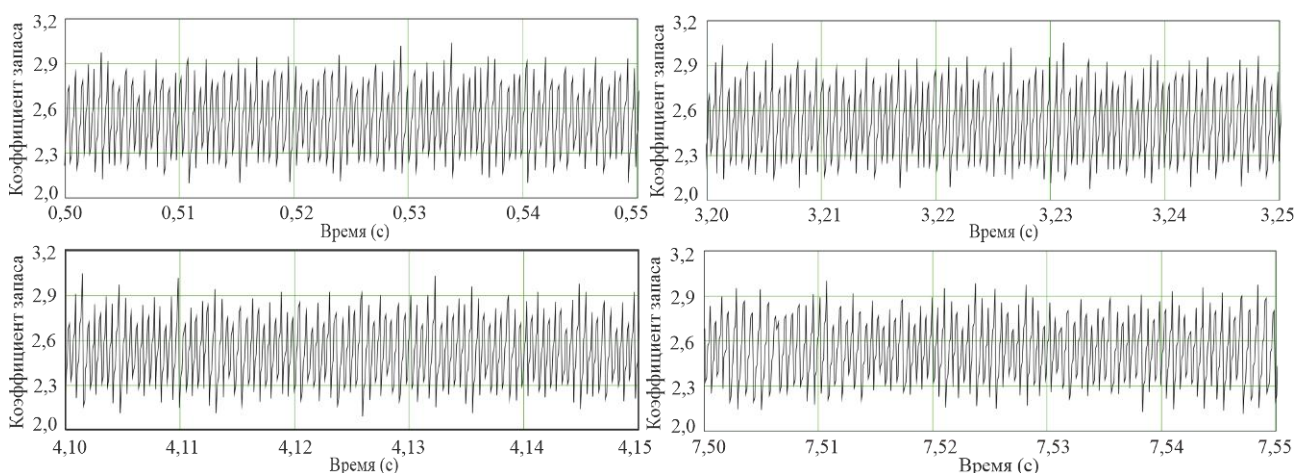


Рис. 8. Динамика коэффициента запаса работоспособности по критическому опрокидывающему усилию на анкерное дерево в пределах четырех характерных промежутков времени перемещения сортимента

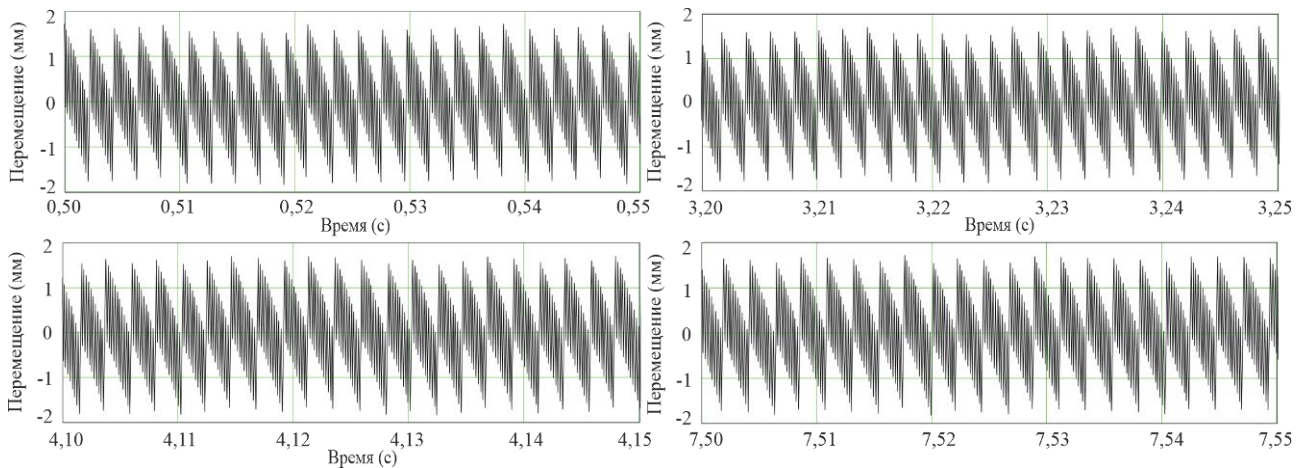


Рис. 9. Динамика перемещения центра масс анкерного дерева (обобщенная координата динамической модели q_{35}) в пределах четырех характерных промежутков времени перемещения сортимента

конечном периоде движения манипулятора (движение выполняет только одно звено – телескопируемое звено).

4. Заключение

В данной статье была рассмотрена комплексная пространственная динамическая модель, объединяющая в общую взаимосвязанную систему все основные компоненты моделируемого явления, включая непосредственно харвестер с установленным на нем гидравлическим манипулятором, перемещаемый в пространстве сортимент, анкерную систему в составе анкерных каната и лебедки, анкерное дерево для крепления анкерного каната и грунт опорной поверхности.

Данная динамическая модель объединила все компоненты, определяющие динамическое поведение комплексной шестикомпонентной системы «харвестер – манипулятор – сортимент – анкерная система – анкерное дерево – грунт», и позволила выполнить мате-

матическое моделирование рабочего процесса трехосного колесного харвестера при его эксплуатации на крутом склоне во время манипулирования сортиментом. Предложенные подходы могут быть также распространены на харвестеры с другой колесной формулой и с другими особенностями конструкции, в частности, конструкции несущей рамы.

Динамическая модель позволяет учесть и, соответственно, проанализировать большое число количественных конструктивных и режимных параметров, которые характеризуют динамическое поведение и нагруженность как самого харвестера и установленного на нем манипулятора, так и структурных элементов анкерной системы. Поэтому перспективным направлением дальнейших исследований динамики харвестеров при лесозаготовке на крутых склонах является проведение такого анализа с целью разработки практических рекомендаций по проектированию эффективных и надежных анкерных систем.

Список литературы

1. Григорьев И.В., Куницкая О., Рудов С., Каляшов В., Тамби А. Лесозаготовительные машины для работы на склонах // Бюллетень ассоциации «Лестех». 2020. №1. С. 4-9.
2. Комплексная механизация лесозаготовок [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://lsdinfo.org/kompleksnaya-mexanizaciya-lesozagotovok> (дата обраще-

References

1. Grigorev I.V., Kunitskaya O., Rudov S., Kalyashov V., Tambi A. Lesozagotovitelnye ma-shiny dlya raboty na sklonakh. *Bulletenij assotsiatsii «Lestekh»*, 2020, No., pp. 4-9. (In Russian)
2. Kompleksnaya mekhanizatsiya lesozagotovok. Available at: <https://lsdinfo.org/kompleksnaya-mexanizaciya-lesozagotovok> (In Russian)

ния: 16.05.2024).

3. Berkett H., Visser R. Measuring Slope of Forestry Machines on Steep Terrain // *Future Forests Research*. 2012. HTN05-02.

4. Visser R. Stampfer K. Expanding Ground-based Harvesting onto Steep Terrain: A Review // *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2015. Vol. 36. № 2. P. 321-331.

5. Holzfeind T., Visser R., Chung W., Holzleitner F., Erber G. Development and Benefits of Winch-Assist Harvesting // *Current Forestry Reports*. 2020. № 6. P. 201–209.

6. Густенев Е.С., Каракулько Н.Н., Красик М.Б., Макаревич А.Л., Полубяtko А.А., Самущенко Л.А. Харвестеры АМКОДОР 2561, АМКОДОР 2562. Руководство по эксплуатации 2561.00.00.000 РЭ / 2562.00.00.000 РЭ. Минск: ОАО «АМКОДОР»-управляющая компания холдинга», 2017. 227 с.

7. Ермолев В.П., Виногоров Г.К. Механика воздействия машин на лесные почвы // *Лесная промышленность*. 1995. №3. С. 27-29.

8. Павлов А.И. Нагруженность гидроприводов лесосечных машин. Йошкар-Ола: МарГТУ, 2004. 212 с.

9. Александров В.А. Основы проектирования лесозаготовительных машин и оборудования. Ухта: УГТУ, 2007. 283 с.

10. Базаров С.М., Соловьев А.Н. Оценка динамических критериев эффективности лесных машин // *Вестник КрасГАУ*. 2014. №1. С. 140-147.

11. Лагереv И.А. Моделирование динамики специального манипулятора лесной машины с канатным приводом рукояти // *Вестник Брянского государственного технического университета*. 2015. №3. С. 381-384.

12. Лагереv А.В., Макулина А.В., Лагереv И.А. Влияние конструктивных характеристик манипулятора харвестера на оптимальные размеры рабочей зоны // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2024. № 2. С. 111-123. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-111-123

13. Sessions J., Leshchinsky B., Chung W., Boston K., Wimer J. Theoretical Stability and Traction of Steep Slope Tethered Feller-

3. Berkett H., Visser R. Measuring Slope of Forestry Machines on Steep Terrain. *Future Forests Research*, 2012, HTN05-02.

4. Visser R. Stampfer K. Expanding Ground-based Harvesting onto Steep Terrain: A Review. *Croatian Journal of Forest Engineering*, 2015, Vol. 36, No.2, pp. 321-331.

5. Holzfeind T., Visser R., Chung W., Holzleitner F., Erber G. Development and Benefits of Winch-Assist Harvesting. *Current Forestry Reports*, 2020, No.6, pp. 201–209.

6. Gustenev E.S., Karakulko N.N., Krasik M.B., Makarevich A.L., Polubyatko A.A., Samu-thenko L.A. Kharvestery АМКОДОР 2561, АМКОДОР 2562. Rukovodstvo po ekspluatatsii 2561.00.00.000 REh / 2562.00.00.000 REh. Minsk, ОАО «АМКОДОР»-upravlyayushchaya kompaniya kholdinga», 2017. 227 p. (In Russian)

7. Ermolev V.P., Vinogorov G.K. Mekhanika vozdeystviya mashin na lesnye pochvy. *Lesnaya promyshlennost*, 1995, No.3, pp. 27-29. (In Russian)

8. Pavlov A.I. *Nagruzhennost gidroprivodov lesechnykh mashin* [Loading of hydraulic drives of cutting machines]. Yjoshkar-Ola, MarGTU, 2004. 212 p. (In Russian)

9. Aleksandrov V.A. *Osnovy proektirovaniya lesozagotovitelnykh mashin i oborudovaniya* [Fundamentals of the design of logging machines and equipment]. Ukhta, UGTU, 2007. 283 p. (In Russian)

10. Bazarov S.M., Solovev A.N. Otsenka dinamicheskikh kriteriev effektivnosti lesnykh mashin. *Vestnik KrasGAU*, 2014, No.1, pp. 140-147. (In Russian)

11. Lagerev I.A. Simulation of the dynamics of a special manipulator of a forest machine with a rope-driven handle. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2015, No.3, pp. 381-384. (In Russian)

12. Lagerev A.V., Makulina A.V., Lagerev I.A. The influence of the harvester manipulator design characteristics on the working area optimal size. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2024, No.2, pp. 111-123. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-111-123 (In Russian)

13. Sessions J., Leshchinsky B., Chung W.,

Bunchers // *Forest Science*. 2017. Vol. 63. N 2. P. 192–200.

14. Holzleitner F., Kastner M., Stampfer K., Höller N., Kanzian C. Monitoring Cable Tensile Forces of Winch-Assist Harvester and Forwarder Operations in Steep Terrain // *Forests*. 2018. Vol. 9. N 2. P. 53.

15. Рудов С.Е., Григорьев И.В. Моделирование взаимодействия лесных машин с почвогрунтом при работе на склонах // *Известия вузов. Лесной журнал*. 2021. №6. С. 121-134.

16. Mergl V., Kašpárek J. Verifying the Lifting and Slewing Dynamics of a Harvester Crane with Possible Levelling When Operating on Sloping Grounds // *Forests*. 2022. Vol. 13. N 2. P. 357.

17. 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.

18. Лагереv И.А., Химич А.В., Шкурманова С.С. Подходы к имитационному моделированию рабочих процессов канатной лесозаготовительной машины для работы на склонах // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2022. № 2. С. 125-130. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-125-130

19. Химич А.В. Оценка прочности опоры анкерного каната машины для лесозаготовки на склоне // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2023. №1. С. 112-120.

20. Федоренчик А.С., Герман А.А., Протас П.А. Лесные машины «Амкодор». Минск: БГТУ, 2013. 240 с.

21. John Deere CA | Products & Services Information [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.deere.ca/en/index.html> (дата обращения: 16.05.2024).

22. Ponsse [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.ponsse.com/#/> (дата обращения: 16.05.2024).

23. Logset Russia - Логсет Россия - официальный сайт [Электронный ресурс]. Режим

Boston K., Wimer J. Theoretical Stability and Traction of Steep Slope Tethered Feller-Bunchers. *Forest Science*, 2017, Vol. 63, No.2, pp. 192–200.

14. Holzleitner F., Kastner M., Stampfer K., Höller N., Kanzian C. Monitoring Cable Tensile Forces of Winch-Assist Harvester and Forwarder Operations in Steep Terrain. *Forests*, 2018, Vol. 9, No.2, pp. P. 53.

15. Rudov S.E., Grigorev I.V. Modelirovanie vzaimodeystviya lesnykh mashin s pochvogrun-tom pri rabote na sklonakh. *Izvestiya vuzov. Lesnoy zhurnal*, 2021, No.6, pp. 121-134. (In Russian)

16. Mergl V., Kašpárek J. Verifying the Lifting and Slewing Dynamics of a Harvester Crane with Possible Levelling When Operating on Sloping Grounds. *Forests*, 2022, Vol. 13, No.2, pp. 357.

17. Khimich A.V., Lagerev I.A. The dynamic loading study of a mobile transport and technological machine, placed on a slope. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.2, pp. 159-164. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164 (In Russian)

18. Lagerev I.A., Khimich A.V., Shkurmanova S.S. Approaches to simulation modeling of working processes of a rope logging machine for working on slopes. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.2, pp. 125-130. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-125-130 (In Russian)

19. Khimich A.V. The strength assessment of the anchor rope support of the machine for logging on the slope *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No.1, pp. 112-120. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-01-112-120 (In Russian)

20. Fedorenchik A.S., German A.A., Protas P.A. *Lesnye mashiny «Amkodor»* [Amkodor forest machines]. Minsk, BGTU, 2013. 240 p. (In Russian)

21. *John Deere CA | Products & Services Information* [site]. Available at: <https://www.deere.ca/en/index.html> (accessed 16 May 2024).

22. *Ponsse* [site]. Available:

- доступа: <https://logset.pro/> (дата обращения: 16.05.2024).
24. Ecolog [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://ecolog-international.com/> (дата обращения: 16.05.2024).
25. Meyers M. Chawla K. Mechanical Behavior of Materials. Cambridge: Cambridge University Press, 1999. 580 p.
26. Pracejka H.B. Tyre and Vehicle Dynamics. Oxford: Elsevier Ltd., 2006. 642 p.
27. Хитров Е.Г. Комплексное обоснование параметров и режимов работы движителей лесных машин / Дисс. ... доктора техн. наук: 05.21.01 – Технология и машины лесозаготовок и лесного хозяйства. Воронеж: ВГЛУ им. Г.Ф. Морозова, 2020. 319 с.
28. Лагереv И.А., Лагереv А.В. Динамика трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов. Брянск: Изд-во БГТУ, 2012. 196 с. DOI: 10.5281/zenodo.1202224
29. Лагереv А.В., Мильто А.А., Лагереv И.А. Динамико-прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин. Брянск: РИО БГТУ, 2015. 186 с. DOI: 10.5281/zenodo.1199651
30. Иванченко Ф.К., Бондарев В.С., Колесник Н.П., Барабанов В.Я. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. Киев: Вища школа, 1978. 518 с.
31. Борисевич С.А. Динамические модели ствола дерева и их применение к эксплуатационной оценке нагруженности лесозаготовительных машин / Автореферат дисс. ... канд. техн. наук: 01.02.04 – Механика деформируемого твердого тела. Минск: БНТУ, 2015. 24 с.
32. Голякевич С.А., Гороновский А.Р. Основы проектирования лесных машин и системы автоматизированного проектирования. Ч. 1. Минск: БГТУ, 2015. 127 с.
33. Глебов И.Т. Физика древесины. Екатеринбург: УГЛТУ, 2018. 80 с.
34. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. II. Динамика. Москва: Высшая школа, 1977. 430 с.
35. Бать М.И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах. Т.2. Динамика. Москва: Физматгиз, 1961. 616 с.
- <https://www.ponsse.com/#/> (accessed 16 May 2024).
23. Logset Russia - Logset Rossiya - ofitsialnyy sayt [site]. Available: <https://logset.pro/> (accessed 16 May 2024) (In Russian)
24. Ecolog [site]. Available at: <https://ecolog-international.com/> (accessed 16 May 2024).
25. Meyers M. Chawla K. Mechanical Behavior of Materials. Cambridge, Cambridge University Press, 1999. 580 p.
26. Pracejka H.B. Tyre and Vehicle Dynamics. Oxford, Elsevier Ltd., 2006. 642 p.
27. Khitrov E.G. Comprehensive justification of the parameters and operating modes of forest machinery propellers. Diss. Dr. Sci. (Engineering). Voronezh, 2020. 319 p. (In Russian)
28. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Dinamika trekhzvennykh gidravlicheskiykh kranov-manipulyatorov* [Dynamics three-tier hydraulic crane-manipulators]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskii Universitet, 2012. 196 p. DOI: 10.5281/zenodo.1202224 (In Russian) ISBN 978-5-89838-608-5.
29. Lagerev A.V., Milto A.A., Lagerev I.A. *Dinamiko-prochnostnoy analiz gidravlicheskiykh krano-manipulyatornykh ustanovok mobilnykh mashin* [Dynamic and mechanical analysis of hydraulic crane-manipulating installations of mobile machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 186 p. DOI: 10.5281/zenodo.1199651 (In Russian)
30. Ivanchenko F.K., Bondarev V.S., Kolesnik N.P., Barabanov V.Ya. *Raschety gruzopodemnykh i transportiruyushchikh mashin* [Calculations of lifting and transporting machines]. Kiev, Vishcha shkola, 1978. 518 p. (In Russian)
31. Borisevich S.A. Dynamic models of the tree trunk and their application to the operational assessment of the logging machines load. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Minsk, 2015. 24 p. (In Russian)
32. Golyakevich S.A., Goronovskiy A.R. *Osnovy proektirovaniya lesnykh mashin i sistemy av-tomatizirovannogo proektirovaniya. Ch. I.* [Fundamentals of designing forest machines and computer-aided design systems. Part

36. Кошкин А.П., Трифанов Г.Д. Канаты для подъемных установок. Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2014. 107 с.
37. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе технологии канатного метро. Ростов-на-Дону, ДГТУ, 2017. 344 с. DOI: 10.5281/zenodo.1311913.
38. Жук А.Ю. Критические усилия опрокидывания деревьев береговой зоны водохранилищ при использовании их в качестве опор канатной системы устройств для сбора и транспортировки древесины // *Фундаментальные исследования*. 2015. № 12. С. 258-263.
39. Демидович Б.П., Марон И.А., Шувалова Э.З. Численные методы анализа. Москва: Наука, 1967. 368 с.
40. Shoup T.E. A practical guide to computer methods for engineers. Prentice-Hall: Pearson Education Canada, 1979.
- 1]. Minsk, BGTU, 2015. 127 p. (In Russian)
33. Glebov I.T. *Fizika drevesiny* [Physics of wood]. Ekaterinburg, UGLTU, 2018. 80 p. (In Russian)
34. Yablonskiy A.A. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki. Ch. II. Dinamika* [The course of theoretical mechanics. Part II. Dynamics]. Moscow, Vysshaya shkola, 1977. 430 p. (In Russian)
35. Bat M.I., Dzhanelidze G.Yu., Kelzon A.S. *Teoreticheskaya mekhanika v primerakh i zada-chakh. T.2. Dinamika* [Theoretical mechanics in examples and problems. Vol. 2. Dynamics]. Moscow, Fizmatgiz, 1961. 616 p. (In Russian)
36. Koshkin A.P., Trifanov G.D. *Kanaty dlya podemnykh ustanovok* [Ropes for lifting installations]. Perm, PNIPU, 2014. 107 p. (In Russian)
37. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V. *Razvitie transportnoy infrastruktury krupnykh gorodov i territoriy na osnove tekhnologii kanatnogo metro* [The development of transport infrastructure of large cities and territories on the basis of technology of passenger ropeways]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2017. 344 p. DOI: 10.5281/zenodo.1311913 (In Russian)
38. Zhuk A.Yu. *Kriticheskie usiliya oprokidyvaniya derevev beregovoy zony vodokhranilishch pri ispolzovanii ikh v kachestve opor kanatnoy sistemy ustroystv dlya sbora i transportirovki drevesiny. Fundamentalnye issledovaniya*, 2015, No.12, pp. 258-263. (In Russian)
39. Demidovich B.P., Maron I.A., Shuvalova E.Z. *Chislennyye metody analiza* [Numerical methods of analysis]. Moscow, Nauka, 1967. 368 p. (In Russian)
40. Shoup T.E. A practical guide to computer methods for engineers. Prentice-Hall, Pearson Education Canada, 1979.

УДК (UDC) 69.002.5

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ГЕОМЕТРИИ ВНУТРЕННЕЙ ПОЛОСТИ ПЕРЕДАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ГИДРОСТРУЙНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ С ЦЕЛЬЮ УЛУЧШЕНИЯ ИХ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ

RESEARCH OF CHANGES HYDRO-PULLER DEVICE INTERNAL CAVITIE'S GEOMETRY FOR ORDER TO IMPROVE THE THERMAL STATE

Новиков В.И.

Novikov V.I.

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет (Санкт-Петербург, Россия)
Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering (Saint-Petersburg, Russia)

Аннотация. Работа посвящена исследованию влияния изменений геометрических характеристик, таких как диаметр и длина, внутренней полости для подвода рабочей жидкости в передающих устройствах высокого давления для гидроструйных технологий на изменение их теплового баланса в процессе эксплуатации за счет улучшения условий охлаждения участков бурового вала с контактными поверхностями. Моделирование проводилось не на полномасштабном передающем устройстве, а на одной восьмой части для того чтобы уменьшить время как создания самой модели, так и объем вычислений, что возможно благодаря осесимметричности поставленной задачи. Показана модель, созданная в вычислительной среде «Ansys» с расчетной сеткой для расчета эквивалентных напряжений. Расчетные методом конечных элементов распределения напряжений для различных сочетаний геометрии передающего устройства выявили соответствующие границы рационального изменения диаметра и длины внутренней полости, позволяющие обеспечить его работоспособность конструктивного узла в сочетании с максимальным охлаждением максимально термически нагруженных участков вала. Введены безразмерные геометрические параметры (приведенный диаметр и приведенная длина внутренней полости) для обобщающего описания геометрии передающих устройств для гидроструйных технологий. Получены графики зависимостей величин напряжений от приведенных величин.

Ключевые слова: гидроструйные технологии, струйная цементация, моделирование, буровой став, тепловой баланс, метод конечных элементов.

Дата получения статьи: 27.06.2024
Дата принятия к публикации: 29.08.2024
Дата публикации: 25.09.2024

Сведения об авторе:

Новиков Виталий Иванович – кандидат технических наук, доцент кафедры Судебных экспертиз, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», e-mail: vitalynewage@gmail.com.

ORCID: 0000-0002-4472-8218

Abstract. The paper is devoted to the study of the influence on changes in their thermal balance during operation by improving the cooling conditions of sections of the drill shaft with contact surfaces of changes in geometric characteristics, such as diameter and length, of the internal cavity for supplying working fluid in high-pressure hydro-puller device for hydro-jet technologies. The axisymmetric simulation not on a full-size transmitting device was carried out, but on one-eighth part in order to reduce the time of both creating the model itself and the amount of calculations. A model created in the computing environment "Ansys" with a computational grid for calculating equivalent stresses is shown. The stress distributions calculated by the finite element method for various combinations of the geometry of the transfer device revealed the corresponding boundaries for the rational change in the diameter and length of the internal cavity, allowing to ensure its operability of the structural unit in combination with maximum cooling of the most thermally loaded sections of the shaft. Dimensionless geometric parameters (reduced diameter and reduced length of the internal cavity) are introduced for a general description of the geometry of transmitting devices for hydro-jet technologies. Graphs of the dependences of voltage values on the given values were obtained.

Keywords: hydro-jet technologies, jet-grouting, modeling, drilling bar, heat balance, finite element method.

Date of manuscript reception: 27.06.2024
Date of acceptance for publication: 29.08.2024
Date of publication: 25.09.2024

Author's information:

Vitaly I. Novikov – Candidate of Technical Sciences, Assistant professor of Department of Forensics at Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, e-mail: vitalynewage@gmail.com.

ORCID: 0000-0002-4472-8218

Благодарности

Статья публикуется по результатам исполнения гранта СПбГАСУ 2024 год.

Acknowledgements

The article is published based on the results by the implementation of the SPbGASU grant 2024.

1. Введение

Гидроструйные технологии нашли применение в широком спектре отраслей промышленности благодаря своим возможностям. Используемый в качестве «инструмента» поток воды под высоким давлением высоко эффективно решает различные задачи такие как разрушение, очистка или придание формы различным материалам, начиная от горных пород и до металлических изделий, демонстрируя исключительную универсальность при обработке различных материалов, включая металлы, пластики, композиты, камень и керамику [1, 2]. Подобная адаптируемость делает данные технологии крайне востребованными, а иногда и незаменимыми для отдельных видов производств [3-6].

В строительной отрасли, наиболее востребованной является гидроструйная технология реализующая закрепление слабых или неустойчивых грунтов – это технология струйной цементации [7, 8]. Данная технология получила значительное развитие в последние пару десятилетий в силу того, что как одна из гидроструйных, технология струйной цементации грунтов является экологически чистой альтернативой многим традиционным методам обработки материалов, что делает ее привлекательной в контексте борьбы с загрязнением окружающей среды. Дополнительными преимуществами являются безопасность с точки зрения риска возгорания или взрыва при работе с материалами, имеющими подобную особенность и конечно экономичность, т.к. позволяют снизить расходы на производство и обслуживание. Однако присутствуют и недостатки присущие отдельным видам гидроструйных технологий, так, например, некоторые имеют ограниченная по глубине воздействия и не подходят для обработки материалов на большой глубине, другие могут быть достаточно шумными и в целом иметь высокую стоимость оборудования. Последний аспект определил имеющиеся на сегодняшний день значительное количество ис-

следований как параметров самой технологии, причем в последнее время наметилась тенденция не ограничиваться традиционной областью применения [9], так и используемого оборудования.

Стандартная схема предполагает наличие насоса, для создания давления требуемого уровня, сопла – для формирования струи рабочей жидкости и передаточных элементов. Наименьшей надежностью в данной цепочке обладают как раз передающий давление узел, а именно гидросъемник [10]. Сложилась такая ситуация из-за особенностей его функционирования, так как назначение этого предающего элемента предавать рабочую жидкость к вращающемуся струеформирующему узлу от неподвижного насоса.

По результатам предыдущих исследований [11, 12] было выявлено, что происходит накопление тепловой энергии в той части узла (условно «левой»), где отсутствует наличие центрального отверстия, служащего для подвода рабочей жидкости и одновременно выполняющего охлаждающие функции для моделируемого изделия путем обеспечения непрерывного отвода рабочей жидкостью выделяющейся теплоты из зоны контакта поверхностей вала и уплотнительного элемента.

Соответственно изменение геометрических параметров центрального отверстия, т.е. увеличение диаметра может привести к увеличению теплоотвода для уже охлаждаемого уплотнительного элемента, а увеличение длины центрального отверстия – к обеспечению удаления избыточного тепла и прекращению его аккумуляции в зоне второго уплотнительного элемента, таким образом данные изменения позволят обеспечить более благоприятные условия теплового нагружения для рассматриваемого устройства.

2. Задачи и методика исследования

Исследование осуществлялось путем проведения вычислительного эксперимента

напряженно-деформированного состояния конструкции гидросъемника в современной программной среде комплекса «Ansys», реализующего численные методы решения конечными элементами.

Выбранный вычислительный пакет программного обеспечения дает возможность применять различные инструменты, позволяющие работать с заданием различных нагрузок, граничных условий и т.д. Также есть возможность подгружать модели и данные созданные в иных CAD-системах, однако потенциально может привести к проблемам с реализацией геометрии, что в целом решается также за счет ряда инструментов, с помощью которых можно найти и удалить потенциально проблему, т.е. удалить или упростить конфликтующие элементы. При наличии возможности, например, при решении осесимметричной задачи, можно снизить объем вычислений путем создания 3D-модель не целиком всего объекта, а использовать лишь его часть (половину, четверть и т.д.). «Ansys» может учитывать разнообразные конструктивные нелинейности и позволяет решить общий случай напряженно-деформированного состояния объекта исследований и в качестве базовой принята созданная 3D-модель [11] представленная на рис. 1.

Моделируемый конструктивный узел представляет собой передающее устройство для струйной цементации грунтов, состоящее из вала с наружным диаметром 100 мм, по которому рабочая жидкость подается во вращающийся струеформирующий инструмент, а, значит, вал также должен совершать вращательное движение, неподвижных пакетов уплотнительных элементов, препятствующих вытеканию рабочей жидкости (в данном случае водно-цементной смеси) за пределы механизма, а также неподвижного корпуса с отверстием для подачи рабочей жидкости $\varnothing 20$ мм и механизма поджатия с двух сторон (крышки с 8 болтами)

Материалы выбраны соответственно аналогичной модели [11, 12] и представляют собой коррозионностойкую сталь 40X13 для металлических компонентов и полиамид ПА-6 («капролон») – для неметаллических уплотнительных компонентов конструкции. Давление водно-цементной смеси во внут-



Рис. 1. 3D-модель конструктивного узла в сборе

ренней полости, т.е. нагрузка задана дискретным рядом: 60, 70, 80, 90, 100 МПа, без учета влияния обработки или каких-либо иных особых состояний поверхностных слоев, моделируемых объектов [13]. Для универсализации получаемых результатов моделирования целесообразно изменять не внутренний диаметр и длину полости вала как таковой, а оперировать безразмерными приведенными величинами диаметра и длины ($D_{\text{прив}}$ – отношение действительного значения диаметра вала к базовому значению диаметра вала (100 мм) и $L_{\text{прив}}$ – отношение действительного значения глубины полости, измеряемой от входного отверстия для подачи рабочей жидкости в сторону противоположную движению ее основного потока, к значению длины комплекса уплотнительных элементов (50 мм)), что позволяет использовать полученные данные для любых аналогичных устройств, применяемых в гидроструйных технологиях. $D_{\text{прив}}$ задавался 0,5, 0,55, 0,6, 0,65, 0,7 и $L_{\text{прив}}$ принимался равным 1,56, 1,66, 1,76, 1,86, 1,96.

В связи со значительным количеством конечных элементов для имеющейся модели (около 7,13 миллионов узлов и 4,5 миллиона элементов), вычисление производилось для одной восьмой части (рис. 2), что является обоснованным решением для осесимметричной задачи.

Для проведения расчетов требовалось определить и задать граничные условия, схемы которых представлены на рис. 3 и представляют собой: приложенное давление во внутренней полости «pressure»; ограничение в окружном перемещении «frictionless support»; жесткая заделка «fixed support»;

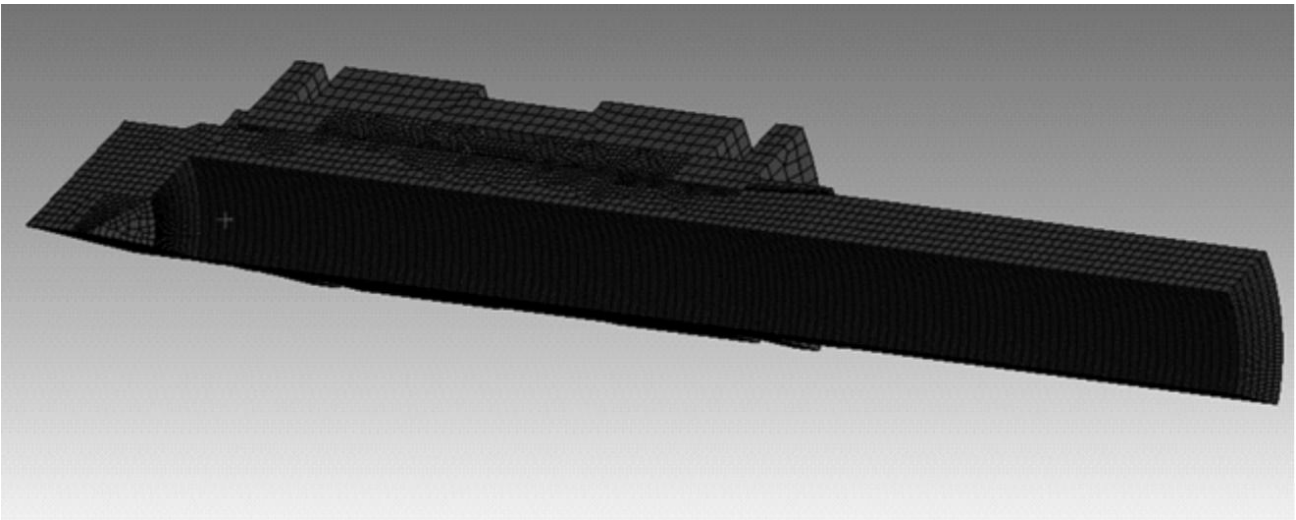


Рис. 2. Расчетная сетка (показана одна восьмая часть конструкции)

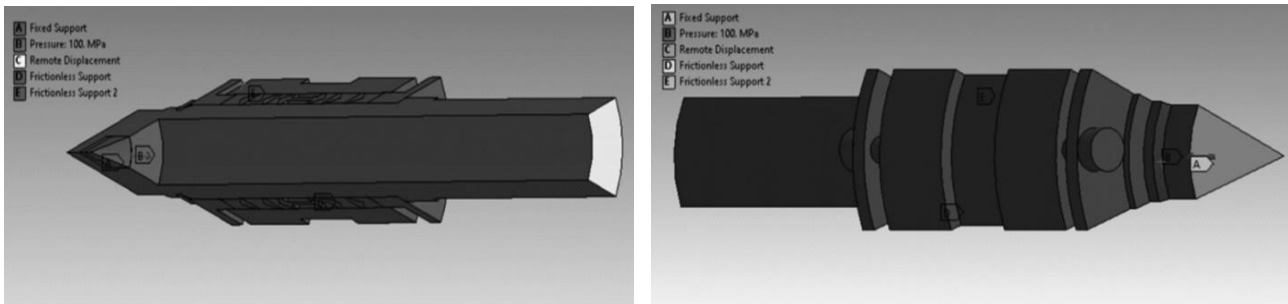


Рис. 3. Схема использованных граничных условий: справа – приложенное давление во внутренней полости; слева – «жесткая заделка»

удаленная на расстояние жесткая заделка «remote displacement».

3. Результаты и анализ моделирования

Проведенные вычисления выявили картину распределения значений величины эквивалентных напряжений по фон Мизесу в исследуемом гидросъемнике. Результат расчета для значений давления рабочей жидкости (P) в 100 МПа, приведенного диаметра ($D_{\text{прив}}$) – 0,7 и приведенной длины ($L_{\text{прив}}$) – 1,6 показан на рис. 4.

Полученные результаты для исследуемого спектра параметров позволяют говорить о том, буровой вал обладает прочностным потенциалом для изменения геометрии внутренней полости, что может позволить подобрать такие значения для приведенных геометрических величин, которые способны повлиять на тепловой баланс в гидросъемнике для смещения его в сторону снижения тем-

пературы эксплуатации уплотнительных элементов за счет рационального расширения внутренней полости и обеспечения увеличения теплоотвода из зоны контакта поверхностей вала и уплотнительных элементов и соответственно обеспечения более лучшего охлаждающего режима.

Соответствующие графики зависимостей напряжений от приведенного диаметра и приведенной длины показаны на рис. 5.

Представлены графики (рис. 5) показывают два основных момента. Первый это очевидное влияние на уровень напряжений изменение диаметра внутренней полости, при увеличении которого происходит увеличение площади давления и, следовательно, рост уровня напряжений в металле элемента конструкции. Полученная зависимость, при задании коэффициента запаса (например, порядка 1,5...2) даст проектировщику граничное значение для любой комбинации приведенного диаметра и выбранного мате-

риала вала гидросъемника для выбора рационального сочетания значений наружного

диаметра вала и диаметра внутренней полости в нем.

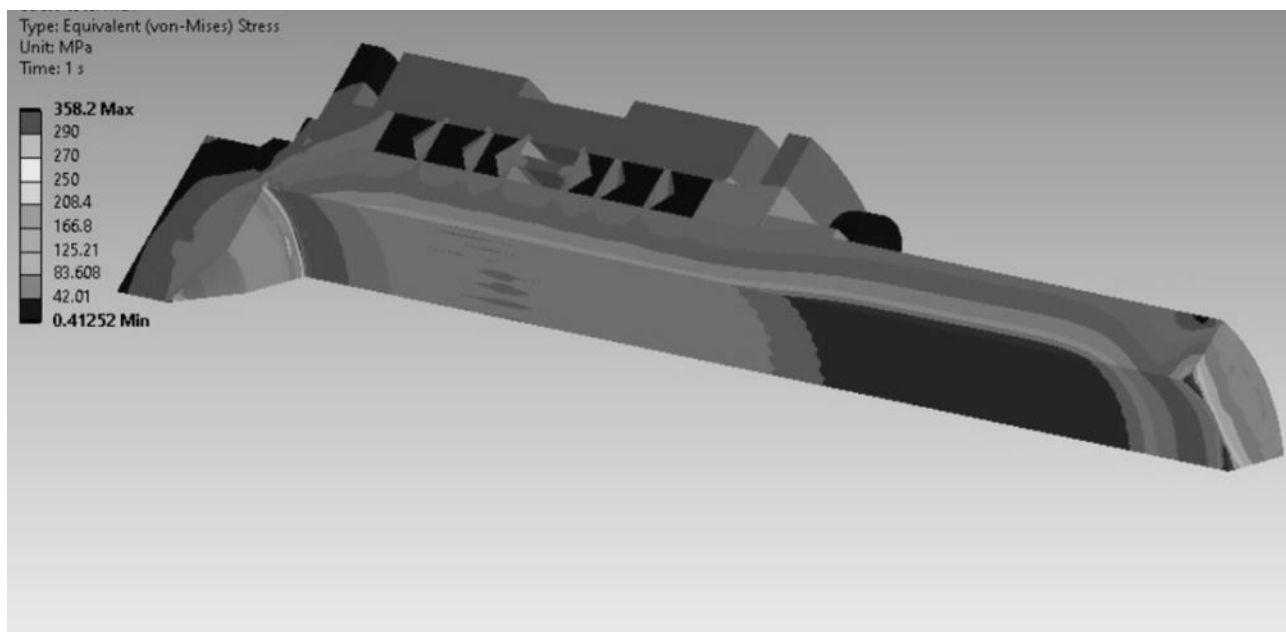


Рис. 4. Распределение значений полученных эквивалентных напряжений для $P = 100$ МПа, $D_{\text{прив}} = 0,7$, $L_{\text{прив}} = 1,6$

С другой стороны, изменение длины полости крайне незначительно влияет на прочностные характеристики изделия. Связано это с тем, что можно практически неограниченно наращивать длину самого вала в направлении «левого» уплотнительного элемента и при необходимости можно сколько угодно увеличивать глубину внутренней полости и соответственно толщину стенки за счет прироста длины самого вала. Выбор рациональных величин приведенный длины будет зависеть от того насколько эффективно будет происходить охлаждение рабочей жидкости при росте длины внутренней полости и при недостатке охлаждения оптимальным решением здесь возможно будет ограничиваться непосредственно длиной самого пакета уплотнений с запасом около 15%, таким образом, конструируя вал с перекрытием внутренней полости длины уплотнительных элементов. Однако здесь возникает вопрос о влиянии выбираемой геометрии на скорости течения рабочей жидкости,

возникновения турбулентных или застойных зон, что требует дополнительного моделирования гидродинамических процессов.

5. Заключение

Выполненные исследования позволили определить уровни напряжения в элементах гидросъемника и выявили предельные значения прочности от технологического параметра, т.е. давления рабочей жидкости и геометрии бурового вала, описываемой обобщенными безразмерными характеристиками.

Полученные результаты дают возможность проектировать рассмотренное передающее устройство с учетом особенностей геометрии элементов устройства для обеспечения более лучших условий работы уплотнительных элементов и соответственно более продолжительную эксплуатацию самого конструктивного узла и всей гидроструйной установки в целом.

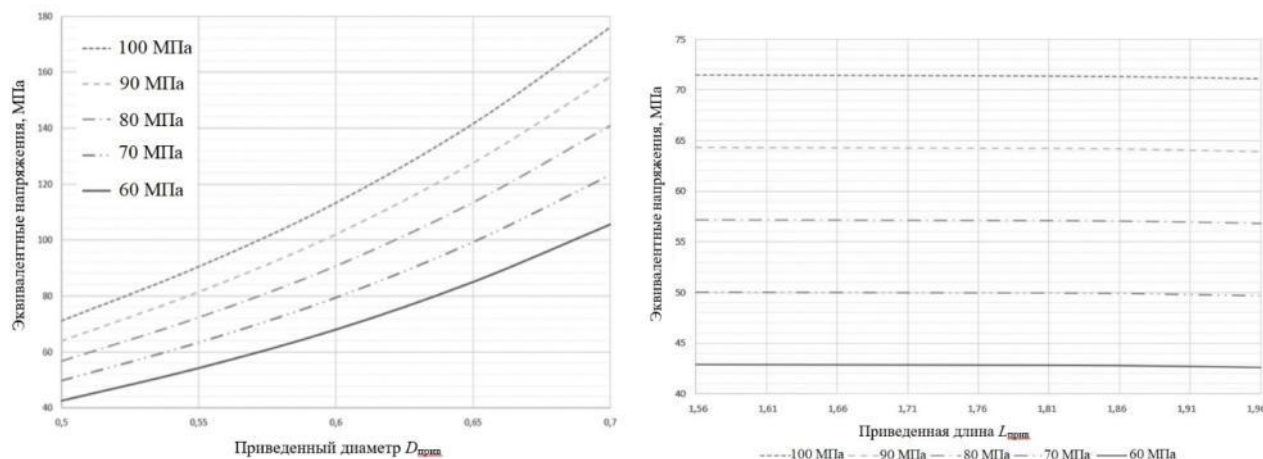


Рис. 5. Графики зависимостей напряжений: справа – от приведенного диаметра; слева – от приведенной длины

Список литературы

1. Бреннер В.А., Жабин А.Б., Щеголевский М.М. Совершенствование гидроструйных технологий в горном производстве. Москва: Горная книга, 2010. 337 с.
2. Borkowski P. Hydro-jetting method of bas-relief shaping // *Archives of Civil and Mechanical Engineering* 2011, Vol. 11, Issue 2, 2011, P. 267. DOI: 10.1016/S1644-9665(12)60142-3
3. Papakostas V., Paravantis J.A., Kontoulis N., Cazenave F., Gerbaud L., Velmurugan N. Environmental Impacts of Water-Based Fluids in Geothermal Drilling // *European Geothermal Congress*, Berlin, Germany 17-21 October 2022.
4. Liu D, Xie W, Gao J, Hu S, Chen M, Li Y, Li L. Study on the Construction Method and Effects of Ipsilateral, Multi-Nozzle, High-Pressure Jet Grouting Cut-Off Wall // *Sustainability*. 2022/ 14(16):10383. DOI: 10.3390/su141610383
5. Ahmed B., Khoshnaw F.A., Raza M., Elmoneim H., Dar A.A., Shakeel A. New Type of Fluidic Oscillator Made Clean Out Operation Environment Friendly and Cost Effective – A Case Study that Converted Failure into a Success // *International Petroleum Technology Conference*. Riyadh, Saudi Arabia 21–23 February 2022. DOI: 10.2523/IPTC-22265-MS
6. Shanab I.A., Sorensen A. D. Experimental and Statistical Study of High-Pressure Water Jet “Hydro-Demolition Technique” on Concrete for Partial-Depth Concrete Bridge Deck Repair Applications // *Transportation Research Record: Journal of the Transportation*

References

1. Brenner V.A. The improving hydro-jet technologies in mining. Moscow, 2010. 337 p. (In Russian)
2. Borkowski P. Hydro-jetting method of bas-relief shaping. *Archives of Civil and Mechanical Engineering* 2011, Vol. 11, Issue 2, 2011, P. 267. DOI: 10.1016/S1644-9665(12)60142-3
3. Papakostas V., Paravantis J.A., Kontoulis N., Cazenave F., Gerbaud L., Velmurugan N. Environmental Impacts of Water-Based Fluids in Geothermal Drilling. *European Geothermal Congress*, Berlin, Germany 17-21 October 2022.
4. Liu D, Xie W, Gao J, Hu S, Chen M, Li Y, Li L. Study on the Construction Method and Effects of Ipsilateral, Multi-Nozzle, High-Pressure Jet Grouting Cut-Off Wall. *Sustainability*. 2022, 14(16): 10383. DOI: 10.3390/su141610383
5. Ahmed B., Khoshnaw F.A., Raza M., Elmoneim H., Dar A.A., Shakeel A. New Type of Fluidic Oscillator Made Clean Out Operation Environment Friendly and Cost Effective – A Case Study that Converted Failure into a Success. *International Petroleum Technology Conference*. Riyadh, Saudi Arabia 21–23 February 2022. DOI: 10.2523/IPTC-22265-MS
6. Shanab I.A., Sorensen A. D. Experimental and Statistical Study of High-Pressure Water Jet “Hydro-Demolition Technique” on Concrete for Partial-Depth Concrete Bridge Deck Repair Applications. *Transportation Research Record: Journal of the Transportation*

Research Board V. 2677, Issue 12, 2023. DOI: 10.1177/03611981231168842

7. Gerbaud L. A multifold increase in drilling performance using combined hydro-jet and percussion drilling: case study from ORCHYD project // *GeoTHERM*, V. 2, 2023.

8. Pourakbar M., Naziri S., Babae E. Maleknia A. A Case Study on Jet Grouting Application for Deep Excavation in Granular Soils // *Geo-Congress*. 2022. P. 386-394 DOI: 10.1061/9780784484029.039

9. Veropalumbo R., Russo F., Viscione N., Biancardo S.A. Rheological Properties Comparing Hot and Cold Bituminous Mastics Containing Jet Grouting Waste // *Advances in Materials Science and Engineering*. Volume 2020. 8078527. 16 p. DOI: 10.1155/2020/8078527

10. Гарипов М.В., Головин К.А. Разработка конструкции расширителя прокалывающей установки для закрепления неустойчивых горных пород // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. 2013. № 1. С. 326-329.

11. Шевелев А.М. Возможность влияния на тепловой баланс устройств для струйной цементации грунтов управлением геометрическими параметрами бурового вала // *Перспективные машиностроительные технологии: сборник научных трудов Международной научно-практической конференции, Санкт-Петербург 21–25 ноября 2022 г. /ПОЛИТЕХ-ПРЕСС/ – Санкт-Петербург, 2023. С. 171-177.*

12. Новиков В.И. Влияние теплопроводности материалов контактных поверхностей на тепловой баланс элементов гидросъемника для струйной цементации грунтов // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2023. № 1. С. 71-78. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-01-71-78

13. Новиков В.И. Влияние морфологии контактных поверхностей на распределение температурного поля в устройствах для струйной цементации грунтов. // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2022. № 4. С. 54-62. DOI: 10.3103/s1052618822020108

Research Board. V.2677, No. 12, 2023. DOI: 10.1177/03611981231168842

7. Gerbaud L. A multifold increase in drilling performance using combined hydro-jet and percussion drilling: case study from ORCHYD project. *GeoTherm*, Vol.2, 2023.

8. Pourakbar M., Naziri S., Babae E. Maleknia A. A Case Study on Jet Grouting Application for Deep Excavation in Granular Soils. *Geo-Congress*. 2022. P. 386-394 DOI: 10.1061/9780784484029.039

9. Veropalumbo R., Russo F., Viscione N., Biancardo S.A. Rheological Properties Comparing Hot and Cold Bituminous Mastics Containing Jet Grouting Waste. *Advances in Materials Science and Engineering*. Volume 2020. 8078527. 16 p. DOI: 10.1155/2020/8078527

10. Golovin K.A. Development of the design of the extender piercing installation for fixing unstable rocks. *Izvestiya Tulskego gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskii nauki*. 2013, No. 1, pp.326-329. (In Russian).

11. Shevelev A.M. Possibility of influencing the thermal balance of jet-grouting devices by controlling the drill shaft's geometric parameters. *Trudy Perspektivnye mashinostroitelnye tekhnologii*, 2023. pp. 171-177.

12. Novikov V.I. The effect of the thermal conductivity by the materials of contact surfaces on the heat balance of the jet-grouting drill stem hydraulic elements. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2023, No.1, pp. 71-78. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-01-71-78/ (In Russian).

13. Novikov V.I. The Effect of the Morphology of Contact Surfaces on the Temperature Field Distribution in Devices for Jet-Grouting of Soils. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2022, No. 51(4), pp. 329–335. DOI: 10.3103/ s1052618822020108

УДК (UDC) 621.373.9

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ, МЕТОДИКА И ПРОВЕДЕНИЕ
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ
РОБОТА-НАВИГАТОРА НА МЕКАНУМ КОЛЕСАХKINEMATIC ANALYSIS, METHODS AND EXPERIMENTAL STUDIES
OF ROBOT NAVIGATOR MOVEMENTS ON MECANUM WHEELSСладкова Л. А., Пшибиев А.М.
Sladkova L.A., Pshibiev A.M.Российский университет транспорта (Москва, Россия)
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Машинное обучение и искусственный интеллект, способные сами принимать решения, стали незаменимыми инструментами для оптимизации складских операций. Использование на складах грузоподъемного оборудования на мобильной платформе на механум колесах имеет высокую степень практической реализации, так как рассматриваемая платформа может совершать движения в любом направлении. Кинематические исследования перемещения робота-манипулятора на рассматриваемой платформе позволяют оптимизировать его движения в условиях перемещения в ограниченном пространстве, имеющем подвижные и неподвижные препятствия, которые с позиции создания математической модели управления платформой представляют собой входные параметры, определяющие условия работы платформы. Методика проведения экспериментальных исследований и их анализ позволяют оптимизировать управление и поведение платформы на практике. Алгоритм перемещения платформы разработан с учетом ее особенностей предназначен для выбора оптимального маршрута и точности навигации при условиях изменяемого пространства (подвижные и неподвижные объекты). Для верификации и оценки эффективности алгоритма локализации и планирования пути с целью улучшения системы управления мобильной платформой на механум колесах, были проведены моделирование и симуляция представленной модели, позволяющие оценить кинематические параметры платформы для достижения лучших результатов. Проведенный кинематический анализ позволил провести качественную и количественную оценку особенностей движения поведения платформы в пространстве при различных входных данных. Моделирование и симуляция алгоритма локализации и планирования пути позволили проверить его эффективность в различных условиях работы. Проведенные исследования показали, что предлагаемый метод кинематического анализа навигационной системы складского робота на механум колесах позволяет оптимизировать его работу в складских условиях, что позволит повысить эффективность перемещения грузов и обеспечить

Abstract. Machine learning and artificial intelligence, capable of making decisions on their own, have become indispensable tools for optimizing warehouse operations. The use of lifting equipment on a mobile platform on mechanical wheels in warehouses has a high degree of practical implementation, since the platform in question can move in any direction without U-turns. Kinematic studies of the movement of the robotic arm on the platform under consideration make it possible to optimize its movement and behavior in conditions of movement in a confined space with movable and fixed obstacles, which, from the standpoint of creating a mathematical model of platform control, are input parameters that determine the operating conditions of the platform. The methodology for conducting experimental studies and their analysis allow you to optimize the management and behavior of the platform in practice. The platform movement algorithm is developed taking into account its features and is designed to select the optimal route and navigation accuracy under changing space conditions (moving and stationary objects). In order to verify and evaluate the effectiveness of the localization and path planning algorithm in order to improve the control system of the mobile platform on mecanum wheels, modeling and simulation of the presented model were carried out, which made it possible to assess the kinematic parameters of the platform to achieve better results. The kinematic analysis made it possible to carry out a qualitative and quantitative assessment of the features of the movement of the platform behavior in space with various input data. Modeling and simulation of the path localization and planning algorithm made it possible to test its effectiveness in various operating conditions. The studies carried out have shown that the proposed method of kinematic analysis of the navigation system of a warehouse robot on mecanum wheels allows you to optimize its operation in warehouse conditions, which will increase the efficiency of cargo movement and ensure accurate navigation in the limited space of the warehouse. The development of kinematic and dynamic analysis of the navigation system of a warehouse robot on mecanum wheels opens up prospects for the creation of intelligent and autonomous solutions in the field of logistics and warehousing.

точную навигацию в ограниченном пространстве склада. Развитие кинематического и динамического анализа навигационной системы складского робота на меканум колесах открывает перспективы для создания интеллектуальных и автономных решений в области логистики и складского хозяйства.

Ключевые слова: меканум колеса, кинематический анализ, моделирование, робототехнические платформы грузоподъемных средств.

Дата получения статьи: 25.05.2024
Дата принятия к публикации: 19.09.2024
Дата публикации: 25.09.2024

Сведения об авторах:

Сладкова Любовь Александровна – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», Российский университет транспорта;
e-mail: rich.cat2012@yandex.ru.

ORCID: 0009-0008-6786-0386

Пшибиев Артур Мартинович – аспирант кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», Российский университет транспорта,
e-mail: pancheeez@ya.ru

ORCID: 0009-0005-7898-5449

Keywords: wheel mecanum, kinematic analysis, modeling, robotic platforms of lifting equipment.

Date of manuscript reception: 25.05.2024
Date of acceptance for publication: 19.09.2024
Date of publication: 25.09.2024

Authors' information:

Liubov A. Sladkova – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Land Transport and Technological Means, Russian University of Transport; *e-mail:* rich.cat2012@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-5409-6250

Artur M. Pshibiev – Postgraduate student, Department of Land Transport and Technological Means, Russian University of Transport, *e-mail:* pancheeez@ya.ru

ORCID: 0009-0005-7898-5449

1. Введение

Складское хозяйство является сложной логистической структурой в состав технологического оборудования которых входят оборудование для хранения товаров (изделий), подъемно-транспортное оборудование, весоизмерительное и фасовочное оборудование. В соответствии с классификационными признаками к числу подъемно-транспортного оборудования относят погрузочно-разгрузочные машины (вилочные погрузчики, штабелеры и рохли), предназначенные для выполнения прямого назначения, перемещения и складирования грузов внутри склада в условиях ограниченного пространства [1]. К их числу, как правило относят электропогрузчики и автопогрузчики.

В настоящее время, машинное обучение и искусственный интеллект, способные сами принимать решения, стали незаменимыми инструментами для оптимизации складских операций. Исходя из сказанного, для решения задач логистики необходимо помимо автоматизации процессов складских работ внедрение роботов [2-6].

Очевидно, что применение роботов в складском хозяйстве позволит усовершенствовать логистические процессы другими словами повысить производительность, улучшить условия труда.

Сервисная робототехника стала практически неотъемлемой частью нашей жизни, она используется на многих организациях и предприятиях в мире, и её потребность возрастает с каждым годом. Воспользуемся аналитическим обзором мирового рынка робототехники Сбербанка [1]. По диаграмме динамики продаж профессиональной сервисной робототехники 2018 года можно заметить, что сервисная робототехника распространяется достаточно быстро. Видно, что продажи сервисной робототехники в 2014 году на порядок меньше нежели в 2021 году.

Так, по данным ассоциации промышленного транспорта ИТА США, в Америке, где на предприятиях задействовано более 855 тыс. складских вилочных погрузчиков, при их использовании происходит более 100 тыс. несчастных случаев в год. Среди других задач, решаемых роботами-погрузчиками, – повышение эффективности хранения продукции и выполнения операций, уменьшение

показателей убыли, увеличение оборачиваемости склада, повышение эффективности управления складом. В итоге, улучшив качество и производительность работы склада, производство получит максимальную выгоду и сведет потери к минимуму.

В основном рассматривается блок навигации, так как он самый значимый в верхнем уровне, и именно этот блок собирает данные, с которыми потом необходимо будет работать нижнему уровню.

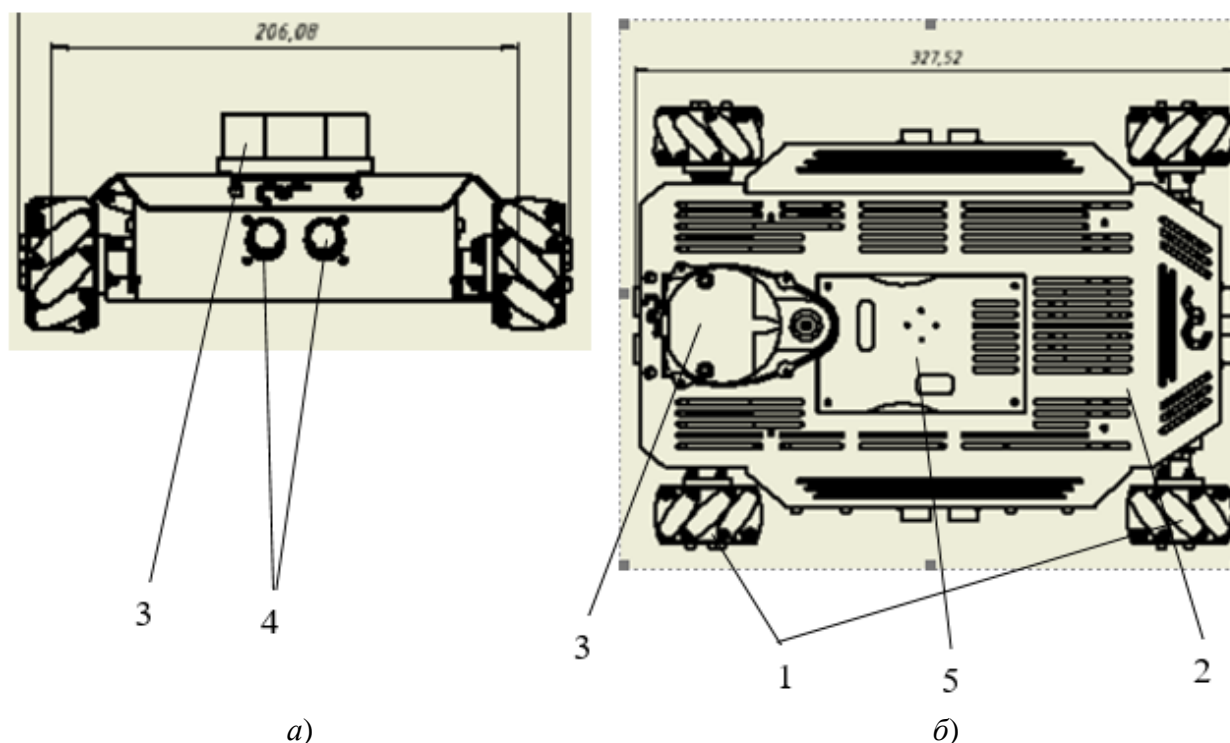


Рис.1. Ходовое оборудование на меканум колесах: а – вид спереди; б – вид снизу (1 – меканум колеса; 2 – корпус; 3 – лидар; 4 – дальномер; 5 – система управления)

Изменение пневмоколесного ходового оборудования на меканум колеса (рис. 1) позволит, во-первых, сократить межстеллажное пространство и увеличить маневренность машины за счет увеличения степеней свободы.

Ходовое оборудование на меканум колесах состоит из собственно меканум колес 1, установленных в корпусе 2, на котором располагается лидар 3 для оценки расстояния до предполагаемого препятствия в соответствии с маршрутной картой. Дублирование лидара осуществляется ультразвуковыми дальномерами 4. Внутри корпуса 2 расположена система управления 5 предлагаемого устройства передвижения на меканум колесах.

2. Постановка задачи

В качестве ходового оборудования погрузчиков используется пневмоколесное ходовое оборудование, которое при перемещении на плоскости имеет три степени свободы: перемещение вдоль осей x и y , расположенных в горизонтальной плоскости и вращение вокруг вертикальной оси z .

Роботы, находящиеся на службе у человека на территории складского хозяйства должны быть приспособлены к перемещениям в ограниченном пространстве, а также среди подвижных и неподвижных препятствий, то есть должны быть адаптированы к рабочему пространству, которое фиксируется по изменению спектра шумов (частоте и форме сигналов) создаваемых препятствиями [7, 8], рассматривая их как вероятностные функции, оцениваемые по плотности распределения вероятности.

Основной проблемой при перемещении роботов навигаторов является их ориентация в пространстве при встрече с подвижными и неподвижными объектами (препятствиями)

которое основано на вероятностной модели движения робота с дифференциальной кинематикой. Под кинематикой здесь понимается оценка позиции робота-навигатора по величинам изменения его линейной и угловой скоростей. Другими словами, зашумлению подвергаются преобразованные в линейную и угловую скорости показания энкодеров (измерительный преобразователь угла поворота вращающегося объекта в цифровые или аналоговые сигналы, которые позволяют определить угол его поворота).

При этом шумы модели настраиваются при помощи шести параметров $\alpha_1 - \alpha_6$, характеризующих изменения сигналов источников шумов и, являющиеся точечной характеристикой магнитуды колебаний (дисперсия b).

Здесь значение дисперсии b можно вычислить вычисляется по формуле:

$$\frac{1}{2} \sum_{i=1}^{12} rand(-b, b),$$

где функция *rand* является выбором случайного значения из нормального распределения с математическим ожиданием равным 0 и дисперсией равной b .

3. Алгоритм решения задачи

Основными параметрами перемещения робота-навигатора на плоскости являются: ускорение (режим неустановившегося движения); скорость перемещения относительно осей x и y и поворота относительно собственной вертикальной оси z (появление угловых скоростей), которые возникают из-за конструктивных особенностей механум колес.

Движение модели (*Motion model*) при этом задается функцией в зависимости от положения робота-навигатора на плоскости:

$$\Phi(t) = (z_t, x_t, x_{t-1}),$$

где x_t, x_{t-1} – текущее и предшествующее значение изменения положения модели (позиции) за итерацию по оси x при изменении ее поворота относительно собственной оси z . Z_t .

Очевидно, что каждое последующее изменение положения робота на плоскости относительно оси z будет зависеть от угла его поворота φ относительно собственной оси z

через время Δt . Сказанное можно представить в виде системы двух уравнений:

$$\begin{aligned} y' &= y + \hat{v} \Delta t \sin \varphi; \\ x' &= x + \hat{v} \Delta t \cos \varphi. \end{aligned}$$

Исходя из сказанного для вероятностной оценки положения робота навигатора разработан алгоритм, приведенный ниже.

1. Рассчитать функцию (z_t, x_t, x_{t-1}) .
2. $\hat{v} = v + (\alpha_1 v^2 + \alpha_2 \omega^2)$.
3. $\hat{\omega} = \omega + (\alpha_3 v^2 + \alpha_4 \omega^2)$.
4. $\hat{\gamma} = (\alpha_5 v^2 + \alpha_6 \omega^2)$.
5. $\varphi' = \varphi + \hat{\omega} \Delta t + \hat{\gamma} \Delta t$.
6. Вернуться к расчету функции $x_t = (x', y', \varphi')$.

В расчетах в качестве приращения векторов линейной v и угловой ω скоростей, углов поворота φ приняты их изменения при каждой последующей итерации. Другими словами, к каждому предыдущему значению добавляется значение случайной величины (позиции 2, 3, 4, 5 алгоритма) которое определяется по зависимостям:

- изменение линейной скорости $(\alpha_1 v^2 + \alpha_2 \omega^2)$;
- изменение угловой скорости $(\alpha_3 v^2 + \alpha_4 \omega^2)$;
- при движении по криволинейной траектории $(\alpha_5 v^2 + \alpha_6 \omega^2)$

Сказанное проиллюстрировано на рис. 2, где можно качественно оценить влияние коэффициентов a_i на расхождение частиц при движении модели.

На рис. 2, *a* видно, что изменению угловой скорости соответствуют наибольшие значения коэффициенты $(a_3$ и $a_4)$. Изменению линейной скорости при прямолинейном движении (рис. 2, *б*) соответствуют коэффициенты a_1 и a_2 . На рис. 2, *в* показано движение робота-навигатора по криволинейной траектории, характеризующегося коэффициентами a_5 и a_6 .

На рис. 2, *a, б, в* видно, что разброс дисперсий во всех трех случаях носит различный характер, что оказывает влияние на выбор величины коэффициентов a_i . Таким образом при проведении эксперимента с реальной моделью робота, можно оценить величину параметры a_i , для каждой итерации, которые с достаточной близостью позволят

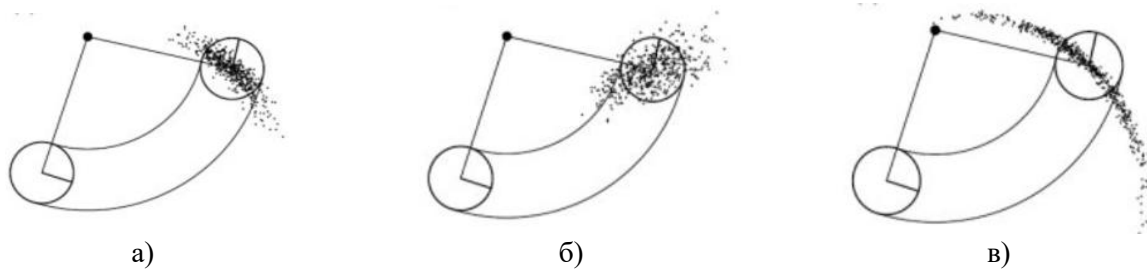


Рис.2. Схемы результата работы алгоритма модели движения при различных a_i

описывать вероятностную модель движения мобильной платформы на меканум колесах в ограниченном пространстве с препятствиями.

Перед применением расчетного алгоритма зашумления к симуляции, необходимо разработать метрику оценки качества работы алгоритма.

4. Метрика оценки

Так как показания линейной и угловой скорости по сути являются вероятностными распределениями, то наиболее объективной метрикой оценки на первый взгляд будет являть коэффициент корреляции между линейными и угловыми скоростями, снятыми с реального робота и смоделированными показателями. В качестве метода расчета удобно использовать коэффициент корреляции Питерсона [9]. Данный метод оценки подходит для расчета корреляции между двумя дискретными вероятностными величинами. Однако, после проведения предварительных расчетов выяснилось, что наибольшая корреляция достигается при полном отсутствии зашумления модели, из чего был сделан вывод, что данная метрика оценки не является валидной.

Поэтому было принято решение использовать в качестве основной метрики дисперсию, полученную при обработке массива данных, в виде изменения скоростей при каждой последующей итерации.

$$\Delta v_1 = v_r - v_{sim_ideal};$$

$$\Delta v_2 = v_{sim_noise} - v_{sim_ideal};$$

где v_r – массив линейных скоростей робота; v_{sim_ideal} – массив линейных скоростей, полученных из симуляции без добавления шума; v_{sim_noise} – массив линейных скоростей

полученных из симуляции с добавлением некоторого шума.

График разностей Δv_1 (рис. 3, а) и Δv_2 (рис. 3, б) соответствует движению робота на меканум колесах по случайной траектории длиной 3 метра. При этом для зашумления используется вышеописанный алгоритм с параметрами: $a_1 = a_2 = 0,3$; $a_3 = a_4 = a_5 = a_6 = 1,2$.

Для каждой из метрик вычислим среднее значение разностей скоростей $\Delta \bar{v}$ или их математическое ожидание :

$$\Delta \bar{v} = \frac{\sum_{i=0}^n \Delta v_i}{n},$$

где n – число элементов массива.

Для каждой из метрик вычислим среднеквадратичное отклонение этих разностей:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^n (\Delta v_i - \Delta \bar{v})^2}{n}}.$$

Рассчитаем для разностей Δv_1 среднеквадратичное отклонение σ_1 , а для Δv_2 – σ_2 . Тогда итоговой метрикой будем считать:

$$m = |\sigma_1 - \sigma_2| \cdot 1000.$$

Аналогичный расчет проводим и для угловых скоростей. Метрику линейной скорости обозначим как m_v , а метрику угловой скорости как m_ω .

Расчеты обработки данных, приведенных на рис. 3 показали, что метрики для линейной и угловой скоростей при значениях a_i , принятых выше будут равны:

$$m_v = 1,11197; m_\omega = 1,84618.$$

Известно [10, 11], что чем меньше метрика, тем лучше работает алгоритм зашумления.

5. Экспериментальные исследования движения модели грузоподъемного средства на меканум колесах

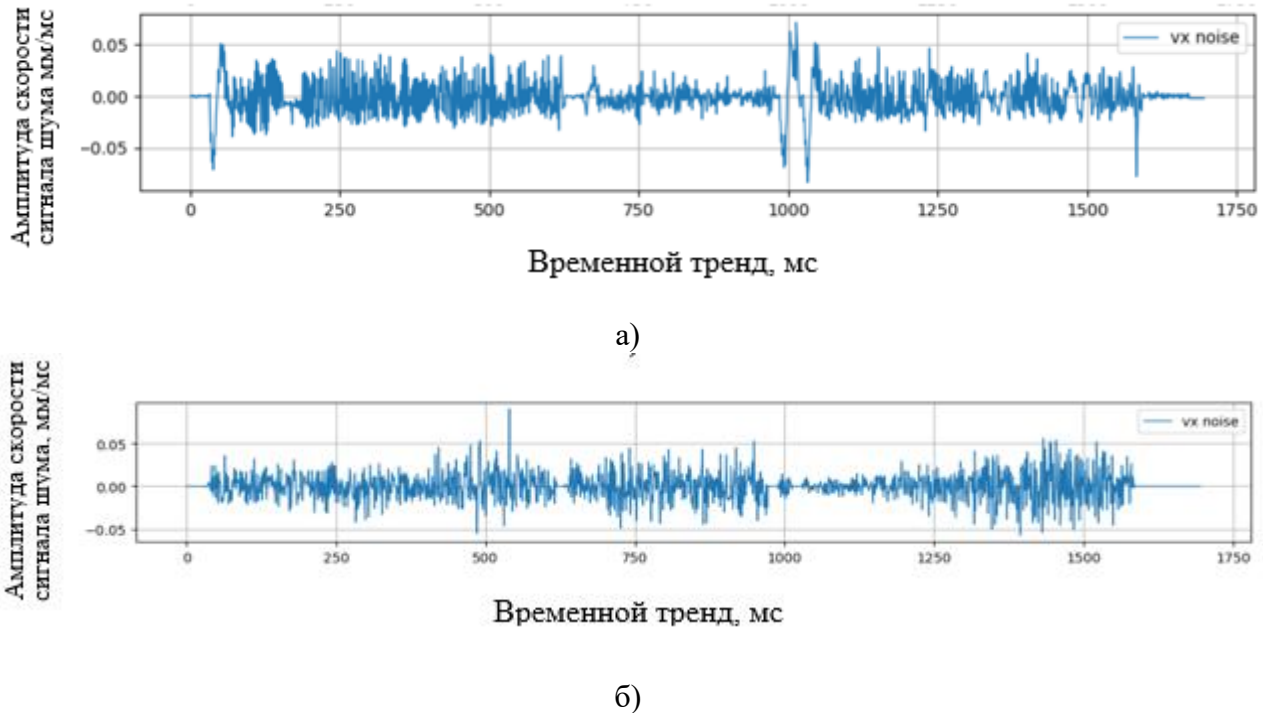


Рис. 3. Изменение разностей для движения по случайной траектории длиной 3 м^Λ
 а – Δv_1 ; б – Δv_2

Для проведения экспериментальных исследований с целью верификации алгоритма движения модели грузоподъемного средства на меканум колесах рассчитаем метрики для различных параметров a_i . Из описания алгоритма видно, что параметры a_1 и a_2 влияют только на линейную скорость робота, а a_3, a_4, a_5, a_6 на его угловую скорости, которая зависит от конструктивных особенностей формы тел вращения на меканум колесах.

Исходя из этого целесообразно определять метрики угловой и линейной скорости не зависимо друг от друга.

При проведении численного эксперимента считаем, что движение робота-навигатора происходит по случайной траектории длиной 3 метра. При этом будем считать, что характер траектории может быть прямолинейным и криволинейным.

Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Оценка метрик m при различном движении робота-навигатора

Движение по случайной траектории при длине траектории 3 м					
a_1, a_2	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
m_v	13,98589	11,41110	10,26154	7,11197	8,03759
a_3, a_4, a_5, a_6	0,1	0,5	0,8	1,2	1,4
m_w	61,80137	39,99948	23,64807	8,84618	9,05475
Движение по прямолинейной траектории при длине траектории 3 м					
a_1, a_2	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
m_v	24,66234	17,31827	7,63011	12,05804	26,74619
a_3, a_4, a_5, a_6	0,1	0,5	0,8	1,2	1,4
m_w	19,02079	39,64554	83,64528	142,31161	171,64477
Движение при вращении на месте					
a_1, a_2	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
m_v	7,62077	26,90192	65,46424	104,02655	142,58887
a_3, a_4, a_5, a_6	0,1	0,5	0,8	1,2	1,4
m_w	90,62203	74,7109	198,7106	364,04353	446,71214

Окончание табл. 1

Движение по случайной траектории при длине траектории 13 м					
a_1, a_2	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
m_v	9,04444	8,90192	26,6099	94,23245	120,87176
a_3, a_4, a_5, a_6	0,1	0,5	0,8	1,2	1,4
m_w	17,86581	8,66975	41,48732	129,88421	280,78123

Анализ полученных данных позволил установить, что:

- разработанный выше алгоритм позволяет осуществлять работу предлагаемой установки в не полностью заданном объеме заданном диапазоне, о чем свидетельствует разброс данных табл. 1 при движении по случайной траектории на длине 3 и 13 м. В первом случае при величине коэффициентов $a_1, a_2 = 0,2$ имеется экстремум метрики, а во втором она изменяется так же как и тестовая платформа. Сказанное свидетельствует о неустановившемся режиме движения системы.

- изменение траектории движения требует перенастройки параметров зашумления, которая в отдельных случаях может быть критичной;

- сложность настройки алгоритма из-за большого числа вводимых параметров.

Для устранения этих недостатков предлагается усовершенствовать настройки алгоритма за счет генерации шумов.

6. Генерация новой настройки алгоритма движения модели грузоподъемного средства на меканум колесах

При анализе графиков линейной и угловой скорости, полученных с реального робота и с симуляции без зашумления (рис. 4) можно заметить, что при резком росте скорости перемещения робота-навигатора наблюдается существенное перерегулирование.

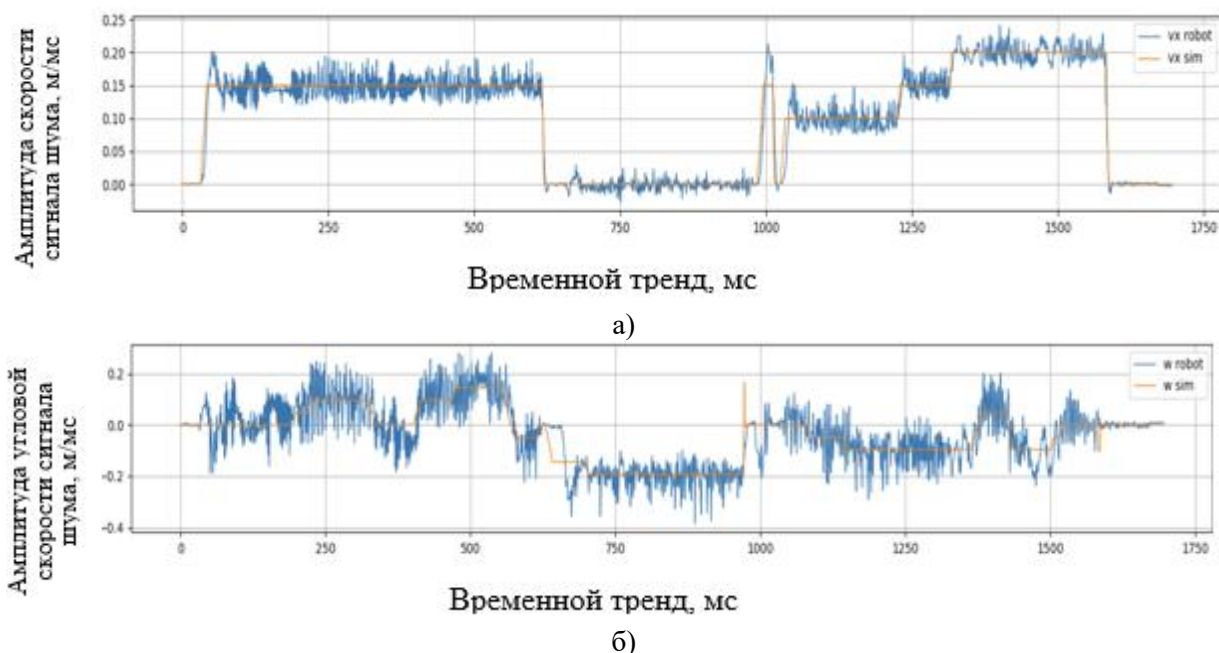


Рис.4. Изменение скорости перемещения реального робота и симуляции наложенные друг на друга: а – линейная скорость; б – угловая скорость

На рис. 4 видно, что реальные скорости и симуляции совпадают как при линейном, так и угловом перемещении.

Из этого следует, что при генерации шума необходимо учитывать не только линейное и угловое ускорение мобильной платформы, а также генерировать шум на этапе

получения скорости каждого из механум колес движителя.

Исходя из изложенного выше предлагается следующий алгоритм зашумления.

1. Вводим функцию зашумления (*функция зашумления model*) в виде:

$$\Phi(t) = (z_t, z_{t-1}, x_{t-1})$$

При этом изменение положения платформы на механум колесах будет характеризоваться вводимыми величинами:

$$a_l = v_{l_t} - \widehat{v_{l_{t-1}}},$$

$$a_r = v_{r_t} - \widehat{v_{r_{t-1}}}.$$

Здесь a_l, a_r – величины пропорциональные ускорению, которое совершили приводы за время между измерениями скорости; v_{l_t}, v_{r_t} – скорости измеренные за текущую итерацию; $\widehat{v_{l_{t-1}}}, \widehat{v_{r_{t-1}}}$ – скорости сгенерированные за прошлую итерацию.

2. Учитывая, что время между итерациями считывания одинаково, при проведении расчетов можно им пренебречь. Поэтому каждое последующее значение итераций определяем по зависимостям:

$$\widehat{v_{l_t}} =$$

$$= v_{l_t} + \text{случайное значение}(a_l \cdot a_0) + \text{случайное значение}(v_{l_t} \cdot a_1);$$

$$\widehat{v_{r_t}} = v_{r_t} + \text{случайное значение}(a_r \cdot a_0) + \text{случайное значение}(v_{r_t} \cdot a_1),$$

где

$$\widehat{v} = \frac{R \cdot (\widehat{v_{l_t}} + \widehat{v_{r_t}})}{2},$$

$$\widehat{w} = \frac{R \cdot (\widehat{v_{l_t}} - \widehat{v_{r_t}})}{2 \cdot L}.$$

Здесь R – радиус колес; L – расстояние между колесами.

3. Изменение линейных скоростей и угловых скоростей оцениваем по зависимостям:

$$y' = y + \widehat{v} \Delta t \sin \varphi;$$

$$x' = x + \widehat{v} \Delta t \cos \varphi,$$

$$\varphi' = \varphi + \widehat{w} \Delta t.$$

4. Вернуть $x_t = (x', y', \varphi')$

Здесь случайное значение величин, приведенных выше является случайным числом из нормального распределения с математическим ожиданием равным нулю и дисперсией равной величине, задаваемой в функцию.

Результаты проведения экспериментальных исследований новой сгенерированной настройки и алгоритма представлены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты экспериментальных исследований по оценке метрик m сгенерированной настройки и алгоритма при a_2 и переменных значениях a_1

Движение по случайной траектории длиной три метра при раз					
$a_2 = 0,1$					
a_1	0,01	0,05	0,1	0,2	0,3
m_v	7,67891	3,95764	7,33808	7,04029	6,68106
m_ω	25,09496	25,23138	22,82328	23,03341	21,42076
$a_1 = a_2 = 0,1$					
m_v	15,5561	11,82338	3,44048	2,50245	11,6109
m_ω	62,6549	45,34628	24,71767	19,08434	62,74281
При движения по прямолинейной траектории длиной 3 м					
$a_2 = 0,1$					
a_1	0,01	0,05	0,1	0,2	0,3
m_v	16,15527	10,17649	15,94065	15,67394	15,17428
m_ω	39,61516	45,35027	40,46344	42,70154	44,31093
$a_1 = a_2 = 0,1$					
m_v	30,3126	23,83093	15,10092	1,05799	14,67056
m_ω	25,83512	5,26512	45,10654	113,60758	176,13372
При вращении на месте					
$a_2 = 0,1$					
a_1	0,01	0,05	0,1	0,2	0,3
m_v	5,01814	5,05378	5,1855	4,91007	4,97373
m_ω	100,65363	100,56684	101,28392	100,78401	99,90734

Окончание табл. 2

$a_1 = a_2 = 0,1$					
m_v	10,97512	8,31525	5,05282	1,46553	8,24708
m_ω	128,21595	117,10135	101,65922	70,08924	40,30782
При движении по случайной траектории длиной 13 метров					
$a_2 = 0,1$					
a_1	0,01	0,05	0,1	0,2	0,3
m_v	8,13098	6,47908	3,1615	7,29111	8,02527
m_ω	72,50238	70,40461	69,77978	67,99583	75,72772
$a_1 = a_2 = 0,1$					
m_v	17,65954	6,55839	3,86822	36,67341	61,71381
m_ω	50,1101	0,46632	69,75752	200,11591	333,15045

Графическая интерпретация результатов работы сгенерированного алгоритма и реального робота представлены на рис. 5.

В табл. 2 и на рис. 5 на основе полученных метрик видно, что разработанный алгоритм в данном случае справляется с задачей зашумления эффективнее, чем алгоритм из без генерации. Кривые зависимости от уве-

личения коэффициента a_1 носят возрастающий характер. Достоверность полученных результатов подтверждена сходимостью результатов в третьем столбце табл. 3 при равенстве коэффициентов a_1 и a_2 . Расхождение результатов отличается на 4...6%.

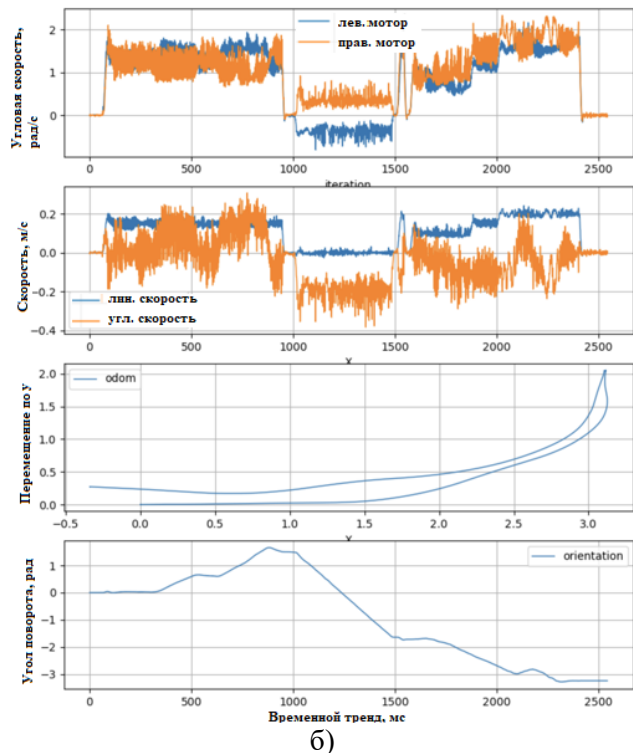
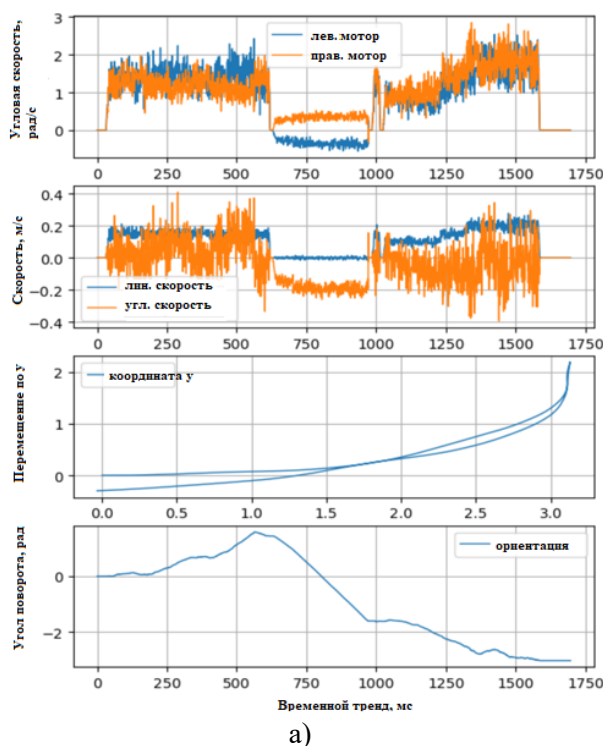


Рис. 5. Результаты работы: а – генерированного алгоритма; б – реального робота

Также существенным плюсом предлагаемого алгоритма с использованием генерации шумов является простота его настройки, реализуемая благодаря наличию всего двух параметров. Также для настройки алгоритма можно использовать алгоритмы оптимизации, на-

пример, градиентный спуск, так как требуется оптимизация всего двух параметров.

7. Заключение

Установлено, что:



- разработанная симуляционная модель позволяет имитировать реальное общественное пространство;

- разработанные алгоритмы зашумления сенсорных данных для максимального приближения симуляционной модели совпадают с реальным роботом (тестовым).

- для симуляции шумов колесной одометрии разработанный на основе стандартной

модели движения алгоритм можно использовать в качестве входных данных показания скорости колес, а не всей модели АСР.

- разработанная метрика оценки качества алгоритма в сравнительном варианте с использованием генерации шумов показывает высокую степень сходимости со стандартными данными.

Список литературы

1. Малкахи Д.Э. Руководство по выполнению заказов и организации погрузочно-разгрузочных работ. Москва, Экспо, 2014. 459 с.

2. Балуев М.С. Подход к оптимизации состава технических средств механизации для выполнения погрузочно-разгрузочных работ // Сборник научных статей 4-й международной научно-практической конференции «Актуальные вопросы развития современного общества». Курск, Юго-Зап. гос. ун-т, 2020. С. 9-12.

3. Курбанов Т.Х., Шаламов Д.А. Эволюция и тенденции развития складской инфраструктуры военной организации государств // Сборник статей III международной научно-практической конференции «Тенденции развития материально-технического обеспечения военной организации государства в современных условиях». Пермь, 2017. С. 367-371.

4. Курбанов Т.Х., Плотников В.А. Оценка перспектив развития логистики в условиях цифровизации экономики и трансформации социальной сферы // Известия Санкт-Петербургского государственного экономического университета. 2020. 3 (123). С. 94-101.

5. Karabegović I., Karabegović E., Mahmić M., Husak E. The application of service robots for logistics in manufacturing processes // Advances in Production Engineering and Management. 2015. Vol. 10. 4. С. 185-194.

6. Демури Ю.А. Совершенствование технологий складского распределения в условиях цифровой экономики // Economics: Yesterday, Today and Tomorrow. 2020.

References

1. Malkahi D.E. *Rukovodstvo po vypolneniyu zakazov i organizacii pogruzochno-razgruzochnyh rabot*. Moscow, EXPO, 2014, 459 p. (In Russian)

2. Baluev M.S. Podhod k optimizatsii sostava tekhnicheskikh sredstv mekhanizatsii dlya vypolneniya pogruzochno-razgruzochnykh rabot. *Sbornik nauchnykh statey 4 mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Aktualnye voprosy razvitiya sovremennogo obshchestva»*. Kursk, Yugo-Zap. gos. un-t, 2020. pp. 9-12. (In Russian)

3. Kurbanov T.H., Shalamov D.A. Evolyuciya i tendencii razvitiya skladskoj infrastruktury voennoj organizacii gosudarstva. *Sbornik statej III mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii «Tendencii razvitiya material'no-tekhnicheskogo obespecheniya voennoj organizacii gosudarstva v sovremennykh usloviyah»*. Perm, 2017. pp. 367-371. (In Russian)

4. Kurbanov T.H., Plotnikov V.A. Ocenka perspektiv razvitiya logistiki v usloviyah cifrovizacii ekonomiki i transformacii social'noj sfery. *Izvestiya Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo ekonomicheskogo universiteta*. 2020. 3 (123). pp. 94-101. (In Russian)

5. Karabegović I., Karabegović E., Mahmić M., Husak E. The application of service robots for logistics in manufacturing processes. *Advances in Production Engineering & Management*. 2015. Vol. 10, No. 4, 185-194.

6. Demurin Yu.A. Sovershenstvovanie tekhnologij skladskogo raspredeleniya v

Vol. 10. № 5A.

7. Винокуров С.А., Кочемасов В.Н., Сафин А.Р. Генераторы шума (обзор) // Известия вузов России. Радиоэлектроника. 2023. Т. 26. 4. С. 6–32.

8. Thrun S., Burgard W., Fox D., Arkin R.C. Probabilistic Robotics. MIT press, 2005. 295 p.

9. Schober P., Boer C., Schwarte. L. Correlation Coefficients: Appropriate Use and Interpretation // Anesthesia and Analgesia. 2018. 126. ANE.0000000000002864.

10. Li X., Xiaofei S., Yuxian M., Junjun L., Fei W., Li J. Dice Loss for Data-imbalanced NLP Tasks. 2019. 545 p.

11. Shehata A., Sherien M., Abdallah M., Ragab M. A Survey on Hough Transform, Theory, Techniques and Applications. 2015. 348 p.

† usloviyah cifrovoj ekonomiki. *Economics: Yesterday, Today and Tomorrow*. 2020. Vol. 10, No.5A. (In Russian)

† 7. Vinokurov S. A., Kochemasov V. N., Safin A. R. Generatory shuma (obzor). *Izv. vuzov Rossii. Radioelektronika*. 2023. 26. 4. pp. 6–32.

† 8. Thrun S., Burgard W., Fox D., Arkin R.C. Probabilistic Robotics. MIT press, 2005. 295 p.

† 9. Schober P., Boer C., Schwarte. L. Correlation Coefficients: Appropriate Use and Interpretation. *Anesthesia and Analgesia*. 2018. 126. ANE.0000000000002864.

† 10. Li X., Xiaofei S., Yuxian M., Junjun L., Fei W., Li J. Dice Loss for Data-imbalanced NLP Tasks. 2019. 545 p.

† 11. Shehata A., Sherien M., Abdallah M., Ragab M. A Survey on Hough Transform, Theory, Techniques and Applications. 2015. 348 p.

УДК (УДК) 625.1

КЛАССИФИКАЦИЯ ОТКАЗОВ И НЕИСПРАВНОСТЕЙ ЛЕГКОВЫХ
АВТОМОБИЛЕЙ С ЦЕЛЬЮ СОЗДАНИЯ СИСТЕМЫ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО
СОСТОЯНИЯCLASSIFICATION OF FAILURES AND MALFUNCTIONS OF PASSENGER CARS
WITH THE AIM OF CREATING A TECHNICAL CONDITION ASSESSMENT SYSTEM.Таричко В.И., Ратников С.А.
Tarichko V.I., Ratnikov S.A.Российский университет транспорта (Москва, Россия)
Russian University of Transport (Moscow, Russia)

Аннотация. В статье приводится обзор и классификация неисправностей автомобильного транспорта (класса: легковые автомобили). Исследуются причинно-следственные связи «Неисправность-дорожно-транспортное происшествие». Выход из строя элементов рулевого управления и подвески влечет за собой потерю управления автомобилем, что приводит к дорожно-транспортным происшествиям. Определено, что на безопасность существенно влияют и не поддаются самодиагностике шарнирные соединения шаровых опор и стоек стабилизатора. Шаровая опора является опорой ступицы. Поломка шаровой опоры приводит к потере контроля траектории движения автомобиля по причине того, что колесо занимает произвольное и неконтролируемое положение в колесной арке. Износ шаровой опоры заключается в возникновении люфта в шарнире, который сейчас диагностируется органами чувств человека. Оценка технического состояния производится примитивным методом: автомобиль вывешивается и, воздействуя рычагом, мастер прилагает к шаровой опоре различные нагрузки. В статье прогнозируется возможность создания системы самодиагностики узлов с шарнирными соединениями. Совместно с этим проведен статистический анализ возникающих отказов и неисправностей у автомобилей по маркам и классам, что позволяет утверждать о постоянстве исследуемой проблемы. Проведен анализ взаимосвязи отказов и неисправностей с дорожно-транспортными происшествиями, в котором отражены наиболее частые причины дорожно-транспортных происшествий по вине неисправностей автомобиля.

Ключевые слова: автомобиль, неисправность, шаровая опора, стойки стабилизатора.

Дата получения статьи: 02.09.2024
Дата принятия к публикации: 20.09.2024
Дата публикации: 25.09.2024

Abstract. The article provides an overview and classification of motor vehicle faults (class: passenger cars). The cause-and-effect relationships "Fault-RTA" are studied. Failure of steering and suspension elements entails loss of vehicle control, which leads to traffic accidents. It is determined that safety is significantly affected and cannot be self-diagnosed by articulated joints of ball joints and stabilizer struts. The ball joint is the support of the hub. Failure of the ball joint leads to loss of control of the vehicle's trajectory due to the fact that the wheel occupies an arbitrary and uncontrolled position in the wheel arch. Wear of the ball joint consists in the occurrence of play in the joint, which is now diagnosed by human senses. The technical condition is assessed using a primitive method: the vehicle is suspended and, using a lever, the mechanic applies various loads to the ball joint. The article predicts the possibility of creating a self-diagnostic system for joints with articulated joints. Along with this, a statistical analysis of emerging failures and malfunctions in cars by brand and class is carried out, which allows us to assert the constancy of the problem under study. An analysis of the relationship between failures and malfunctions with road accidents is carried out, which reflects the most frequent causes of accidents due to vehicle malfunctions.

Keywords: car, malfunction, ball bearing, stabilizer bars.

Date of manuscript reception: 02.09.2024
Date of acceptance for publication: 20.09.2024
Date of publication: 25.09.2024

Сведения об авторах:

Таричко Вадим Игоревич – кандидат технических наук, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАУ ВО «Российский университет транспорта»,
e-mail: 32.6909@mail.ru.

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

Ратников Станислав Александрович – аспирант кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАУ ВО «Российский университет транспорта»,
e-mail: 012345665432100227@inbox.ru.

Authors' information:

Vadim I. Tarichko – Candidate of Technical Sciences, Professor of the Department of Land Transport and Technological Means at Russian University of Transport, *e-mail: 32.6909@mail.ru.*

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

Stanislav A. Ratnikov – Postgraduate student, Department of Land Transport and Technological Means at Russian University of Transport, *e-mail: 012345665432100227@inbox.ru.*

1. Введение

Автомобиль, основные принципы конструктивного построения которого появились в XIX веке, стал одним из важнейших элементов жизни человека в первой половине XX века. На долгосрочную перспективу альтернатив автомобилю как наземному виду транспорта не существует.

Автомобиль является главным транспортным средством мирового пассажирооборота. Отечественные и зарубежные статические данные свидетельствуют о том, что на долю автомобильного транспорта приходится не менее 70% ежегодного мирового пассажирооборота (рис. 1).

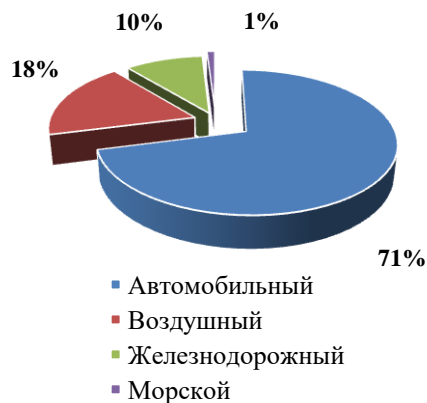


Рис. 1. Доля автомобильного транспорта в мировом пассажирообороте

Автомобиль – сложная техническая система, которая может подвергаться различным отказам и неисправностям. Эти проблемы могут иметь серьезные последствия, включая угрозу безопасности.

Изучение причин отказов и неисправностей легковых автомобилей представляет собой важную научную задачу, поскольку по-

зволяет выявить основные факторы, способствующие изменению технического состояния. Это, в свою очередь, способствует разработке эффективных методов диагностики и предотвращения неисправностей.

С развитием технологий в автомобильной промышленности появляются новые задачи. Автомобили с автоматизированными системами управления и электроникой требуют специализированного подхода к диагностике и обслуживанию. Это приводит к тому, что специалистам по обслуживанию автомобилей необходимо постоянно совершенствовать свои знания и навыки, чтобы успешно справляться с современными техническими задачами. Таким образом, изучение отказов и неисправностей автомобилей является неотъемлемой частью развития автомобильной индустрии.

2. Автомобиль как объект машиностроения

Автомобиль – один из наиболее сложных объектов машиностроения, особенностями которого являются непрерывные конструкторско-технологические изменения с целью обеспечения конкурентоспособности продукции. В соответствии с Европейской конвенцией о дорожном движении выделяют следующие категории транспортных средств:

категория А – мотоциклы и другая мототехника;

категория В – автомобили, за исключением относящихся к категории А, разрешенная масса которых не превышает 3500 кг и число

сидячих мест, помимо сиденья водителя, не превышает восьми;

категория С – автомобили, за исключением относящихся к категории D, разрешенная максимальная масса которых превышает 3500 кг;

категория D – автомобили, предназначенные для перевозки пассажиров и имеющие более восьми сидячих мест помимо сиденья водителя;

категория E – составы транспортных средств с тягачом, относящимся к категориям B, C или D, которыми водитель имеет право управлять, но которые не входят сами в эти категории [1];

В данной статье рассматриваются автомобили категории B, которые также имеют классификацию по габаритным размерам (табл. 1).

Таблица 1

Классификация по габаритным размерам

Класс	A	B	C	D	E	S(F)
Длина, м	≤3,6	3,6-3,9	3,9-4,4	4,4-4,7	4,6-4,8	>4,8
Ширина, м	≤1,6	1,5-1,7	1,6-1,75	1,7-1,8	>1,7	>1,7

Новый серийный автомобиль, прошедший различные уровни контроля качества (стандарты проектирования и испытаний, стандарты предприятия-изготовителя, национальные стандарты, межгосударственные стандарты) всегда соответствует всем требованиям безопасности.

Согласно официальным данным всех заводов-изготовителей автомобильного транспорта как в России, так и за рубежом, срок, на который рассчитывается безопасная эксплуатация транспортного средства не превышает 8-10 лет с момента выпуска автомобиля.

Потеря работоспособности автомобиля, его частые и неожиданные поломки, обычное явление для стареющего автопарка [2].

Автомобиль состоит из множества взаимосвязанных систем и узлов:

1. Силовая установка и трансмиссия (двигатель внутреннего сгорания, электродвигатель, коробка передач) – отвечает за создание и передачу крутящего момента на колеса;

2. Кузов автомобиля (несущая система) – обеспечивает безопасность и комфортные условия для пассажиров, а также обеспечивает аэродинамические характеристики;

3. Электрооборудование – питает все системы автомобиля, обеспечивает нормальную работу силовой установки, безопасность движения, а также информирует водителя о состоянии всех систем автомобиля;

4. Системы управления – обеспечивают контроль и регулирование работы различных узлов автомобиля;

5. Ходовая часть – подвеска, колеса, тормозное оборудование – обеспечивает плавность хода, управляемость и безопасность движения.

Приоритетным требованием для автомобиля является безопасность, которая обеспечивается рядом систем, в том числе, системами диагностики, информирующими водителя о возникновении неисправности в конкретном узле.

На безопасность, в первую очередь, влияет ходовая часть автомобиля, так как она непосредственно отвечает за траекторию движения автомобиля, за его остановку и управление в целом. Тормозная система современного автомобиля оборудована рядом датчиков, например, предупреждающих о необходимости замены тормозных колодок или о низком уровне тормозной жидкости, но для элементов подвески таких датчиков нет.

Появляется необходимость создания системы встроенной или стационарной оценки технического состояния данных систем и узлов.

3. Неисправности и отказы легковых автомобилей

Нарушение работоспособности автомобиля называется отказом или неисправностью, в зависимости от последствий.

Неисправность – состояние автомобиля, при котором он не соответствует хотя бы одному из требований нормативной документации. Например, повышенный расход топлива, угар масла или увеличенное время разгона.

Отказ – нарушение работоспособности автомобиля, при котором он частично или целиком теряет свои функции. Например,

отказ двигателя – не обеспечивается движение автомобиля.

3.1. Системы двигателя

Проведены подробные научные исследования в области анализа причин неисправностей, построения систем технического диагностирования [3].

Основным фактором, влияющим на частоту отказов, является нарушение функционирования силового агрегата. К четвертому году эксплуатации автомобиля вероятность возникновения отказов может составлять 18...22%. Затраты труда на текущий ремонт могут достигать 65...70% от общих трудовых затрат на поддержание автомобилей в работоспособном состоянии [4].

В данной статье рассмотрены наиболее распространенные неисправности двигателя.

3.1.2. Неисправности в системе зажигания

Свечи зажигания. Конструкция свечи зажигания является надежной и не склонной к возникновению неисправностей, однако она имеет ограниченный ресурс и требует замены после пробега автомобиля в среднем 40000 км.

Это обусловлено образованием нагара на электродах в результате процессов сгорания топливовоздушной смеси. Кроме того, свечи подвергаются воздействию высоких температур, что может привести к образованию трещин в изоляторе и утечке искры [5].

Катушки зажигания. Несмотря на различные типы катушек зажигания, принцип их работы схож, что обуславливает схожие поломки. Одной из причин выхода катушки из строя является перегрев, приводящий к повреждению изоляции обмоток [6]. Другая причина – механические повреждения (трещина или разрыв колпачка, соединяющего катушку со свечой). Также возможно нарушение контакта массы катушки из-за загрязнения или коррозии.

Неисправности свечей зажигания или катушек могут снижать эффективность сгорания топлива, что может привести к полному отказу двигателя.

Основная часть неисправностей при эксплуатации автомобилей приходится на систему питания двигателя (около 90% для карбюраторных ДВС и 45% для двигателей с электронным управлением системой впрыска топлива) и систему зажигания (до 85%, из которых более 40% приходится на автомобили с электронными системами зажигания) [7].

3.1.2 Неисправности в топливной системе

Топливные форсунки. Загрязнение сопел форсунок является распространенной причиной отказов, обусловленной использованием некачественного топлива. Исследования показывают, что износ запирающего элемента и седла форсунки приводит к увеличению ее динамической производительности, в то время как загрязнение проточных элементов снижает как динамическую, так и статическую производительность. Таким образом, загрязнение и износ оказывают противоположное влияние на рабочие характеристики электромагнитной форсунки [8].

Топливный фильтр. Неисправность топливного фильтра является частой проблемой, оказывающей влияние на подачу топлива.

Топливный насос. Отказ топливного насоса может привести к отсутствию подачи топлива к фильтру тонкой очистки. Такие отказы могут быть вызваны выходом из строя самого насоса, а также разрывом его питающей цепи [9].

Таким образом, засорение фильтров или дефекты топливных насосов могут вызывать перебои в подаче топлива, что может привести к снижению эффективности работы двигателя или его полному отказу.

Одним из наиболее перспективных направлений совершенствования систем технического диагностирования ДВС является применение алгоритмов, основанных на методах статистической теории распознавания образцов, позволяющих качественно оценить техническое состояние конструктивных элементов ДВС [10].

3.2. Трансмиссия

Трансмиссия является одним из ключевых компонентов автомобиля. Отказы в её работе могут существенно повлиять на эксплуатационные характеристики.

Износ сцепления. Основной причиной отказов фрикционного сцепления является повышенный износ фрикционных накладок [11]. Износ сцепления приводит к проскальзыванию диска сцепления и, как следствие, к потере крутящего момента, что затрудняет движение автомобиля. Также возможна поломка выжимного подшипника или выход из строя корзины сцепления по причине облома лепестков. Обе эти неисправности ведут к полной остановке автомобиля и делают невозможной его эксплуатацию.

Неисправность кулисы. На ранних версиях автоматических коробок передач связь селектора с самой коробкой осуществляется механически с помощью различных тяг и шарниров. Износ этой системы ведет к проблемам, связанным с выбором передачи.

Течь масла. От длительной эксплуатации изнашиваются резиновые уплотнительные изделия, с помощью которых происходит утечка масла. Для эффективной работы гидротрансформатор требует использование большого количества рабочей жидкости [12].

Низкий уровень масла приводит к недостаточному давлению в системе управления и, как следствие, к ее некорректной работе.

Неисправность блока управления. В данном случае нарушается работоспособность блока, управляющего переключением передач, что приводит к возможным рывкам при переключении, вплоть до выхода в аварийный режим, когда автомобиль может передвигаться только на одной передаче.

Неисправность гидроблока. В результате неправильной эксплуатации или неверно выбранного масла возможны перебои в работе данного узла, что ведет к рывкам при смене передач.

3.3. Подвеска автомобиля

В связи с отменой «Положения о техническом обслуживании и ремонте подвижного

состава автомобильного транспорта» ответственность за техническое обслуживание и ремонт автомобилей возлагается на собственников транспортных средств. Они должны определять необходимость проведения ремонтно-обслуживающих мероприятий и выбирать организации, обеспечивающие качественное проведение технического обслуживания и ремонта в соответствии с действующей нормативно-технической документацией. Важное значение имеет соблюдение требований безопасности дорожного движения [13].

Развал-схождение. Нарушение углов установки колес может быть вызвано износом элементов рулевого управления или рычагов подвески. После замены деталей подвески требуется корректировка углов. Нарушение углов установки колес приводит к увеличению износа шин и снижению эффективности рулевого управления.

Деформация рычагов подвески и шарниров. Шарниры используются для соединения элементов подвески и рулевого управления, обеспечивая три угловые степени свободы при перемещении рабочих элементов (рычагов). Эти шарниры являются ответственными сопряжениями, поскольку выдерживают высокие нагрузки: вертикальные от веса автомобиля и горизонтальные от силы тяги, торможения и поворота автомобиля. Надежность работы шарниров оказывает значительное влияние на безопасность движения автомобиля [14]. Неисправности в этих узлах часто возникают из-за повышенных нагрузок в результате наезда на препятствие или попадания в яму, что приводит к нарушению углов установки колес.

Поломка пружины, нарушение герметичности амортизатора. По мере износа деталей возможно нарушение герметичности резиновых уплотнений, что приводит к утечке масла и неправильной работе узла.

Износ втулок, сайлентблоков и других резиновых элементов подвески. В результате износа увеличивается зазор между металлическими частями, что приводит к появлению люфтов в рулевом управлении и стуков при эксплуатации.

Доля дорожно-транспортных происшествий, возникших из-за неисправности отдельных узлов автомобиля, относительно невелика и составляет в среднем 14% от общего числа ДТП. Однако характерной особенностью этих случаев является особая тяжесть последствий, так как водитель из-за технической неисправности ответственных узлов часто лишается возможности управлять движением автомобиля.

Техническими неисправностями автомобиля, угрожающими безопасности движения (рис. 2), являются в первую очередь тормозное оборудование и рулевое управление [15].

Анализ показал, что наиболее частыми причинами являются неисправности подвески и рулевого управления. Происходит это из-за того, что водитель моментально теряет возможность контролировать траекторию движения автомобиля, что и приводит к ДТП.



Рис. 2. Причины ДТП по техническим неисправностям автомобиля

Критический износ шарнирных соединений рулевых наконечников, шаровых опор, стоек стабилизатора поперечной устойчивости приводит к тому, что шарнир разъединяется, что приводит к нарушению положения колеса в колесной арке и моментальному изменению траектории движения без возможности ее контролировать.

4. Статистические данные

Для более глубокого и объективного исследования поставленной задачи рассмотрим

статистические данные, выявляя основные тренды.

4.1. Распределение по типам аварий

Объективной статистикой следует считать данные, предоставленные немецким автомобильным клубом ADAC (Генеральный немецкий автомобильный клуб). Анализ охватывает различные типы автомобилей, включая гибридные и электрические, и основывается на обращениях владельцев за помощью в 2022 г. Обширность исследования подтверждается почти 3,5 миллионами звонков автомобилистов [16].

Частота возникновения неисправностей показывает, в первую очередь, неправильную эксплуатацию, недостаточный опыт или отсутствие знаний владельцев о работе систем автомобиля. Наиболее распространенной причиной отказов является разряд аккумуляторной батареи. Вторым по частоте являются поломки двигателя и систем, отвечающих за его управление и обслуживание.

Статистика отказов представлена следующим образом (рис. 2):

1. Аккумуляторная батарея - 43%.
2. Системы управления двигателем, системы питания, двигатель и трансмиссия (датчики, форсунки, топливный насос и т.д.) - 23%.
3. Электрические компоненты автомобиля, исключая аккумуляторную батарею - 10%.
4. Отказы, вызванные износом или проколом шин - 8%.
5. Неисправности систем защиты (ключ, замок зажигания, иммобилайзер, сигнализация) - 7%.
6. Механические элементы ходовой части (подвеска, тормозное оборудование, рулевое управление) - 9%.

Таким образом, можно сделать вывод, что наиболее частая причина отказов автомобиля связана с неправильной эксплуатацией и невнимательностью владельцев. Для предотвращения отказов аккумуляторной батареи предлагается установка систем оповещения водителей о низком заряде, а также встроенные в ключ или брелок сигнализации

индикаторы критического уровня заряда. Это позволит владельцам своевременно принимать меры по устранению причин низкого заряда, а также избегать необходимости в сторонней помощи.

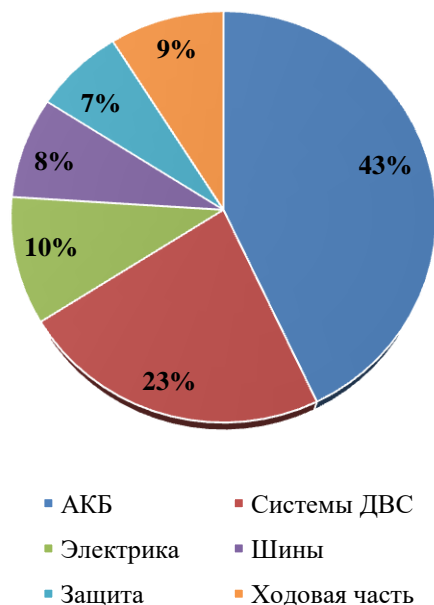


Рис. 3. Частота отказов по причинам.

4.2. Сравнение по классам и маркам автомобилей

Для сравнения частоты отказов различных марок и моделей следует обратиться к рейтингу, составленному немецким автомобильным клубом ADAC за 2020 г. В данном списке представлены поломки, в результате которых автомобиль теряет возможность двигаться, что приводит к полному его отказу. Статистика основывается на опросе 18 миллионов автовладельцев, состоящих в клубе ADAC. Частота отказов: на 1 тысячу автомобилей.

Рассмотрим сжатую версию рейтинга, где представлены по две наиболее надежные и ненадежные модели каждого класса, в соответствии с Европейской классификацией [17].

Сравнение происходит на основании среднего коэффициента поломок на тысячу автомобилей 2010–2017 годов выпуска – наиболее распространенных автомобилей на вторичном рынке (по состоянию на 2020–2024 гг.).

4.2.1. Сегмент малолитражных компактных автомобилей класса А

Самыми надежными автомобилями данного сегмента по результатам анализа стали Toyota и Hyundai класса А (табл. 2).

Для Toyota средний коэффициент поломок на тысячу автомобилей составил от 2,5 до 8,7.

Для Hyundai данный показатель составил от 4,9 до 19,3. Углубляясь в анализ данной модели, стоит отметить, что большее количество неисправностей встречается у автомобилей второго поколения, выпускаемых с 2014 г. Чаще всего у них отказывала аккумуляторная батарея и свечи зажигания.

Самыми ненадежными автомобилями данного сегмента стали Smart и Fiat класса А.

Для немецкого Smart рейтинги составляют от 7,5 до 32,8, что является одним из худших показателей. По годам выпуска отмечаются следующие неисправности: 2010–2013 – проблемы с приводом газораспределительного механизма, 2012–2013 – проблемы со свечами зажигания, 2015–2017 – выход из строя аккумуляторной батареи.

Для Fiat показатели поломок составили 7,1 – 29,5 на тысячу автомобилей, что является плохим результатом. Самыми частыми неисправностями встречались проблемы с аккумуляторной батареей у автомобилей всего рассматриваемого диапазона времени выпуска, проблемы со шлангами системы охлаждения у автомобилей 2010–2011 гг., а отказы коробки передач у автомобилей 2012–2015 годов выпуска.

Таблица 2

Марка	Класс А			Частота
	Линия			
Toyota	ненадежные	средние	надежные	2,5-8,7
Hyundai	ненадежные	средние	надежные	4,9-19,3
Smart	ненадежные	средние	надежные	7,5-32,8
Fiat	ненадежные	средние	надежные	7,1-29,5

4.2.2. Автомобили класса В

Самыми надежными автомобилями данного сегмента являются Audi и Renault класса В.

Количество поломок Renault составило от 1,4 до 4,5 на тысячу автомобилей, что характеризует его как очень надежный кроссовер.

Для Audi данный коэффициент составил от 4 до 11,2 поломок, что является одним из лучших результатов.

Самыми ненадежными автомобилями были признаны Hyundai и Opel класса B.

Hyundai в рейтинге клуба ADAC имеет низкий рейтинг, основными проблемами являются: аккумулятор и система зажигания.

Неудовлетворительные оценки получил и Opel, количество отказов составило от 11,9 до 28,8 на тысячу автомобилей. Наиболее частыми неисправностями стали отказы аккумуляторной батареи, системы охлаждения и водяного насоса.

Данные сведены в табл. 3.

Таблица 3

Класс B

Марка	Линия	Частота
Renault		1,4-4,5
Audi		4-11,2
Hyundai		11,9-28,8
Opel		11,9-28,8

4.2.3. Автомобили класса C

Лучшими компактными автомобилями по данным анализа стали Audi и BMW класса C.

Коэффициент поломок Audi составил от 0,6 до 2,4 на тысячу автомобилей, что является хорошими показателями не только в данном сегменте, но и в общей статистике.

Результаты статистики BMW составляют от 1,4 до 16 поломок на тысячу автомобилей, что является хорошим результатом.

Худшими компактными автомобилями по мнению ADAC стали Kia и Peugeot класса C.

По данным немецкого автоклуба, на 1000 автомобилей Kia фиксируется от 33,3 до 70,5 поломок. Самыми проблемными узлами признаны стартер, аккумуляторная батарея, катализатор, топливный насос и различные датчики.

У марки Peugeot случалось от 37,6 до 47,1 поломки на тысячу автомобилей. Проблемы заключались в поломке распредвала, аккумуляторной батареи, свеч и систем зажигания, топливных форсунок.

Данные сведены в табл. 4.

Таблица 4

Класс C

Марка	Линия	Частота
Audi		0,6-2,4
BMW		1,4-16
Kia		33,3-70,5
Peugeot		37,6-47,1

4.2.4. Кроссоверы класса S

Самые надежные кроссоверы по мнению ADAC признаны BMW и Audi класса S.

По данным анализа, BMW показал от 1 до 9,3 поломок на тысячу автомобилей.

У Audi результаты составили от 0,6 до 19 поломок на тысячу автомобилей.

Самыми ненадежными кроссоверами были названы Nissan и Ford класса S.

Японский кроссовер Nissan не получил высоких оценок: от 17,6 до 42,7 поломки на тысячу автомобилей. Частой поломкой стало выход из строя аккумуляторной батареи.

У Ford коэффициенты составили от 20,5 до 37,2 поломки на тысячу автомобилей. Из строя чаще всего выходила аккумуляторная батарея, генератор и сажевый фильтр.

Данные сведены в табл. 5.

Таблица 5

Класс S

Марка	Линия	Частота
BMW		1-9,3
Audi		0,6-19,6
Nissan		17,6-42,7
Ford		20,5-37,2

4.2.5. Автомобили D класса

Самыми надежными автомобилями данного класса были признаны Audi и BMW класса D.

У Audi результаты составили от 1,4 до 23,3. Чаще всего отказывали системы питания и зажигания.

Конкуренцию Audi составило BMW с показателями от 0,9 до 25,4 поломок на тысячу автомобилей. Чаще всего из строя выходили турбины.

Самыми ненадежными представителями были признаны Ford и Volkswagen класса D.

Количество поломок Ford составило от 10,8 до 56,9 на тысячу автомобилей. Чаще всего из строя выходила аккумуляторная батарея, генератор и топливный насос.

У Volkswagen результат от 10,1 до 40,6 поломок на тысячу. Слабыми местами являлись аккумулятор, стартер и система рециркуляции выхлопных газов.

Данные сведены в табл. 6.

Таблица 6

Класс D

Марка	Линия	Частота
Audi		1,4-23,3
BMW		0,9-25,4
Ford		10,8-56,9
Volkswagen		10,1-40,6

4.2.6. Автомобили E-класса

Согласно ADAC, лучшим автомобилем был признан BMW. У данной модели наблюдается от 1 до 25,1 поломок на тысячу автомобилей, выпущенных с 2010 до 2017 года. Чаще всего из строя выходил шкив коленвала.

Mercedes E-Class показал спорные результаты: от 1,7 до 59,3 поломок на тысячу. Самые частые отказы: выход из строя аккумуляторной батареи, стартера и системы зажигания [18].

Данные сведены в табл. 7.

Таблица 7

Класс E

Марка	Линия	Частота
BMW		1-25,1
Mercedes		1,7-59,3

Для наглядности, приведем усредненные данные по классам автомобилей в единую таблицу (табл. 8), где сравним среднюю частоту отказов на тысячу автомобилей.

Таблица 8

Частота отказов

Класс	Линия	Среднее значение
A		13,3
B		10,3
C		26,1
D		21,1
E		21,8
S		18,6

Представленные данные свидетельствуют как о случайном характере появления неисправностей в различных марках и классах автомобилей, так и о систематических проблемах, которые приводят к неисправностям и могут являться причинами ДТП.

5. Предотвращение отказов

5.1. Регулярное техническое обслуживание

Одним из основных факторов в предотвращении отказов автомобилей является регулярное техническое обслуживание. Такие процедуры как замена масла, проверка тормозных систем и свечей зажигания, способствуют увеличению срока службы автомобиля. Поэтому важно своевременно проводить диагностику подвески, корректную настройку углов установки колес, сезонную проверку состояния аккумуляторной батареи и общее диагностирование автомобиля.

5.2. Обучение водителей

В результате анализа неисправностей, наиболее частой причиной отказов является неправильная эксплуатация. Обучение водителей правильной эксплуатации автомобиля и выявлению основных признаков неисправностей могут способствовать достоверной оценке технического состояния на ранних стадиях.

5.3. Использование современных технологий

Применение таких современных технологий, как системы мониторинга состояния автомобиля и автоматизированные системы технического обслуживания, может значительно улучшить процессы предотвращения отказов. Упустить процедуру технического обслуживания или не заметить изменения в эксплуатации автомобиля может даже самый опытный водитель. Эта проблема решается, если встроенная электронная система автомобиля напомнит водителю о проведении процедуры обслуживания или неисправности на экране бортового компьютера. Также на станциях технического обслуживания

можно применить новые методы исследования и оценки технического состояния объектов машиностроения, в том числе на основе компьютерного моделирования, что позволит локализовать неисправность.

Заключение

Анализ отказов и неисправностей легковых автомобилей позволяет выделить приоритетные направления для повышения надёжности. Регулярное техническое обслуживание, обучение водителей и интеграция новейших технологий – являются ключевыми этапами на пути к повышению надёжности и безопасности легковых автомобилей. Одной из научных задач для решения данного вопроса является разработка методов оценки технического состояния подвески автомобиля. В частности, перспективным направлением исследования является создание системы технического диагностирования, которая позволит точно оценить степень износа шарнирных соединений стабилизатора поперечной устойчивости, шаровых опор и рулевых наконечников и спрогнозировать необходимость проведения ремонтных работ.

Список литературы

1. Порватов И.Н., Кристальный С.Р. Классификация и маркировка автомобилей. М.: МАДИ, 2010. 50 с.
2. Горленко Д.Ю., Байбакова А.А. Анализ ДТП по причине технической неисправности автомобиля // Сб. тр. 58-й студенческой научно-практической конференции. Хабаровск: ТОГУ, 2018. С. 93-96.
3. Обозов А.А., Таричко В.И. Анализ неисправностей карбюраторных и инжекторных бензиновых ДВС, идентифицируемых системой технической диагностики // Вестник БГТУ. 2012. №2 (34). С. 41-47.
4. Власов Ю.А. Методология диагностики агрегатов автомобилей электрофизическими методами контроля параметров работающего масла. дисс. ...канд. тех. наук. Томск: Томск, арх.-строит. университет, 2015. 367 с.

Список литературы

1. Porvatov I.N., Kristalny S.R. Classification and marking of cars. Moscow, 2010. 50 p. (In Russian)
2. Gorlenko D.Yu., Baibakova A.A. Analysis of an accident due to a technical malfunction of a car. *Proc. of the 58th student scientific and practical conference*. Khabarovsk, 2018. 93-96 p. (In Russian)
3. Obozov A.A., Tarichko V.I. Analysis of the irregularities of carburetor and injection gasoline engines identified by the system of technical diagnostics. *Bulletin of BSTU*, 2012, No. 2 (34), pp. 41-47. (In Russian)
4. Vlasov Yu.A. Methodology of diagnosis of car units by electrophysical methods of control of parameters of the working oil. Diss. Cand. Sci. (Engineering) Tomsk, 2015. 145 p. (In Russian)
5. Bass B.A. Spark plugs. A brief over-

5. Басс Б.А. Свечи зажигания. Краткий справочник. М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2007. 112 с.
6. Каленов В.П. Разработка системы обеспечения работоспособности электронных систем управления двигателем автомобиля в эксплуатации: дисс. ...канд. тех. наук. Владимир: НГТУ, 2019. 164 с.
7. Базаров Д.А. Разработка метода дифференциального диагностирования электронной системы зажигания бензиновых двигателей автотранспортных средств в сельском хозяйстве: дисс. ...канд. тех. наук. Улан-Удэ: Бурятская государственная сельскохозяйственная академия имени В.Р. Филиппова, 2009. 200 с.
8. Овчинников Г.В. Влияние загрязнения и износа элементов электромагнитных форсунок на характеристики автомобильного бензинового двигателя: дисс. ...канд. тех. наук. Владимир: НИИАвтоэлектроника, 2009. 145 с.
9. Тарасов А.И. Оценка технического состояния двигателей в процессе эксплуатации и ремонта автомобилей: дисс. ...канд. тех. наук. Орел: Ульяновский государственный технический университет, 2013. 179 с.
10. Таричко В.И. Методические основы совершенствования технического диагностирования двигателей внутреннего сгорания: дис. ... канд. тех. наук. Брянск: БГТУ, 2013. 201 с.
11. Шарипова Н.Н. Методы оценки долговечности пар трения тракторных фрикционных сцеплений: дисс. ... канд. тех. наук. Москва: Московский государственный технический университет «МАМИ», 2005. 117 с.
12. Курочкин Ф.Ф. Метод выбора рациональных характеристик процесса переключения в автоматической коробке передач автомобиля: дисс. ... канд. тех. наук. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 149 с.
13. Хасанов И.И. Обоснование периодичности технического обслуживания передних подвесок переднеприводных автомобилей: дисс. ... канд. тех. наук. Оренбург: Оренбургский государственный университет, 2008. 169 с.
14. Тебекин М.Д. Повышение эффективности определения технического со-
view. Diss. Cand. Sci. (Engineering) Moscow, 2007. 112 p. (In Russian)
6. Kalenov V.P. Development of a system for ensuring the operability of electronic systems for controlling the car engine in operation. Diss. Cand. Sci. (Engineering) Vladimir, 2019. 164 p. (In Russian)
7. Bazarov D.A. Development of a method for differential diagnosis of the electronic ignition system of gasoline engines of motor vehicles in agriculture. Diss. Cand. Sci. (Engineering) Ulan Ude, 2009. 200 p. (In Russian)
8. Ovchinnikov G.V. The influence of pollution and wear of electromagnetic components on the characteristics of an automotive gasoline engine. Diss. Cand. Sci. (Engineering) Vladimir, 2009. 145 p. (In Russian)
9. Tarasov A.I. Assessment of the technical condition of engines during operation and repair of cars. Diss. Cand. Sci. (Engineering) Orel, 2013. 179 p. (In Russian)
10. Tarichko V.I. Methodological foundations of improving the technical diagnostics of internal combustion engines. Diss. Cand. Sci. (Engineering) Moscow, 2013. 201 p. (In Russian)
11. Sharipova N.N. Methods for assessing the durability of friction pairs of tractor friction clutches. Diss. Cand. Sci. (Engineering) Moscow, 2005. 117 p. (In Russian)
12. Kurochkin F.F. Method of selecting rational characteristics of the switching process in an automatic transmission of a car. Diss. Cand. Sci. (Engineering) Moscow, 2008. 149 p. (In Russian)
13. Khasanov I.I. Substantiation of the frequency of maintenance of the front suspension of front-wheel drive vehicles. Diss. Cand. Sci. (Engineering) Orenburg, 2008. 169 p. (In Russian)
14. Tebekin M.D. Improving the efficiency of determining the technical condition of the ball joints of the suspension of a passenger car. Diss. Cand. Sci. (Engineering) Orel, 2015. 158 p. (In Russian)
15. Baibakova A.A. Technical malfunction of a car as one of the causes of an accident. *Automobile transport of the Far East*, 2018, No. 1, pp. 31-34. (In Russian)
16. ADAC published a list of the most fre-

стояния шаровых шарниров подвески легкого автомобиля: дисс. ... канд. тех. наук. Орел: Приокский государственный университет, 2015. 158 с.

15. Байбакова А.А. Техническая неисправность автомобиля как одна из причин ДТП // Автомобильный транспорт Дальнего Востока. 2018. №1. С. 31-34.

16. ADAC опубликовал список самых частых поломок. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://abw.by/news/industry/2023/03/22/adac-opublikoval-spisok-samyh-chastyh-polomok-ugadaete-naibolee-problemnye-uzly> (дата обращения 10.04.2024).

17. ISO 3833: 1977 Дорожные транспортные средства – Типы – Термины и определения.

18. Статистика поломок: рейтинг надежности подержанных автомобилей [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://1gai.ru/baza-znaniy/525013-statistika-polomok-rejting-nadezhnosti-poderzhannyh-avtomobilej.html?ysclid=lozjihe2gn742157497> (дата обращения 16.04.2024).

quent breakdowns. Available at: <https://abw.by/news/industry/2023/03/22/adac-opublikoval-spisok-samyh-chastyh-polomok-ugadaete-naibolee-problemnye-uzly> (In Russian)

17. ISO 3833: 1977 Road vehicles – Types – Terms and definitions. (In Russian)

18. Breakdown statistics: Used car reliability rating Available at: <https://1gai.ru/baza-znaniy/525013-statistika-polomok-rejting-nadezhnosti-poderzhannyh-avtomobilej.html?ysclid=lozjihe2gn742157497> (In Russian)

УДК (UDC) 656.13

АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ, ТРАНСПОРТНЫХ, ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ И СКЛАДСКИХ ОПЕРАЦИЙ НА ОСНОВЕ КОНТЕЙНЕРНЫХ ПЕРЕВОЗОК

ANALYSIS OF TECHNOLOGICAL PROCESSES OF LOADING AND UNLOADING, TRANSPORTATION, TRANSSHIPMENT AND WAREHOUSE OPERATIONS BASED ON CONTAINER TRANSPORTATION

Юргин И.В.¹, Исаков В.С.²
Iurgin I.V.¹, Isakov V.S.²¹ - Донской государственной технической университет (Ростов-на-Дону, Россия)¹ - Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)² - Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова (Новочеркасск, Россия)² - South Russian State Polytechnic University (NPI) named after M.I. Platov (Novocherkassk, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассматриваются ключевые технологические операции, включая погрузочно-разгрузочные работы, транспортировку, перегрузку и хранение грузов в контейнерах, а также анализируются современные подходы к управлению и оптимизации данных процессов. Основное внимание уделено вопросам автоматизации и механизации погрузочно-разгрузочных операций, использованию мультимодальных перевозок для повышения эффективности транспортных процессов, разработке стратегий оптимизации маршрутов и логистических схем, а также применению современных информационных технологий для трекинга грузов и управления складскими запасами. Подчеркивается значимость интеграции логистических операций и создания единой информационной системы для координации всех этапов контейнерных перевозок. В результате анализа предложены пути улучшения технологических процессов, направленные на снижение затрат, увеличение скорости доставки грузов и повышение общей эффективности логистических цепочек. Статья содержит рекомендации по внедрению инновационных решений и технологий, которые могут способствовать оптимизации работы предприятий, занимающихся контейнерными перевозками. Исследование основывается на анализе реальных данных, включая статистику работы портов, транспортных компаний и складских комплексов, а также на изучении передового опыта в данной области. В статье приведены примеры успешной реализации предложенных подходов на практике, что делает ее полезной для специалистов в области логистики, управления цепями поставок и транспортного дела.

Ключевые слова: контейнер, перевозка грузов, автоматизация, механизация.

Дата получения статьи: 05.05.2024
Дата принятия к публикации: 05.09.2024
Дата публикации: 25.09.2024

Abstract. The article discusses key technological operations, including loading and unloading, transportation, transshipment and storage of goods in containers, as well as analyzes modern approaches to managing and optimizing these processes. The main attention is paid to the automation and mechanization of loading and unloading operations, the use of multimodal transportation to improve the efficiency of transport processes, the development of strategies for optimizing routes and logistics schemes, as well as the use of modern information technologies for cargo tracking and inventory management. The authors of the article emphasize the importance of integrating logistics operations and creating a unified information system for coordinating all stages of container transportation. As a result of the analysis, ways to improve technological processes aimed at reducing costs, increasing the speed of cargo delivery and increasing the overall efficiency of logistics chains are proposed. The article contains recommendations on the introduction of innovative solutions and technologies that can help optimize the work of enterprises engaged in container transportation. The research is based on the analysis of real data, including statistics on the operation of ports, transport companies and warehouse complexes, as well as on the study of best practices in this area. The article provides examples of successful implementation of the proposed approaches in practice, which makes it useful for specialists in the field of logistics, supply chain management and transportation.

Keywords: containers, cargo transportation, automation, mechanization.

Date of manuscript reception: 05.05.2024
Date of acceptance for publication: 05.09.2024
Date of publication: 25.09.2024



торинга соблюдения требований и норм, предъявляемых к транспортируемым грузам.

Транспортные операции.

Транспортировка - основная часть процесса перевозки, которая оказывает большое влияние на эффективность всего процесса. Основными компонентами рациональной организации процессов перевозки являются:

1. Использование различных видов транспорта (железнодорожного, автомобильного, морского) для доставки грузов от отправителя к получателю.

2. Применение программного обеспечения для планирования наиболее эффективных маршрутов с учетом времени и стоимости перевозки.

3. Мониторинг местоположения контейнеров в реальном времени для повышения прозрачности логистических операций, а также безопасности перевозок грузов.

Перегрузочные операции.

Использование различных видов транспорта возможно только при хорошем функционировании транспортно-логистических пунктов, осуществляющих перегрузочные операции, для достижения наилучших показателей работы системы система перегрузки должна обладать:

1. Широкой сетью логистических центров и терминалов для перегрузки грузов между различными видами транспорта.

2. Эффективным планированием и координацией операций для сокращения времени ожидания транспортных средств.

3. Автоматической системой контроля качества, осуществляющей проверку состояния грузов при перегрузке для предотвращения повреждений.

Складские операции.

Операции складирования, осуществляемые в транспортно-логистических пунктах, также являются неотъемлемой частью процесса оптимизации работы системы, так как большие размеры складских территорий и большие объемы контейнеров должны складироваться с учетом своих особенностей и потребностей транспортных компаний в данных контейнерах, учет данных особенностей осуществляется с помощью:

1. Систем управления складом, которые осуществляют автоматизацию учета и управления запасами для оптимизации складских операций.

2. Эффективной подготовки к транспортировке, включая сортировку, упаковку и маркировку.

3. Рационального использования складского пространства для обеспечения доступности и сохранности грузов и контейнеров [6,7].

3. Структура порта в историческом развитии

Исторически принцип развития морских транспортных маршрутов включал в себя такое явление как трамповое судоходство. В этой форме организации морских перевозок суда арендовались на определенный период времени или для конкретной перевозки груза. Постепенный рост тоннажа судов приводил к тому, что на длинных маршрутах становилось экономически целесообразным использование все более крупных судов.

Однако увеличение размеров судов приводило к снижению частоты обслуживания и неудобствам для клиентов. Невозможность быстрого и регулярного накопления грузовых партий соответствующих размеров в каждом порту ограничивала эффективность такой организации движения судов. Кроме того, оборудование большого количества портов высокопроизводительным оборудованием становилось неэкономичным.

Эти факторы привели к поиску новых методов и принципов организации морских транспортных маршрутов, чтобы обеспечить более эффективное и удобное обслуживание клиентов.

Исторический принцип развития морских транспортных маршрутов также включает в себя процесс рационализации и оптимизации маршрутов, который привел к формированию магистральных линий и созданию первых морских хабов. Этот процесс начался с выделения магистральных линий, которые связывали между собой крупные порты каждого побережья. Эти порты стали центрами для дальнейшего распределения грузов по

меньшим портам региона через систему подпитки, образуя таким образом сеть морских маршрутов.

Порты, выполняющие функции хабов, обладают рядом характеристик, которые позволяют им эффективно выполнять свою роль в морской транспортной сети:

Крупнейшие порты побережья: хабы являются одними из самых крупных портов на побережье, что позволяет им обрабатывать большой объем грузов и обслуживать множество маршрутов.

Принятие максимальных по размерам и вместимости судов: хабы должны быть способны принимать самые крупные суда. Это требует наличия соответствующей инфраструктуры и глубины в акватории порта.

Преобладание операций транshipmenta: в хабах преобладают операции перевалки с корабля на корабль. Это позволяет эффективно перераспределять грузы между международными и региональными маршрутами, оптимизируя логистические цепочки и сокращая время доставки.

Последующая адаптация и эволюция системы морских перевозок в ответ на растущие потребности мировой торговли включала в себя использование параллельных маршрутов и формирование консорциумов между различными морскими линиями для обеспечения регулярности и надежности доставки грузов.

Использование параллельных маршрутов: Для перемещения груза между начальным и конечным портом могут использоваться параллельные маршруты нескольких линий. Это позволяет оптимизировать логистические цепочки, уменьшая время доставки и повышая эффективность перевозок. Параллельные маршруты также способствуют уменьшению рисков задержек, обеспечивая более стабильное и предсказуемое расписание [2, 8].

Консорциумы морских линий. Сотрудничество между различными морскими линиями через создание консорциумов позволяет объединять ресурсы и координировать маршруты для обеспечения регулярности и надежности перевозок. Это также способствует снижению затрат на транспортировку за счет

оптимизации маршрутов и увеличения загрузки судов.

Интерлинейный транshipment. Использование транshipmenta, когда груз перегружается с одного судна на другое в процессе доставки, получило название интерлинейного. Этот метод позволяет эффективно использовать параллельные маршруты и ресурсы консорциумов, обеспечивая гибкость и оперативность в управлении грузопотоками.

Порты типа "хаб". В контексте развития морских транспортных маршрутов порты, выполняющие функции хабов, часто не имеют развитой тыловой транспортной структуры и могут занимать островное или эксклавное положение. Это обусловлено их специализацией на перевалке и транshipmente грузов, а не на их дальнейшем распределении по суше. Такое положение позволяет оптимизировать морские перевозки, сосредотачиваясь на эффективности и скорости обработки грузов.

Эти принципы развития морских транспортных маршрутов отражают стремление к повышению эффективности и надежности морских перевозок в условиях глобализации и роста мировой торговли. Создание консорциумов, использование интерлинейного транshipmenta и специализация портов типа "хаб" являются ключевыми элементами в этом процессе.

Таким образом, создание магистральных линий и системы хабов позволило упростить и ускорить морские перевозки, сделав их более эффективными и экономически выгодными. Это стало возможным благодаря централизации грузопотоков в крупных портах и оптимизации маршрутов, что в свою очередь способствовало развитию мировой торговли и экономики [2, 8].

4. Анализ барьеров развития контейнерных перевозок

В рамках исторического развития морских транспортных маршрутов особое внимание уделялось процессу перегрузки грузов, поскольку это ключевой элемент в обеспечении эффективности и скорости морских перевозок. Использование контейнеров стало

революционным решением, позволяющим стандартизировать и автоматизировать процесс перегрузки, снижая тем самым время на обработку грузов и увеличивая общую эффективность логистических цепочек.

Хотя контейнеризация и несет в себе достаточно большое количество преимуществ, но её распространение ограничивают следующие факторы:

Высокая стоимость инновационных решений, которая заключается в том, что сфера контейнерных перевозок достаточно капиталоемкая, а исследования и разработки в данной сфере внедряются в производство относительно медленно.

Сложности совместимости, которые заключаются в том, что высокий уровень стандартизации уменьшает скорость введения новых технологий, так как они должны соответствовать определенным стандартам.

Регуляторные барьеры и механизмы сертификации также замедляют инновационные процессы в транспортной сфере.

Необходимость обучения персонала работе с новыми технологиями и системами, что также замедляет процессы распространения контейнеров.

Современные технологии используются достаточно ограниченно, примерами использования современных технологий могут служить:

Умные контейнеры, которые хотя и обладают большим количеством преимуществ, их распространение сильно ограничено необходимостью интеграции новой технологии в большие информационные системы портов.

Автоматизированные системы погрузки и разгрузки, позволяющие полностью автоматизировать процессы приемки и отправки контейнеров, требуют серьезных капиталовложений для полноценной интеграции в процессы.

Перечисленные выше проблемы могут решаться с помощью следующих способов:

1. Для решения проблемы высокой стоимости инновационных решений:

Государственные субсидии и налоговые льготы от государств для компаний, которые вкладывают ресурсы в инновационные про-

цессы на транспорте, помогают снизить налоговую нагрузку.

Совместные инвестиции и партнерства, в которых инвестирует в инновации не одна компания, а группа компаний, которые в дальнейшем совместно будут получать прибыль от использования разработанных технологий.

Внедрение технологий поэтапно начиная с малых и средних проектов, позволит оценить их эффективность перед масштабным внедрением.

2. Для решения проблем, связанных с совместимостью технологий

Унификация стандартов, которая бы позволила компаниям, занимающимся инновационной деятельностью в пилотном режиме испытывать свои разработки в ограниченном пространстве.

Использование адаптеров и промежуточного программного обеспечения, которое позволяет с наименьшими затратами интегрировать разработки в производственные системы.

3. Для решения проблем, связанных с регуляторными барьерами:

Активное взаимодействие с регуляторами, осуществляющими контроль за разработкой и созданием нормативной документации в транспортной сфере.

Участие компаний в разработке нормативных актов, отражающих возможность использования инновационных технологий на транспорте.

4. Для решения проблем, связанных с обучением и навыками персонала:

Разработка и внедрение программ подготовки и повышения квалификации для работников отрасли, чтобы они могли эффективно работать с новыми технологиями.

Сотрудничество с университетами и колледжами для включения курсов, посвященных новым технологиям в морских перевозках, в учебные программы.

Преодоление этих ограничений требует совместных усилий от всех заинтересованных сторон, включая правительства, отраслевые ассоциации, образовательные учреждения и саму отрасль перевозок. Это позволит не только ускорить внедрение иннова-

ций, но и обеспечить их устойчивое развитие в будущем [2].

5. Изучение преимуществ использования технологии умных контейнеров в транспортных процессах

Глобальные тенденции в области логистики и технологий способствуют увеличению частоты использования технологии в цепочках поставок. Развитие цифровых технологий в логистике и транспортной отрасли стимулирует интеграцию умных устройств для повышения эффективности и прозрачности транспортных процессов.

Увеличение объемов международной торговли также требует более эффективных и надежных способов транспортировки товаров, что стимулирует использование умных контейнеров.

Усиление мер безопасности и требований к отслеживанию грузов в международной торговле подталкивает к использованию технологий IoT для мониторинга состояния и местоположения грузов.

Улучшение и удешевление технологий IoT делает умные контейнеры более доступными и эффективными, что также способствует их широкому распространению.

Умные контейнеры обладают рядом преимуществ:

1. Умные контейнеры позволяют отслеживать местоположение груза в реальном времени, что помогает оптимизировать маршруты доставки, уменьшать время в пути и снижать затраты на логистику.

2. С помощью технологий IoT умные контейнеры могут мониторить условия окружающей среды, такие как температура, влажность и уровень вибраций, что помогает предотвращать повреждения груза и обеспечивать его безопасность.

3. Благодаря возможности автоматического отслеживания уровня запасов умных контейнеров, компании могут более точно планировать поставки и управлять запасами, что ведет к снижению издержек и улучшению обслуживания клиентов.

4. Данные, собранные с умных контейнеров, могут быть использованы для анализа и

прогнозирования тенденций в логистике, что помогает компаниям принимать более обоснованные решения и улучшать свои бизнес-процессы.

Вопрос использования умных контейнеров рассматривается на международном уровне, так ООН в 2020 году опубликовал «Белую книгу по содействию торговле в связи с "умными" контейнерами применению данных, получаемых от умных контейнеров в режиме реального времени, для повышения эффективности цепочек поставок».

В документе дано описание умного контейнера, области применения, описаны тенденции и примеры упрощения определенных процедур, выделен перечень возможных способов использования умных контейнеров, а также определены стандарты умных контейнеров. Тем не менее прямого определения того, какой контейнер считается умным, а какой нет в документе не содержится. Можно сделать следующий вывод:

Под словосочетанием «умный контейнер» понимается контейнер-трансформер, позволяющий за счет использования датчиков и других электронных устройств идентифицировать и осуществлять мониторинг состояния контейнера-трансформера, в том числе его местоположения, состояния груза и истории перевозки.

Умные контейнеры в отличие от обычных могут быть оснащены технологиями, позволяющими обеспечить большую степень информатизации, в том числе RFID метками, позволяющими отслеживать перемещения и состояние контейнера. Данный подход позволяет более эффективно использовать технологии и повышать безопасность груза, в том числе за счет постоянного мониторинга температуры, влажности, веса груза. Это также упрощает процесс сбора и систематизации информации и предотвращает повреждение груза.

Системы управления контейнерными перевозками также могут быть оптимизированы для работы с умными контейнерами, что повысит уровень информатизации и достоверности данных, так как данные будут передаваться в режиме реального времени без посредников. Это позволит сократить время

доставки, улучшить точность и эффективность операций. Использование облачных технологий позволяет хранить и обрабатывать данные, собранные с умных контейнеров. Это обеспечивает доступ к данным из любой точки и облегчает анализ информации.

Также информационная система умных контейнеров может в автоматическом режиме определять ожидаемое время прибытия на склад, а на основе этих данных системы управления запасами могут более точно определять количество ресурсов, необходимых для обработки умных контейнеров. Умные контейнеры могут автоматически синхронизироваться с системами управления складом, обеспечивая точную выверку и учет грузов.

Также необходимо отметить, что умные контейнеры в автоматическом режиме отправляют информацию в случае, если параметры перевозки отклоняются от нормы, в том числе при изменениях в характеристиках перевозимых грузов, отклонении от расписания и несанкционированном доступе. Это позволяет своевременно реагировать на возможные риски и предотвращать повреждение груза.

В «Белой книге по содействию торговле в связи с "умными" контейнерами применению данных, получаемых от умных контейнеров в режиме реального времени, для повышения эффективности цепочек поставок» подчеркивается важность использования технологии блокчейн, так как она позволяет осуществлять процессы, связанные с документооборотом в автоматическом режиме. Использование технологии блокчейн на транспорте обусловлено в том числе следующими факторами:

1. Безопасность данных, которая заключается в том, что криптографическая технология, лежащая в основе блокчейна, не позволяет вносить изменения в уже сохраненные блоки информации, а история изменения параметров открыта для анализа в любой момент времени.

2. Прозрачность и отслеживаемость, за счет которой к информации о перевозке и состоянию груза имеют доступ все заинтересованные лица и данная информация является

ся достоверной, не может быть изменена одной из сторон.

3. Децентрализация, которая заключается в том, что вся информация распределена между участниками система, а не хранится на одном сервере, за счет данного факта невозможно вносить в систему корректировки. Это способствует созданию доверия между участниками, так как данные верифицируются и поддерживаются сетью, а не централизованным органом.

4. Автоматизация с помощью смарт-контрактов: блокчейн позволяет использовать смарт-контракты, которые представляют собой договоры между участниками транспортного процесса автоматически исполняемые после совершения определенных в контракте действий. Так в случае успешной доставки груза денежные средства автоматически могут быть переведены со счета заказчика на счет исполнителя.

5. Уменьшение затрат и увеличение эффективности, которые являются следствием описанного выше, что снижает операционные затраты и увеличивает эффективность [9].

6. Использование связи искусственного интеллекта и умных контейнеров для рационализации процессов хранения

Расположение грузовых контейнеров в порту является сложной многопараметрической задачей, так как контейнеры могут располагаться различными способами, каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки. Основными типами планов укладки контейнеров являются:

Ленточное расположение — при котором контейнеры располагают в один или несколько рядов вдоль проходов. Применение этого способа позволяет эффективно использовать пространство и обеспечивать удобный доступ к контейнерам. Тем не менее при данном расположении контейнеров необходимо значительное пространство для маневрирования техники.

Башенное расположение при котором контейнеры располагаются друг на друге, что актуально при ограниченном пространстве складов, тем не менее это осложняет

доступ к контейнерам, которые расположены в середине башен, а также требует специализированной техники.

Блочное расположение при котором контейнеры при поступлении на склад формируются в блоки в соответствии с их дальнейшим назначением, что позволяет снизить время на отправку контейнеров, тем не менее большое количество времени затрачивается на формирование блоков.

Трейлерное расположение, при котором контейнеры размещены на трейлерах, что повышает их мобильность и уменьшает время на перемещение, тем не менее трейлеры также требуют пространства для хранения.

Поперечное расположение контейнеров, при котором контейнеры расположены перпендикулярно причалам, что позволяет расположить таким образом большее количество контейнеров, а также снизить количество широких проездов для специализированной техники. Данный способ предпочтителен для портов с высокой неравномерностью поступающих грузов.

Продольно-поперечное расположение контейнеров - это способ, при котором металлические многооборотные контейнеры формируются в блочные штабеля. Их продольные ряды размещены вдоль причала, а поперечные - перпендикулярно им. В продольных рядах чередуют экспортные и импортные блоки, что позволяет вести одновременную погрузку и выгрузку модулей с морского транспорта, загружать контейнеры на поезда и принимать с них тару.

Этот способ удобен при регулярном движении морских судов и железнодорожных составов, то есть при равномерных грузовых потоках - входящих и исходящих. Правильное чередование экспортных и импортных блоков позволяет оптимизировать процессы погрузки и разгрузки, сокращая время простоя транспорта и улучшая рентабельность грузоперевозок.

В конечном итоге выбор способа расположения контейнеров зависит от большого количества параметров, а автоматизация данных процессов ограничена низкой долей использования технологии умных контейне-

ров, что приводит к увеличению времени обработки грузов.

Но использование технологии умных контейнеров и искусственного интеллекта упрощают процессы, связанные с организацией хранения контейнеров на складских площадках. Использование данных об ориентировочном времени прибытия контейнера, а также времени отправления контейнера, позволяет наиболее рационально расположить его на складской площади так, чтобы его перемещение происходило с минимальными временными затратами. Искусственный интеллект также позволяет вводить различные ограничения, необходимые для соблюдения условий хранения контейнеров.

Совместное использование искусственного интеллекта и умных контейнеров позволяет:

Оптимизировать расположение контейнеров на складских площадках с учетом параметров контейнеров, грузов, а также времени прибытия и отправления.

Повысить эффективность погрузочно-разгрузочных работ за счет быстрого обнаружения требуемого контейнера.

Улучшить контроль за состоянием грузов, так как информация о его состоянии непрерывно поступает оператору перевозки.

Организация хранения контейнеров с помощью искусственного интеллекта достигается за счет того, что:

Накопленные данные о истории перемещений товаров и контейнеров служат основой для решений по определению места и времени размещения контейнеров на складских площадках.

Использование данных о необходимости контейнеров различных параметров служат для автоматического управления их запасами на складах.

Искусственный интеллект позволяет быстрее идентифицировать умный контейнер и его расположение на складе, что ведет к ускорению операций обработки контейнеров.

Искусственный интеллект позволяет определять оптимальный график работы различных служб склада в зависимости от текущей необходимости, определяемой на ос-

нове ожидаемого количества поступающих контейнеров.

На основе данных о типе груза и требуемых условиях хранения искусственный интеллект определяет оптимальное расположение и ускоряет обработку специальных грузов.

Искусственный интеллект позволяет выбирать оптимальный маршрут перемещения техники по складу для уменьшения времени, затрачиваемого на перемещение.

Интеграция систем управления складом с искусственным интеллектом позволяет иметь актуальную информацию о наличии свободных мест в конкретный момент времени и прогноз в любой момент времени в будущем.

Эти механизмы позволяют искусственному интеллекту эффективно решать проблему организации хранения контейнеров, делая процесс более эффективным, экономичным и надёжным [10].

7. Глобальные тренды использования умных контейнеров

Отчёт от 21 ноября 2021 года компании Exactitude Consultancy, предоставляющей консалтинговые и исследовательские услуги, говорит о том, что объем мирового рынка умных контейнеров будет расти более чем на 17% в год в период с 2015 по 2025 год. В основе прогноза анализ текущих тенденций и предположение о том, что существующие тренды сохранятся в будущем.

Прогнозируется, что к 2025 году объем мирового рынка умных контейнеров достигнет 7,1 миллиарда долларов США. Это значительный рост по сравнению с 1,6 миллиарда долларов США в 2015 году. Это говорит о важности рынка умных контейнеров и его перспективах. Прогноз количества умных контейнеров представлен на рис. 1.

В отчёте отмечается высокое значение Азиатско-Тихоокеанского региона, который на рынке умных контейнеров занимает 41% от всего объёма. Существует большое количество причин такой большой доли использования умных контейнеров, в том числе оказывает влияние то, что данный регион яв-



Рис.1. Прогноз количества умных контейнеров

ляется крупнейшим центром производства и потребления. Правительства государств, расположенных в данном регионе активно интегрируют новые технологии в производственные цепочки, доля рынка умных контейнеров Азиатско-Тихоокеанского региона представлена на рис.2.

Доля Северной Америки в рынке умных контейнеров около 22%, что связано с высоким уровнем развития технологий обработки грузовых потоков в портах, а также необходимостью экспорта больших объемов товаров.

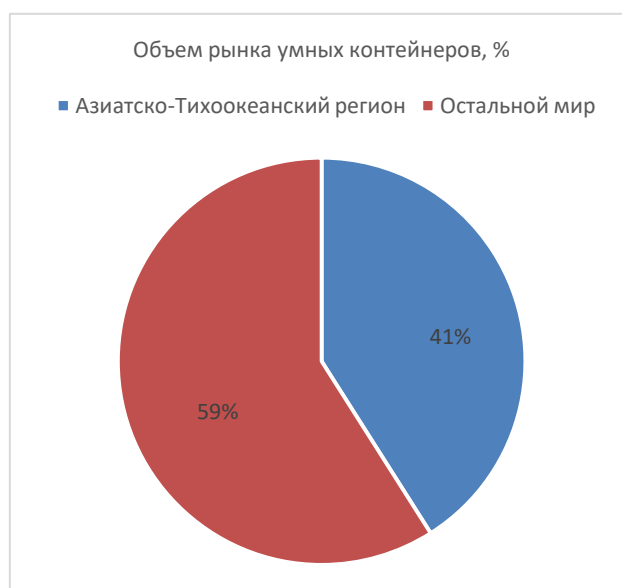


Рис.2. Доля рынка умных контейнеров в Азиатско-Тихоокеанском регионе

Другие регионы занимают меньшую часть рынка, что является следствием их экономической и социальной политики, большим количеством стандартов, в рамки которых технология умных контейнеров не попадает.

Тем не менее необходимо отметить, что рынок умных контейнеров все еще имеет большой потенциал для дальнейшего роста и развития.

Хорошим перспективам роста и развития рынка умных контейнеров способствует также снижение стоимости технологий и материалов, а также повсеместное внедрение информационных систем.

Темпы роста рынка обычных контейнеров намного ниже, чем рынка умных контейнеров. В 2023 году глобальный рынок морских контейнерных перевозок вырос всего на 0,2%, достигнув 173,8 млн. TEU. Это ниже, чем темпы роста мировой экономики, которая выросла на 10% с 2019 года. Прогноз роста рынка умных контейнеров представлен на рис.3.

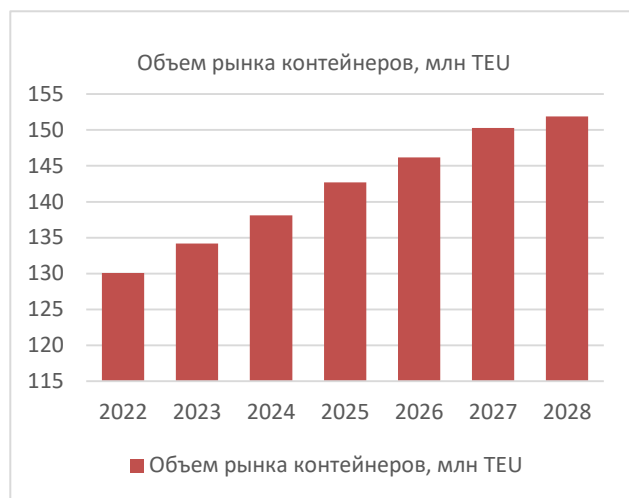


Рис.3. Прогноз объема рынка контейнеров

Тенденция, связанная с более высокими темпами роста рынка умных контейнеров, продолжит сохраняться так как рынок обыч-

ных контейнеров уже достиг своих оптимальных параметров и не нуждается в большом количестве новых контейнеров, в отличие от рынка умных контейнеров, который будет увеличиваться высокими темпами в процессе разработки новых технологий [8].

8. Заключение

Скорость развития технологии умных контейнеров является индикатором того, что данная технология имеет большой потенциал для дальнейшего роста. Хотя доля умных контейнеров на рынке составляет около 5%, но темпы роста 17% в год, чтократно больше, чем темпы роста рынка обычных контейнеров. Это обуславливает большой потенциал для привлечения инвестиций, а также внимание со стороны транспортных компаний и исследователей

На основе прогнозов можно сделать вывод что к 2025 году рынок умных контейнеров достигнет 7,1 млрд. долларов, в то время как рынок обычных контейнеров составит почти 142 млрд. долларов. Темпы роста рынка обычных контейнеров намного ниже и составляют всего около 2% в год.

Можно сделать вывод, что высокий интерес к технологии и ее относительно низкая распространенность создает ситуацию, когда разработки в данной области обладают повышенной актуальностью

Однако несмотря на все преимущества умных контейнеров, их внедрение и использование требует значительных усилий и ресурсов.

Тем не менее перспективы развития рынка умных контейнеров выглядят весьма оптимистично. С ростом осведомленности о преимуществах этих технологий и увеличением числа успешных проектов, можно ожидать, что доля умных контейнеров на рынке будет увеличиваться.

Список литературы

1. Кузнецов А.Л., Эглит Я.Я. Суда, используемые для перевозки контейнеров // МА им. адм. С.О. Макарова, 2018, 115–121 с.
2. Бабурина О.Н., Ботнарюк М.В., Кондратьев С.И. Интеллектуальные проблемы реализации дорожной карты развития морской отрасли России («MariNet») в рамках Национальной Технологической Инициативы // Морские интеллектуальные технологии. 2018. № 3-1 (41). С. 190-198.
3. Контейнер-трансформер / Короткий А.А., Панфилов А.В., Панфилова Э.А., Юргин И.В. - Патент РФ №2788837; заявл. 19.08.2022 №2022122502; опубл. 24.01.2023, Бюл. № 7.
4. Программа по автоматическому определению технико-эксплуатационных характеристик системы доставки грузов с использованием контейнеров-трансформеров / А.А. Короткий, И.В. Юргин. - Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ №2024618471. Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 12.04.2024. Бюл. № 4.
5. Короткий А.А., Лагерева А.В., Месхи Б.Ч., Лагерева И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с.
6. Konings R., Thijs R. Foldable Containers: A New Perspective On Reducing Container-Repositioning Costs // European Journal of Transport and Infrastructure Research (EJTIR), 2001, Vol. 1 No. 4, pp. 334-352. DOI: 10.18757/ejtir.2001.1.4.3503
7. Dundar A.O., Ozturk, R. The effect of on-time delivery on customer satisfaction and loyalty in channel integration // Business and Management Study: An International Journal, 2020, Vol 8, Issue 3, pp. 2675-2693. DOI: 10.15295/bmij.v8i3.1520.
8. Бабурина О.Н., Гурьева Л.К. Риски и угрозы функционирования морской отрасли в условиях цифровизации мировой экономики // Морские интеллектуальные технологии. 2019. № 2-2 (44). С. 109-115.
9. Белая книга по содействию торговле в связи с «умными» контейнерами примене-

References

1. Kuznetsov A.L., Eglit Ya.Ya. Vessels used for container transportation. *GMA named after Adm. S.O. Makarov*, 2018. pp. 115–121 (In Russian)
2. Baburina O.N., Botnariuk M.V., Kondratiev S.I. Intellectual problems of the implementation of the roadmap for the development of the Russian marine industry ("MariNet") within the framework of the National Technology Initiative. *Marine intelligent technologies*. 2018. No. 3-1 (41). pp. 190-198. (In Russian)
3. Patent RU 2788837 , B65D 88/52, B65D 90/48. *Kontejner-transformer* [Container-transformer]. Korotkij A.A., Panfilov A.V., Panfilova E.A., Yurgin I.V. Declared 19.08.2022. Published 24.01.2023. (In Russian)
4. Korotkij A.A., Yurgin I.V. *Programma po avtomaticheskomu opredeleniyu tekhniko-ekspluatacionnyh harakteristik sistemy dostavki грузов s ispolzovaniem kontejnerov-transformerov* [A program for the automatic determination of technical and operational characteristics of a cargo delivery system using transformer containers]. No. 2024618471, 2024. (In Russian)
5. Korotkij A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A. > Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya cifrovoj urbanizirovannoj sredy* [Transport and logistics technologies and machines for a digitally urbanized environment]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2019. 268 p. (In Russian)
6. Konings R., Thijs R. Foldable Containers: A New Perspective On Reducing Container-Repositioning Costs. *European Journal of Transport and Infrastructure Research (EJTIR)*, 2001, Vol. 1, No. 4, pp. 334-352. DOI: 10.18757/ejtir.2001.1.4.3503
7. Dundar A.O., Ozturk, R. The effect of on-time delivery on customer satisfaction and loyalty in channel integration. *Business and Management Study: An International Journal*, 2020, Vol 8, No.3, pp. 2675-2693. DOI: 10.15295/bmij.v8i3.1520.
8. Baburina O.N., Guryeva L.K. Risks and threats to the functioning of the marine industry in the context of digitalization of the global

нию данных, получаемых от умных контейнеров в режиме реального времени, для повышения эффективности цепочек поставок // United Nations Economic Commission for Europe. Женева. 2020.

DOI: 10.18356/9789210047760

10. Cheikhrouhou O., Khoufi I. A comprehensive survey on multiple travelling salesman problem: applications, approaches, and taxonomy // Computer Science Review, 2021. DOI: 10.1016/j.cosrev.2021.100369

economy. *Marine intelligent technologies*. 2019. No. 2-2 (44). pp. 109-115 (In Russian)

9. White Paper on Trade Facilitation in connection with Smart Containers, the use of real-time data from smart containers to improve the efficiency of supply chains. Geneva. *United Nations Economic Commission for Europe*. 2020. DOI: 10.18356/9789210047760

10. Cheikhrouhou O., Khoufi I.A comprehensive survey on multiple travelling salesman problem: applications, approaches, and taxonomy. *Computer Science Review*, 2021. DOI: 10.1016/j.cosrev.2021.100369

Сетевое издание
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Брянского государственного университета

**ХИМИЧЕСКИЕ НАУКИ / ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ /
НАУКИ О ЗЕМЛЕ**

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> 25.09.2024 г.