



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2019(3)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 3
2019**

Технические науки

Nauchno-tekhnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta

**Scientific and Technical Journal of
Bryansk State University**

№ 3
2019

Engineering Science

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 3 (17). Брянск: РИО БГУ, 2019. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>

Размещено на официальном сайте журнала: 25.09.2019

Распоряжением Минобрнауки России от 12 февраля 2019 г. № 21-р сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» включен 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:

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин (технические науки);

05.02.11 – Методы контроля и диагностика в машиностроении (технические науки);

05.05.03 – Колесные и гусеничные машины (технические науки);

05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины (технические науки)

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 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);

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, проректор по инновационной работе Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, 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, первый проректор-проректор по научной работе 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);

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, Vice rector at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia);

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

I.A. Polyinin - 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, first Vice 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, 2019

© 2019 Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



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

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ



Машиностроение и машиноведение
Транспортное, горное и строительное машиностроение

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 05.02.02; 05.02.11; 05.05.03; 05.05.04 (Распоряжение Минобрнауки России от 12 февраля 2019 г. № 21-р)

Гончаров К.А. (Брянск, Российская Федерация)
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-288-295

Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей при вероятностном моделировании распределения тяговых усилий в многодвигательных приводах ленточных конвейеров 288

Гончаров К.А. (Брянск, Российская Федерация)
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-296-302

Экспериментальное исследование температурных режимов продолжительной работы электропривода подъемно-транспортных машин 296

Казаков О.Ю., Кустарев Г.В. (Москва, Российская Федерация)
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-303-310

Исследование влияния плавности остановки катка на качество асфальтобетонного покрытия 303

Короткий А.А., Марченко Э.В., Панфилов А.В. (Ростов-на-Дону, Российская Федерация)
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-311-319

Математическая модель счаливания (сращивания) стального каната 311

Курносое Н.Е., Лебединский К.В., Тарнопольский А.В., Николотов А.А. (Пенза, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-320-327

Повышение прочности неподвижных соединений колесных и гусеничных машин за счет использования цилиндрических посадок с контурным соединением деталей 320

Лагерева А.В., Лагерева И.А. (Брянск, Российская Федерация)
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-328-350

Синтез оптимальных законов частотного регулирования гидропривода манипуляционных систем мобильных машин 328

Мазур В.В. (Братск, Российская Федерация)
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-351-368

Расчётная оценка вибронгруженности автомобиля с колёсами повышенной безопасности при потере избыточного давления воздуха в пневматической шине 351

Новиков В.И., Пушкарев А.Е., Воронцов И.И. (Санкт-Петербург, Российская Федерация)
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-369-376

Методика моделирования теплового баланса элементов конструкции строительно-дорожных машин для струйной цементации грунтов 369

- Овсянников В.Е. (Курган, Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-377-385
Повышение долговечности строительно-дорожных машин на основе совершенствования ремонта узлов трения 377
- Петракова Е.А., Суматохин В.А. (Москва, Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-386-395
Прогнозирование основных размеров одноступенчатых цилиндрических редукторов на ранних этапах проектирования 386
- Прусов А.Ю. (Ярославль, Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-396-406
Оценка риска и «культура безопасности» грузозахватных приспособлений 396
- Фомин К.В. (Тверь, Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-407-417
Моделирование и расчет вероятностных характеристик момента сопротивления на рабочем органе дорожной фрезы 407

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE



**Machinery Building and Theoretical Engineering
Transport, Mining and Construction Machinery**

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 05.02.02; 05.02.11; 05.05.03; 05.05.04

(Order of the Ministry of Education and Science of Russia of February 12, 2019 No. 21-p)

Goncharov K.A. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-288-295

Combination system of slide variations of electric motors when using a probabilistic modeling approach of tractive effort distribution in multimotor drives of multidrive belt conveyors 288

Goncharov K.A. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-296-302

Investigative study on temperature conditions of continuous run modes of hoisting machine electric drive 296

Kazakov O.Yu., Kustarev G.V. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-303-310

Investigation of the effort of smoothness of road roller stop on the quality of asphalt 303

Korotkiy A.A., Marchenko E.V., Panfilov A.V. (Rostov-on-Don, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-311-319

Mathematical model of splicing of steel cable 311

Kurnosov N.E., Lebedinskiy K.V., Tarnopolskiy A.V., Nikolotov A.A. (Penza, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-320-327

Increasing the strength of fixed units of wheeled and tracked machines through the use of cylindrical fits with contour connection of parts 320

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-328-350

Synthesis of optimal laws for frequency-adjustable hydraulic drives of manipulation systems of mobile machines 328

Mazur V.V. (Bratsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-351-368

Calculated evaluation of vibration load of automobile with high-safe wheels when loss of excessive air pressure in the pneumatic tire 351

Novikov V.I., Pushkarev A.E., Vorontsov I.I. (Saint-Petersburg, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-369-376

The modeling of the heat balance elements of construction jet-grouting machines 369

Ovsyannikov V.E. (Kyrgan, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-377-385

Improving the durability of road construction machines based on improved repair of friction knots 377

Petrakova E.A., Sumatokhin V.A. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-386-395

Forecasting the main dimensions of single-stage cylindrical reducers at early design stages 386

Prusov A.Yu. (Yaroslavl, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-396-406

Risk assessment and “Safety culture” lifting devices 396

Fomin K.V. (Tver, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-407-417

Modeling and calculation of probabilistic characteristics resistance moment on the working body of the road mill 407

УДК (UDC) 621.86

СИСТЕМА СОЧЕТАНИЙ ОТКЛОНЕНИЙ СКОЛЬЖЕНИЯ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ВЕРОЯТНОСТНОМ МОДЕЛИРОВАНИИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ В МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫХ ПРИВОДАХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

COMBINATION SYSTEM OF SLIDE VARIATIONS OF ELECTRIC MOTORS WHEN USING A PROBABILISTIC MODELLING APPROACH OF TRACTIVE EFFORT DISTRIBUTION IN MULTIMOTOR DRIVES OF MULTIDRIVE BELT CONVEYORS

Гончаров К.А.
Goncharov K.A.Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Конкретизированы и обобщены общесистемные и внутренние отклонения скольжения электродвигателей в структурах многодвигательных приводов многоприводных ленточных конвейеров. В виде иерархической структуры сформулирован принцип учета указанных отклонений при построении вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере. Предложена система обязательных внутренних для многодвигательных приводов сочетаний отклонений скольжения электродвигателей. С учетом рекомендаций данной системы предложены зависимости, позволяющие оценить трудоемкость вероятностного моделирования и составить детальные качественные описания каждого расчетного случая.

Ключевые слова: ленточный конвейер, система приводов, вероятностная математическая модель, отклонение скольжения двигателя, тяговый расчет.

Дата принятия к публикации: 15.03.2019
Дата публикации: 25.09.2019

Сведения об авторе:

Гончаров Кирилл Александрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», e-mail: ptm_bstu@mail.ru.
ORCID: 0000-0002-5895-1162

Abstract. The paper is aimed at specifying and summarizing system-wide and internal slide variations of electric motors in the structures of multimotor drives of multidrive belt conveyors. The accounting principle of the indicated variations is formulated in the form of the hierarchic structure when building a probabilistic mathematical model of tractive effort distribution in the multidrive belt conveyor. A system of the obligatory internal combinations of slide variations of electric motors in the multidrive belt conveyor is suggested. Taking into account the recommendations of the given system, the dependencies enabling one to estimate the labour coefficient of the probabilistic modelling and give detailed and qualitative descriptions of every design case are suggested.

Keywords: belt conveyor, drive system, probabilistic mathematical model, slide departure of engine, traction calculation.

Date of acceptance for publication: 15.03.2019
Date of publication: 25.09.2019

Author's information:

Kirill A. Goncharov – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department "Handling Machinery and Equipment" at Bryansk State Technical University, e-mail: ptm_bstu@mail.ru.
ORCID: 0000-0002-5895-1162

1. Введение

Применение многодвигательных приводов в структурах систем приводов многоприводных ленточных конвейеров является распространенным техническим решением [1, 2, 12, 13]. При необходимости реализации определенных приводов в системе высоких значений

мощностей каждый из отдельных приводов может комплектоваться различным количеством жестко соединенных друг с другом электродвигателей [1, 2, 10]. Наиболее распространенными вариантами, подтвержденными практической реализацией на конкретных конвейерах, являются исполнения, соответствующие кинематическим схемам с одним, двумя и че-

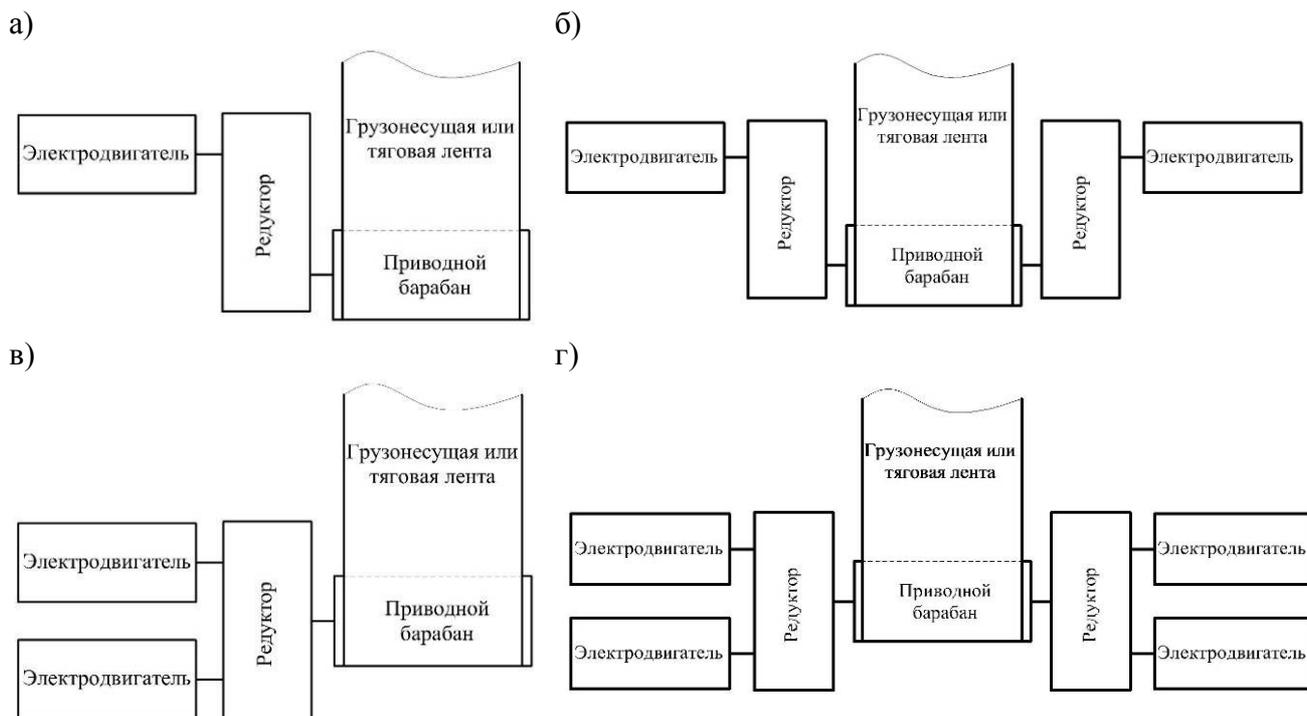


Рис. 1. Кинематические схемы многодвигательных приводов ленточных конвейеров: а – с одним электродвигателем; б – с двумя разнесенными от приводного барабана электродвигателями; в – с двумя электродвигателями по одну сторону от приводного барабана; г – с четырьмя электродвигателями

тырьмя электродвигателями, размещенными как с одной стороны приводного барабана, так и по разные стороны (рис. 1) [3].

Жесткая кинематическая связь электродвигателей друг с другом в структуре одного привода приводит к полной синхронизации частот вращения их роторов. При этом работа каждого двигателя может описываться набором разных механических характеристик с учетом возможных отклонений их скольжения. Таким образом, нагрузка, воспринимаемая каждым электродвигателем, может варьироваться в широких пределах. При работе на номинальных механических характеристиках данное обстоятельство может приводить к значительной перегрузке отдельных двигателей в каком-либо приводе, а также непосредственно влиять на значения натяжений тяговой и грузонесущей лент.

В источниках [4-6, 8-10] детально описана структура вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере, а также особенности её построения. При этом приведены в [5, 6] рекомендации и примеры затраги-

вают однодвигательные приводы в структурах систем приводов ленточных конвейеров.

2. Цель исследования

Целью данной работы является адаптация вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере к возможностям применения многодвигательных исполнений приводов, а также синтез рекомендаций по корректному моделированию в описанном контексте.

3. Теоретические исследования

В общем случае вид вероятностной математической модели распределения тяговых усилий для многоприводного ленточного конвейера, в состав которого входит несколько отдельных многодвигательных приводов, зависит от иерархической структуры системы приводов (базовая структура описана в [1, 2]). Для адекватного построения математической модели необходимо выделить ряд факторов, влияющих на отклонения механических характеристик от номинальных значений, и

встроить их в структуру указанной выше иерархии. К таким факторам можно отнести:

1) общесистемные приведенные отклонения механических характеристик приводов в целом по отношению друг к другу, обусловленные продольным растяжением грузонесущей и тяговых лент; отклонения данной группы воздействуют на каждый привод в системе без учета количества электродвигателей в структурах приводов;

2) общесистемные отклонения механических характеристик приводов в целом по отношению друг к другу, обусловленные спецификой работы системы управления (система управления абсолютно одинаково воздействует на отличающиеся механические характеристики всех электродвигателей какого-либо одного привода в системе);

3) внутренние отклонения скольжения каждого электродвигателя внутри какого-либо одного привода системы, связанные с конструкторско-технологическими факторами производства электродвигателей [4, 6];

4) внутренние отклонения скольжения каждого электродвигателя внутри какого-либо одного привода системы при непосредственном воздействии системы управления на механическую характеристику каждого электродвигателя [4].

Таким образом, учитывая приведенные факторы, воздействующие на отклонения ме-

ханических характеристик электродвигателей, часть вероятностной математической модели распределения тяговых усилий между многодвигательными приводами ленточного конвейера, касающуюся формирования вида уравнений механических характеристик электродвигателей, можно представить в виде иерархической структуры (рис. 2), привязанной к структуре системы приводов. Каждый привод в данной структуре описывается рядом уравнений механических характеристик в соответствии с количеством электродвигателей. Вид уравнения механической характеристики каждого электродвигателя формируется внутренними отклонениями внутри привода, в котором функционирует электродвигатель, и внешними отклонениями, одинаково воздействующими на все двигатели одного какого-либо привода. Общее количество возможных комбинаций механических характеристик для мощных конвейеров с сильно разветвленными структурами систем приводов при моделировании может быть значительным (например, для системы, состоящей из четырех приводов по четыре электродвигателя в каждом, при учете граничных и медианных функций механических характеристик общее число комбинаций составит 43046721), при этом подробному анализу при тяговом расчете необходимо будет подвергнуть лишь малую часть из них, что было показано в работе [6].

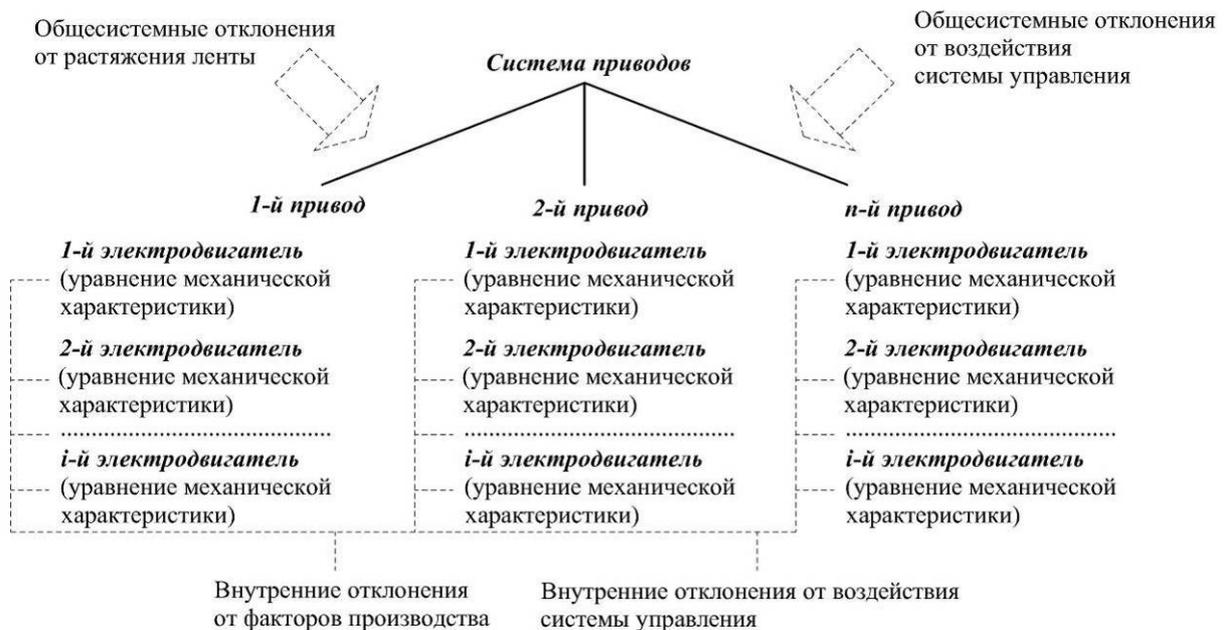


Рис. 2. Иерархическая структура системы приводов с действующими отклонениями

Предложенная на рис. 2 иерархическая структура является обобщенной для вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в целом. Применение однодвигательных приводов является частным случаем реализации указанной иерархии.

Гибкость вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в случае применения многодвигательных приводов целесообразно продемонстрировать на примере конвейера ЛСТ-1600 [3, 11] при оригинальной конфигурации двигателей.

Данный конвейер оснащен двумя барабанными приводами, взаимодействующими с грузонесущей лентой. Первый по ходу движения ленты от разгрузочного барабана привод оборудован двумя электродвигателями мощностью 1000 кВт каждый [3]. Второй привод является «подматывающим» и оборудован одним электродвигателем мощностью 1000 кВт [3].

В структуре системы, состоящей из двух приводов, общесистемные приведенные отклонения механических характеристик приводов в целом по отношению друг к другу, обусловленные продольным растяжением грузонесущей ленты, будут воздействовать только на какой-либо один привод. В работе [6] данное обстоятельство в целях упрощения примера было нивелировано, что не является критическим условием для моделирования, так как в этом случае дополнительно образуется несколько фиктивных сочетаний возможных отклонений скольжения электродвигателей. Фактически, именно общесистемное приведенное отклонение от растяжения ленты и должно создавать дифференциацию между тяговыми усилиями приводов, характерную для математических моделей, описанных в [1, 2].

Обозначим отклонение скольжения в сторону увеличения жесткости механической характеристики i -го электродвигателя α_i , отклонение в сторону смягчения механической характеристики – β_i . Присваиваемый отклонению индекс соответствует порядковому номеру электродвигателя в структуре системы приводов. В случае конвейера ЛСТ-1600 для первого по ходу движения ленты двухдвигательного привода обозначим отклонения скольжения первого электродвигателя – α_1 и β_1 , второго электродвигателя – α_2 и β_2 . Отклонения скольжения электродвигателя следующего по ходу движения грузонесущей ленты «подматывающего» привода будут описываться параметрами α_3 и β_3 . При моделировании распределения тяговых усилий не должны рассматриваться сочетания параметров α_i и β_i для всех трех электродвигателей в системе приводов с одновременным учетом в каждом компоненте, отвечающей за относительное удлинение ленты. При этом параметры α_1, β_1 и α_2, β_2 постоянно в процессе моделирования «работают в паре» и либо учитывают в каждом параметре отклонение от удлинения ленты, либо не учитывают его совсем.

В работе [6] при построении вероятностной математической модели было проанализировано 16 сочетаний параметров α_i и β_i для четырех приводов. Данная система сочетаний, как было описано выше, составлена с учетом упрощения и включает в себя фиктивные сочетания. Применительно к рассматриваемой ситуации на примере конвейера ЛСТ-1600 с учетом вариативности воздействия на какой-либо отдельный привод общесистемного приведенного отклонения скольжения от растяжения ленты можно сформировать систему сочетаний параметров α_i и β_i , представленную в табл. 1.

Таблица 1
Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов

Электродвигатель	Скольжение электродвигателя в рамках сочетания															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1-й электродвигатель	α_{1p}	α_{1p}	α_{1p}	α_{1p}	β_{1p}	β_{1p}	β_{1p}	β_{1p}	α_1	α_1	α_1	α_1	β_1	β_1	β_1	β_1
2-й электродвигатель	α_{2p}	α_{2p}	β_{2p}	β_{2p}	α_{2p}	α_{2p}	β_{2p}	β_{2p}	α_2	α_2	β_2	β_2	α_2	α_2	β_2	β_2
3-й электродвигатель	α_3	β_3	α_3	β_3	α_3	β_3	α_3	β_3	α_{3p}	β_{3p}	α_{3p}	β_{3p}	α_{3p}	β_{3p}	α_{3p}	β_{3p}
Качественное описание сочетания	Отклонение скольжения от удлинения ленты в первом приводе (индекс p)								Отклонение скольжения от удлинения ленты во втором приводе (индекс p)							

При учете внутренних отклонений скольжения каждого электродвигателя внутри какого-либо одного привода системы, связанных с конструкторско-технологическими факторами их производства, параметры α_i и β_i всех трех двигателей системы изменят свои значения, что не отразится на количестве расчетных сочетаний, сформированных в табл. 1. Таким образом, общее число анализируемых сочетаний отклонений скольжения электродвигателей N при исследовании их тяговых способностей при работе в многодвигательной системе приводов случайной конфигурации можно определить по зависимости

$$N = k(\gamma)^n, \quad (1)$$

где γ – общее количество граничных, медианных и промежуточных значений параметров α_i и β_i для одного двигателя в исследуемой системе; n – общее число электродвигателей в системе приводов; k – число приводов в системе.

Зависимость (1) составлена с учетом допущения, что наиболее опасным является отклонение от реализуемого тягового усилия какого-либо одного привода системы. Так, для системы приводов конвейера ЛСТ-1600, состоящей из трех электродвигателей, сгруппиро-

ванных в два привода, при учете только двух граничных значений параметров α_i и β_i для каждого электродвигателя необходимо проанализировать 16 сочетаний отклонений скольжения, что было показано выше в табл. 1.

При анализе особенностей построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере, описанных в [6], можно заметить, что наибольшую опасность при реальной работе конвейера представляет собой случай отклонения скольжения какого-либо одного электродвигателя в сторону увеличения жесткости механической характеристики (уменьшение параметра α_i). Если одинаковые двигатели кинематически жестко связаны в структуре одного привода, то не имеет значения – у какого именно из двигателей одного привода произойдет отклонение скольжения до величины α_i . Исходя из этого, для кинематических схем многодвигательных приводов, представленных на рис. 1, можно предложить ряд обязательных сочетаний отклонений скольжения электродвигателей (внутренних для многодвигательных приводов) при моделировании и тяговом расчете (табл. 2).

Таблица 2

Обязательные внутренние сочетания отклонений скольжения электродвигателей для многодвигательных приводов

Номер сочетания	Тип привода по количеству электродвигателей (ЭД)		
	Привод с одним ЭД	Привод с двумя ЭД	Привод с четырьмя ЭД
Учитываемые значения параметров для сочетания			
1	α	α_1 и α_2	$\alpha_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$
2	β	α_1 и β_2	$\alpha_1, \alpha_2, \beta_3, \beta_4$
3	$s_{ном}$	β_1 и β_2	$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \beta_4$
4	–	α_1 и $s_{ном2}$	$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$
5	–	β_1 и $s_{ном2}$	$\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$
6	–	$s_{ном1}$ и $s_{ном2}$	$\alpha_1, s_{ном2}, s_{ном3}, s_{ном4}$
7	–	–	$\beta_1, s_{ном2}, s_{ном3}, s_{ном4}$
8	–	–	$\alpha_1, s_{ном2}, \beta_3, \beta_4$
9	–	–	$\alpha_1, \alpha_2, s_{ном3}, \beta_4$
10	–	–	$s_{ном1}, s_{ном2}, s_{ном3}, s_{ном4}$
11	–	–	$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, s_{ном4}$
12	–	–	$\beta_1, \beta_2, \beta_3, s_{ном4}$

В табл. 2 $s_{номi}$ – номинальное скольжение i -го электродвигателя.

С учетом данных, приведенных в табл. 2, можно сформулировать зависимость, отражающую относительный уровень трудоемкости математического моделирования и тя-

гового расчета многоприводного ленточного конвейера, выраженный в количестве сочетаний отклонений скольжения электродвигателей, обязательных для анализа:

$$N = \gamma_1^{n_1} \gamma_2^{n_2} \gamma_4^{n_4}, \quad (2)$$

где γ_1 – число расчетных сочетаний отклонений скольжения единственного электродвигателя в приводе согласно табл. 2 ($\gamma_1 = 3$); γ_2 – число расчетных сочетаний отклонений скольжения электродвигателей в приводе с двумя электродвигателями согласно табл. 2 ($\gamma_2 = 6$); γ_4 – число расчетных сочетаний отклонений скольжения электродвигателей в приводе с четырьмя электродвигателями согласно табл. 2 ($\gamma_4 = 12$); n_1 – число приводов с одним электродвигателем в структуре привода; n_2 – число приводов с двумя электродвигателями в структуре привода; n_4 – число приводов с четырьмя электродвигателями в структуре привода.

С учетом общесистемного приведенного отклонения механических характеристик приводов в целом по отношению друг к другу, обусловленного продольным растяжением грузонесущей ленты, совмещением выражений (1) и (2) можно получить общую зависимость, определяющую необходимое количество сочетаний отклонений скольжения электродвигателей при вероятностном моделировании и тяговом расчете для системы приводов случайной конфигурации, включающей многодвигательные приводы:

$$N = k(\gamma_1^{n_1} \gamma_2^{n_2} \gamma_4^{n_4}). \quad (3)$$

Детализацию по структуре каждого сочетания следует проводить с учетом данных табл. 1 и табл. 2.

4. Результаты и их анализ

Согласно зависимости (2) количество расчетных сочетаний для вероятностного моделирования работы конвейера ЛСТ-1600 составит $N = 18$. Полное число сочетаний с учетом растяжения лент согласно выражению (3) $N = 36$. Без учета рекомендаций табл. 2 общее количество расчетных сочетаний определится по зависимости (1) и составит $N = 54$.

К примеру, для протяженного конвейера, описанного в [7], система приводов которого включает три последовательно расположенных барабанных привода, в каждом из которых барабан приводится двумя электродвигателями, согласно зависимости (3) полное количество расчетных сочетаний для вероятностного моделирования работы составит $N =$

648. Без учета рекомендаций табл. 2 общее количество расчетных сочетаний определится по зависимости (1) и составит $N = 2187$.

В целом, можно утверждать, что проведенный в настоящей работе теоретический анализ учета отклонений скольжения электродвигателей для различных структур многодвигательных приводов и рекомендации, полученные на его основе, позволяют в среднем в 1,5...3 раза снизить трудоемкость построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере. С увеличением количества электродвигателей в системе данный параметр увеличивается.

5. Заключение

С учетом результатов проведенных теоретических исследований можно сделать следующие общие выводы:

1) система приводов, включающая в свою структуру многодвигательные приводы случайной конфигурации, является наиболее сложным и трудоемким объектом для вероятностного моделирования распределения тяговых усилий между приводами, что обусловлено учетом не только общесистемных «внешних» отклонений скольжения электродвигателей от удлинения (растяжения) конвейерных лент и воздействия системы управления, но и внутренних «внутриприводных» отклонений скольжения электродвигателей при их жестком кинематическом взаимодействии внутри привода;

2) общесистемное приведенное отклонение механических характеристик приводов в целом по отношению друг к другу, обусловленное продольным растяжением грузонесущей и тяговых лент, увеличивает число расчетных сочетаний отклонений скольжения электродвигателей при моделировании кратно количеству приводов; данный вывод вытекает из допущения воздействия данного общесистемного отклонения только на какой-либо один привод системы, что соответствует результатам моделирования при использовании математических моделей, описанных в [1, 2];

3) представленные в табл. 2 данной работы обязательные внутренние для многодвигательных

тельных приводов сочетания отклонений скольжения электродвигателей позволяют систематизировать алгоритм построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий для любой случайной конфигурации системы приводов конвейера; полученные зависимости для определения расчетного числа сочетаний от-

клонений скольжения для типовых структур приводов с одним, двумя и четырьмя электродвигателями позволяют не только оценить трудоемкость построения вероятностных математических моделей, но и с учетом структур зависимостей определиться с детальным качественным описанием каждого расчетного случая.

Список литературы

1. Лагереv, А.В. Моделирование рабочих процессов и проектирование многоприводных ленточных конвейеров / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев, К.А. Гончаров. – Брянск: РИО БГУ, 2017. – 384 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1196612>

2. Гончаров, К.А. Обоснование выбора систем приводов протяженных ленточных конвейеров со сложной трассой: дис... канд. техн. наук: 05.05.04. – Брян. гос. техн. ун-т (БИТМ). Брянск, 2011. – 149 с.

3. Гончаров, К.А. Определение рационального варианта системы приводов ленточного конвейера ЛСТ-1600/ К.А. Гончаров // Вестник БГТУ, 2011. – №4. – С.33–38.

4. Гончаров, К.А. Вероятностный подход к определению отклонений скольжения электродвигателей приводов ленточных конвейеров/ К.А. Гончаров // Приводы и компоненты машин. – 2016. – № 4-5. – С. 13–15.

5. Гончаров, К.А. Комплексный подход к тяговому расчету ленточных конвейеров / К.А. Гончаров, В.П. Дунаев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – №2. – С.144–151. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151>

6. Гончаров, К.А. Особенности построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – №4. – С.380–389. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-04-380-389>

7. Келлер, К. Проектирование и реализация транспортного соединения 40.10 / К. Келлер, Ш. Хупперт, Р. Флорек // Глюкауф.

References

1. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Goncharov K.A. *Modelirovanie rabochnih protsessov i proektirovanie mnogoprivodnyh lentochnyh konveyerov* [Modeling of work processes and the design of multi-drive belt conveyor]. Bryansk, RIO BGU, 2017. 384 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1196612> (In Russian)

2. Goncharov K.A. Justification of the choice of drive systems long belt conveyors with complex route: Diss. Cand. Sci. (Engineering). Bryansk. 2011. (In Russian)

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

4. Goncharov K.A. The probabilistic approach to determining the slide departures of electric motors of belt conveyors. *Privody i komponenty mashin*, 2016, No.4-5, pp. 13–15. (In Russian)

5. Goncharov K.A., Dunaev V.P. The integrated approach to traction calculation of belt conveyors. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.2, pp. 144-151. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151> (In Russian)

6. Goncharov K.A. Design features of probabilistic mathematical model of tractive effort distribution in multidrive belt conveyor. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.4, pp. 380-389. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-04-380-389> (In Russian)

7. Keller K., Huppert S., Florek R. Proektirovanie i realizatsiya transportnogo soedineniya 40.10. *Glueckauf*, 2004, No.3, pp. 6-16. (In Russian)

8. Goncharov K.A. Determination of rela-

УДК (UDC) 621.86

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМОВ
ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДА
ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИНINVESTIGATIVE STUDY ON TEMPERATURE CONDITIONS OF CONTINUOUS RUN
MODES OF HOISTING MACHINE ELECTRIC DRIVEГончаров К.А.
Goncharov K.A.Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Представлены результаты экспериментального исследования особенностей работы электрических приводов в продолжительных режимах включения (соответствующих режимам работы приводов ленточных конвейеров) с применением преобразователей частоты и на естественных механических характеристиках. Приведено описание экспериментального стенда в виде обобщенного приводного механизма подъемно-транспортной машины. Сформулированы особенности и ограничения проведения теплового контроля с учетом условий окружающей среды и качества поверхностей объектов исследования. Приведена последовательность проведения эксперимента. Получены и расшифрованы термограммы тепловизионной съемки. Указанные данные представлены в виде графиков изменения температур объектов исследования во времени. Анализ полученных данных позволил подтвердить корректность предложенных ранее рекомендаций по учету типа системы управления приводами при построении вероятностных математических моделей распределения тяговых усилий, в частности, при решении задачи сохранения расчетного распределения тяговых усилий между приводами.

Ключевые слова: привод, система управления, электродвигатель, преобразователь частоты, тепловой контроль, продолжительный режим включения, ленточный конвейер.

Дата принятия к публикации: 02.09.2019
Дата публикации: 25.09.2019

Сведения об авторе:

Гончаров Кирилл Александрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», e-mail: ptm_bstu@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5895-1162

Abstract. The paper presents the findings of the investigative study on the features of electric drives in the continuous run modes (which correspond to the run modes of belt conveyor drives) using frequency converters and operating with the natural mechanical characteristics. The description of the test bench in the form of the generalized mechanism of the hoisting machine is provided. The paper formulates features and limitations of the heat control procedure taking into account environmental conditions and surface conditions of the research object. The sequence of the experiment is provided. The thermograms of the thermal photography are obtained and interpreted. The data is presented as temperature curves of the research object. The analysis of the data made it possible to confirm correctness of the recommendations proposed earlier on taking into account the type of the drive controlling system when building probabilistic mathematical models of the tractive force distribution, particularly when solving the task of computational distribution conservation of the tractive efforts between the drives.

Keywords: drive, controlling system, electric drive, frequency converter, heat control, continuous run mode, belt conveyor.

Date of acceptance for publication: 02.09.2019
Date of publication: 25.09.2019

Author's information:

Kirill A. Goncharov – PhD in Technical Sciences, associate Professor, Head of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, e-mail: ptm_bstu@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5895-1162

1. Введение

Нагруженность привода любого механизма подъемно-транспортной машины является определяющим параметром для выбора типа двигателя, типа системы управления, проектирования передаточных и исполнительных механизмов [1]. Применительно к специфике работы подъемно-транспортных машин и комплексов все приводы, работающие в структурах их механизмов, по характеру работы можно классифицировать на приводы, функционирующие в периодическом (грузоподъемные машины и механизмы) или непрерывном (конвейерный транспорт) режиме.

В работе [2] представлено исследование влияния настроек системы управления с частотным преобразователем на уровень нагруженности элементов привода обобщенного механизма грузоподъемной машины, работающего в повторно-кратковременном режиме. При этом результаты исследований [2] не позволяют сделать выводы о применимости систем управления с частотным преобразователем к продолжительным режимам работы на искусственных механических характеристиках (в частности, в вопросах температурной регуляции), что особенно важно при управлении воспринимаемыми приводами тяговыми усилиями при их работе в структуре одного конвейера в процессе эксплуатации.

В [3] была предложена градация систем управления приводами ленточных конвейеров на основе возможностей решения закрепляемых за ними типовых задач, в которой частотное регулирование занимает одну из лидирующих позиций. Указанное обстоятельство позволяет значительно уменьшать объем требований к процедуре построения вероятностных математических моделей распределения тяговых усилий между приводами конвейеров, оборудованных системами управления данного типа. Однако фактическая эксплуатация данных систем управления, в отличие от теоретических рекомендаций, несет в себе определенные риски, описанные выше.

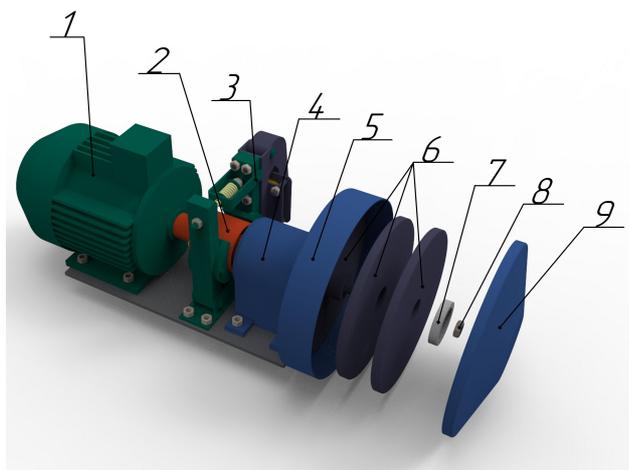
2. Постановка задачи

Целью настоящего исследования является экспериментальное изучение особенностей работы электрических приводов ленточных конвейеров в продолжительных режимах включения с применением преобразователей частоты и на естественных механических характеристиках. На основе реализации данных исследований появляется возможность подтверждения или опровержения корректности рекомендаций по учету типа системы управления приводами при построении вероятностных математических моделей распределения тяговых усилий, описанных в работах [4, 5].

3. Методика проведения исследований

Рассмотренное в настоящей работе экспериментальное исследование проводилось с помощью лабораторной установки, описанной в [2] и представленной на рис. 1. Установка представляет собой обобщенный механизм подъемно-транспортной машины, в структуру которого входит электродвигатель 1 с короткозамкнутым ротором, втулочно-пальцевая муфта, совмещенная с тормозным шкивом 2, колодочный тормоз с короткоходным электромагнитом 3 и система регулировочных дисков 6, позволяющая с одной стороны изменять при проведении испытаний приведенный момент инерции системы, а с другой – создающая регулируемую нагрузку на подшипники опоры 4, варьируя приведенный момент сопротивления движению. Установка оборудована защитными кожухами и дополнительными вспомогательными устройствами (контргайками, крышками), а также жестко закреплена на металлическом основании.

Регулирование частоты вращения электродвигателя производилось посредством воздействия преобразователя частоты переменного тока питающей сети «Веспер» E2-8300-002H. В структуру цепи преобразователя частоты дополнительно был включен тормозной резистор TP-6,25.



а)

б)

Рис. 1. Конструкция экспериментальной установки: а – механизм экспериментальной установки; б – преобразователь частоты «Веспер» E2-8300-002H; (1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – тормоз; 4 – подшипниковая опора; 5 – защитный кожух; 6 – диски; 7 – гайка; 8 – контргайка; 9 – торцевая крышка)

Тепловой контроль производился с использованием тепловизора Fluke Ti40 с учетом рекомендаций [6].

На основе рекомендаций [6] были соблюдены следующие условия теплового контроля:

1. Тепловой контроль проводился для наружных поверхностей трех объектов экспериментальной установки (корпус электродвигателя, преобразователь частоты, тормозной резистор) с учетом их выдержки в теневой части (без воздействия прямых солнечных лучей) неотапливаемого помещения лаборатории в летнее время при начальной температуре окружающей среды 24...26°C более 12 час.

2. Поверхность корпуса электродвигателя окрашена эмалью в синий цвет с коэффициентом излучения поверхности 0,9. Поверхность излучения корпуса преобразователя частоты выполнена из пластика с коэффициентом излучения поверхности 0,94.

3. Так как проводимый тепловой контроль является количественным, то предварительно в качестве реперных зон были выбраны:

- для электродвигателя – поверхность станины станда, окрашенная той же эмалью, что и корпус электродвигателя;

- для преобразователя частоты и тормозного резистора – поверхность их установки.

В начале проведения контроля температура реперных зон соответствовала температуре окружающей среды и была определена бесконтактным методом в соответствии с [6]. Стоит отметить, что в связи со сравнительным характером проводимого теплового исследования одного и того же объекта в разных условиях эксплуатации для корректного представления результатов в приведении реальных температур поверхностей с учетом коэффициентов излучения отсутствует необходимость.

Структуру процедуры проведения эксперимента можно представить в виде следующих положений:

1. Длительность одного цикла непрерывной работы станда составляла 1 ч. В течение цикла каждые 10 мин осуществлялась тепловая съемка объектов контроля. После окончания цикла объекты остывали до комнатной температуры.

2. Исследование включало пять циклов:

1) работу без преобразователя частоты;

2) работу с преобразователем частоты при частоте тока сети 20 Гц;

3) работу с преобразователем частоты при частоте тока сети 30 Гц;

4) работу с преобразователем частоты при частоте тока сети 40 Гц;

5) работу с преобразователем частоты при частоте тока сети 50 Гц.

4. Результаты и их анализ

В результате проведенного теплового исследования получены термограммы объектов

для соответствующих стадий и циклов эксперимента, часть которых представлена на рис. 2 - 5. Обобщенные данные исследования приведены в виде графиков на рис. 6 - 10.

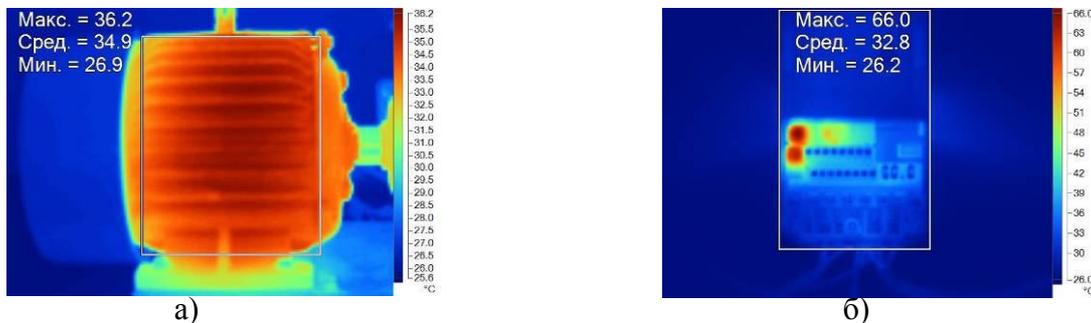


Рис. 2. Термограммы объектов исследования (частота тока 20 Гц, время 60 минут):
а – корпус электродвигателя; б – корпус преобразователя частоты

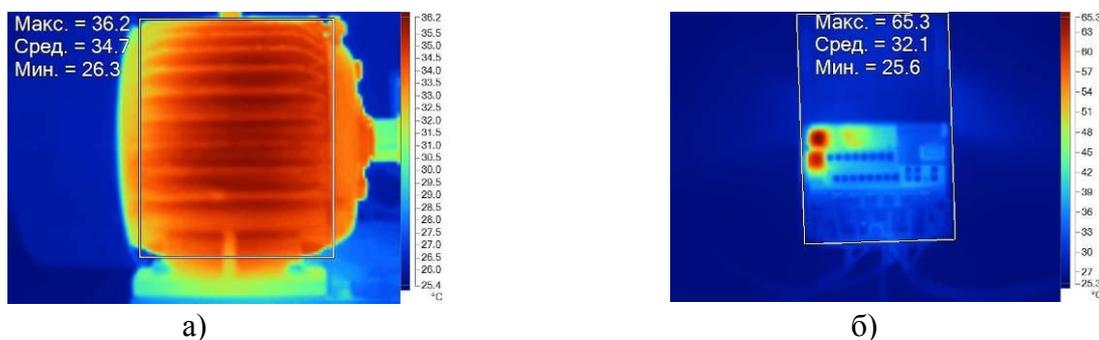


Рис. 3. Термограммы объектов исследования (частота тока 30 Гц, время 60 минут):
а – корпус электродвигателя; б – корпус преобразователя частоты

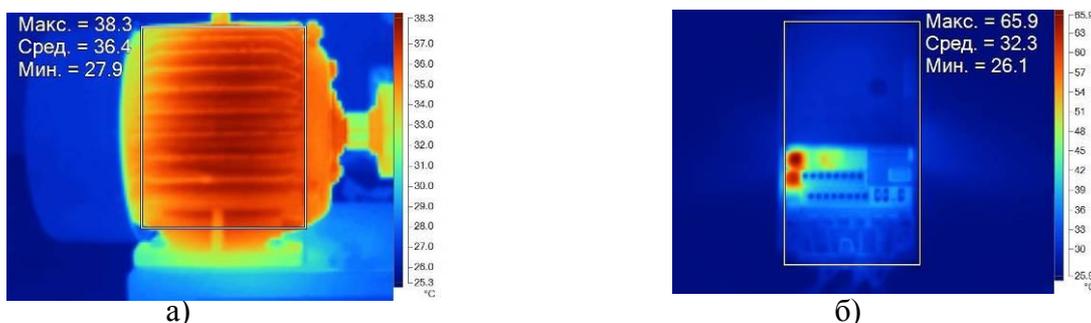


Рис. 4. Термограммы объектов исследования (частота тока 40 Гц, время 60 минут):
а – корпус электродвигателя; б – корпус преобразователя частоты

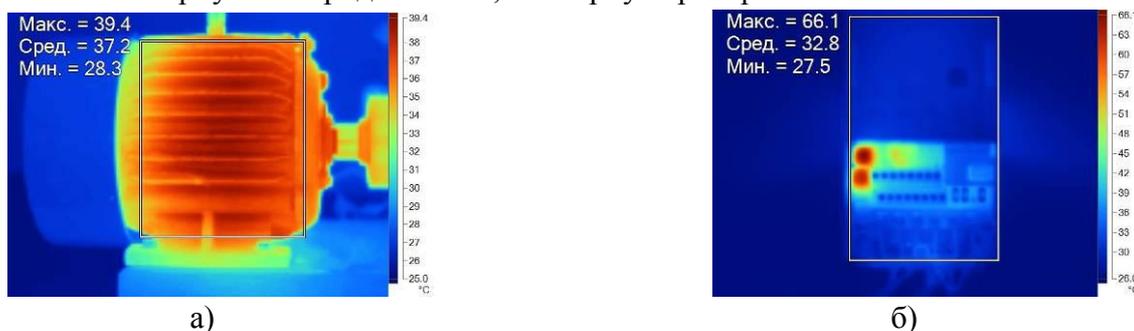


Рис. 5. Термограммы объектов исследования (частота тока 50 Гц, время 60 минут):
а – корпус электродвигателя; б – корпус преобразователя частоты

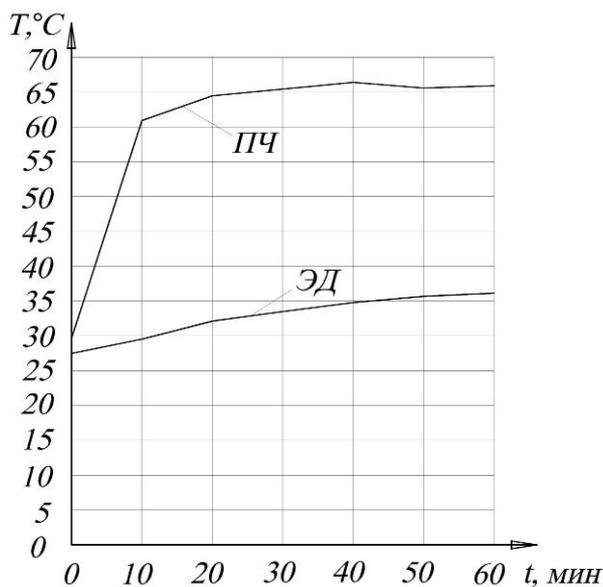


Рис. 6. Графики изменения температур объектов исследования (ЭД – электродвигатель, ПЧ – преобразователь частоты) в течение одного цикла при частоте тока питающей сети 20 Гц

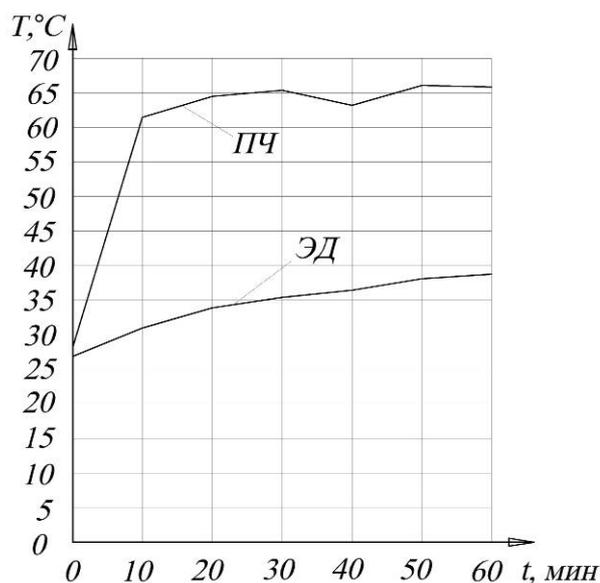


Рис. 8. Графики изменения температур объектов исследования (ЭД – электродвигатель, ПЧ – преобразователь частоты) в течение одного цикла при частоте тока питающей сети 40 Гц

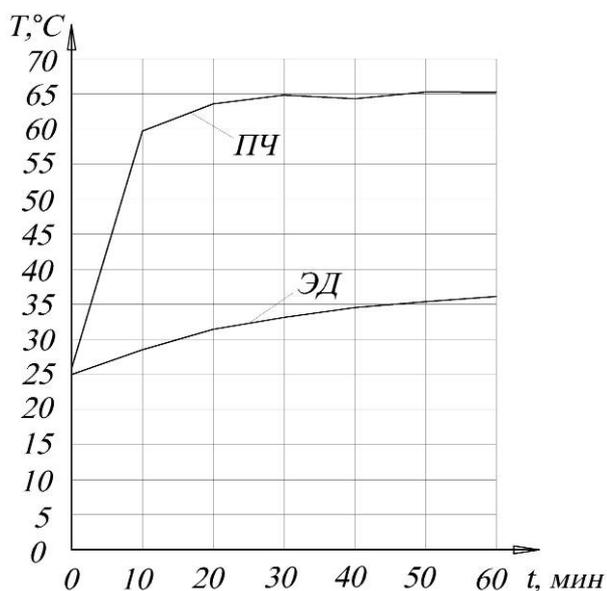


Рис. 7. Графики изменения температур объектов исследования (ЭД – электродвигатель, ПЧ – преобразователь частоты) в течение одного цикла при частоте тока питающей сети 30 Гц

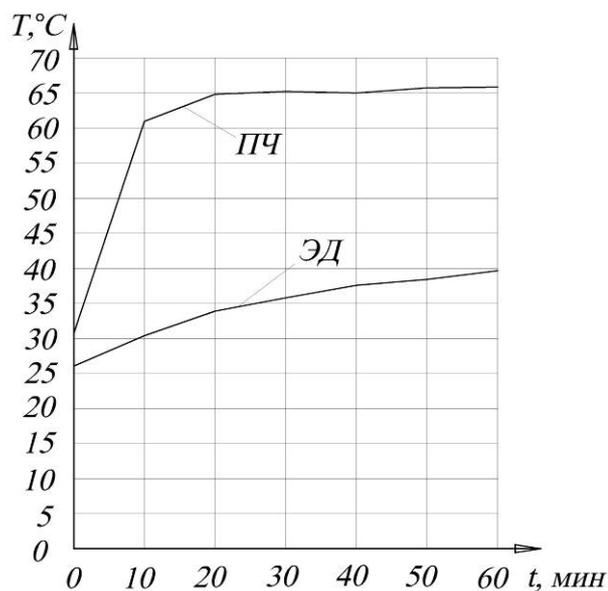


Рис. 9. Графики изменения температур объектов исследования (ЭД – электродвигатель, ПЧ – преобразователь частоты) в течение одного цикла при частоте тока питающей сети 50 Гц

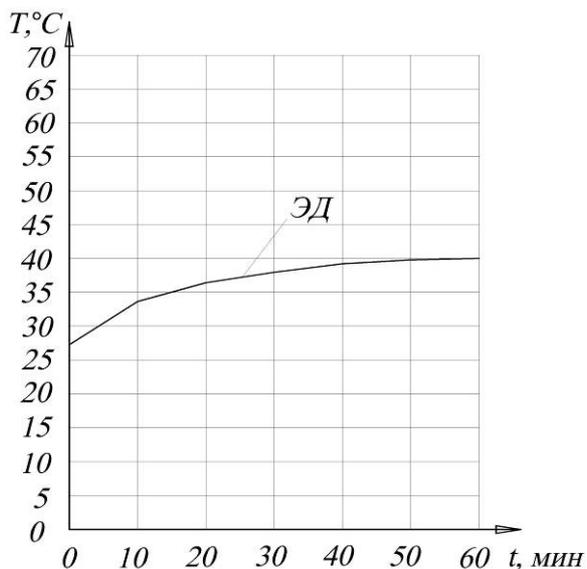


Рис. 10. График изменения температур объектов исследования (ЭД – электродвигатель) в течение одного цикла при частоте тока питающей сети 50 Гц без преобразователя частоты

Анализируя полученные данные, можно сделать следующие выводы:

1. При применении частотного преобразователя температурный режим продолжительной работы электродвигателя (значения минимальной, средней и максимальной температуры корпуса электродвигателя) на пониженных частотах тока в сети соответствует температурному режиму работы электродвигателя на естественных механических характеристиках без применения преобразователя частоты.

2. При ухудшенных начальных условиях проведения испытаний (повышенная температура окружающей среды) в случае применения частотного преобразователя по истечении контрольного периода (1 час) наблюдается более низкий уровень минимальной, средней и максимальной температур корпуса электродвигателя по сравнению с его работой на естественной механической характеристике.

3. Температура корпуса и проводных выводов преобразователя частоты значительно превышает температуру корпуса электродви-

гателя (в 1,5...2 раза). Стоит отметить разный характер их изменения, а именно: температура корпуса электродвигателя равномерно возрастает в течение одного цикла испытания, в то время как температура преобразователя частоты возрастает до своих рабочих значений в первые 10...15 мин работы, а затем колеблется в пределах 2...4°C.

4. Тормозной резистор в течение всех циклов проведения исследования сохраняет постоянную температуру, примерно соответствующую температуре окружающей среды.

5. При анализе термограмм стоит отметить распределение тепловых потоков по элементам экспериментального стенда. Воздушное охлаждение электродвигателя обеспечивает наибольшую степень остывания для задней части электродвигателя, в которой непосредственно находится вентилятор, при этом между обеими частями электродвигателя (последовательно соответствующим расположению вентилятора и магнитных катушек ротора и статора) отсутствует плавный температурный переход. Далее значительный объем тепловой энергии передается через вал двигателя соединительной муфте, что необходимо учитывать при выборе её типоразмера.

5. Заключение

Результаты проведенного экспериментального исследования позволяют утверждать, что системы частотного регулирования (с регулированием частоты тока питающей сети) полностью работоспособны при работе в продолжительных режимах на пониженных частотах вращения вала двигателя по критерию тепловых потерь.

Данный аргумент является одним из наиболее весомых в вопросе подтверждения корректности рекомендаций [3] по учету типа системы управления приводами при построении вероятностных математических моделей распределения тяговых усилий, в частности, при решении задачи сохранения расчетного распределения тяговых усилий между приводами.

Список литературы

1. Лагерев, А.В. Нагруженность подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2010. – 180 с.
2. Гончаров, К.А. Экспериментальное исследование нагруженности грузоподъемных машин при использовании систем управления с частотным преобразователем / К.А. Гончаров, И.А. Денисов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2018. – №1. – С.31–39. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-31-39
3. Гончаров, К.А. Вероятностный подход к определению отклонений скольжения электродвигателей приводов ленточных конвейеров / К.А. Гончаров // Приводы и компоненты машин. – 2016. – № 4-5. – С. 13–15.
4. Гончаров, К.А. Комплексный подход к тяговому расчету ленточных конвейеров / К.А. Гончаров, В.П. Дунаев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – №2. – С.144–151. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151
5. Гончаров, К.А. Особенности построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – №4. – С.380–389. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-380-389
6. Методические рекомендации о порядке проведения теплового контроля технических устройств и сооружений, применяемых и эксплуатируемых на опасных производственных объектах (РД-13-04-2006). Серия 28. Выпуск 11. – 2-е изд., испр. – М.: Закрытое акционерное общество «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности», 2010. – 32 с.

References

1. Lagerev A.V. *Nagruzhennost podemno-transportnoy tekhniki* [Load lifting and transport equipment]. Bryansk, BGTU, 2010. 180 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1306614> (In Russian)
2. Goncharov K.A., Denisov I.A. Investigative study of hoisting machine loading when using frequency converter controlling systems. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.1, pp. 31-39. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-31-39 (In Russian)
3. Goncharov K.A. The probabilistic approach to determining the slide departures of electric motors of belt conveyors. *Privody i komponenty mashin*, 2016, No. 4-5, pp. 13–15. (In Russian)
4. Goncharov K.A., Dunaev V.P. The integrated approach to traction calculation of belt conveyors. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.2, pp. 144-151. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151 (In Russian)
5. Goncharov K.A. Design features of probabilistic mathematical model of tractive effort distribution in multidrive belt conveyor. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.4, pp. 380-389. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-380-389 (In Russian)
6. *Metodicheskie rekomendatsii o poryadke provedeniya teplovogo kontrolya tekhnicheskikh ustroystv i sooruzheniy, primenyaemykh i ekspluatiruemykh na opasnykh proizvodstvennykh ob'yektakh (RD-13-04-2006)*. Seriya 28. Vypusk 11. Moscow, ZAO «Nauchno-tekhnicheskiiy tsentr issledovaniy problem promyshlennoy bezopasnosti», 2010. 32 p. (In Russian)

УДК (UDC) 625.084

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПЛАВНОСТИ ОСТАНОВКИ КАТКА НА КАЧЕСТВО АСФАЛЬТОБЕТОННОГО ПОКРЫТИЯ

INVESTIGATION OF THE EFFORT OF SMOOTHNESS OF ROAD ROLLER STOP ON THE QUALITY OF ASPHALT

Казаков О.Ю.^{1, 2}, Кустарев Г.В.²
Kazakov O.Yu.¹, Kustarev G.V.²¹ - Машиностроительный завод БЕЦЕМА (Красногорск, Россия)² - Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (Москва, Россия)¹ - The machine factory BECEMA (Krasnogorsk, Russian Federation)² - Moscow automobile and road construction state technical university (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Асфальтобетон нашел широкое применение в строительстве. Особенно стоит выделить его применение в качестве дорожного покрытия как распространенный и востребованный материал. Процесс уплотнения асфальтобетона дорожными катками - сложный процесс, обладающий своей спецификой и недостатками. Целью данного исследования является обоснование наличия технологий безостановочного уплотнения асфальтобетонного покрытия дорожным катком. В статье анализируются недостатки текущей технологии (возвратно-поступательное уплотнение с торможением) и рассматриваются возможные пути решения проблем путем поступательного уплотнения смеси. Представлена схема взаимодействия вальца катка с уплотняемой асфальтобетонной смесью, описаны негативные последствия возвратно-поступательного движения катка и резкого торможения на уложенном покрытии. Рассмотрены и проанализированы взаимосвязи дефектов и их причин возникновения по вине катка или его машиниста. Представлен ожидаемый эффект от внедрения поступательного уплотнения взамен циклического. Обосновано безостановочное уплотнение асфальтобетонного покрытия дорожным катком, описаны преимущества и недостатки различных технологий укатки.

Ключевые слова: асфальтобетонное покрытие, уплотнение, дорожный каток, дефект, валец, торможение.

Дата принятия к публикации: 05.08.2019
Дата публикации: 25.09.2019

Сведения об авторах:

Казаков Олег Юрьевич – инженер-конструктор, Машиностроительный завод "БЕЦЕМА", e-mail: 4informatika@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5747-6072

Кустарев Геннадий Владимирович – кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета, e-mail: projectdm@mail.ru.

Abstract. Asphalt concrete, being a durable composite material, has found wide application in construction. Especially it is necessary to highlight its use as a road surface as a common and popular material. The process of compacting asphalt concrete by road rollers is a complex process, with its own specifics and disadvantages. The purpose of the research is to substantiate the availability of technologies for the continuous compaction of asphalt concrete pavement with a road roller. This article analyzes the drawbacks of current technology (reciprocating compaction with braking) and discusses possible solutions to problems by progressively compressing the mixture. The scheme of interaction between the roller of the roller with the compacted asphalt-concrete mixture is presented, the negative consequences of the reciprocating motion of the roller and sudden braking on the laid floor are described. The interrelationship of defects and their causes due to the fault of the roller or its driver were examined and analyzed. The expected effect from the introduction of the translational seal instead of the cyclic one is presented. In conclusion, the non-stop compaction of asphalt concrete pavement with a road roller is justified, and the advantages and disadvantages of various rolling technologies are described.

Keywords: asphalt pavement, compaction, road roller, defect, drum, braking.

Date of acceptance for publication: 05.08.2019
Date of publication: 25.09.2019

Authors' information:

Oleg Yu. Kazakov – Design engineer at the Machine Factory "BECEMA", e-mail: 4informatika@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5747-6072

Gennady V. Kustarev – Candidate of Engineering Sciences, Professor, Head of Department at Moscow automobile and road construction state technical university, e-mail: projectdm@mail.ru.

1. Введение

Сеть автомобильных дорог включает в себя местные, региональные и федеральные трассы и является важнейшим средством для грузовых и пассажирских перевозок в стране. Чаще всего, для устройства дорог общего пользования используется асфальтобетон, зарекомендовавший себя как прочный композитный материал, состоящий, преимущественно, из битума и щебня. Асфальтобетон - самый распространенный композитный материал для полотна большинства дорог общего пользования [1]. Необходимо отметить, что впервые асфальт был применён в России в 1839 г. и стал популярным строительным материалом [2]. Битум, щебень, песок, различные добавки, являясь основой смеси, проходят сертификацию и отбираются в соответствии с установленными рамками [3].

Актуальность темы обусловлена большим количеством исследований в области уплотнения асфальтобетонного покрытия и дорожного строительства для повышения безопасности движения путем улучшения всех частей дороги [4]. Комплекты машин способны работать даже на наклонных поверхностях - примером тому служит устройство асфальтобетонного покрытия на стадионе NASCAR [5]. Для повышения безопасности на строительной площадке устанавливаются звуковые сигналы, световые индикаторы и другие меры предосторожности [6]. С каждым годом, появляются всё новые изменения в устройстве катка. Так, например, всё больше внедряются системы плавной остановки и старта катка [7]. Рынок дорожных катков вырос на 30% за последние годы, на развитие этого направления отрасли была получена поддержка государства [8].

Нагрузка от транспортного потока на дорожное полотно растёт из года в год, постепенно изнашивая дорогу. Напряжения, вызываемые автотранспортом, подвергают деформациям асфальтобетон как сжимающим, так и растягивающим. Такие явления как растрескивание и появление выбоин постепенно разрушают верхние слои и затрагивают всё больший объём, проникая всё глубже и глубже. Очевидным итогом описанного

процесса является приведение участка дороги в негодность и аварийное состояние. Несмотря на ограничение воздействия со стороны большегрузных машин на часть дорог, необходимость в частом ремонте дорог не исчезает. Ведутся разработки новых, более устойчивых к износу асфальтобетонных смесей [9].

Устройство покрытия - сложный процесс. Технология делится на 4 основных этапа, первым из которых являются подготовительные работы. Они включают в себя подбор необходимого состава смеси, удовлетворяющего все стандарты для проекта, и её изготовление.

Второй этап состоит из доставки и приемки смеси. Стоит обратить внимание, что с недавних пор (в случае безостановочного скоростного строительства) к этим шагам добавляется работа перегружателя асфальтобетонной смеси.

После этого, следует работа асфальтоукладчика по равномерному распределению материала по ширине строящейся дороги и предварительному уплотнению смеси.

Окончанием строительства покрытия является уплотнение асфальтобетонной смеси дорожными катками. Важность данного шага сложно переоценить, его успех или провал будет напрямую влиять на сдачу проекта ввиду критического влияния дефектов на финальное качество покрытия дороги.

Дефекты, образующиеся при торможении и разгоне катка, приводят к дальнейшему разрушению покрытия и вывода дороги из эксплуатации раньше срока [10]. Опыт исследований показал пагубность таких дефектов, как трещины и дальнейшее их развитие, даже на дорогах с твердым основанием [11]. Причины возникновения дефектов покрытия многогранны и зачастую зависят от не одного десятка факторов, начиная с недочетов конструкции конкретной строительной машины и заканчивая человеческим фактором. Получены новые неразрушающие методы обнаружения сегрегации в покрытии [12].

Необходимо уделять внимание причинам появления дефектов от повреждения верхних слоев покрытия асфальтобетонного полотна в связи с постоянно ужесточающимися тре-

бованиями к качеству дорожного полотна [13]. Для определения характеристик смеси, разработаны новейшие методы получения образцов [14].

2. Постановка задачи

Целью научного исследования является обоснование наличия технологий безостановочного уплотнения асфальтобетонного покрытия дорожным катком.

Были поставлены такие задачи как:

- выявление причин появления повреждений дорожного покрытия при резкой остановке катка;
- выявление количества дефектов дорожного покрытия, вызванных резкой остановкой, с последующим анализом результатов использования оптимальных технологий укатки;
- выбор оптимальных технологий;
- проведение экспериментальных исследований для подтверждения теоретических данных с последующим формулированием выводов.

3. Анализ причин возникновения дефектов покрытия

Силы, участвующие в процессе остановки, изображены на схеме (рис. 1). Центр тяжести катка расположен между двух валцов. Сила $F_{ин}$ - это сила, возникающая в результате замедления катка за счет действия сил сцепления $F_{сц1}$ и $F_{сц2}$, а так же силы тяжести от собственной массы катка $F = mg$ (где m – масса катка; g – ускорение свободного падения). Вальцы давят на уплотняемый материал с силами F_2 для второго вальца и F_1 , соответственно, для первого.

Таким образом, равнодействующая в виде момента M также способствует концентрации напряжения перед вальцом катка 1.

Одно из явлений - резкое торможение катка при укладке асфальта (рис. 2). Это приводит к повреждению внешнего слоя покрытия асфальтобетонной смеси и объясняется действием тормозной силы и равнодействующей силой. В результате, образовав-

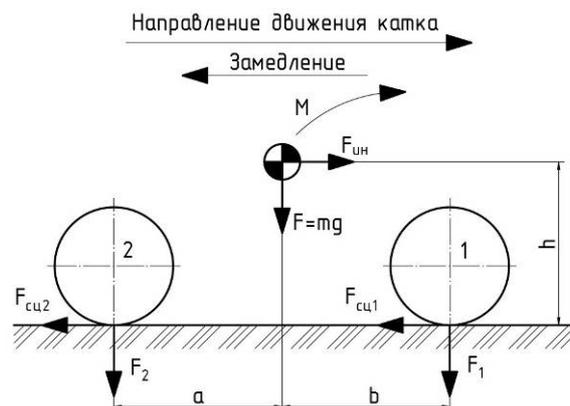


Рис. 1. Действие сил при торможении катка

шиеся мелкие дефекты (микротрещины, поры и т.д.) будут увеличиваться в размерах и приводить к необходимости ремонта участка дорожного полотна.

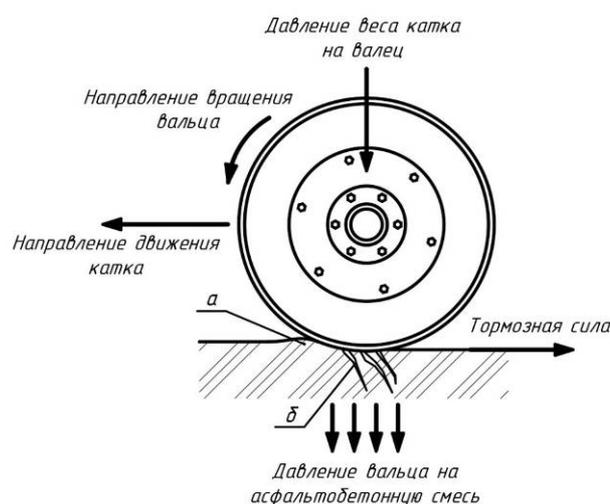


Рис. 2. Схема взаимодействия вальца катка с асфальтобетонной смесью (а - образование волны; б - повреждение верхних слоев покрытия, излишнее уплотнение асфальтобетонной смеси)

Акцентируя внимание на дефектах асфальтобетонного покрытия, следует систематизировать их по причинам возникновения. Устранение пористости асфальтобетона является одним из основных приоритетов при уплотнении. Однако всегда существуют остаточные явления в виде микротрещин [15] и небольших пор [16]. Следование технологии уплотнения смеси необходимо для удовлетворения заданных требований для проекта [17].

Поддержание температуры смеси и темпа укладки критически важно. В случае, если

температура асфальтобетона опустится ниже требуемого диапазона, произойдет сегрегация материала и невозможность использования данного вещества как покрытие дороги даже при повторном нагреве. Данный сдерживающий фактор ограничивает возможности по строительству на отдаленных участках и повышает производственные риски.

Основываясь на исследованиях ЗАО «ВАД» об уплотняющей способности дорожных катков, отбросив не связанные с катками причины возникновения дефекта, составлена табл. 1 [18].

Количество дефектов из-за ошибок при эксплуатации дорожных катков и несовершенства конструкции и технологии уплотнения составляет около 54% от общего числа.

Таблица 1

Зависимость дефектов от причин их возникновения

Дефект асфальтобетонного покрытия	Причины возникновения дефекта
Низкая плотность смеси после завершения укатки, включая локальные места	Плохой подбор катков или неверная их расстановка; нарушения технологии выполнения укатки по 4 параметрам; не изменена технология укладки и укатки с ухудшением погоды
Налипание смеси на валец	Плохое смачивание или слишком холодный валец и шина
Глубокие продольные следы катка на покрытии	Переуплотнение смеси (укатка плотной и остывшей смеси); неверно выбрано место катка в процессе укатки
Сдвиговая волна перед вальцом катка	Тяжелый каток, «забежал» вперед; неверное положение ведущего вальца к укладчику
Поперечные трещины на поверхности после укатки	Переуплотнение смеси (укатка плотной и остывшей смеси)
Бугор или впадина на стыке	Неверное (поперек) выполнение укатки стыка
Неровная (волнистая) поверхность покрытия	Резкое торможение или быстрый реверс хода катка; частота колебаний вальца виброкатка ниже 40 Гц

4. Описание оптимальных технологий уплотнения

На рис. 3 изображены диапазоны значений скорости и времени при остановке катка. По причине неизбежного возникновения различных дефектов покрытия и их количества при остановке (даже рекомендуемой технологией) наиболее оптимальными методиками являются те, которые не предусматривают остановку катка.

Данный принцип возможно осуществить как в целом, для всего отряда машин, так и выборочно, как элемент на наиболее опасных периодах устройства покрытия, таких как первичное уплотнение катком после асфальтоукладчика.

Отсутствие возвратно-поступательного движения уменьшает расстояние от катка до асфальтоукладчика до минимального и асфальтобетон не успевает остыть до критической температуры.

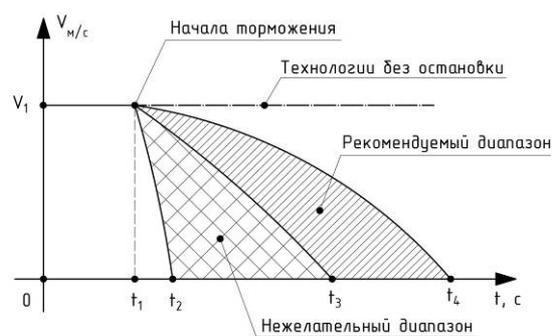


Рис. 3. Действие сил при торможении катка

Существуют две принципиальные схемы уплотнения:

- 1 вариант - рабочие органы совершают уплотнение смеси путем частого силового воздействия во время поступательного движения дорожного катка;
- 2 вариант - рабочие органы расположены друг за другом и рассчитаны на уплотне-

ние соответствующей плотности смеси, совершая работу друг за другом.

Представленные методики уплотнения асфальтобетонной смеси сочетают в себе различные преимущества, но основное из них - это безостановочное следование за асфальтоукладчиком без риска резкого торможения и нарушения технологии перекрытия.

5. Ожидаемый эффект от внедрения оптимальных технологий

На рис. 4 изображено процентное соотношение дефектов в зависимости от причин их вызвавших. Изменение принципиальной технологии уплотнения и уход от возвратно-поступательного движения катка приведет к снижению риска появления дефектов на 46%.

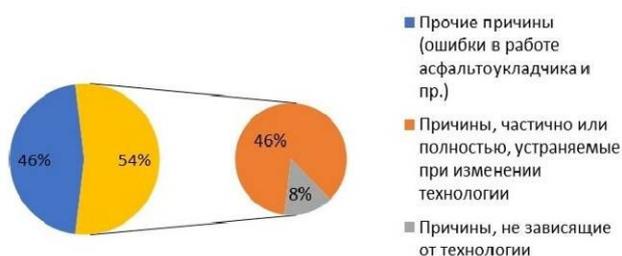


Рис. 4. Диаграмма распределения количества дефектов по причинам

6. Экспериментальное исследование

Целью экспериментального исследования является обоснование технологии плавной остановки катка. С этой целью был проведен эксперимент, показывающий эффект резкости торможения и влияния этого фактора на качество дорожного покрытия.

В рамках исследования были проведены лабораторные исследования на экспериментальном стенде. Стенд состоит из нескольких сборочных единиц. Короб и основание обеспечивают устойчивость и жесткость конструкции. На основании размещается ёмкость для уплотняемого материала. Рабочий орган уплотняет вещество и перемещается с помощью подвижной конструкции.

Валец рабочего органа, изготовленный из поливинилхлорида и имеющий наружный диаметр 210 мм при толщине стенки 5 мм, с электроприводом в виде мотора печи ото-

пления ВАЗ 2107 (таким образом симулируется ведущий рабочий орган дорожного катка), опираясь на металлическую поддерживающую конструкцию (обеспечивающую устойчивость конструкции в целом), двигается по уплотняемому материалу.

В качестве вещества, подвергаемого воздействию вальца, использовался увлажненный кварцевый песок (из расчета 50 мл воды на 1000 г песка), уложенный слоем высотой 40 мм. Комплексный механизм торможения, включающий поэтапное выключение электромотора и ряд зажимов вальца, обеспечивал удовлетворительный результат в виде плавного торможения за настраиваемый период времени.

Оборудование стенда выставлялось таким образом, чтобы ограничивающие факторы в виде габаритных размеров рабочей зоны и ёмкости входили в предполагаемую зону торможения.

На электрооборудование подключались резисторы, уменьшающие скорость вращения вальца до допустимых в условиях стенда. Комплексный механизм торможения, включающий поэтапное выключение электромотора и ряд зажимов вальца, обеспечивал удовлетворительный результат в виде плавного торможения за настраиваемый период времени.

Результаты измерялись, вычислялись требуемые параметры и делались промежуточные выводы.

Наглядно показана разница в методах остановки вальца. Повреждения, выявленные в ходе проведенных опытов, показаны на рис. 5. Указанные дефекты покрытия образовались в результате резкого торможения вальца.



Рис. 5. Результаты испытания при резком торможении вальца за 0,4 с

На рис. 5 заметны такие явления, как образование «волны» перед вальцом и повреждения наружной поверхности покрытия различного размера. Указанные дефекты покрытия образовались в результате резкого торможения вальца и концентрации сил в узком месте пятна контакта рабочего органа и уплотняемого материала.

На рис. 6 показаны результаты плавного торможения, иллюстрирующие эффект в виде малого количества повреждений, либо почти полного их отсутствия.

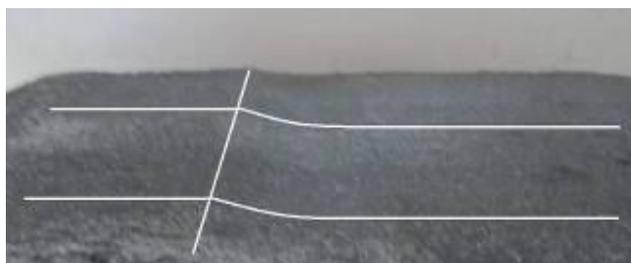


Рис. 6. Результаты испытания при плавном торможении вальца за 1,5 с. (со вспомогательными графическими линиями для наглядности)

Эффект достигнут благодаря равномерному воздействию сил со стороны рабочего органа и отсутствию «протаскивания» материала по всему пятну контакта.

Результаты исследования представлены в табл. 2. В ходе проведения исследований, было проведено 3 ряда опытов по 5 раз. В таблице приведены усредненные данные, взятые как среднее арифметическое.

Таблица 2

Результаты исследования зависимости количества дефектов от торможения

Дефект	Время до полного торможения, с				
	0,4	0,7	1	1,3	1,5
Число трещин и повреждений, шт.	7	6	4	3	1
Относительная площадь поврежденного покрытия, %	34	20	17	12	5

Относительная площадь поврежденного в ходе эксперимента покрытия вычисляется как отношение площади поврежденной поверхности уплотняемого материала к общей площади уплотняемого покрытия. В процессе оценки данного параметра повреждения учитывались значимые дефекты в виде трещин, волнообразования и прочих сопутствующих нарушений целостности покрытия.

Результаты эксперимента (таблица 2) показывают, что резкое торможение дорожного катка пагубно влияет на качество дорожного покрытия: чем меньше время торможения, тем больше произойдет повреждений покрытия дороги.

7. Заключение

При выполнении исследовательской работы была выявлена причина появления повреждений дорожного покрытия при резкой остановке дорожного катка.

Установлено количество дефектов асфальтобетонного покрытия, вызванных резкой остановкой катка. Оценены практический и экономический эффекты от внедрения принципиальных схем безостановочного уплотнения материала. Был произведен анализ результатов использования оптимальных технологий укатки.

Выбраны оптимальные технологии уплотнения и проведено экспериментальное исследование для подтверждения теоретических данных.

Одним из перспективных путей повышения качества дорожного асфальтобетонного покрытия является метод уплотнения покрытия, при котором отсутствует возвратно-поступательное движение катка как альтернатива классической технологии укатки асфальтобетонного покрытия дорожными катками.

В случае использования традиционных методов уплотнения смеси следует придерживаться рекомендуемых диапазонов зависимостей времени торможения от скорости, где происходит плавная остановка катка.

Следует отметить, что на основе данных, изложенных в статье, возможно дальнейшее исследование проблемы повышения качества дорожного покрытия. Кроме того, путем со-

кращения дефектов, вызванных работой дорожного катка, уменьшится необходимость в частом ремонте дорог.

Предложенная в работе экспериментальная методика имеет определенную практическую ценность, так как разработка и внедрение конкретных моделей уплотнения, явля-

ясь разовым вложением, обеспечат такие существенные преимущества как экономия денежных средств, затрачиваемых ранее на ремонт участков дороги, и уменьшение количества дефектов.

Список литературы

1. Massahi, A. Investigation of pavement raveling performance using smartphone / A. Massahi, H. Ali, F. Koohifar, M. Baqersad, M. Mohammadafzali // *International Journal of Pavement Research and Technology*. – 2017. - Vol.11. - №6. - P. 553-563. DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1996681417301906?via%3Dihub>.

2. Вишнеvский, Д. Еще немного про асфальт / Д. Вишнеvский // *Высшее образование сегодня*. – 2018. – № 2. – С. 82-89.

3. Надыкто, Г.И. Дорожный асфальтобетон / Г.И. Надыкто, В.С. Прокопец. – Омск: СибАДИ, 2009. – 154 с.

4. First reaction [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.roadsbridges.com/first-reaction> (дата обращения: 03.02.2019).

5. Aged to perfection [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.roadsbridges.com/aged-perfection> (дата обращения: 26.04.2019).

6. Beyond compliance [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.roadsbridges.com/beyond-compliance> (дата обращения: 27.04.2019).

7. Третьяков, Р. Незаметный герой / Р. Третьяков // *Высшее образование сегодня*. – 2019. – № 2. – С. 61-67.

8. Новоселов, В. Дорожные катки. Государство в помощь / В. Новоселов // *Спецтехника и коммерческий транспорт*. – 2017. – № 2. – С. 24-29.

9. Шадриков, В.Д. Пути подборов составов мелкозернистых асфальтобетонных смесей, наиболее устойчивых к процессам колееобразования / В.Д. Шадриков // *Транспортные сооружения*. – 2017. – Т. 5. - № 1. – С. 28-40.

10. Халиулина, Л.Э. Долговечность асфальтобетонных покрытий / Л.Э. Халиули-

References

1. Massahi A., Ali H., Koohifar F., Baqersad M., Mohammadafzali M. Investigation of pavement raveling performance using smartphone. *International Journal of Pavement Research and Technology*, 2017, Vol. 11, No. 6, pp. 553-563.

DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1996681417301906?via%3Dihub>

2. Vishnevskiy D. Eshche nemnogo pro asfalt. *Vysshee obrazovanie segodnya*, 2018, No. 2, pp. 82-89. (In Russian)

3. Nadykto G.I., Prokopec V.S. *Dorozhnyy asfaltobeton* [Road asphalt concrete]. Omsk, SibADI, 2009. 154 p. (In Russian)

4. First reaction [site]. Available at: <https://www.roadsbridges.com/first-reaction>.

5. Aged to perfection [site]. Available at: <https://www.roadsbridges.com/aged-perfection>.

6. Beyond compliance [site]. Available at: <https://www.roadsbridges.com/beyond-compliance>.

7. Tretyakov R. Nezametnyy geroy. *Vysshee obrazovanie segodnya*, 2019, No. 2, pp. 61-67. (In Russian)

8. Novoselov V. Dorozhnye katki. Gosudarstvo v pomoshh. *Spetstekhnika i kommercheskiy transport*, 2017, No. 2, pp. 24-29. (In Russian)

9. Shadrikov V.D. Puti podborov sostavov melkozernistykh asfaltobetonnykh smesey, naibolee ustoychivykh k protsessam koleebrazovaniya. *Transportnye sooruzheniya*, 2017, Vol. 5, No. 1, pp. 28-40. (In Russian)

10. Haliulina L.E. Dolgovechnost asfaltobetonnykh pokrytiy. *Nauchnyy zhurnal*, 2018, No. 11, pp. 26-27. (In Russian)

11. Hafizov E.R., Vdovin E.A., Fomin A.Yu., Mavliev L.F., Bulanov N.E. Sovremennye metody otsenki ekspluatatsionnykh svoystv dorozhnykh asfaltobetonov. *Izvestiya Kazanskogo gosudarstvennogo arkhitekturno-*

на // Научный журнал. – 2018. – № 11. – С. 26-27.

11. Хафизов, Э.Р. Современные методы оценки эксплуатационных свойств дорожных асфальтобетонов / Э.Р. Хафизов, Е.А. Вдовин, А.Ю. Фомин, Л.Ф. Мавлиев, Н.Е. Буланов // Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. – 2017. – № 2. – С. 279-285.

12. Baqersad, M. Asphalt Mixture Segregation Detection: Digital Image Processing Approach / M. Baqersad, A. Hamed, M. Mohammadafzali, H. Ali // *Advances in Materials Science and Engineering*. – 2017. - Vol. 2016. - P. 6. DOI: <https://www.hindawi.com/journals/amse/2017/9493408/>.

13. Третьяков, Р. Следом за асфальтоукладчиком и не только / Р. Третьяков // *Высшее образование сегодня*. – 2014. – № 10. – С. 58-67.

14. Sias, J.D. Comparison of asphalt mixture specimen fabrication methods and binder tests for cracking evaluation of field mixtures / J.D. Sias, M. Corrigan, C. Jacques, R. Nemati, V.D. Eshan, A. Congalton // *Roads materials and pavement design*. – 2019. - Vol. 20. - No.5. Pp. 1059-1075. DOI: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/14680629.2018.1431148>.

15. Полосин, М.Д. Машинист катка самоходного и полуприцепного на пневматических шинах / М.Д. Полосин, Э.Г. Ронинсон. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 64 с.

16. Дьяков, И.Ф. Строительные и дорожные машины и основы автоматизации / И.Ф. Дьяков. – Ульяновск: УлГТУ, 2007. – 523 с.

17. Зубков, А.Ф. Технология укладки асфальтобетонных смесей при строительстве многополосных дорожных покрытий / А.Ф. Зубков. – Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2016. – 81 с.

18. Костельов, М.П. Уплотняющая способность дорожных катков для устройства оснований и покрытий / М.П. Костельов // *Инновации в дорожном строительстве*. - 2010. - № 1. – С. 20-33.

stroitel'nogo universiteta, 2017, No. 2, pp. 279-285. (In Russian)

12. Baqersad M., Hamed A., Mohammadafzali M., Ali H. Asphalt Mixture Segregation Detection: Digital Image Processing Approach. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2017, Vol. 2017, 6 p. DOI: <https://www.hindawi.com/journals/amse/2017/9493408/>.

13. Tretyakov, R. Следом за асфальтоукладчиком и не только. *Vysshee obrazovanie segodnya*, 2014, No. 10, pp. 58-67. (In Russian)

14. Sias J.D., Corrigan M., Jacques C., Nemati R., Eshan V.D., Congalton A. Comparison of asphalt mixture specimen fabrication methods and binder tests for cracking evaluation of field mixtures. *Roads materials and pavement design*, 2019, Vol. 20, No. 5, pp. 1059-1075. DOI: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/14680629.2018.1431148>.

15. Polosin M.D., Roninson E.G. *Mashinist katka samokhodnogo i polupritsepnogo na pnemvmaticheskikh shinakh* [The driver of the roller self-propelled and semi-trailer on pneumatic tires]. Moscow, Izdatelskiy Tsentr «Akademiya», 2008. 64 p. (In Russian)

16. Dyakov I.F. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny i osnovy avtomatizatsii* [Construction and road machines and automation basics]. Ulyanovsk, UIGTU, 2007. 523 p. (In Russian)

17. Zubkov A.F. *Tekhnologiya ukladki asfaltobetonnnykh smesey pri stroitelstve mnogopolosnykh dorozhnykh pokrytiy* [Technology laying asphalt mixes in the construction of multi-lane pavements]. Tambov, Izd-vo FGBOU VO «TGTU», 2016. 81 p. (In Russian)

18. Kostelov M.P. Uplotnyayushchaya sposobnost dorozhnykh katkov dlya ustroystva osnovaniy i pokrytiy. *Innovatsii v dorozhnom stroitelstve*, 2010, No. 1, pp. 20-33. (In Russian).

УДК (UDC) 613.6: 667

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ
СЧАЛИВАНИЯ (СРАЩИВАНИЯ) СТАЛЬНОГО КАНАТА

MATHEMATICAL MODEL OF SPLICING OF STEEL CABLE

Короткий А.А., Марченко Э.В., Панфилов А.В.
Korotkiy A.A., Marchenko E.V., Panfilov A.V.Донской государственный технический университет (г. Ростов-на-Дону, Россия)
Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

Аннотация. В статье представлены материалы по исследованию математического моделирования счаливания (сращивания) стального каната, используемого для передачи тягового усилия силами трения. Разработанная математическая модель счаливания, описывает напряженно-деформированное состояние прядей (проволок) от квазистатических нагрузок, возникающих в процессе циклического растяжения и изгиба стального каната на тяговом шкиве, при котором равнодействующая сил в поперечном сечении стального каната смещается относительно центральной оси, вызывая его изгиб и кручение. Используя экспериментальные данные, установлено, что кручение и изгиб стального каната вызван технологией счалки в узлах, где происходит замещение прядей. Экспериментально установлено, что дефекты на участке счаливания проявляются в результате циклических растягивающих и изгибных нагрузок на шкиве, что связано с ограниченной подвижностью прядей в узлах из-за нарушения симметричности поперечного сечения. При растяжении и изгибе на шкиве нагрузка между прядями каната распределяется крайне неравномерно, что, в конечном счете, приводит к его внецентренному растяжению и образованию дефекта «волнистость». Математическая модель описывает процесс счаливания (сращивания) стального каната с учетом существующей технологии, нарушающей симметрию поперечного сечения в узлах, которая, в результате квазистатических нагружений, развивается до критических значений браковочного показателя «волнистость».

Ключевые слова: стальной канат, сращивание (счаливание), математическая модель, напряженно-деформированное состояние, внецентренное растяжение, критерии браковки, волнистость.

Дата принятия к публикации: 26.05.2019
Дата публикации: 25.09.2019

Сведения об авторах:

Короткий Анатолий Аркадьевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственный технический университет, e-mail: korot@novoch.ru.

Abstract. The article presents materials on the study of mathematical modeling of jointing (splicing) of a steel rope used to transfer the traction force by friction forces. The developed mathematical model of jointing describes the stress-strain state of strands (wires) from quasi-static loads arising in the process of cyclic stretching and bending of the steel rope on the traction pulley, in which the resultant force in the pop-river section of the steel rope shifts relative to the central axis, causing its bending and twisting. Using experimental data, it is established that the torsion and bending of the steel rope is called the technology of jointing in the nodes where the replacement of strands occurs. It is experimentally established that defects in the area of jointing (splicing) are manifested as a result of cyclic tensile and bending loads on the pulley, which is associated with limited mobility of the strands in the nodes due to a violation of the symmetry of the cross section. When stretching and bending on the pulley, the load between the strands of the rope is distributed very unequally, which ultimately leads to its out-of-center stretching and the formation of a "wavy" defect. The mathematical model describes the process of jointing (splicing) of the steel plate, taking into account the existing technology that violates the symmetry of the cross section in the nodes, which, as a result of quasi-static loads, develops to critical values of the rejection index "waviness".

Keywords: steel rope, splicing (jointing), mathematical model, stress-strain state, off-center tension, rejection criteria, waviness.

Date of acceptance for publication: 26.05.2019
Date of publication: 25.09.2019

Authors' information:

Anatoliy A. Korotkiy – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of "Operation of transport systems and logistics" at Don State Technical University, e-mail: korot@novoch.ru.



Марченко Эдвард Викторович – аспирант, ассистент кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственной технической университет,
e-mail: daedwardrambler.ru@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7027-7716>

Панфилов Алексей Викторович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры. «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственной технической университет,
e-mail: panfilov@ikcmysl.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7211-1824>

1. Введение

Важнейшим элементом для машин, передающих тяговое усилие канатной тягой, является стальной канат. Для изготовления кольцевого участка стального каната необходимо выполнять сращивание (счаливание) двух его концов. Такое сращивание включает соединение концов посредством повторного переплетения половины прядей каждого из концов каната с образованием стыковочных замков между парой пересекающихся прядей, а также вплетение каждой из прядей в место стыковочных замков, соответствующее длине сращивания, из которого предварительно была удалена сердцевина. Существующая технология сращивания нарушает симметрию поперечного сечения в узлах, которая в результате квазистатических нагрузений развивается до критических значений браковочного показателя «волнистость» [1].

Под сращиванием (счаливанием) понимается участок стального каната, содержащий стыковочные замки, количество которых равно удвоенному числу прядей каната, и по два соответствующих участка, непосредственно примыкающих к стыковочному замку, вдоль которых две соединенных в замок соответствующие пряди заправлены в пространство сердцевины каната.

Надежность, безопасность, долговечность и стойкость работы машин с канатной тягой во многом зависит от качества сращивания стального каната [7].

2. Постановка задачи

Анализ стойкости несущих-тяговых стальных канатов подвесных пассажирских ка-

Edward V. Marchenko - Postgraduate student, Assistant lecturer of Department "Operation of transport systems and logistics" at Don State Technical University, *e-mail: daedwardrambler.ru@mail.ru*
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7027-7716>

Alexey V. Panfilov – Candidate of Technical Sciences, associate Professor, associate Professor of Department of "Operation of transport systems and logistics" at Don State Technical University,
e-mail: panfilov@ikcmysl.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7211-1824>

натных дорог, свидетельствует о том, что сращивание является наиболее уязвимым участком с точки зрения надежности, безопасности и долговечности. Несмотря на заявляемую заводом-изготовителем высокую стойкость (ресурс) стальных канатов (15...20 лет эксплуатации), установлено, что уже через 5...6 лет появляются структурные дефекты в местах сращивания, а именно [4, 5]:

- наружный износ проволок;
- обрывы проволок;
- уменьшение диаметра каната в результате повреждения сердечника;
- потеря внутреннего сечения;
- образование «волнистости».

Наличие наружного износа проволок прядей подтверждает, что данный дефект на участке сращивания образовывается при квазистатическом циклическом огибании шкива за счет трения смежных прядей стального каната в процессе их относительного кручения и перемещения. Напряженно-деформированное состояние проволоки при изгибе стального каната на шкиве возрастает за счет дополнительных изгибающих и растягивающих напряжений от волнистости, суммарное значение которых зачастую превышает расчетные, что приводит к обрыву проволок. Экспериментально установлено наличие коррозии, что свидетельствует об отсутствии смазки в стыковочном замке в процессе касания прядей и проволок при взаимном их скольжении и вращении [2].

Уменьшение диаметра каната на участке сращивания является результатом повреждения сердцевины. Потеря внутреннего сечения сердцевины свидетельствуют о наличии дополнительного кручения отдельных прядей вокруг своей оси и перемещения относительно друг друга. Данный дефект вызван

отсутствием равномерной подвижности всех прядей каната при циклическом огибании на отклоняющем блоке или приводном шкиве (барабане) в результате «закусывания» одной из прядей на участке счаливания в стыковочном замке [3].

Сращивание образует локализованную длину, на которой происходит передача нагрузки несущо-тяговым стальным канатом, имеющим разрывы целостности прядей (проволок) силами трения, возникающими между прядями (проводами) [8]. К тому же, на длине сращивания несущо-тяговых стальных канатов происходит нарушение геометрического положения прядей и сердцевин в их поперечном сечении, в частности:

- вблизи стыковочных замков, образованных из пар пересекающихся прядей каната;
- неравномерное распределение зазора между наружными прядями по обе стороны от стыковочных замков вдоль участка сращивания, где соединенные в стыковочный замок пряди заправлены в область сердцевин;
- вблизи конца каждой из участков сращивания.

Все перечисленные особенности участка сращивания приводят к перераспределению усилий между прядями при передаче тяговой нагрузки стальным канатом, следствием которого является дефект «волнистость», являющийся браковочным показателем.

Образование дефекта «волнистость» вызвано неравномерностью нагружения прядей в результате смещения равнодействующего усилия в поперечном сечении сращивания стального каната, вызванного нарушением симметрии поперечного сечения в узлах, что значительно снижает уровень его безопасности и приводит к значительным материальным затратам при его замене.

3. Разработанная методика

Рассмотрим физические процессы, происходящие на участке сращивания стального каната в процессе его квазистатического нагружения при циклическом изгибе на шкиве. Экспериментально установлено, что в процессе изгиба каната происходит взаимное перемещение прядей. Прядь, опираясь на

сердцевину, имеет продольное и угловое перемещение при сохранении тангенциального зазора между прядями. Отсутствие тангенциального зазора в поперечном сечении узла сращивания, а, следовательно, и отсутствие необходимой подвижности прядей («закусывание») в стыковочном замке приводит к перераспределению усилия между прядями, т.е. к внецентренному растяжению стального каната в целом, что в конечном итоге приводит к образованию дефекта «волнистость». При эксплуатации стального каната одна из его прядей на участке сращивания в узлах передает нагрузку другой пряди силами трения [6]. В представленной ниже математической модели силами трения пренебрегают, заменив их тангенциальным зазором, имеющим различные значения в поперечном сечении узла на участке сращивания.

Для составления математической модели сращивания рассмотрим известную расчетную схему для определения силовых факторов, действующих в элементах стального каната. Введем в каждом поперечном сечении элемента стального каната систему координат t, n, a (триэдр - τ), так что ось t будет направлена по касательной, а n и a , соответственно, по главной нормали и бинормали к винтовой оси его элемента. Ось элемента предполагается проходящей через центры тяжести его поперечного сечения (рис. 1).

Пользуясь известными соотношениями аналитической геометрии, через α и φ получим направляющие косинусы (табл. 1) между системами координат τ и x, y, z .

Чтобы установить связь внутренних сил с внешними, приложенными в узле (замке) счалки стального каната, необходимо перейти к глобальной системе координат x, y, z , связанной с его поперечным сечением. Для этого воспользуемся направляющими косинусами системы (табл. 1) и спроектируем вектор S из осей координат t, n, a на оси координат x, y, z , получив:

$$\begin{aligned} S_{x_i} &= S_{t_i} \cos \alpha + S_{a_i} \sin \alpha; \\ S_{y_i} &= S_{t_i} \sin \alpha \cos \varphi_i + S_{n_i} \sin \varphi - \\ &\quad S_{a_i} \cos \alpha \cos \varphi_i; \\ S_{z_i} &= S_{t_i} \sin \alpha \sin \varphi_i + S_{n_i} \cos \varphi + \\ &\quad S_{a_i} \cos \alpha \sin \varphi_i. \end{aligned} \quad (1)$$

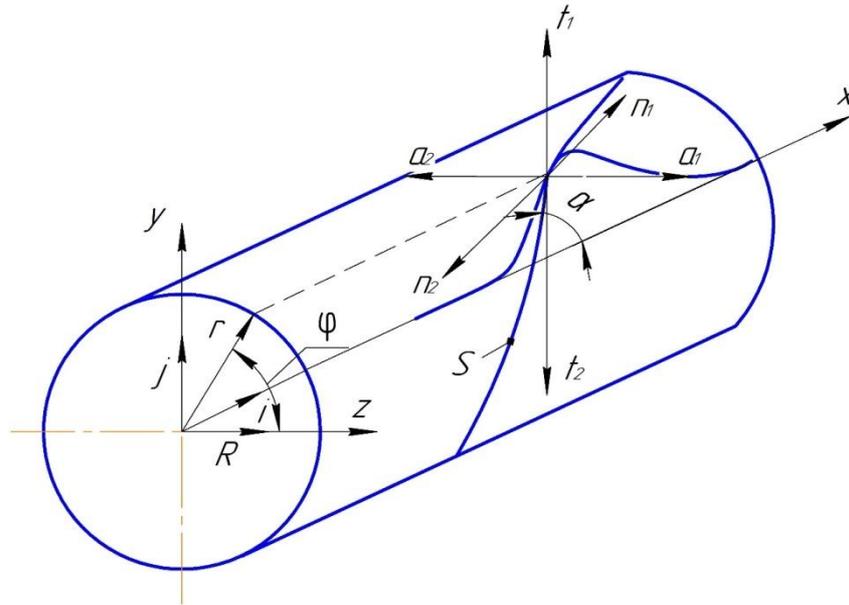


Рис. 1. Схема системы координат для расчета силовых факторов, действующих в элементах стального каната на участке счалки

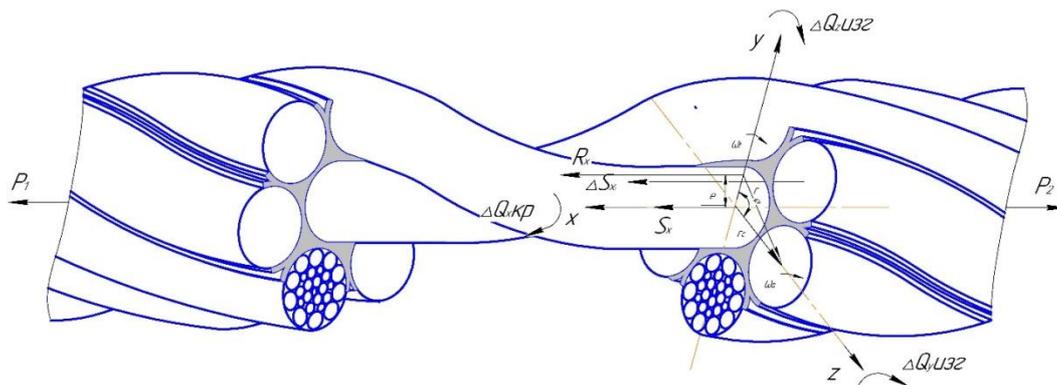


Рис. 2. Распределение внутренних усилий в поперечном сечении стального каната, проходящем через стыковочный узел на участке сращивания

Таблица 1

Направляющиеся косинусы системы

Индексы	Оси		
	x	y	z
t	cosa	sina*cosφ	sina*sinφ
n	0	sinφ	cosφ
a	sina	cosa*cosφ	cosa*sinφ

Учитывая выражение (1), проекции внутренних сил на оси координат x, y, z запишем:

$$Q_{x_i} = F_{t_i} * cosa + F_{a_i} * sina + r_i(S_{t_i} * sina - S_{a_i} * cosa);$$

$$Q_{y_1} = F_{t_i} * sina * cosφ_i + F_{n_i} * sinφ_1 - F_{a_i} * cosa * cosφ_i - (S_{t_i} * cosa + S_{a_i} * sina) r_i * cosφ_i; \quad (2)$$

$$Q_{z_i} = F_{t_i} * sina * sinφ_i + F_{n_i} * cosφ_i + F_{a_i} * cosa * sinφ_i - (S_{t_i} * cosa + S_{a_i} * sina) r_i * sinφ_i;$$

где $S_{x_i}, S_{y_i}, S_{z_i}, Q_{x_i}, Q_{y_i}, Q_{z_i}$ – внешние силы относительно осей координат x, y, z соответственно; $S_{t_i}, S_{n_i}, S_{a_i}, F_{t_i}, F_{n_i}, F_{a_i}$ – внутренние силы относительно осей координат t, a, n соответственно.



Полагая $\frac{dF_{a_i}}{ds} = M_{n_i} = 0$, из системы уравнений Кирхгофа имеем:

$$S_{a_i} = \omega_{a_i} * F_{t_i} - \omega_{t_i} * F_{a_i}, \quad (3)$$

где ω_{t_i} - кручение; ω_{a_i} - кривизна в плоскости t, n .

Подставляя значение (3) в (1) и (2), имеем:

$$S_{x_i} = S_{t_i} * \cos\alpha + (\omega_{a_i} * F_{t_i} - \omega_{t_i} * F_{a_i}) * \sin\alpha;$$

$$S_{y_i} = S_{t_i} * \sin\alpha * \cos\varphi_i - (\omega_{a_i} * F_{t_i} - \omega_{t_i} * F_{a_i}) * \cos\alpha * \cos\varphi_i; \quad (4)$$

$$S_{z_i} = S_{t_i} * \sin\alpha * \sin\varphi_i + (\omega_{a_i} * F_{t_i} - \omega_{t_i} * F_{a_i}) * \cos\alpha * \sin\varphi_i;$$

$$Q_{x_i} = F_{t_i} * \cos\alpha + F_{a_i} * \sin\alpha + S_{t_i} * r_i * \sin\alpha - r_i * \cos\alpha(\omega_{a_i} * F_{t_i} - \omega_{t_i} * F_{a_i});$$

$$Q_{y_i} = F_{t_i} * \sin\alpha * \cos\varphi_i - F_{a_i} * \cos\alpha * \cos\varphi_i - S_{t_i} * \cos\alpha * \cos\varphi_1 * r_i - r_i * \sin\alpha * \cos\varphi_i(\omega_{a_i} * F_{t_i} - \omega_{t_i} * F_{a_i}) +$$

$$F_{n_i} * \sin\varphi_i; \quad (5)$$

$$Q_{z_i} = -F_{t_i} * \sin\alpha * \sin\varphi_i + F_{a_i} * \cos\alpha * \sin\varphi_i + S_{t_i} * \cos\alpha * \sin\varphi_i * r_i + r_i * \sin\alpha * \sin\varphi_i(\omega_{a_i} * F_{t_i} - \omega_{t_i} * F_{a_i}) +$$

$$F_{n_i} * \cos\varphi_i.$$

Учитывая, что

$$\omega_{a_i} = \frac{\sin^2\alpha}{r_i};$$

$$\omega_{t_i} = \frac{\sin\alpha * \cos\alpha}{r_i}; \quad (6)$$

$$\omega_{n_i} = 0,$$

получим:

$$S_{x_i} = S_{t_i} * \cos\alpha + \frac{\sin^3\alpha}{r_i} * F_{t_i} - \frac{\sin^2\alpha * \cos\alpha}{r_i} * F_{a_i};$$

$$S_{y_i} = S_{t_i} * \sin\alpha * \cos\varphi_i - \frac{\sin^2\alpha}{r_i} * \cos\alpha * \cos\varphi_i * F_{t_i} - \frac{\sin\alpha * \cos^2\alpha}{r_i} * F_{a_i};$$

$$S_{z_i} = -S_{t_i} * \sin\alpha * \cos\varphi_i + \left(\frac{\sin^2\alpha}{r_i} * F_{t_i} - \frac{\sin\alpha * \cos\alpha}{r_i} * F_{a_i}\right) * \cos\alpha * \sin\varphi_i;$$

$$Q_{x_i} = F_{t_i} * \cos\alpha + F_{a_i} * \sin\alpha + S_{t_i} * r_i * \sin\alpha - F_{t_i} * \cos\alpha * \sin^2\alpha + F_{a_i} * \sin\alpha * \cos^2\alpha;$$

$$Q_{y_i} = F_{t_i} * \sin\alpha * \cos\varphi_i - F_{a_i} * \cos\alpha * \cos\varphi_i - S_{t_i} * \cos\alpha * \cos\varphi * r_i - F_{t_i} * \sin^3\alpha * \cos\varphi_i + F_{a_i} * \sin^2\alpha * \cos\varphi * \cos\alpha * \sin\varphi_i; \quad (8)$$

$$\cos\varphi_i;$$

$$Q_{z_i} = -F_{t_i} * \sin\alpha * \sin\varphi_i + F_{a_i} * \cos\alpha * \sin\varphi_i * \sin\varphi_i + S_{t_i} * \cos\alpha * \sin\varphi_i * r_i + F_{t_i} * \sin^3\alpha * \sin\varphi_i + F_{a_i} * \sin^2\alpha * \cos\alpha * \sin\varphi_i.$$

Преобразуя систему (8), получим:

$$Q_{x_i} = F_{t_i} * \cos\alpha + F_{a_i} * \sin\alpha + S_{t_i} * r_i * \sin\alpha - F_{t_i} * \cos\alpha * \sin^2\alpha + F_{a_i} * \sin\alpha * \cos^2\alpha; \quad (9)$$

$$Q_{y_i} = F_{t_i} * \sin\alpha * \cos\varphi_i - F_{a_i} * \cos\alpha * \cos\varphi_i - S_{t_i} * \cos\alpha * \cos\varphi * r_i - F_{t_i} * \sin^3\alpha * \cos\varphi_i + F_{a_i} * \sin^2\alpha * \cos\varphi * \cos\alpha * \sin\varphi_i; \quad (10)$$

$$Q_{z_i} = -F_{t_i} * \sin\alpha * \sin\varphi_i + F_{a_i} * \cos\alpha * \sin\varphi_i * \sin\varphi_i + S_{t_i} * \cos\alpha * \sin\varphi_i * r_i + F_{t_i} * \sin^3\alpha * \sin\varphi_i + F_{a_i} * \sin^2\alpha * \cos\alpha * \sin\varphi_i. \quad (11)$$

Компоненты главного момента по осям в поперечном сечении одного слоя элементов узла счалки каната будут равны:

$$Q_{кр} = \sum_{i=1}^n Q_x; \\ Q_y = \sum_{i=1}^n Q_y; \\ Q_z = \sum_{i=1}^n Q_z, \quad (12)$$

где n - число элементов в слое узла счалки.

Запишем (9), (10), (11) с учетом (12), получим:

$$Q_{кр} = \sum F_{t_i} * \cos^3\alpha + \sum F_{a_i} * \sin\alpha (1 + \cos^2\alpha) + \sum S_{t_i} * r_i * \sin\alpha; \\ Q_y = \sum F_{t_i} * \cos^2\alpha * \sin\alpha * \cos\varphi_i - \sum F_{a_i} * \cos^3\alpha * \cos\varphi_i - \sum S_{t_i} * r_i * \cos\alpha * \cos\varphi_i; \quad (13)$$

$$Q_z = -\sum F_{t_i} * \cos^2\alpha * \sin\alpha * \cos\varphi_i + \sum F_{a_i} * \cos^3\alpha * \sin\varphi_i + \sum S_{t_i} * r_i * \cos\alpha * \sin\varphi_i.$$

В этих уравнениях F_t, F_a, S_t зависят от технологии сращивания стальных канатов, что связано с нарушением симметрии (зазоров) в поперечном сечении узлов и эксплуатационных нагрузок. В процессе изготовления счалки в узлах нарушается геометрическая симметрия сечения и изменяются тангенциальные зазоры за счет вплетения (замещения) дополнительной пряжи в замещающую сердцевину.

На линейном участке при соблюдении симметрии поперечного сечения с наличием одинаковых тангенциальных зазоров в зоне упругих деформаций стальной канат являет-

ся самоуравновешивающейся системой, у которой

$$Q_y = 0, Q_z = 0. \quad (14)$$

Следовательно, каких-либо структурных изменений, связанных с изменением прямолинейности центральной оси стального каната, не происходит.

Однако на участке счалки стального каната все составляющие системы (13) в той или иной степени имеют место, количественно отличающееся для каждого поперечного сечения узла счалки. Следовательно, стальной канат не является самоуравновешивающейся системой и внутренние силы в нем для каждой пряди, в том числе, для замещающей имеют определенные значения, которые могут отличаться по величине, а в некоторых случаях и по знаку.

При достижении эксплуатационной нагрузки в каком-либо элементе стального каната (провода, пряди) величины, при которой происходят пластические деформации, происходят структурные изменения в виде волнистости.

Запишем систему (13) с учетом вышесказанного в целом для стального каната:

$$\begin{aligned} Q_{кр} + \Delta Q_{кр} &= (\sum F_{t_i} + \Delta \sum F_{t_i}) * \cos^3 \alpha + (\sum F_{a_i} + \Delta \sum F_{a_i}) * \sin \alpha (1 + \cos^2 \alpha) + (\sum S_{t_i} + \Delta \sum S_{t_i}) * r_i * \sin \alpha; \\ Q_y + \Delta Q_y &= (\sum F_{t_i} + \Delta \sum F_{t_i}) * \cos^2 \alpha * \sin \alpha * \cos \varphi_i - (\sum F_{a_i} + \Delta \sum F_{a_i}) * \cos^3 \varphi_i * \cos \varphi_i - (\sum S_{t_i} + \Delta \sum S_{t_i}) * r_i * \cos \alpha * \cos \varphi_i; \\ Q_z + \Delta Q_z &= -(\sum F_{t_i} + \Delta \sum F_{t_i}) * \cos^2 \alpha * \sin \alpha * \cos \varphi_i - (\sum F_{a_i} + \Delta \sum F_{a_i}) * \cos^3 \alpha * \sin \varphi_i + (\sum S_{t_i} + \Delta \sum S_{t_i}) * r_i * \cos \alpha * \cos \varphi_i. \end{aligned} \quad (15)$$

где $\sum S_t$, $\sum F_t$, $\sum F_a$ - внутренние силы и моменты в канате, создающие самоуравновешивающуюся систему при идеальных условиях; $\sum \Delta S_t$, $\sum \Delta F_t$, $\sum \Delta F_a$ - внутренние дополнительные силы и моменты, возникающие в узлах счалки стального каната.

Запишем первое уравнение системы (15) с учетом вышесказанного

$$\Delta Q_{кр} = \sum F_{t_i} * \cos^3 \alpha + \sum F_{a_i} * \sin \alpha (1 + \cos^2 \alpha) + \Delta \sum S_{t_i} * \sin \alpha * r_i. \quad (16)$$

4. Экспериментальные результаты и их анализ

Проектируя внешние силы и моменты на оси координат t , n , a и выражая внутренние силы и моменты через внешние нагрузки, получим:

$$\begin{aligned} S_{t_i} &= S_{x_i} * \cos \alpha + r_i * f_{n_i}; \\ F_{t_i} &= S_{x_i} * r_i * \sin \alpha + Q_{x_i} * \cos \alpha - 2r_i^2 * f_{n_i} * \operatorname{ctg} \alpha; \\ F_{a_i} &= -S_{x_i} * r_i * \cos \alpha + Q_{x_i} * \sin \alpha + r_i^2 * f_{n_i} (\operatorname{ctg}^2 \alpha - 1). \end{aligned} \quad (17)$$

Запишем (17) в приращениях, полагая, что внешний момент $Q_{x_i} = \text{const}$, а его изменение равно 0:

$$\begin{aligned} \Delta S_{t_i} &= \Delta S_{x_i} * \cos \alpha + \Delta f_{n_i} * r_i + f_{n_i} * r_i; \\ \Delta F_{t_i} &= \Delta S_{x_i} * r_i * \sin \alpha + S_{x_i} * \Delta r_i * \sin \alpha - 2f_{n_i} * \operatorname{ctg} \alpha * \Delta r_i^2 - 2\Delta f_{n_i} * \operatorname{ctg} \alpha * r_i^2; \\ \Delta F_{a_i} &= -\Delta S_{x_i} * r_i * \cos \alpha + S_{x_i} * \Delta r_i * \cos \alpha + \Delta r_i^2 * f_{n_i} (\operatorname{ctg}^2 \alpha - 1) + r_i^2 * \Delta f_{n_i} (\operatorname{ctg}^2 \alpha - 1). \end{aligned} \quad (18)$$

Рассмотрим решение поставленной задачи в зоне упругих деформаций при внешней видимом отсутствии «волнистости» (рис. 2).

Пренебрегая радиусом кривизны «волнистости» ρ , предполагая, что $\Delta S_{x_i}^2 = 0$, $\Delta f_{n_i} = 0$, $\Delta r_i = 1$ уравнение (17) запишем в виде:

$$\begin{aligned} \Delta S_{t_i} &= f_{n_i} * e; \\ \Delta F_{t_i} &= S_{x_i} * e * \sin \alpha - 2f_{n_i} * \operatorname{ctg} \alpha * e^2; \\ \Delta F_{a_i} &= S_{x_i} * e * \cos \alpha + e^2 f_{n_i} (\operatorname{ctg}^2 \alpha - 1). \end{aligned} \quad (19)$$

Подставляя (18) в (15), получим:

$$\begin{aligned} \Delta Q_{кр} &= \sum S_{x_i} * e * \sin \alpha * \cos^3 \alpha - \sum 2f_{n_i} * \operatorname{ctg} \alpha * e^2 * \cos^3 \alpha + \sum S_{x_i} * e * \sin \alpha * \cos \alpha (1 + \cos^2 \alpha) + e^2 \sum f_{n_i} (\operatorname{ctg}^2 \alpha - 1) * \sin \alpha (1 + \cos^2 \alpha) \end{aligned} \quad (20)$$

Полагая, что

$$\sum S_{x_i} = S_x; \quad (21)$$

$$\sum f_{n_i} = 0, \quad (22)$$

тогда уравнение (19) запишем с учетом (21) и (22) в виде:

$$\Delta Q_{кр} = S_x * e * \sin \alpha * \cos \varphi (2 \cos^2 \alpha + 1). \quad (23)$$

Таким образом, в процессе каждой операции эксплуатационного нагружения, в том числе, растяжении и изгибе на шкиве, сталь-

ной канат должен испытывать деформации кручения, вызванные наличием эксцентриситета e .

Кручение стального каната на участке срачивания вызвано геометрическим изменением тангенциальных зазоров в поперечном сечении между прядями в узлах, предусмотренных ее технологией. Нагрузка между прядями распределяется крайне неравномерно, что, в конечном счете, приводит к внецентренному нагружению стального каната (рис. 2). Физическое расположение прядей стального каната в узлах счалки приводит к дополнительным нагрузкам, которые в процессе эксплуатации вызывают циклическое кручение, закономерные дополнительные напряжения в проволоках (прядях) и, как следствие, изгибу стального каната относительно центральной оси.

Если величина эксцентриситета незначительна (в элементах не наблюдаются пластические деформации), то кручение стального каната приводит к выравниванию осевого усилия S_{x_i} в его прядях. При этом продольные силы S_{t_i} в геометрически равноценных элементах стального каната за каждый цикл нагружения изменяются неодинаково. Одни из прядей оказываются перегруженными, а другие недогруженными. Описанный процесс взаимодействия прядей на участке счалки стальных канатов является одной из причин преждевременной браковки по причине усталостного разрушения отдельных проволок.

Внецентренное приложение нагрузки в поперечном сечении стального каната при нарушении технологии счаливания, может привести и к пластическим деформациям прядей. При пластической деформации стальной канат приобретает форму винтовой линии, характеризующейся браковочным показателем «волнистость». Кривизну волнистости возможно определить косвенным путем, пользуясь экспериментальными данными и аналитическими выражениями.

Как известно из [9], винтовая линия характеризуется радиусом свивки τ и углом наклона γ винтовой оси. Кручение и кривизну винтовой линии волнистости возможно записать:

$$K = \frac{\sin^2 \gamma}{r_b}; \quad (24)$$

$$\tau = \frac{\sin \gamma * \cos \gamma}{r_b};$$

$$\sin \gamma = \frac{tg \gamma}{\sqrt{1+tg^2 \gamma}}; \quad (25)$$

$$\cos \gamma = \frac{1}{\sqrt{1+tg^2 \gamma}};$$

получим:

$$tg \gamma = \frac{K}{\tau}; \quad (26)$$

$$r_b = \frac{K}{\tau^2 + K^2}.$$

Определим параметры волнистости на участке срачивания аналитическим путем, зная действующие нагрузки на стальной канат и его геометрические параметры зазоров в поперечном сечении узла, связанные с конструктивными особенностями технологии.

Учитывая, что кривизна K и кручение τ волнистости определяются выражениями

$$K = \frac{1}{\rho_0 + \left(\frac{\Delta_3}{\Delta}\right) * S_x * r_{b_0}}; \quad (27)$$

$$\tau = \frac{\sin \alpha * \cos \alpha}{r_{b_0}} + \frac{\Delta_2}{\Delta} * S_x * r_{b_0} \quad (28)$$

где $\frac{1}{\rho_0}$ - начальная кривизна; r_{b_0} - начальное значение радиуса участка с дефектом; Δ , Δ_2 , Δ_3 - определители агрегатных коэффициентов жесткости стального каната, определяемые по (25).

Подставляя (27) и (28) в (26), получим:

$$r_b = \frac{1}{\frac{\sin \alpha * \cos \alpha}{r_{b_0}} + \frac{\Delta_2}{\Delta} * S_x * r_{b_0} + \left(\frac{1}{\rho_0 + \left(\frac{\Delta_3}{\Delta}\right) * S_x * r_{b_0}}\right)^2} * \frac{1}{\rho_0 + \left(\frac{\Delta_3}{\Delta}\right) * S_x * r_{b_0}}; \quad (29)$$

$$tg \gamma = \frac{\frac{\sin \alpha * \cos \alpha}{r_{b_0}} + \frac{\Delta_2}{\Delta} * S_x * r_{b_0}}{\frac{1}{\rho_0 + \left(\frac{\Delta_3}{\Delta}\right) * S_x * r_{b_0}}}.$$

Дополнительные напряжения растяжения для прядей, расположенной на участке волнистости спирального стального каната, определим по формуле:

$$\sigma_s = E/\Delta * S_x * r_b (\Delta_1 * \cos^2 \alpha + \Delta_2 * r * \sin \alpha * \cos \alpha + \Delta_3 * r * \cos^2 \alpha) * \cos \varphi. \quad (30)$$

Для стального каната двойной свивки

$$\sigma_s = E/\Delta * S_x * r_b (\Delta_1 * \cos^2 \alpha + \cos^2 \beta + \Delta_2 * r_k (\sin \beta * \cos \beta + r/r_k * \operatorname{tg} \alpha * \cos^4 \beta)) + \Delta_3 * r_k * \cos^2 \beta), \quad (31)$$

где E - модуль упругости первого рода; S_x - растягивающая нагрузка; r_b - радиус дефектного участка; r , r_k - радиусы пряди и каната; α , β - углы свивки проволок в пряди и прядей в канате; φ - полярный угол.

С точки зрения оценки безопасной эксплуатации стальных канатов по браковочным показателям в местах сращивания имеет интерес определить допустимое значение радиуса волнистости, исходя из условия прочности наиболее нагруженной проволоки. Суммарное напряжение в элементах подъемного каната с учетом геометрических параметров в узлах счалки определим по формуле:

$$\sigma = \sigma_0 + \sigma_s \leq \sigma_b / n_{шт}, \quad (32)$$

где σ_0 - среднее напряжение в проволоках одного слоя от действия растягивающей силы S_x ; $n_{шт}$ - запас прочности наиболее нагруженной проволоки; σ_s - дополнительное напряжение, вызванное дефектом «волнистость».

Решая выражение (32) с учетом (30) и (31) относительно участка сращивания стального каната с различными значениями тангенциального зазора в сечении узла, выраженного через радиус волнистости, получим:

$$\frac{d_b}{d_k} \leq d_k + \frac{r_b}{r_k} \leq 1 + \frac{\sigma_b / n_{шт} - \sigma_0}{K_u * S_x * r_k}, \quad (33)$$

где d_b - диаметр спирали волнистости (рис.3); d_k - диаметр каната без дефекта; K_u - обобщенный коэффициент жесткости, учитывающий конструктивные особенности стального каната одинарной свивки:

$$K_u = E/\Delta * (\Delta_1 * \cos^2 \alpha + \Delta_2 * 2 \sin \alpha * \cos \alpha + \Delta_3 * r * \cos^2 \alpha), \quad (34)$$

двойной свивки:

$$K_u = E/\Delta * (\Delta_1 * \cos^2 \alpha + \cos^2 \beta + \Delta_2 * r_k (\sin \beta * \cos \beta + r/r_k * \operatorname{tg} \alpha * \cos^4 \beta) + \Delta_3 * r_k * \cos^2 \beta). \quad (35)$$

Выражение (33) позволяет оценить несущую способность стального каната с учетом обнаруженного дефекта «волнистость» на участке сращивания.

Проведенные исследования позволили установить критерии браковочных показателей «волнистости» на участке сращивания стальных канатов по остаточным деформациям. Установлено, что на участке сращивания стальной канат подлежит браковке при наличии волнистости с соотношением

$$d_b/d > 1,33.$$

Волнистость - вид деформации стального каната, при которой его продольная ось принимает форму винтовой спирали с шагом H_b и диаметром d_b .

5. Заключение

Наиболее опасной является волнистость, направление спирали которой совпадает с направлением свивки стального каната, при этом шаги спирали волнистости H_b и свивки H одинаковы. Стальной канат на участке сращивания в поперечном сечении узлов теряет геометрическую симметрию. В поперечном сечении узлов находятся семь прядей, одна из которых замещает сердцевину. В поперечном сечении узла, пряди стального каната нагружаются неодинаково: перегружаются пряди, не имеющие разрывов, и недогружается одна из прядей, замещаемая другой.

Список литературы

1. Короткий, А.А. Счалка стального каната, проблемы и пути их решения / А.А. Короткий, А.В. Панфилов, Э.В. Марченко // Наноматериалы и нанотехнологии: проблемы и перспективы: Материалы VIII Междунар. молодежной научн. конф., Саратов, 3-5 ноября 2018 г. Саратов: Саратовский государственный технический университет,

References

1. Korotkiy A.A., Panfilov A.V., Marchenko E.V. Steel wire rope, problems and solutions. *Nanomaterialy i nanotekhnologii: problema i perspektivy: sbornik materialov VIII Mezhdunarodnoy molodezhnoy nauchnoy konferentsii, Saratov, 3-5 noyabrya 2018 g. Saratov, Saratovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiiy universitet*, 2018, p. 168-173 (In Russian)

2018. - С.168-173.

2. Короткий, А.А. Технические причины обрывов проволок несущего каната на пассажирской подвесной канатной дороге / А.А. Короткий, Э.В. Марченко, А.В. Панфилов // Безопасность техногенных и природных систем. 2017. - № 1. - 8 с. - URL: <http://bps-journal.ru/>.

3. Короткий, А.А. Стойкость несущего каната пассажирской подвесной канатной дороги / А.А. Короткий, Э.В. Марченко, А.В. Панфилов // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. – 2018. - № 2.

4. Лагереv, И.А. Моделирование динамики пассажирской кабины транспортной системы «Канатное метро» / И.А. Лагереv, А.В. Лагереv, А.В. Панфилов, Э.В. Марченко // Вестник Донского государственного технического университета. - 2018. - Т. 18. - № 1. – С. 16-21. DOI: 10.23947/1992-5980-2018-18-1-16-21

5. Логвинов, А.С. Пассажирские одноканатные дороги. Устройство и эксплуатация / А.С. Логвинов, А.А. Короткий. - Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2016. - 210 с.

6. Марченко, Э.В. Метод нанесения твердосмазочных материалов на стальной канат в процессе его производства / Э.В. Марченко, С.И. Попов, Ю.В. Марченко, Н.С. Донцов // Виброволновые процессы в технологии обработки деталей высокотехнологичных изделий: труды междунар. научн. симпозиума технологов-машинистроителей, 3-6 октября. - Ростов н/Д, 2017. - С. 131-134.

7. EN 12927-7:2005 Подвесные канатные дороги для транспортировки людей. Требования безопасности. Канаты. Часть 7. Проверка, ремонт и технический уход.

8. EN 12385-8 Канаты стальные. Безопасность. Часть 8. Несущие и тяговые канаты из прядей для пассажирской канатной дороги.

9. Глушко, М.Ф. Стальные подъемные канаты / М.Ф. Глушко. - Киев: Техника, 1966. - 327с.

2. Korotkiy A.A., Marchenko E.V., Panfilov A.V. Technical causes of wire-carrying-traction rope on a passenger cableway. *Bezopasnost tekhnogennykh i prirodnykh system*, 2017, No.1, pp. 8.

Available: <http://bps-journal.ru/> (In Russian)

3. Korotkiy A.A., Marchenko E.V., Panfilov A.V. Persistence of a towing rope of a passenger aerial ropeway. *Izvestiya vuzov. Severo-Kavkazskiy region. Tekhnicheskkiye nauki*, 2018. No.2 (In Russian)

4. Lagerev I.A., Lagerev A.V., Panfilov A.V., Marchenko E.V., Modeling the dynamics of the passenger cabin of the ropeway metro system. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, Vol. 18, No.1, pp. 16-21 DOI: 10.23947/1992-5980-2018-18-1-16-21 (In Russian)

5. Logvinov A.S., Korotkiy A.A. *Passazhirskie odnokanatnye dorogi. Ustroystvo i ekspluatatsiya* [Passenger one-cable roads. Device and operation]. Rostov-on-Don, Izdatelskiy Tsentr DGTU, 2016. 210 p. (In Russian)

6. Marchenko E.V., Popov S.I., Marchenko Yu.V., Dontsov N.S. Method of applying solid lubricants on a steel rope in the process of its production. *Vibrovolyvnyye protsessy v tekhnologii obrabotki detaley vysokotekhnologichnykh izdeliy: Sbornik trudov mezhdunarodnogo nauchnogo simpoziuma tekhnologov-mashinostroyiteley, 3-6 oktyabrya*. Rostov-on-Don, 2017, pp. 131-134 (In Russian)

7. EN 12927-7: 2005 Aerial cableways for transporting people. Safety requirements. Ropes Part 7. Inspection, repair and maintenance.

8. EN 12385-8 Steel ropes. Security. Part 8. Bearing and traction ropes of strands for passenger cable road.

9. Glushko M.F. *Stalnye podemnyye kanaty* [Steel lifting channels]. Kiev, Tekhnika, 1966. 327 p. (In Russian)

УДК (UDC) 629.1

ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТИ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОСАДОК С КОНТУРНЫМ СОЕДИНЕНИЕМ ДЕТАЛЕЙ

INCREASING THE STRENGTH OF FIXED UNITS OF WHEELED AND TRACKED MACHINES THROUGH THE USE OF CYLINDRICAL FITS WITH CONTOUR CONNECTION OF PARTS

Курносос Н.Е., Лебединский К.В., Тарнопольский А.В., Николотов А.А.
Kurnosov N.E., Lebedinskiy K.V., Tarnopolskiy A.V., Nikolotov A.A.Пензенский государственный университет (Пенза, Россия)
Penza State University (Penza, Russian Federation)

Аннотация. В статье приведены исследования по повышению прочности неподвижных соединений колесных и гусеничных машин за счет использования цилиндрических посадок с контурным соединением деталей. Разработана методика проектирования и технологического обеспечения соединений, обладающих рядом эксплуатационных преимуществ. Расчетным и экспериментальным путем показано на конкретном примере, что контурное соединение позволяет существенно увеличить прочность по сравнению с типовыми соединениями с натягом.

Ключевые слова: неподвижное соединение, прочность, машина, посадка, контур

Дата принятия к публикации: 05.09.2019
Дата публикации: 25.09.2019

Сведения об авторах:

Курносос Николай Ефимович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Транспортные машины» ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет»,
e-mail: ttmo-pgu@mail.ru.

ORCID: 0000-0001-6353-557X

Лебединский Константин Валерьевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспортные машины» ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет»,
e-mail: lkv_mail@rambler.ru.

ORCID: 0000-0002-0913-9506

Тарнопольский Александр Владимирович – кандидат технических наук, профессор кафедры «Транспортные машины» ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет»,
e-mail: taw48@bk.ru.

ORCID: 0000-0001-8152-6597

Николотов Андрей Александрович - старший преподаватель кафедры «Транспортные машины» ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет», *e-mail: Nikolotov@mail.ru*

ORCID: 0000-0002-2803-3299

Abstract. In the article researches of increase of strength of motionless connections of wheeled and caterpillar cars due to use of cylindrical landings with a contour connection of details are resulted. The technique of designing and technological support of the connections possessing a number of operational advantages is developed. It has been shown by calculation and experimentation on a concrete example that a loop connection can significantly increase the strength compared to standard types with an interference fit.

Keywords: fixed connection, strength, machine, landing, contour

Date of acceptance for publication: 05.09.2019
Date of publication: 25.09.2019

Authors' information:

Nikolay E. Kurnosov – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department “Transport Machines” at Penza State University,
e-mail: ttmo-pgu@mail.ru
ORCID: 0000-0001-6353-557X

Konstantin V. Lebedinsky - Ph.D., Associate Professor of Department “Transport Machines” at Penza State University, *e-mail: lkv_mail@rambler.ru/*
ORCID: 0000-0002-0913-9506

Alexander V. Tarnopolsky - Ph.D., Associate Professor, Professor of Department “Transport Machines” at Penza State University, *e-mail: taw48@bk.ru*
ORCID: 0000-0001-8152-6597

Andrey A. Nikolotov - Art. Lecturer of Department “Transport Machines” at Penza State University,
e-mail: Nikolotov@mail.ru
ORCID: 0000-0002-2803-3299

1. Введение

Имеется широкий круг практически значимых задач проектирования колесных и гусеничных машин, когда неподвижное соединение цилиндрических деталей с натягом [1, 2] не удовлетворяет условиям сопряжения и не обеспечивает получение необходимых эксплуатационных характеристик прочности. Их получение может быть реализовано за счет изменения конфигурации профиля сопрягаемых деталей.

Целью настоящей работы является разработка методики проектирования и технологического обеспечения прочности неподвижных соединений в конструкциях колесных и гусеничных машин.

2. Постановка задач

Для обеспечения прочности неподвижных соединений деталей и узлов колесных и гусеничных машин в части использования цилиндрических посадок требуется обеспечить:

1. Улучшение основных эксплуатационных характеристик, например, осевой прочности, особенно тонкостенных деталей, касательной жесткости, герметичности.

2. Улучшение специальных характеристик соединения, например, теплопроводности.

3. Более равномерное распределение контактного давления (устранение «концевого эффекта»).

4. Необходимое напряженное состояние деталей соединения, требуемое распределение и характер деформаций.

5. Надежность работы соединений при переменном изгибе. Такой вид нагрузки зачастую приводит к значительному снижению прочности и самораспрессовке соединений с натягом.

6. Надежность соединения при работе в условиях температурных воздействий:

- а) когда из-за разности коэффициентов линейного расширения материалов вала и втулки снижается несущая способность соединений с натягом;

- б) когда высокотемпературный нагрев приводит к ползучести материала и потере натяга в соединении, так как в этом случае

повышение прочности соединения с натягом не может быть достигнуто при увеличении контактного давления, увеличение контактного давления приводит к более интенсивному процессу ползучести материала;

- в) в случае высокого градиента температуры в объеме материала охватывающей и охватываемой деталей, приводящего к потере натяга;

- г) в случае возникновения температурных напряжений, приводящих к разрушению и поломке деталей соединения с натягом или к потере прочности соединения;

- д) в случае необратимого изменения формы деталей при циклическом температурном воздействии из-за релаксации напряжений, приводящих к уменьшению или полной потере прочности.

Решение данных задач можно выполнить с использованием неподвижных цилиндрических посадок с контурным соединением деталей [3-7].

3. Результаты исследований

Задача обеспечения прочности неподвижных соединений может быть решена при использовании соединения цилиндрических деталей с участками сопряжения поверхностей различной конфигурации. В сечении эти участки образуют контур определенной формы (контурное соединение) [7].

Контур может быть выполнен в осевом (рис. 1) или поперечном (перпендикулярном оси соединения) сечении, а также одновременно по обоим сечениям.

Соединение формируется совмещением осевого контура вала и контура отверстия $ABCF$ (рис. 1).

Известны различные способы сборки и совмещения контуров:

- сборка с нагревом втулки;
- сборка с охлаждением вала;
- сборка комбинированным способом.

К основным параметрам контурных соединений, определяющих эксплуатационные характеристики, относятся:

h_c – глубина совмещения (перекрытия) контуров;

N – натяг в соединении;

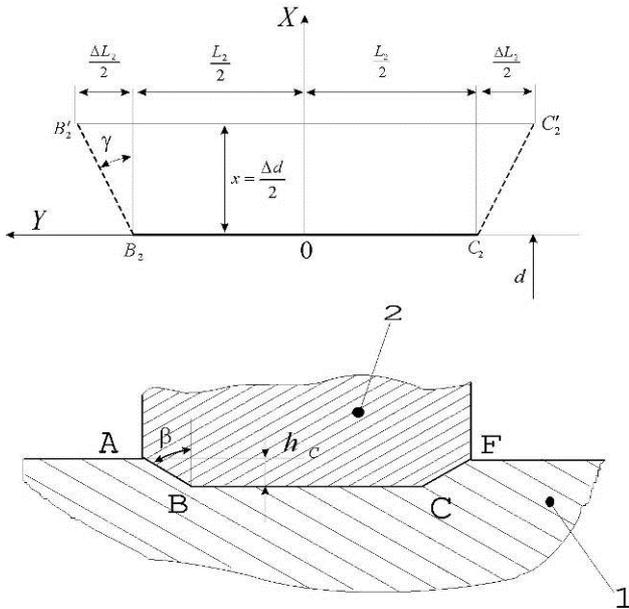


Рис. 1. Соединение с осевым контурным смещением в сборе: 1 – охватываемая деталь (вал); 2 – охватывающая деталь (втулка).

β – угол наклона боковых образующих контура.

Предельные значения h_c при сопряжении цилиндрических поверхностей с натягом для комбинированной сборки определяются суммированием деформаций при нагреве отверстия и охлаждения вала, обеспечивающих зазор в момент их сопряжения:

$$\begin{cases} h_{c \min} = \frac{\Delta}{2} - \frac{T_{d_1}}{2} - \frac{T_{d_2}}{2} \\ h_{c \max} = \frac{\Delta}{2} \end{cases} \quad (1)$$

где Δ – изменения диаметра при нагреве втулки и охлаждении вала; T_{d_1} ; T_{d_2} – допуски на диаметры сопрягаемых цилиндрических поверхностей вала и отверстия.

Суммарное изменение при комбинированном методе сборки (при нагреве втулки и охлаждении вала) определяется как:

$$\Delta = \Delta_{\text{нар}} + \Delta_{\text{охл}} = \frac{\alpha_1 d}{\phi_1} (t_1 - t_n) + \frac{\alpha_2 d}{\phi_2} (t_2 - t_n) - S'_{\min} \quad (2)$$

где α_1 , α_2 – коэффициенты линейного расширения материалов вала и втулки; ϕ_1 , ϕ_2 – коэффициенты, учитывающие теп-

лообмен с окружающей средой за время переноса охлажденного вала и нагретой втулки на сборочную позицию ($\phi = 1 \div 2$); S'_{\min} – минимальная величина зазора для обеспечения свободного совмещения деталей при сборке; t_n – температура помещения; t_1 , t_2 – температура охлаждения вала и нагрева втулки.

Рассмотрим прочность контурных соединений. За основу возьмем контур с боковыми образующими в виде отрезков прямых равноудаленных от вертикальной оси. Схема действующих сил в соединении с таким контуром показана на рис. 2.

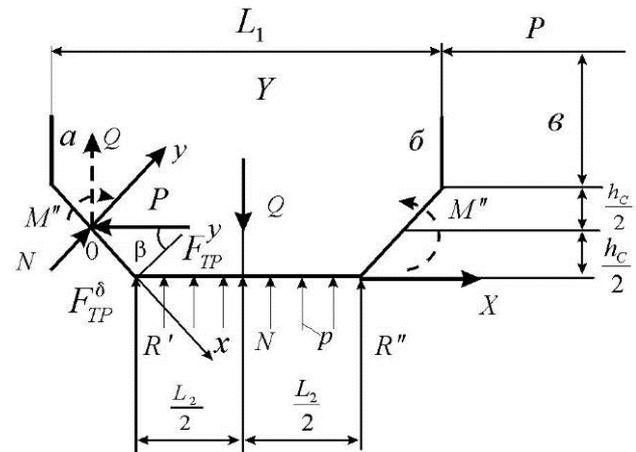


Рис. 2. Схема действующих сил в контуре с боковыми образующими в виде отрезков прямых равноудаленных от вертикальной оси

где P – действующая на соединение осевая нагрузка; p – распределенная нагрузка от посадки цилиндрических поверхностей с натягом (заменена сосредоточенной силой N_1); $F_{\text{тр}}$ – сила трения цилиндрических поверхностей; N – реакция боковой поверхности контура; $F_{\text{тр}}^{\delta}$ – сила трения между боковыми поверхностями; R' и M' – реакция и момент возникающие до страгивания контуров от действия момента $P_1 \left(b + \frac{h_c}{2} \right)$; Q^p – сила, возникающая после относительного перемещения контуров, распорная для отверстия и сжимающая для вала; Q – сила упругого сопротивления расширению отверстия; R'' , M'' – реакция и момент от действия силы Q^p .

Для упрощения дальнейших выкладок примем следующие допущения:

1. Распределенные по поверхности контура силы заменяются сосредоточенными.

2. Допустимая распирающая сила Q_p принимается равной предельной силе, которая действует в соединении длиной L_1 , при максимальном контактном давлении, не вызывающем пластических деформаций в сопрягаемых деталях.

Для соединения, у которого $\frac{d_2 - d}{d} < 0,1$

или $\frac{d - d_0}{d} < 0,1$, расчет может быть выполнен без этих допущений, используя основные зависимости для расчета прочности цилиндрических оболочек, погруженных осесимметричными силами [8, 9].

Условия равновесия действующих на контур сил и моментов:

$$\sum x = 0$$

$$(F_{\text{тр}}^y - P) \sin \beta + F_{\text{тр}}^\delta + (q - N_1) \cos \beta = 0, \quad (3)$$

$$\sum y = 0$$

$$N = (P - F_{\text{тр}}^y) \cos \beta + (Q - N_1) \sin \beta = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_A$$

$$N \sin \beta \left(\frac{l_1}{2} - \frac{h_c}{2} \operatorname{tg} \beta \right) + N \cos \beta \frac{h_c}{2} - F_{\text{тр}}^\delta \frac{l_2}{2} \cos \beta - P \left(b + \frac{h_c}{2} \right) - R'' \frac{l_2}{2} = 0 \quad (5)$$

Учитывая, что $F_{\text{тр}}^\delta = Nf$ (где f – коэффициент трения в соединении), и решая совместно уравнения (3) и (4), находим:

$$N = \frac{(P - F_{\text{тр}}^y) \cdot (1/\cos \beta)}{1 + f \operatorname{tg} \beta}. \quad (6)$$

Находим для втулки максимальную нагрузку P , при которой распорная сила равна допустимой $Q^{\text{доп}}$

$$P_{\text{доп}}^{\text{расп}} = F_{\text{тр}}^y + (Q^{\text{доп}} - N_1) \frac{\operatorname{tg} \beta \cdot f + 1}{\operatorname{tg} \beta - f}. \quad (7)$$

Боковые поверхности контура рассчитываются по контактным напряжениям и напряжениям среза. Расчет по контактным напряжениям упрощенно заменяется расче-

том на смятие боковых поверхностей. Сравним допустимые силы на смятие и срез:

$$P_{\text{см}} = \pi dh_c [\tau]_{\text{см}} \approx \pi dh_c 2\tau_T; \quad (8)$$

$$P_{\text{ср}} = \pi dl [\tau]_{\text{ср}} \approx \pi dl (0,6\tau_T). \quad (9)$$

Откуда следует, что если для контура будет выполнено условие

$$l \geq 4h_c, \quad (10)$$

то прочность соединения определяется силами сопротивления смятию боковых поверхностей. Находим допустимую осевую нагрузку P по максимальному допускаемому напряжению смятия $[\tau]_c \approx 2\tau_T$

$$[\tau]_c = \frac{N}{(\pi dh_c / \cos \beta)}. \quad (11)$$

Подставляя значение N в выражение (11), получим:

$$P_{\text{доп}}^{\text{см}} = F_{\text{тр}}^y + 2\pi\tau_T dh_c (1 + f \operatorname{tg} \beta). \quad (12)$$

Таким образом, выражения (7) и (12) определяют прочность рассматриваемого контурного соединения.

Рассмотрим задачу выбора оптимальных параметров β и h_c , при которых достигается максимальная прочность. С учетом принятых допущений:

$$F = \frac{\pi f N}{\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}} \cdot (l_1 - 2h_c \operatorname{tg} \beta); \quad (13)$$

$$Q^{\text{доп}} = N_1 \approx \frac{\pi l_1}{\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}} (N_{\text{max}} - N). \quad (14)$$

Здесь C_1 и C_2 – геометрические параметры соединения:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_0} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_0} \right)^2} - \mu_1; \quad (15)$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_2}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{d} \right)^2} + \mu_2, \quad (16)$$

где d_0 , d , d_2 – соответственно, внутренний диаметр вала, диаметр соединения и внешний диаметр втулки; E_1, μ_1 и E_2, μ_2 – соот-

ветственно, модуль упругости и коэффициент Пуассона материалов вала и втулки; N_{\max} , N – максимально возможный и средний натяги в соединении.

Величина N определяется из соотношения

$$N = \Delta - \frac{Td'_1}{2} - \frac{Td_2}{2} - 2h_c. \quad (17)$$

Угол β изменяется в пределах

$$\beta_{\min} = \arctg f < \beta \leq \beta_{\max} = \arctg \frac{l_1}{2h_c}. \quad (18)$$

Усредненная величина h_c изменяется в пределах

$$h_{c\min}^{\text{cp}} = \frac{\Delta}{2} - \frac{Td'_1}{4} - \frac{Td_2}{4} - \frac{N}{2}$$

при

$$N = N_{\max} - \frac{Td'_1}{2} - \frac{Td_2}{2}; \quad (19)$$

$$h_{c\min}^{\text{cp}} = \frac{\Delta}{2} - \frac{Td'_1}{4} + \frac{Td_1}{4} - \frac{N_{\max}}{2}; \quad 0)$$

$$h_{c\max}^{\text{cp}} = \frac{\Delta}{2} - \frac{Td'_1}{4} - \frac{Td_2}{4}; \quad (21)$$

если

$$h_c < \frac{1}{2}(\Delta - Td'_1 - dTd_2) - \frac{1}{2}\tau_T d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_1}{E_2} \right), \quad (22)$$

то $P_{\text{доп}}^{\text{расп}}$ с увеличением β уменьшается.

Так как $P_{\text{доп}}^{\text{расп}} < P_{\text{доп}}^{\text{расп}}$ при $\beta \rightarrow \beta_{\min}$, то максимальная прочность определяется силой сопротивления смятию $P_{\text{доп}}^{\text{см}}$ при $\beta = \beta_{\min}$.

Если условие (22) не выполняется, т.е.

$$h_c > \frac{1}{2}(\Delta - Td'_1 - dTd_2) - \frac{1}{2}\tau_T d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_1}{E_2} \right),$$

$P_{\text{доп}}^{\text{см}}$ с увеличением β увеличивается и, следовательно, максимум прочности соединения, достигается при равенстве $P_{\text{доп}}^{\text{см}}$ и $P_{\text{доп}}^{\text{расп}}$.

Из этого условия найдем оптимальный угол наклона боковой образующей контура:

$$\beta_{\text{опт}} = \arctg \left[f + \frac{\pi l_1 (N_{\max} - \Delta + Td'_1 + Td_2 + 2h_c)}{2 \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_1}{E_1} \right) dh_c \sigma_T} \right] \quad (23)$$

После подстановки β в выражение (7) или (12) получим зависимость нагрузки от h_c . Наибольшая прочность в рассматриваемом случае достигается при $h_c = h_{c\max}$.

Анализ полученного выражения показывает, что с увеличением h_c в заданных пределах прочность увеличивается. Поэтому h_c выбирается максимальной. Наименьшая прочность в этом случае может быть получена, если

$$h_c = \frac{\Delta}{2} - \frac{Td'_1}{2} - \frac{Td_1}{2}.$$

Значение $P^{\text{см}}$ может быть определено как

$$P^{\text{см}} = 2\pi\sigma_T d \left(1 + f^2 \right) \left(\frac{\Delta}{2} - \frac{Td'_1}{2} - \frac{Td_2}{2} \right) + \frac{\pi f l_1}{\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}} N_{\max}. \quad (24)$$

При этом оптимальный угол составит

$$\beta_{\text{опт}} = \arctg \left[f + \frac{\pi l_1 N_{\max}}{2 \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) dh_c \sigma_T} \right]. \quad (25)$$

4. Пример реализации разработанной методики

Рассмотрим пример практического использования контурного совмещения для соединения деталей. Воспользуемся полученными результатами для проектирования соединения кольца (втулки) с гильзой (валом) клапанно-поршневого узла. Соединение деталей с натягом не обеспечивает достаточной надежности при эксплуатации. Для повышения надежности работы рекомендуется использовать контурное соединение. Определим его основные параметры.

Исходные данные: $d_0=0,17$ м; $d_1=0,2$ м; $d_2=0,229$ м; $l_1=0,05$ м материал кольца –

сталь 40, гильзы – сталь 45, $\sigma_T = 32 \times 10^7$ Па; $E_1 = E_2 = 2 \times 10^{11}$ Па; $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$; $f = 0,35$; $Td'_1 = 29 \times 10^{-5}$ м; $Td_2 = Td_1 = 18,5 \times 10^{-5}$ м. По выражениям (15) и (16) $C_1 = 5,92$; $C_2 = 7,74$.

Допускаемое давление для соединения определяется согласно [10]:

$$P_{\text{доп}} = 0,58 \sigma_T \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right) = 4,4 \times 10^7 \text{ Па.}$$

Максимальный натяг определяется по известной формуле Ламе:

$$N_{\text{max}} = P_{\text{доп}} d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 6 \times 10^{-4} \text{ м.}$$

Сборку соединения желательно осуществлять комбинированным методом: нагрев кольца до температуры $t_2 = 900^\circ\text{C}$, охлаждение гильзы в азоте $|t_1| = 195^\circ\text{C}$, $\alpha_1 = 8,5 \cdot 10^{-6}$ $1/^\circ\text{C}$; $\alpha_2 = 12 \cdot 10^{-6}$ $1/^\circ\text{C}$. По данным [10]

$$S_{\text{min}} = 0,01 \sqrt{d} = 141 \cdot 10^{-6} \text{ м;}$$

$$0,01 \sqrt{0,2} = 0,00447 \text{ м.}$$

Принимаем $\phi_1 = \phi_2 = 1$, подставляя данные в выражение (2), находим величину Δ :

$$\Delta = 2,27 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Проверяем условие (22)

$$\frac{1}{2} (2,27 \cdot 10^{-3} - 29 \cdot 10^{-5} - 18,5 \cdot 10^{-5}) -$$

$$- \frac{1}{2} \cdot 32 \cdot 10^7 \cdot 0,2 \left(\frac{5,93}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{7,74}{2 \cdot 10^{11}} \right) =$$

$$= -0,813 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Условие не выполняется и наименьшая прочность соединения должна определяться согласно выражению (24). В этом случае $P^{HM} = 887860$ Н.

Для сопоставления определим наименьшую прочность соединения с натягом. Минимальный натяг

$$N_{\text{min}} = N_{\text{max}} = Td_1 - Td_2 = 23 \times 10^{-5} \text{ м.}$$

Контактное давление в соединении при минимальном натяге:

$$P^{HM} = \frac{N_{\text{min}}}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = 1,69 \times 10^7 \text{ Па.}$$

Сила трения в соединении

$$F_{\text{тр}}^{HM} = P_{\text{min}} f \pi dl_1 = 185730 \text{ Н.}$$

Таким образом, в рассматриваемом случае контурное соединение дает увеличение прочности в 4,8 раза по сравнению с гладким цилиндрическим соединением.

Отличительной особенностью контурного соединения по сравнению с соединением деталей с натягом является зависимость в меньшей степени прочности соединения от точности сопрягаемых деталей.

К примеру, в рассматриваемой задаче средняя прочность контурного соединения составляет $P^{CP} = 9410$ Н (при $h_C^{CP} = 101,6 \times 10^{-10}$ м), а средняя прочность соединения с натягом составляет $F_{\text{тр}}^{CP} = 334000$ Н (при $N = 45,1 \times 10^{-5}$ м); $n = P^{CP}$; $F_{\text{тр}}^{CP} = 2,8$.

Максимальная прочность контурного соединения составляет $P^{m6} = 994800$ Н (при $h_C^{max} = 113,5 \times 10^{-5}$ м), а максимальная прочность соединения с натягом составляет $F_{\text{тр}}^{CP} = 483600$ Н (при $N_{\text{max}} = 60 \times 10^{-5}$ м); $n = 2,1$.

Определим основные параметры соединения.

Оптимальный угол наклона боковой образующей контура найдем по соотношению (25) $\beta_{\text{опт}} = 89^\circ 29' \pm 4'$ приближенно можно принять нормальную конусность $C = 1:50$, на длине $\frac{l_1}{2} = 25$ мм, для которой $\beta^* = 89^\circ 25' 37,5''$. Таким образом, контурное соединение, в данном случае, представляет собой конусное соединение с двусторонней конусностью (рис. 3).

Используется схема с полным замыканием по боковым граням $\beta_1 = \beta_2 = \beta^*$.

Соединение выполняется по посадке $H10/h10$.

Нормирование отклонений диаметра конуса T_D , угла и формы конуса производится согласно полей допусков по [11].

5. Заключение

Разработана методика проектирования и технологического обеспечения различных видов контурных соединений, обладающих

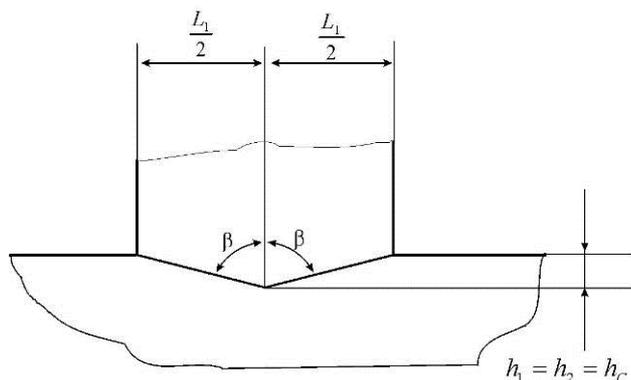


Рис. 3. Контурное соединение кольца с гильзой клапанно-поршневого узла (конусное соединение с двусторонней конусностью, с полным замыканием по боковым граням)

Список литературы

1. Maxim, I. The Effect of Manufacturing on the Press fit Insertion Force / I. Maxim, D. Marsavina, L. Liviu // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. - 2018. - Vol. 416. - Conf. 1. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/416/1/012050>.
2. Qiu, Jun. Analytical Solution for Interference Fit for Multi-Layer Thick-Walled Cylinders and the Application in Crankshaft Bearing Design / Qiu Jun, Zhou Ming // Applied Sciences. - 2016. - Vol. 6. - P. 167. DOI: <https://doi.org/10.3390/app6060167>.
3. Рожкова, Е.А. Методика проведения экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния профильных соединений с натягом / Е.А. Рожкова, С.В. Четвериков // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. - 2018. - Т. 19. - № 1. - С. 46-58.
4. Pedersen, N.L. On optimization of interference fit assembly / N.L. Pedersen // Structural and Multidisciplinary Optimization. - 2016. - Vol. 54 (2). - P. 349-359. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00158-016-1419-0>.
5. Voyachek, I. Rational Provision of Functional Properties of Interference Fit Joints in Case of Assembly with Implementation of Anaerobic Materials / I. Voyachek, D. Kochetkov, D. Sobrino, S. Mityasov, V. Zverovschikov, R. Ružarovský, J. Horník // Materials Science Forum. - 2019. - Vol. 952. - P. 123. DOI:

рядом эксплуатационных преимуществ перед типовыми соединениями с натягом, позволяющим повысить прочность неподвижных соединений колесных и гусеничных машин за счет использования цилиндрических посадок с контурным соединением деталей. Расчетным и экспериментальным путем показано на конкретном примере, что контурное соединение позволяет существенно увеличить прочность по сравнению с типовыми соединениями с натягом.

References

1. Maxim I., Marsavina D., Liviu L. The Effect of Manufacturing on the Press fit Insertion Force. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018, V. 416. Conf. 1. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/416/1/012050>. (In Romania).
2. Qiu Jun, Zhou Ming. Analytical Solution for Interference Fit for Multi-Layer Thick-Walled Cylinders and the Application in Crankshaft Bearing Design. *Applied Sciences*, 2016, Vol. 6, p. 167. DOI: <https://doi.org/10.3390/app6060167>.
3. Rozhkova E.A., Chetverikov S.V. Metodika provedeniya eksperimentalnykh issledovaniy napryazhenno-deformirovannogo sos-toyaniya profilnykh soedineniy s natyagom. *Vestnik Rossiyskogo universiteta druzhby narodov. Inzhenernye issledovaniya*, 2018, Vol. 19, No.1, pp. 46-58. (In Russian)
4. Pedersen N.L. On optimization of interference fit assembly. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2016, Vol. 54, No.2, pp. 349-359. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00158-016-1419-0>.
5. Voyachek I., Kochetkov D., Sobrino D., Mityasov S., Zverovschikov V., Ružarovský R., Horník J. Rational Provision of Functional Properties of Interference Fit Joints in Case of Assembly with Implementation of Anaerobic Materials. *Materials Science Forum*, 2019, Vol. 952, p. 123. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/MSF>

<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/MSF.952.123>.

6. Wang, X. Prediction of stress distribution in press-fit process of interference fit with a new theoretical model / X. Wang, Z. Lou, X. Wang, X. Hao, Y. Wang // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. - 2018. – 095440621879978.

DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406218799783>

7. Курносков, Н.Е. Соединение деталей с контурным совмещением // Технология и автоматизация производственных процессов в машиностроении: Сб. уч. тр. ун-та. Сер. Машиностроение. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2001.

8. Биргер, И.А. Расчеты на прочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Л. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

9. Власов, В.З. Общая теория оболочек / В.З. Власов. – М.: Гостехиздат, 1949.

10. Берникер, Е.И. Посадки с натягом в машиностроении: Справочное пособие / Е.И. Берникер. – М.: Машиностроение, 1966. – 167 с.

11. ГОСТ 25347–82 (СТ СЭВ 144–88). Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 51 с.

† .952.123.

† 6. Wang X., Lou Z., Wang X., Hao X., Wang Y. Prediction of stress distribution in press-fit process of interference fit with a new theoretical model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2018, 095440621879978.

† DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406218799783>

† 7. Kurnosov N.E. Soedinenie detaley s konturnym sovmeshcheniem. *Tehnologiya i avtomatizatsiya proizvodstvennykh protsessov v mashinostroenii: Sb. uchenykh trudov universiteta. Mashinostroenie*. Penza, Izd-vo Penzenskogo gosudarstvennogo universiteta, 2001. (In Russian)

† 8. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.L. *Raschetny na prochnost detaley mashin* [Strength calculation of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1979. 702 p. (In Russian)

† 9. Vlasov V.Z. *Obshchaya teoriya obolochek*. Moscow, Gostekhizdat, 1949. (In Russian)

† 10. Berniker E.I. *Posadki s natyagom v mashinostroenii. Spravochnoe posobie*. Moscow, Mashinostroenie, 1966. 167 p. (In Russian)

† 11. *GOST 25347–82 (ST SEV 144–88). Osnovnye normy vzaimozamenyaemosti. Edinaya sistema dopuskov i posadok. Poly dopuskov i rekomenduemye posadki*. Moscow, Izdatelstvo standartov, 1990. 51 p. (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНЫХ ЗАКОНОВ ЧАСТОТНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ
ГИДРОПРИВОДА МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИНSYNTHESIS OF OPTIMAL LAWS FOR FREQUENCY-ADJUSTABLE
HYDRAULIC DRIVES OF MANIPULATION SYSTEMS OF MOBILE MACHINESЛагереv А.В., Лагереv И.А.
Lagerev A.V., Lagerev I.A.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Статья посвящена проблеме повышения эффективности применения частотного регулирования гидропривода механизмов движения звеньев шарнирно-сочлененных манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин. Ранее авторами было показано, что вид закона регулирования частоты вращения вала объемного насоса и его количественные характеристики оказывают определяющее воздействие на вид и количественные характеристики графиков изменения во времени кинематических и гидравлических параметров процесса перемещения звеньев манипуляционных систем. На примере поворотного движения звена натурной манипуляционной системы выполнен количественный анализ различных законов регулирования. Показано, что наиболее благоприятной формой закона изменения частоты вращения вала регулируемого объемного насоса является S-образная форма. Сформулированы критерии качества регулирования, которые позволяют обеспечить благоприятные параметры движения (отсутствие динамической неустойчивости движения) с учетом величины действующих эксплуатационных нагрузок и конструктивных размеров звеньев. Предложена математическая модель, позволяющая синтезировать законы частотного регулирования, которые являются оптимальными для отдельного критерия качества – минимального времени отработки движения (однокритериальная оптимизация). Дано описание компьютерной программы, которая реализует предложенные математические модели.

Ключевые слова: манипуляционная система, мобильная машина, гидропривод, моделирование, частотное регулирование, закон регулирования.

Дата принятия к публикации: 21.06.2019
Дата публикации: 25.09.2019

Сведения об авторах:

Лагереv Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: bsu-avl@yandex.ru.

ORCID: 0000-0003-0380-5456

Abstract. The article is devoted to the problem of increasing the efficiency of the use of frequency adjustment of the hydraulic drive of the mechanisms for the movement of links of articulated manipulation systems of mobile transport-technological machines. Earlier, the authors showed that the type of law regulating the rotational speed of a volumetric pump shaft and its quantitative characteristics have a decisive influence on the type and quantitative characteristics of graphs of the time variation of the kinematic and hydraulic parameters of the links movement. A quantitative analysis of various laws of regulation is made on the example of the rotary movement of the link of a full-scale manipulation system. It is shown that the most favorable form of the law for changing the shaft rotation speed of the variable displacement pump is S-shaped. Criteria of quality of regulation are formulated, which make it possible to ensure favorable parameters of movement (absence of dynamic movement instability) taking into account the magnitude of the operating operational loads and structural dimensions of the links. Mathematical model is proposed, allowing to synthesize the laws of frequency adjustment, which are optimal for individual quality criteria – the minimum time to work out the movement (single-criterion optimization). A description of a computer program that implements the proposed mathematical models is given.

Keywords: handling system, mobile machine, hydraulic drive, modeling, frequency adjustment, law of adjustment.

Date of acceptance for publication: 21.06.2019
Date of publication: 25.09.2019

Authors' information:

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: bsu-avl@yandex.ru.

ORCID: 0000-0003-0380-5456

Лагереv Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.
ORCID: 0000-0002-0921-6831

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice rector for Innovations, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.
ORCID: 0000-0002-0921-6831

Благодарности

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект №17-79-10274)

Acknowledgements

The study was supported by the grant of Russian science Foundation (project No. 17-79-10274)

1. Введение

В настоящее время манипуляционные системы шарнирно-сочлененной конструкции, установленные на мобильных транспортно-технологических машинах и комплексах различного функционального назначения, вследствие своей универсальности, простоты изготовления и неприхотливости в эксплуатации получили широкое распространение для выполнения широкой номенклатуры основных и вспомогательных технологических операций, включая подъемно-транспортные, перегрузочно-разгрузочные и складские работы, во многих отраслях экономики [1-4].

Наибольшее распространение получили манипуляционные системы, укомплектованные гидравлическим приводом механизмов движения отдельных исполнительных звеньев [2, 5, 6]. Гидравлический привод применительно к манипуляционным системам мобильных транспортно-технологических машин весьма широко используется производителями подъемно-транспортной техники как в Российской Федерации [7], так и за рубежом – в Германии, Корее, Китае, Японии, Италии, Швеции, Австрии, США и др. [7-9].

Широкое использование насосных гидроприводов в конструкциях манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин различного функционального назначения определяется совокупностью их технико-экономических преимуществ перед другими известными типами приводов [10-12]. В частности, в число указанных преимуществ входят такие, как

- широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходных звеньев

гидродвигателей в сочетании с хорошей плавностью их движения;

- возможность работы гидропривода в динамических режимах при частых включениях, остановках и реверсах движения;

- возможность реализации автоматического управления кинематическими параметрами движения выходных звеньев силовых гидродвигателей и, как следствие, кинематическими параметрами подвижных звеньев шарнирно-сочлененных манипуляционных систем.

Эти преимущества важны с точки зрения возможности обеспечения эффективного регулирования гидроприводов и поэтому широко реализуются в ныне применяющихся типах регулирования – дроссельном, машинном (объемном), частотном, комбинированном машинно-дроссельном [10, 11, 13-15]. По времени практического применения наиболее поздним является частотное регулирование. Его использование для целей регулирования объемных гидроприводов машиностроительного назначения, включая подъемно-транспортную технику, в настоящее время становится перспективным в связи с развитием элементной базы регулирования частоты вращения роторов приводных электродвигателей [16], что позволяет в конструкции гидросистем мобильных машин использовать менее дорогие и более надежные нерегулируемые объемные гидронасосы и гидромоторы. Таким образом, частотно-регулируемые гидроприводы, управляемые автоматизированными системами на базе частотных преобразователей с обратной связью, оказываются весьма перспективными для оснащения гидрофицированных мобильных транспортно-

технологических машин с грузоподъемными манипуляционными системами.

2. Постановка задачи исследования

Создание энергоэффективных и надежных манипуляционных систем с частотно-регулируемым гидроприводом механизмов движения шарнирно-сочлененных звеньев требует проведения широкого комплекса теоретических и экспериментальных работ, связанных с изучением и моделированием протекающих в гидроприводе гидродинамических процессов и их связи с кинематикой и динамикой движущихся звеньев манипуляционной системы и транспортируемых грузов.

Моделирование рабочих процессов частотно-регулируемого гидропривода, результаты которого представлены в [13, 17], показало, что вид закона регулирования частоты вращения вала объемного насоса $n(x)$ в зависимости от параметра регулирования x и его количественные характеристики оказывают определяющее воздействие на вид и количественные характеристики графиков изменения во времени кинематических и гидравлических параметров процесса перемещения звеньев манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин.

Поэтому практически значимой инженерной проблемой является решение задачи синтеза или, как минимум, рационального задания такого закона частотного регулирования, т.е. функции $n(x)$, который обеспечивал бы благоприятные (по какому-либо критерию или критериям) условия выполнения движения звена манипуляционной системы и перемещения транспортируемого груза. В качестве параметра регулирования могут выступать, например, время или угол поворота/линейное смещение подвижного звена.

В качестве возможных критериев качества регулирования, реализация которых может быть положена в основу синтеза оптимальных законов $n(x)$, целесообразно использовать, в частности, такие требования, как:

1) исключение или уменьшение до допустимой величины суммарной продолжительности интервала времени, в течение которого при выполнении движения звена будет

наблюдаться колебательная нестабильность кинематических и гидравлических параметров процесса, зафиксированная в [13, 17];

2) снижение до допустимой величины (в том числе, до 0) размаха быстропротекающих колебаний кинематических и гидравлических параметров при выполнении движения звена;

3) исключение или уменьшение до допустимой величины суммарной продолжительности интервала времени, в течение которого при выполнении движения звена будут наблюдаться отрицательные угловые ускорения, т.е. будет наблюдаться торможение звена;

4) снижение до допустимой величины (в том числе, до 0) максимального значения отрицательного углового ускорения при выполнении движения звена.

Также возможно использование комплексных критериев, основанных на композиции нескольких индивидуальных критериев с учетом степени приоритетности каждого из них для обеспечения требуемых параметров движения звеньев манипуляционных систем.

3. Анализ влияния закона регулирования на кинематические и гидравлические параметры перемещения звеньев манипуляционных систем

Анализ простейших исследованных законов частотного регулирования насоса, когда частота вращения вала насоса либо монотонно возрастает, либо монотонно уменьшается, а также квадратичных законов [13, 17] показывает, что кинематическая и гидравлическая нестабильность и отрицательные угловые ускорения характерны для тех периодов времени, когда частота вращения снижается, т.е. когда

$$\frac{d}{dx}n(x) < 0.$$

Для уяснения вопроса о том, как чередование нескольких интервалов времени возрастания и снижения частоты вращения вала насоса влияет на нестабильность кинематических и гидравлических параметров, были рассмотрены более сложные законы частотного регулирования, показанные на рис. 1.

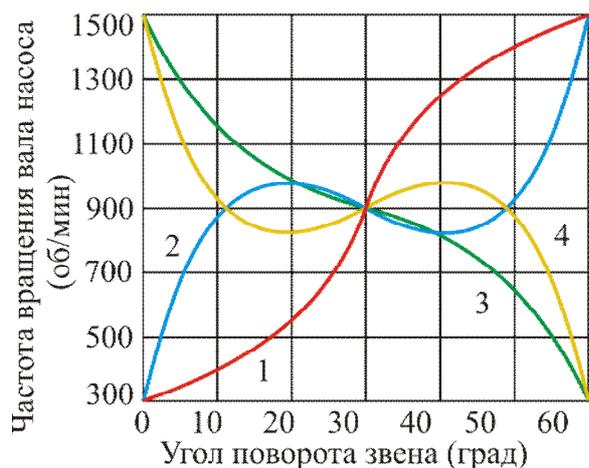


Рис. 1. Графики законов частотного регулирования изменения во времени величины подачи насоса

С целью преемственности исследований частотно-регулируемого гидропривода мобильных машин, результаты которых приведены в [13, 17], в данной работе использовался тот же самый объект – механизм поворота

стрелы трехзвенной шарнирно-сочлененной манипуляционной системы (рис. 2). И также рассматривалось поворотное движение (подъем) стрелы манипуляционной системы при неподвижном состоянии рукояти из начального (нижнего) положения в конечное (верхнее) положение в пределах угла поворота 60° . Начальная и конечная конфигурации кинематической схемы манипуляционной системы с соблюдением геометрических пропорций звеньев соответствуют показанным в [18]. Вес транспортируемого груза составлял номинальное значение $G = 7,5$ кН. Графики изменения в зависимости от угла поворота стрелы величин приведенных к штоку гидроцилиндра эксплуатационной продольной силы F_{ol} и массы перемещаемого груза и движущихся элементов металлоконструкции манипуляционной системы M_{red} соответствуют приведенным в [18].

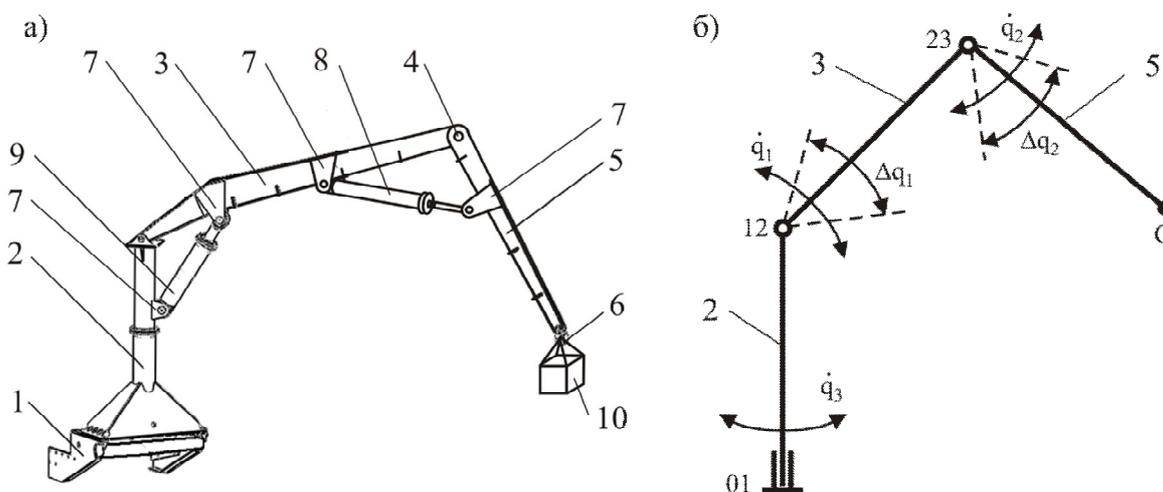


Рис. 2. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор мобильной машины [18]:

а - конструктивное исполнение; б – кинематическая схема

(1 - опорная конструкция; 2 - поворотная колонна; 3 - стрела; 4 - шарнирный узел соединения смежных звеньев; 5 - рукоять; 6 - грузозахватный орган; 7 - элементы крепления; 8 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения рукояти; 9 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения стрелы; 10 – груз);

Размеры металлоконструкции, условия и режимы эксплуатации, а также параметры гидросистемы взяты аналогичными соответствующим характеристикам мобильной машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [19, 20]. Состав и технические характеристики насоса, гидроаппаратов, гид-

роустройств и гидролиний, использованные при проведении тестовых расчетов, аналогичны принятым в работе [18].

На рис. 3 приведены графики изменения с течением времени кинематических параметров движения стрелы в процессе ее подъема: угла поворота q_2 , угловой скорости \dot{q}_2 и уг-

лового ускорения \ddot{q}_2 . Номера графиков соответствуют номерам исследованных зако-

нов частотного регулирования, представленных на рис. 1.

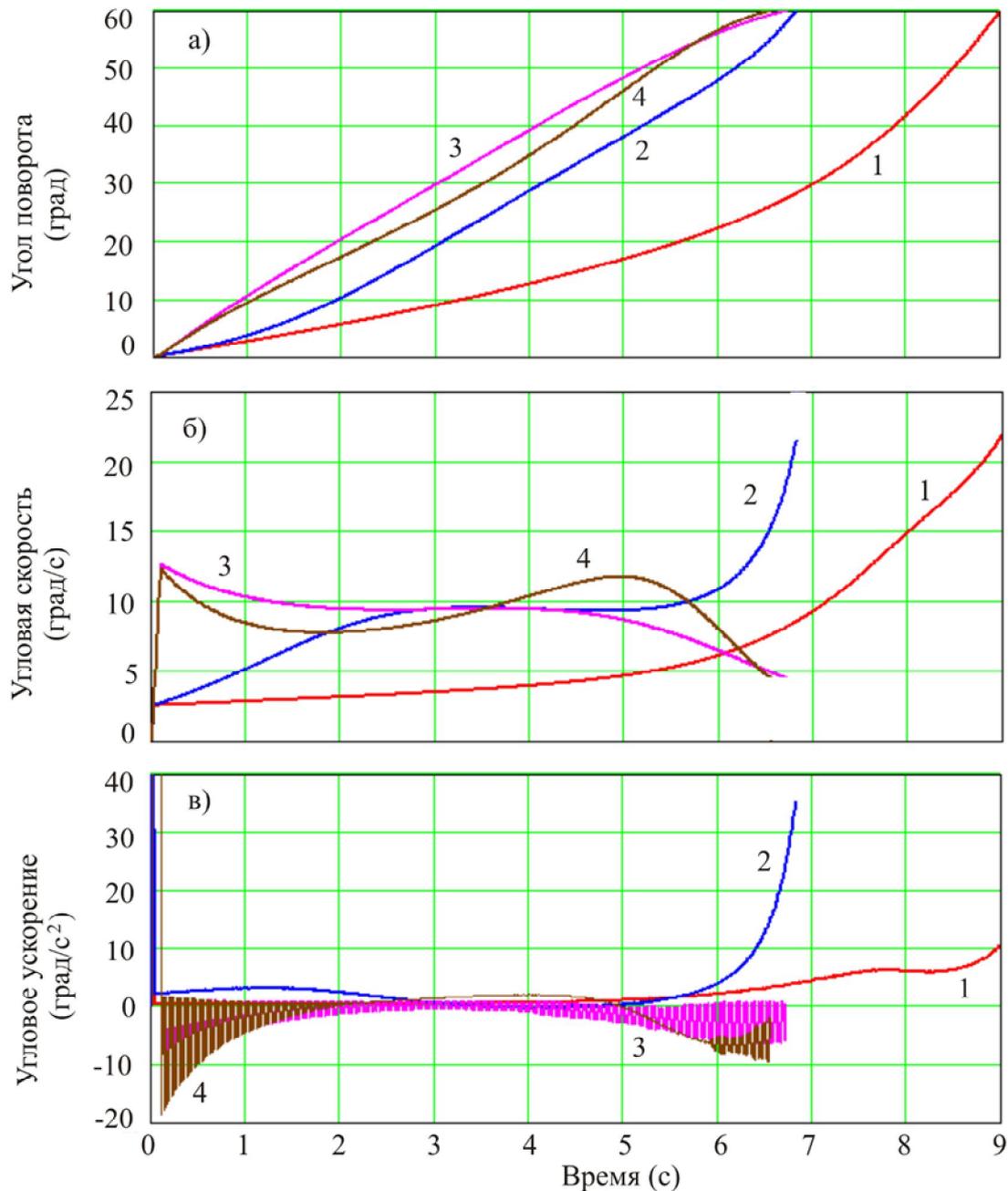


Рис. 3. Графики изменения во времени кинематических параметров поворотного движения звена: а - угла поворота стрелы; б - угловой скорости стрелы; в – углового ускорения стрелы

На рис. 4 и 5 приведены графики изменения с течением времени гидродинамических параметров (давления и объемного расхода рабочей жидкости) в характерных точках гидросистемы механизма поворота стрелы манипуляционной системы, а также перепада давления на гидродвигателе и расхода жидкости через предохранительный клапан.

Для более сложных законов изменения частоты вращения вала регулируемого насоса выявленные ранее в [13, 17] закономерности появления кинематической и гидродинамической неустойчивости в целом сохраняются. Однако, как видно из анализа закона 2, переход частоты в стадию снижения после стадии достаточно длительного начального увеличе-

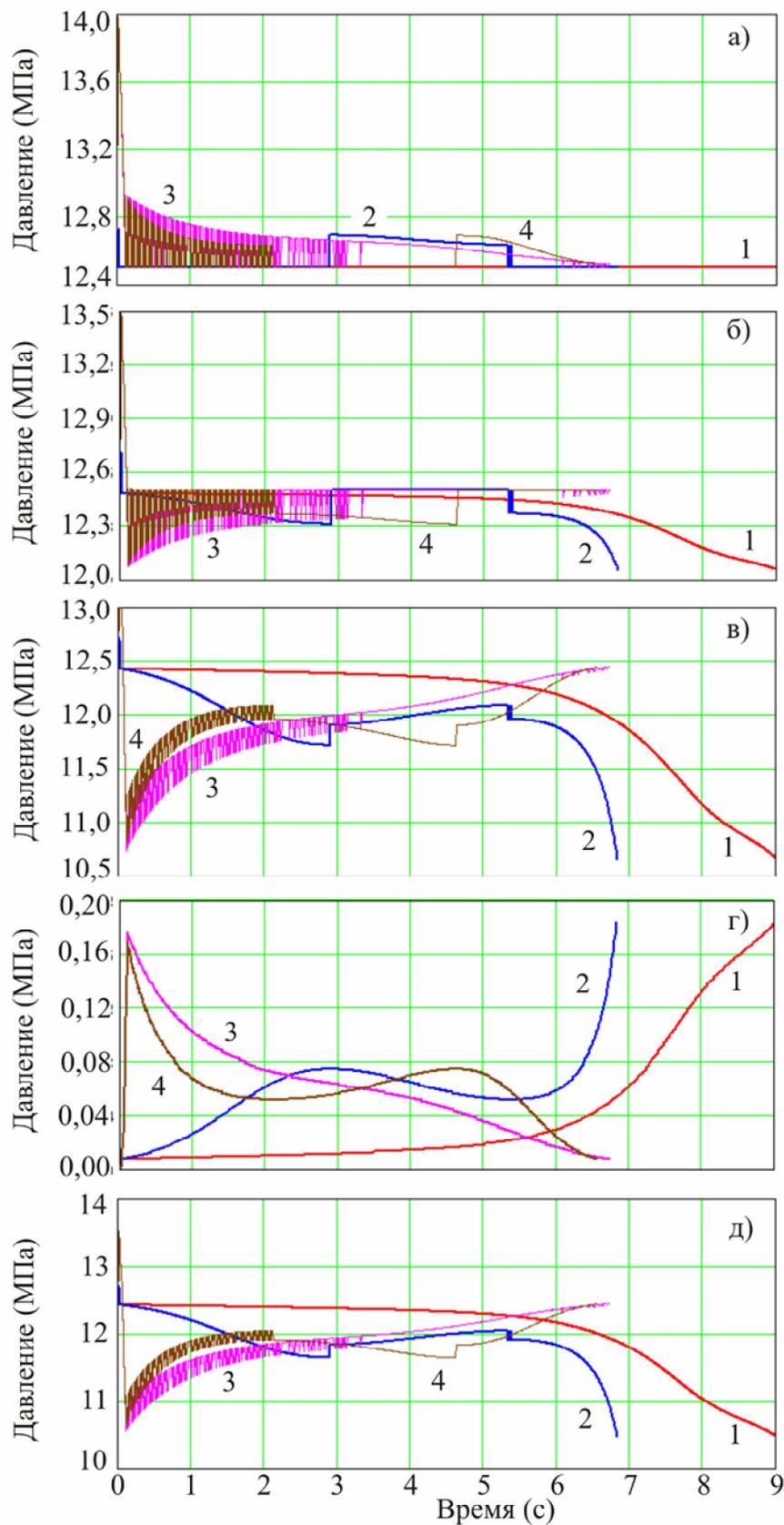


Рис. 4. Графики изменения во времени давления в характерных точках гидросистемы:
 а – выход насоса; б – предохранительный клапан; в – вход гидроцилиндра;
 г – выход гидроцилиндра; д – перепад давления на гидроцилиндре

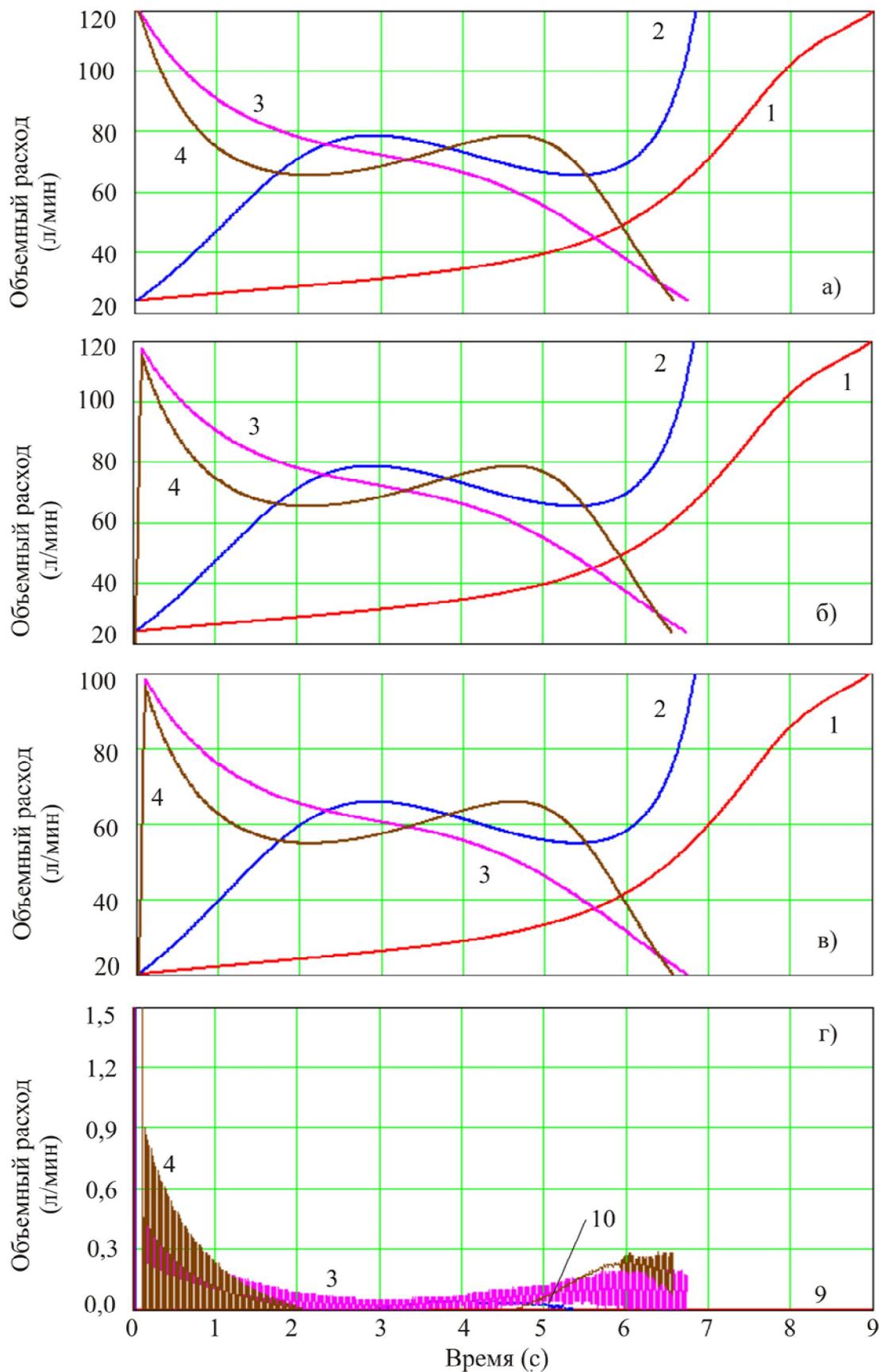


Рис. 5. Графики изменения во времени объемного расхода в характерных точках гидросистемы:
 а – выход насоса; б – вход гидроцилиндра; в – выход гидроцилиндра;
 г – расход через предохранительный клапан

ния практически не привел к появлению неустойчивости параметров движения звена манипуляционной системы. С другой стороны, как видно из анализа законов 3 и 4, после достаточно длительной начальной стадии снижения частоты вращения вала насоса на стадии увеличения частоты наблюдается явление неустойчивости, хотя его проявление предельно мало и вряд ли способно оказать заметное негативное воздействие на работу механизма движения звена манипуляционной системы.

Суммируя изложенное, можно сделать следующий вывод: по критерию исключения или максимального снижения неустойчивости кинематических и гидродинамических параметров движения звена манипуляционной системы наилучшей формой закона изменения в зависимости от управляющего параметра (времени, угла поворота, смещения и др.) частоты вращения вала регулируемого объемного насоса является такая форма, при которой в течение всего периода движения

$$\frac{d}{dx}n(x) \geq 0.$$

Аналогичный вывод можно сделать и для критерия исключения или максимального уменьшения суммарной продолжительности интервала времени, в течение которого при выполнении движения звена будут наблюдаться отрицательные угловые ускорения, т.е. будет наблюдаться торможение звена.

Для уточнения вида и особенностей благоприятного закона регулирования частоты вращения вала регулируемого объемного насоса были дополнительно рассмотрены несколько законов $n(x)$, представленных на рис. 6. Они позволяют оценить влияние длительности увеличения частоты на начальной и конечной стадиях на кинематические и гидродинамические параметры движения звена манипуляционной системы.

На рис. 7 приведены графики изменения с течением времени кинематических параметров движения стрелы в процессе ее подъема: угла поворота q_2 , угловой скорости \dot{q}_2 и углового ускорения \ddot{q}_2 . Номера графиков соответствуют номерам исследованных законов частотного регулирования, представленных на рис. 1 и 6.

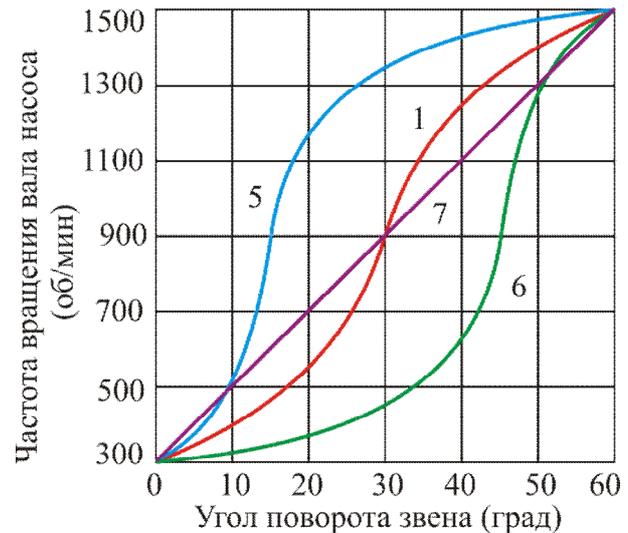


Рис. 6. Графики законов частотного регулирования изменения во времени величины подачи насоса

Продолжительность отработки движения звеном манипуляционной системы в случае использования графиков частотного регулирования объемного насоса 1, 5 и 7 примерно одинакова, составляя 8...9 с. Однако при более медленном нарастании частоты вращения вала насоса на начальной стадии отработки движения (стадии разгона звена из начального неподвижного состояния) наблюдается существенное, практически в 1,5 раза увеличение времени движения, что является негативным фактором с точки зрения обеспечения производительности крана-манипулятора при выполнении погрузочно-разгрузочных операций. Для всех исследованных законов частотного регулирования максимальная угловая скорость поворота стрелы достигается на конечной стадии отработки движения при приближении к конечной точке траектории и составляет ~22 град/с. Наибольшую стабильность кинематических параметров движения обеспечивает закон 7, соответствующий линейному изменению частоты вращения вала насоса от его минимального до максимального паспортного значения. В течение всего движения стрелы манипуляционной системы угловые скорость и ускорение изменяются плавно, причем отсутствуют интервалы времени с замедлением движения из-за отрицательных значений ускорения. Для закона 6 также характерна стабильность кинематических параметров в течение большей части

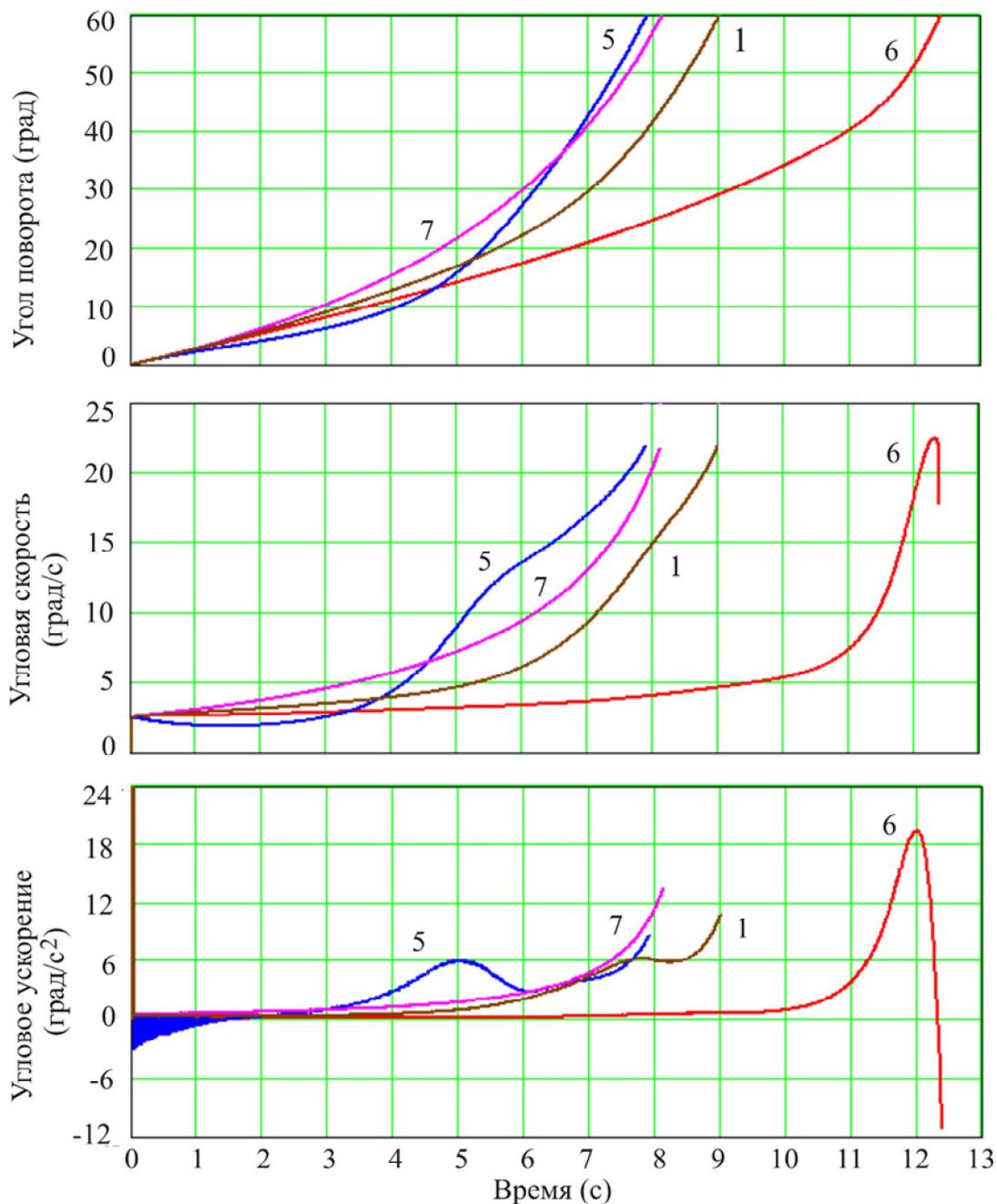


Рис. 7. Графики изменения во времени: а - угла поворота стрелы; б - угловой скорости стрелы; в – углового ускорения стрелы

времени поворота стрелы. Фиксируемая нестабильность угловых скорости и ускорения весьма малой длительности $\sim 0,3$ с наблюдается лишь на конечной стадии отработки движения вблизи конечной точки траектории и, таким образом, не может оказать существенного воздействия на повышение уровня динамического напряженно-деформированного состояния металлоконструкции стрелы и манипуляционной системы в целом. Наибольшая нестабильность кинематических пара-

метров свойственна закону частотного регулирования 5. Это говорит о том, что достаточно быстрое повышение частоты вращения вала регулируемого насоса и, соответственно, объемной подачи рабочей жидкости в гидросистему на начальной стадии отработки движения может оказывать негативное влияние на стабильность кинематических параметров движения звеньев манипуляционных систем.

На рис. 8 и 9 приведены графики изменения с течением времени гидродинамических

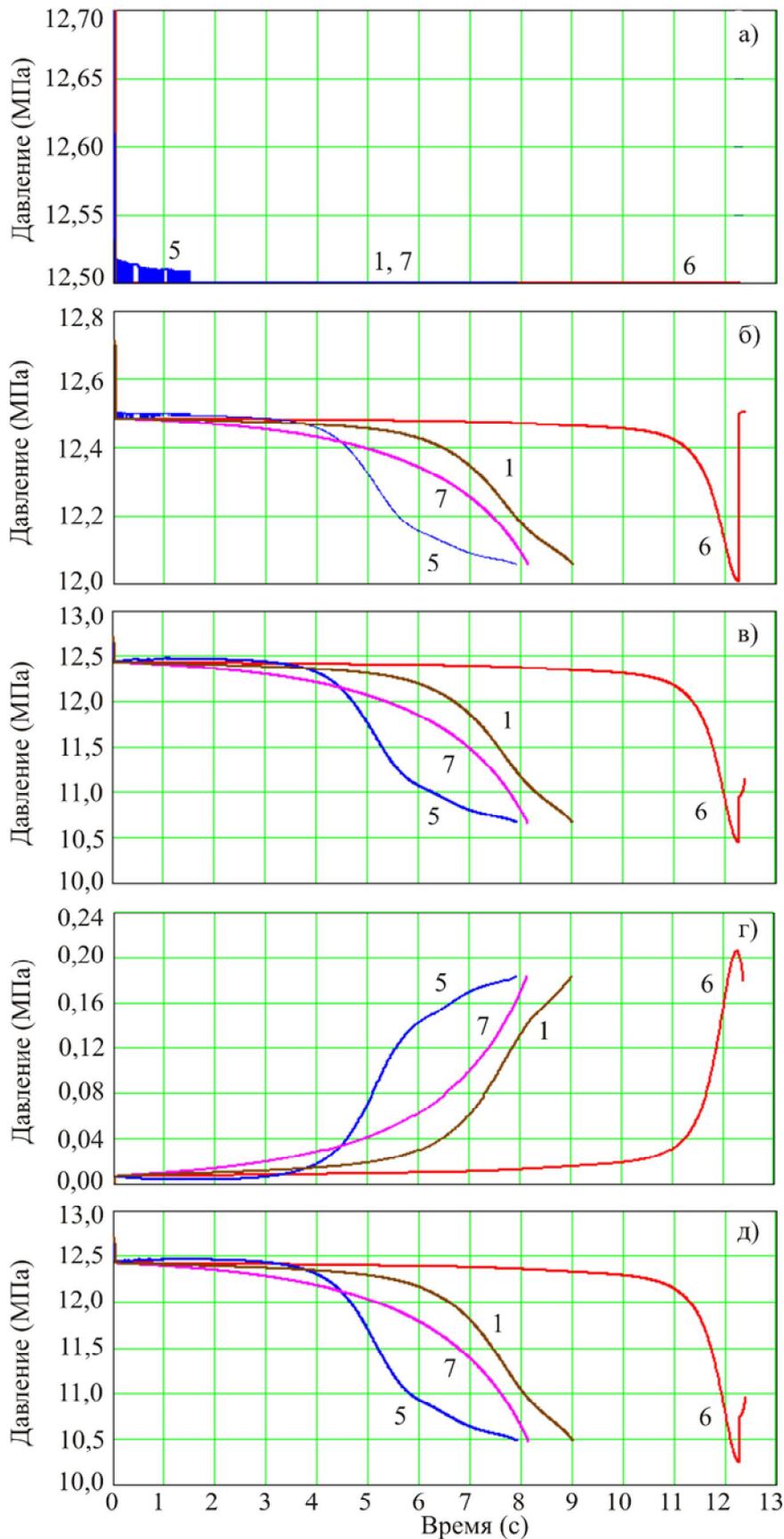


Рис. 8. Графики изменения во времени величины давления в характерных точках гидросистемы: а – выход насоса; б – предохранительный клапан; в – вход гидроцилиндра; г – выход гидроцилиндра; д – перепад давления на гидроцилиндре

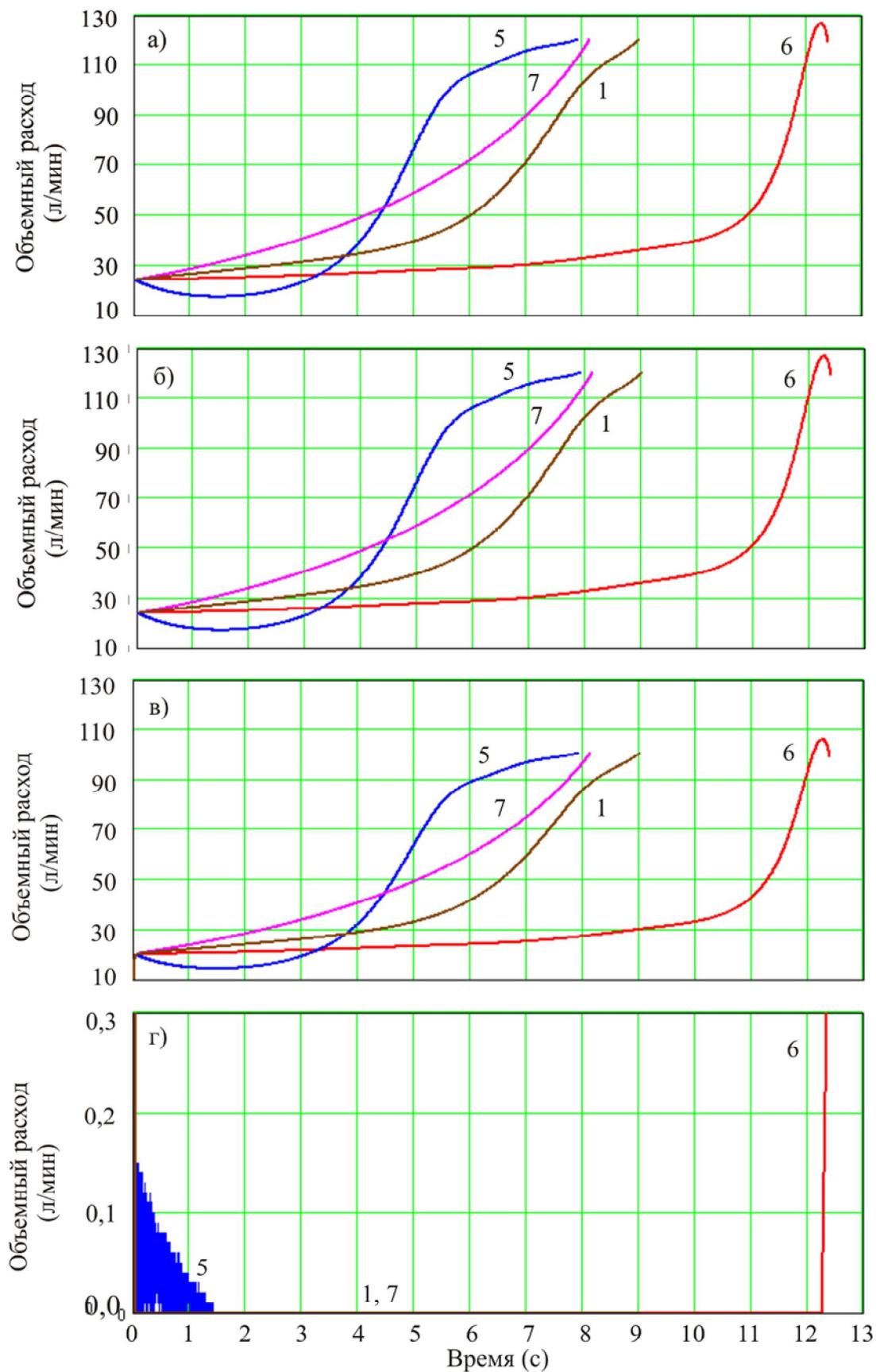


Рис. 9. Графики изменения во времени объемного расхода в характерных точках гидросистемы: а – выход насоса; б – вход гидроцилиндра; в – выход гидроцилиндра; г – расход через предохранительный клапан

параметров (давления и объемного расхода рабочей жидкости) в характерных точках гидросистемы механизма поворота стрелы манипуляционной системы, а также перепада давления на гидродвигателе и расхода жидкости через предохранительный клапан.

Таким образом, анализ результатов моделирования рабочих процессов в частотно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин, представленных на рис. 7 – 9, позволяет сделать вывод о том, что наиболее благоприятной формой закона изменения частоты вращения вала регулируемого объемного насоса является S-образная форма (и как частный случай данной формы – линейная форма типа 7).

Очевидно, конкретные количественные характеристики S-образной формы закона $n(x)$ на начальной, средней и конечной стадиях отработки движения звеном манипуляционной системы, обеспечивающие реализацию сформулированных выше критериев обеспечения благоприятных условий выполнения движения, зависят от конструктивных особенностей и размеров движущихся звеньев, уровня и закона изменения по мере движения величины эксплуатационных нагрузок, мощности гидродвигателей, технических характеристик объемных насосов и др.

4. Постановка задачи синтеза оптимальных законов частотного регулирования гидропривода механизма движения звена манипуляционной системы

Закон частотного регулирования $n(x)$ произвольной геометрической формы может быть представлен конечным дискретным набором опорных точек $n_j(x_j)$ общим числом J , соединенных между собой одномерным кубическим сплайном (рис. 10). Таким образом, вектор $\{z\}$ варьируемых переменных задачи поиска оптимального закона частотного регулирования формируется из указанных опорных точек и имеет следующую структуру:

$$\begin{aligned} \{z\}^T &= \{z_1 \ z_2 \ \dots \ z_j \ \dots \ z_{j-1} \ z_J\} = \\ &= \{n_1 \ n_2 \ \dots \ n_j \ \dots \ n_{j-1} \ n_J\}. \end{aligned}$$

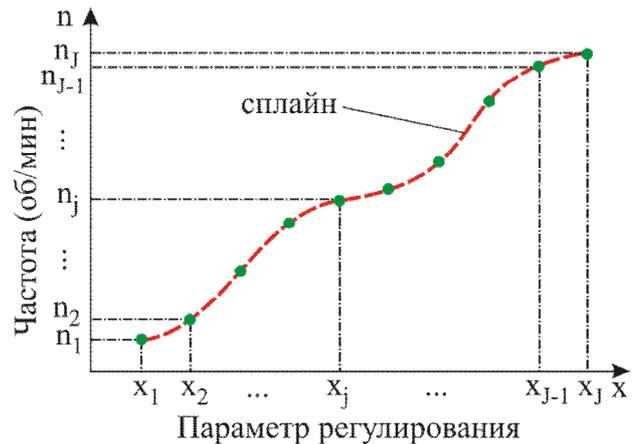


Рис. 10. Дискретное геометрическое представление закона частотного регулирования насоса, используемое при оптимальном синтезе

Целевая функция задачи синтеза оптимальных законов частотного регулирования может количественно выражать либо один из сформулированных выше критериев качества регулирования, что будет приводить к однокритериальной задаче оптимизации, либо выражать совместно несколько критериев качества регулирования, что будет приводить к многокритериальной задаче оптимизации. В первом случае те критерии качества регулирования, которые не были использованы при формировании целевой функции, должны быть учтены в системе ограничений задачи оптимизации. В последнем случае многокритериальную целевую функцию целесообразно строить в виде аддитивной функции, причем неучтенные при построении такой целевой функции критерии качества регулирования также должны быть отражены в системе ограничений задачи многокритериальной оптимизации. Структура аддитивной функции предложена в [21]:

$$F(\{z\}) = \left\langle \sum_k w_k \left\{ 1 - \left[\frac{F_k(\{z\}^{opt})}{F_k(\{z\})} \right]^{s_{extr,k}} \right\}^2 \right\rangle^{0,5} \rightarrow \min, \quad (1)$$

где w_k – весовой коэффициент, характеризующий степень важности k -го показателя качества регулирования с точки зрения проектировщика ($\sum w_k = 1$); $F_k(\{z\}^{opt})$ – значение целевой функции при однокритериаль-

ной оптимизации согласно k -го критерия качества регулирования в точке оптимума; $\{z\}_k^{opt}$ - вектор варьируемых переменных задачи поиска оптимального закона регулирования при однокритериальной оптимизации согласно k -го критерия качества регулирования в точке оптимума; $s_{extr,k}$ - индикатор экстремальности k -го показателя качества регулирования (при поиске минимума $s_{extr,k}=1$, при поиске максимума $s_{extr,k}=-1$).

Вычислительная эффективность применения свертки нескольких критериев качества частотного регулирования в виде целевой функции вида (1) обусловлена тем, что необходимо выполнение нескольких однотипных расчетов при неизменном вычислительном алгоритме [21]. Это имеет существенное значение для разработки универсального программного обеспечения, предназначенного для автоматизации процесса синтеза оптимальных законов регулирования гидроприводов манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин.

В данной работе рассмотрен случай однокритериальной оптимизации. При построении целевой функции был использован критерий обеспечения минимальной длительности отработки движения звена τ_{mov} , что важно с точки зрения обеспечения максимально возможной производительности работы манипуляционной системы:

$$F(\{z\}) = \tau_{mov} \rightarrow \min. \quad (2)$$

При поиске минимума целевой функции вида (2) необходимо учесть ряд ограничений в виде неравенств, выражающих как критерии качества регулирования, так и дополнительные условия:

- условия нахождения закона регулирования в пределах паспортного интервала изменения частоты вращения вала объемного насоса

$$z_j - n_{\min} \geq 0, \quad 1 \leq j \leq J; \quad (3)$$

$$n_{\max} - z_j \geq 0, \quad 1 \leq j \leq J; \quad (4)$$

- критерий уменьшения до допустимой величины (или исключения) интервала времени, в течение которого при выполнении

движения звена будут наблюдаться отрицательные угловые ускорения

$$\psi_q \tau_{mov} - l_q \Delta h \geq 0; \quad (5)$$

- критерий снижения до допустимой величины максимального значения отрицательного углового ускорения при выполнении движения звена

$$\ddot{q}_{\min} - [\ddot{q}_{\min}] \geq 0; \quad (6)$$

- критерий уменьшения до допустимой величины (или исключения) интервала времени, в течение которого при выполнении движения звена будет наблюдаться колебательная неустойчивость кинематических и гидравлических параметров процесса

$$\psi_v \tau_{mov} - l_v \Delta h \geq 0; \quad (7)$$

$$\psi_a \tau_{mov} - l_a \Delta h \geq 0; \quad (8)$$

$$\psi_p \tau_{mov} - l_p \Delta h \geq 0; \quad (9)$$

$$\psi_{\Delta p} \tau_{mov} - l_{\Delta p} \Delta h \geq 0; \quad (10)$$

- критерий снижения до допустимой величины размаха быстропротекающих колебаний кинематических и гидравлических параметров при выполнении движения звена (для $2 \leq k \leq K-1$)

$$(\dot{q}_{k-1} - \dot{q}_k)(\dot{q}_k - \dot{q}_{k+1}) + \lambda_v [\dot{q}_{\max}]^2 \geq 0; \quad (11)$$

$$(\ddot{q}_{k-1} - \ddot{q}_k)(\ddot{q}_k - \ddot{q}_{k+1}) + \lambda_a [\ddot{q}_{\max}]^2 \geq 0; \quad (12)$$

$$(p_{p,k-1} - p_{p,k})(p_{p,k} - p_{p,k+1}) + \lambda_p p_{nom}^2 \geq 0; \quad (13)$$

$$[(p_{in,k-1} - p_{out,k-1}) - (p_{in,k} - p_{out,k})] \times \\ \times [(p_{in,k} - p_{out,k}) - (p_{in,k+1} - p_{out,k+1})] + \lambda_p p_{nom}^2 \geq 0; \quad (14)$$

- условие ограничения максимальной угловой скорости движения звена

$$[\dot{q}_{\max}] - \dot{q}_{\max} \geq 0; \quad (15)$$

- условие ограничения максимального углового ускорения движения звена

$$[\ddot{q}_{\max}] - \ddot{q}_{\max} \geq 0; \quad (16)$$

где n_{\min} , n_{\max} - паспортные минимальная и максимальная частота вращения вала насоса; \ddot{q}_{\min} , \ddot{q}_{\max} - минимальное и максимальное значения углового ускорения в течение всего времени движения звена; \dot{q}_{\max} - максимальное значение угловой скорости в течение всего времени движения звена; ψ_q - доля времени отработки движения τ_{mov} , в течение которой суммарно наблюдаются отрицательные угло-

вые ускорения движения звена; $\psi_v, \psi_a, \psi_p, \psi_{\Delta p}$ - доли времени отработки движения τ_{mov} , в течение которых суммарно наблюдается колебательная неустойчивость угловой скорости, углового ускорения, давления на выходе насоса и перепада давления на гидродвигателе соответственно; $[\dot{q}_{max}], [\ddot{q}_{max}]$ - предельно допустимые максимальные значения угловой скорости и углового ускорения движения звена; $[\dot{q}_{min}]$ - предельно допустимое минимальное (отрицательное) значение углового ускорения движения звена; $l_v, l_a, l_p, l_{\Delta p}$ - число моментов времени интегрирования уравнения движения звена, в которые наблюдается колебательная неустойчивость угловой скорости, углового ускорения, давления на выходе насоса и перепада давления на гидродвигателе соответственно; Δh - временной шаг интегрирования уравнения движения звена; P_{nom}, P_p - номинальное и мгновенное давление на выходе насоса; P_{in}, P_{out} - давление на входе и на выходе гидродвигателя; K - число точек интегрирования уравнения движения звена в пределах угла поворота или хода Δq ; $\lambda_v, \lambda_a, \lambda_p$ - безразмерные коэффициенты ($\lambda \ll 1$), лимитирующие степень неустойчивости соответствующего кинематического или гидродинамического параметра (рекомендуется принимать $0 \leq \lambda \leq 10^{-5}$).

При расчете значений $l_v, l_a, l_p, l_{\Delta p}$, входящих в левую часть ограничений (7) – (10), считается, что в k -й момент времени интегрирования уравнения движения звена наблюдается колебательная неустойчивость угловой скорости, углового ускорения, давления на выходе насоса и перепада давления на гидродвигателе, если для этого момента времени соответственно выполняются следующие условия:

$$\begin{aligned} &(\dot{q}_{k-1} - \dot{q}_k)(\dot{q}_k - \dot{q}_{k+1}) < 0; \\ &(\ddot{q}_{k-1} - \ddot{q}_k)(\ddot{q}_k - \ddot{q}_{k+1}) < 0; \\ &(P_{p,k-1} - P_{p,k})(P_{p,k} - P_{p,k+1}) < 0; \\ &[(P_{in,k-1} - P_{out,k-1}) - (P_{in,k} - P_{out,k})] \times \\ &\times [(P_{in,k} - P_{out,k}) - (P_{in,k+1} - P_{out,k+1})] < 0. \end{aligned}$$

С уменьшением величины коэффициента λ допускаемая законом частотного регулирования степень неустойчивости соответствующего кинематического или гидродинамического параметра уменьшается и при задании $\lambda = 0$ неустойчивость полностью исключается. Так как кинематические и гидродинамические параметры взаимоувязаны, то ужесточение требования к степени неустойчивости по одному из них влияет на снижение степени неустойчивости других параметров, хотя и в разном количественном выражении.

Таким образом, целевая функция вида (2) и система ограничений-неравенств (3) – (16) формируют математическую модель и задачу синтеза оптимальных законов частотного регулирования объемных насосов гидроприводов механизмов движения звеньев манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин. Для решения оптимизационной задачи (2) – (16) следует использовать методы условной нелинейной оптимизации, изложенные, например, в [22].

5. Компьютерная реализация математической модели

Разработанная математическая модель реализована в компьютерной программе «Синтез оптимальных законов частотного регулирования гидроприводов мобильных машин».

Программа позволяет формировать оптимальные законы частотного регулирования для возвратно-поворотного движения прямолинейных звеньев и звеньев с рычагом. Конструктивное исполнение указанных звеньев приведено в [7, 19]. Для этого предусмотрены 4 варианта расчета, каждый из которых соответствует одному из 4 возможных вариантов движения звеньев:

- 1 вариант движения – подъем прямолинейного звена;
- 2 вариант движения – опускание прямолинейного звена;
- 3 вариант движения – подъем звена с рычагом;
- 4 вариант движения – опускание звена с рычагом.

Структурная схема программы включает в себя головную процедуру *Synthesis_of_Optimal_Laws_for_Frequency_Regulation*, 26 процедур типа Procedure:

- *ApproxLaw* – аппроксимация оптимального закона частотного регулирования на основе опорных точек вектора $\{z\}^{opt}$;

- *BeginPoint13* – формирование начальной точки оптимизации (варианты движения 1 и 3);

- *BeginPoint24* – формирование начальной точки оптимизации (варианты движения 2 и 4);

- *CelFun* – вычисление целевой функции вида (2);

- *DrivForce13* – определение величины движущей силы на штоке гидроцилиндра (варианты движения 1 и 3);

- *DrivForce24* – определение величины движущей силы на штоке гидроцилиндра (варианты движения 2 и 4);

- *DetAngle* – определение угла поворота прямолинейного звена при известном значении смещения поршня гидроцилиндра;

- *DetAngleF* – определение угла поворота звена с рычагом при известном значении смещения поршня гидроцилиндра;

- *DetPQbegin13* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени поворота звена (варианты движения 1 и 3);

- *DetPQbegin24* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени поворота звена (варианты движения 2 и 4);

- *DetPressure13* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени поворота звена (варианты движения 1 и 3);

- *DetPressure24* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени поворота звена (варианты движения 2 и 4);

- *MotionVar1* – интегрирование уравнения движения звена при расчете ограничений (вариант движения 1);

- *MotionVar2* – интегрирование уравнения движения звена при расчете ограничений (вариант движения 2);

- *MotionVar3* – интегрирование уравнения движения звена при расчете ограничений (вариант движения 3);

- *MotionVar4* – интегрирование уравнения движения звена при расчете ограничений (вариант движения 4),

- *Ogran* – вычисление ограничений (3) – (16) задачи оптимизации;

- *Optimizer* – поиск минимума целевой функции в соответствии с алгоритмом прямого метода оптимизации типа Хука-Дживса;

- *PresLossUch* – определение величины потери давления на расчетном участке гидросистемы;

- *SplInt* – кубическая сплайн-интерполяция одномерной функции, заданной набором опорных точек;

- *UravnRK13* – определение значения правой части уравнения движения звена согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка (варианты движения 1 и 3);

- *UravnRK24* – определение значения правой части уравнения движения звена согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка (варианты движения 2 и 4);

- *Variant1* – интегрирование уравнения движения звена при моделировании рабочих процессов (вариант движения 1);

- *Variant2* – интегрирование уравнения движения звена при моделировании рабочих процессов (вариант движения 2);

- *Variant3* – интегрирование уравнения движения звена при моделировании рабочих процессов (вариант движения 3);

- *Variant4* – интегрирование уравнения движения звена при моделировании рабочих процессов (вариант движения 4), а также 2 процедуры типа Function:

- *AprSpl* – расчет значения функции, заданной кубическим сплайном, в заданной точке;

- *PresValve* – расчет величины давления на предохранительном клапане при его работе.

Результатом выполнения компьютерной программы является построение оптимального закона частотного регулирования и расчет количественных характеристик движения звена:

- 1) оптимального вектора ординат опорных точек закона регулирования $\{z\}^{opt}$;
- 2) продолжительности движения звена манипуляционной системы τ_{mov} в пределах угла поворота или хода Δq ;
- 3) максимального значения угловой скорости \dot{q}_{max} в течение всего времени движения звена;
- 4) минимального \ddot{q}_{min} и максимального \ddot{q}_{max} значений углового ускорения в течение всего времени движения звена;
- 5) объема рабочей жидкости V , использованного для отработки движения;
- 6) затрат энергии E , использованной для отработки движения.

6. Анализ тестовых результатов применения математической модели

Для получения тестовых результатов применения разработанной математической модели использовался тот же самый объект, что и ранее в п. 3, – механизм поворота стрелы трехзвенной шарнирно-сочлененной манипуляционной системы (рис. 2), выполняющий поворотное движение (подъем) стрелы манипуляционной системы при неподвижном состоянии рукоятки из начального (нижнего) положения в конечное (верхнее) положение в пределах угла поворота 60° .

На рис. 11 приведены графики оптимального закона частотного регулирования в зависимости от числа заданных опорных точек J при нахождении вектора $\{z\}^{opt}$. Увеличение числа опорных точек приводит не только к усложнению геометрической формы закона $n(x)$, но и к снижению времени отработки движения τ_{mov} . Это связано с тем, что при большем числе опорных точек можно обеспечить большую продолжительность времени работы насоса с максимальной частотой вращения вала, т.е. с максимальной подачей рабочей жидкости с увеличением числа опорных точек геометрическая форма закона регулирования $n(x)$ усложняется за счет повышения ее волнистости.

На рис. 12 показано изменение во времени кинематических параметров отработки

поворотного движения звеном манипуляционной системы для оптимального закона частотного регулирования, аппроксимированного различным числом опорных точек. Обозначение графиков соответствует обозначениям на рис. 11. Видно, что с увеличением числа опорных точек и повышением волнистости геометрической формы закона регулирования $n(x)$ наблюдается повышение уровня нестационарности изменения кинематических параметров движения звена манипуляционной системы. Особенно это характерно для графиков изменения во времени величины углового ускорения, хотя при этом и отсутствуют интервалы движения с торможением, т.е. с отрицательным ускорением. Для $J = 13$ и 15 максимальное значение углового ускорения достигает 14 и 16 град/с² соответственно, что в $\sim 1,5 \dots 2,0$ раза меньше, чем в случае $J = 5$. Такое повышение нестационарности изменения угловой скорости и углового ускорения следует рассматривать как отрицательный эффект задания закона регулирования с помощью повышенного числа опорных точек.

На рис. 13 и 14 показано изменение во времени гидродинамических параметров при отработке поворотного движения звеном манипуляционной системы для оптимального закона частотного регулирования, аппроксимированного различным числом опорных точек. Обозначение графиков соответствует обозначениям на рис. 11. Отмеченная при анализе графиков на рис. 12 увеличивающаяся нестационарность кинематических параметров при повышении числа опорных точек J характерна также и для изменения во времени величин давлений и объемных расходов рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы механизма движения звена манипуляционной системы.

7. Заключение

Разработка методов оптимального синтеза законов частотного регулирования является, без сомнения, актуальной и практически значимой инженерной задачей. Целенаправленное задание закона частотного регулирования движения отдельных звеньев крановых мани-

пуляционных систем позволяет в достаточно широких пределах регулировать время отра-

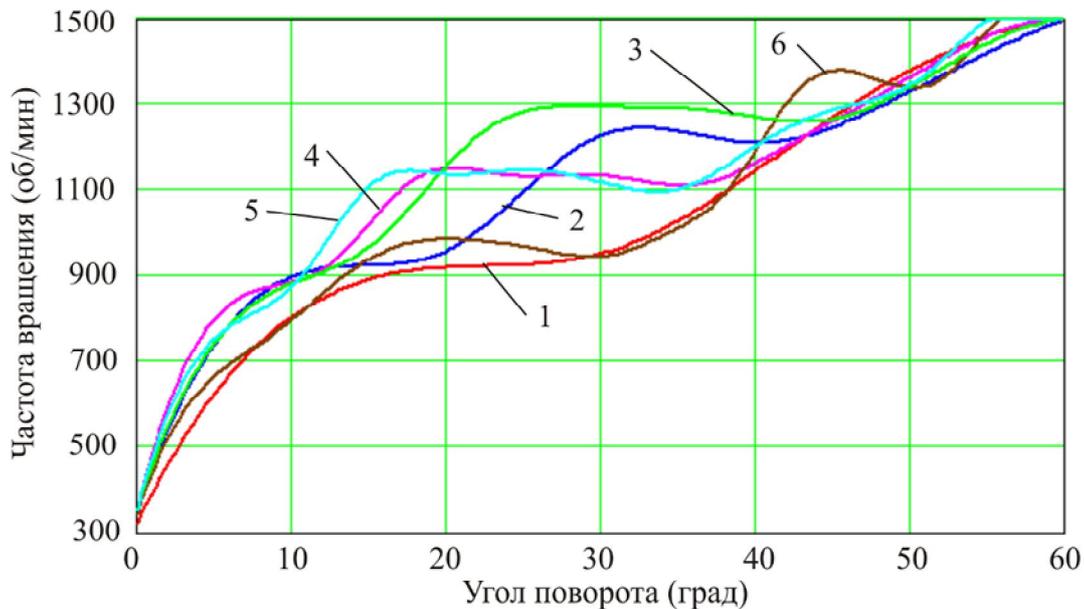


Рис. 11. Графики оптимального закона частотного регулирования в зависимости от числа опорных точек: 1 - $J = 5$; 2 - $J = 7$; 3 - $J = 9$; 4 - $J = 11$; 5 - $J = 13$; 6 - $J = 15$

ботки требуемого движения, его кинематические и динамические параметры.

Одним из факторов, определяющих оптимальную геометрическую форму закона частотного регулирования гидропривода механизмов движения манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин, является число опорных точек задания функции $n(x)$. В результате выполненных исследований было показано, что с увеличением числа опорных точек наблюдается повышение волнистости геометрической формы закона регулирования $n(x)$ и, как следствие, повышение уровня нестационарности изменения кинематических параметров движения звена манипуляционной системы и гидродинамических параметров (давления и объемного расхода рабочей жидкости), характеризующих протекание рабочих процессов в гидросистеме мобиль-

ной машины. Рациональное число опорных точек составляет 5...7.

Разработанная математическая модель и реализующая ее компьютерная программа синтеза оптимальных законов частотного регулирования гидроприводов механизмов движения звеньев может быть использована для создания систем адаптивного с обратной связью автоматического управления работой манипуляционных систем, что позволит расширить их функциональные возможности, в частности, повысить точность обработки и обеспечить необходимую траекторию движения груза, лимитировать уровень ударных воздействий на опасный или хрупкий груз, реализовать систему мер по предотвращению аварийных ситуаций с мобильной транспортно-технологической машиной.

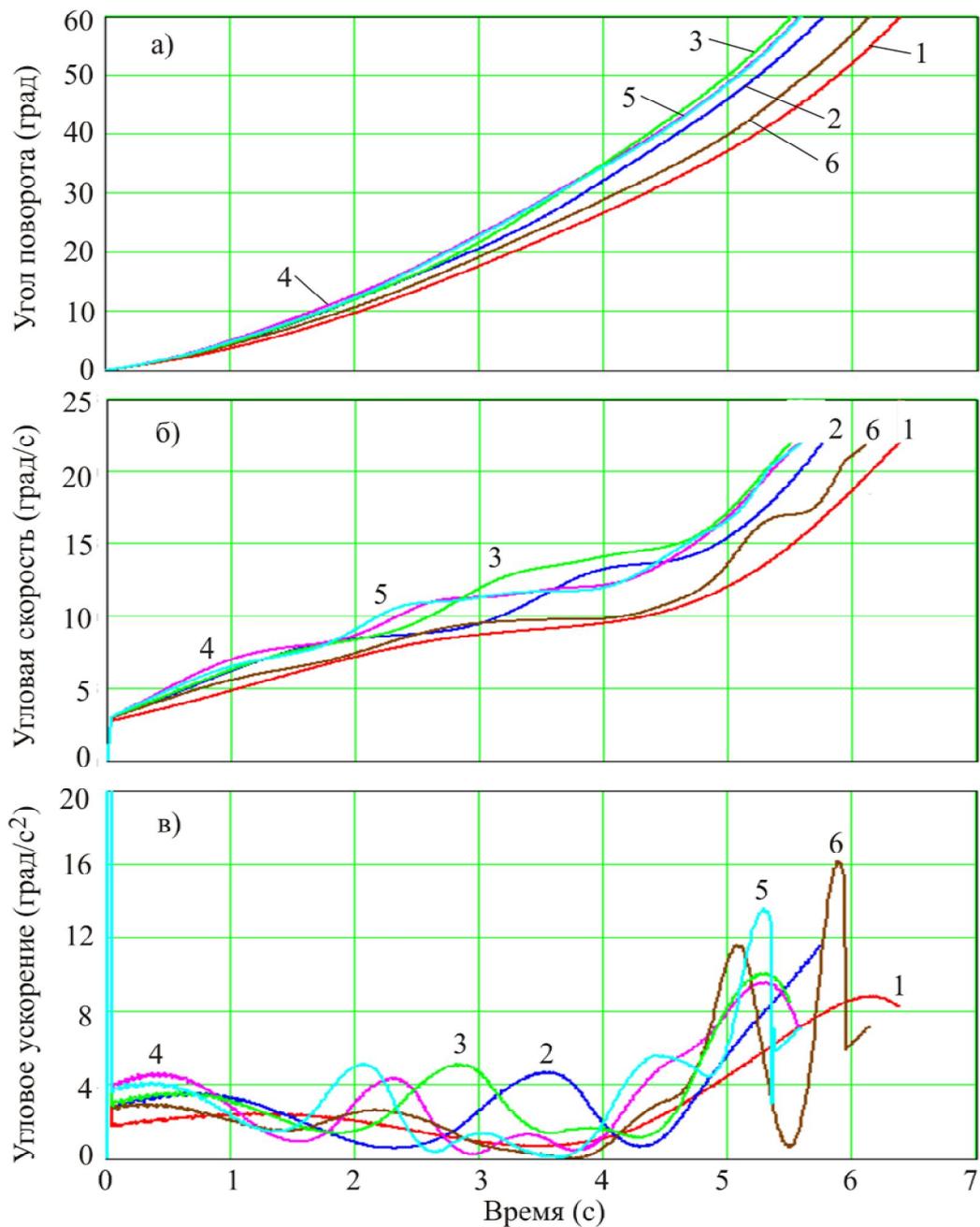


Рис. 12. Графики изменения во времени кинематических параметров поворотного движения звена: а - угла поворота; б - угловой скорости; в – углового ускорения

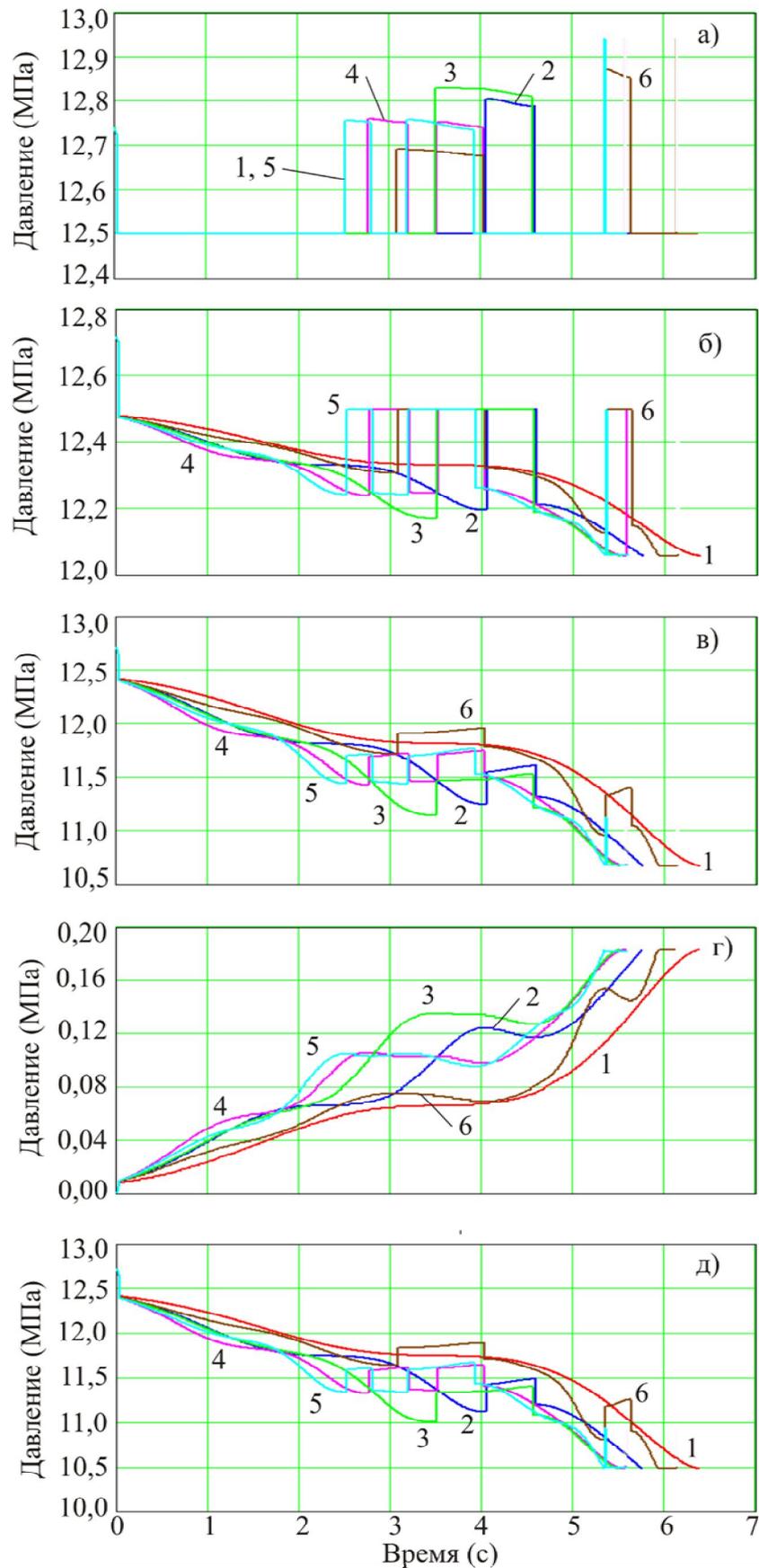


Рис. 13. Графики изменения во времени давления в характерных точках гидросистемы:
а – выход насоса; б – предохранительный клапан; в – вход гидроцилиндра;

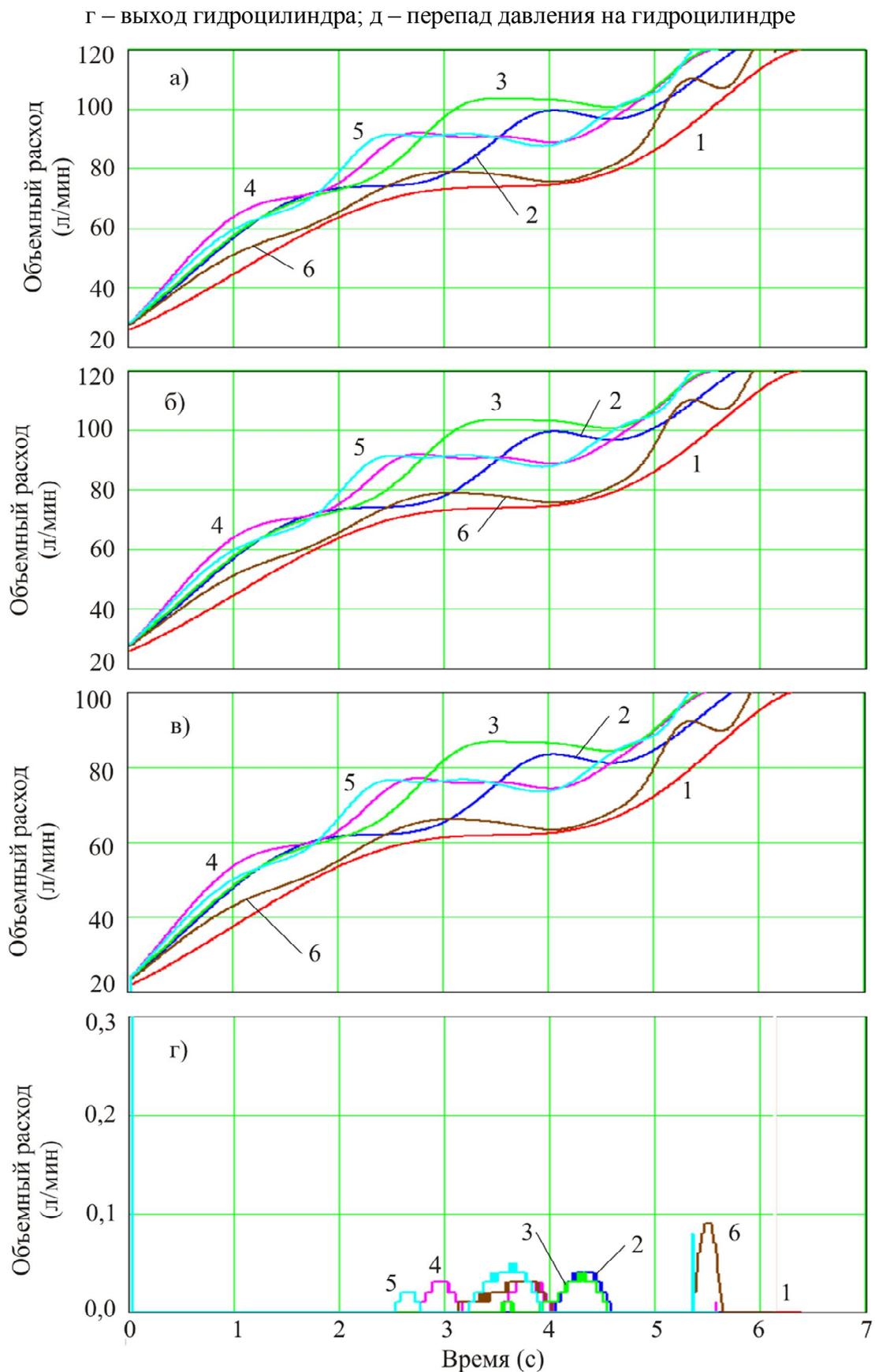


Рис. 14. Графики изменения во времени объемного расхода в характерных точках гидросистемы: а – выход насоса; б – вход гидроцилиндра; в – выход гидроцилиндра; г – расход через предохранительный клапан

Список литературы

1. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.
2. Белецкий, Б.Ф. Строительные машины и оборудование / Б.Ф. Белецкий, И.Г. Булгакова. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2005. – 608 с.
3. Новоселов, В. Время перемен. Российский рынок гидроманипуляторов / В. Новоселов // Строительная техника и технологии. – 2013. – №4. – С. 98-110.
4. Бандурин, Р.А. Рынок кранов-манипуляторов в России / Р.А. Бандурин // Проблемы современной экономики. – 2015. – № 26. – С. 138-142.
5. Васильченко, В.А. Гидравлический привод строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машин (производства России и стран СНГ): каталог-справочник / В.А. Васильченко. – М.: АО «Машмир» и ЗАО «Гидрокомплект», 1997. – 271 с.
6. Лагереv, И.А. Сравнительный анализ характеристик кранов-манипуляторов отечественных и зарубежных производителей / И.А. Лагереv // Подъемно-транспортное дело. – 2016. – №1-2. – С. 7-10.
7. Лагереv, И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации / И.А. Лагереv, А.В. Лагереv. – Брянск: РИО БГУ, 2018. – 190 с. <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>
8. Лагереv, И.А. Сравнительный анализ гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин и гидравлических манипуляторов промышленных роботов / И.А. Лагереv // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. – №3. – С. 16-43. DOI: 10.5281/zenodo.1198767
9. Garby, R.G. IPT's Crane and Rigging Handbook: mobile-EOT-tower cranes / R.G. Garby. - IPT Publishing and Training Ltd, 2005.
10. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С.

References

1. Vaynson A.A. *Podemno-transportnyye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 536 p. (In Russian)
2. Beletskiy B.F. *Stroitelnye mashiny i oborudovaniya* [Construction machinery and equipment]. Rostov-na-Donu, Feniks, 2005. 608 p. (In Russian)
3. Novoselov V. Vremya peremen. Rossiyskiy rynek gidromanipulyatorov. *Stroitel'naya tekhnika i tekhnologii*, 2013, No.4, pp. 98-110. (In Russian)
4. Bandurin R.A. Rynok kranov-manipulyatorov v Rossii [The market for cranes in Russia]. *Problemy sovremennoy ekonomiki*, 2015, No.26, pp. 138-142. (In Russian)
5. Vasilchenko V.A. *Gidravlicheskiy privod stroitelnykh, dorozhnykh, kommunal'nykh i drugikh mobilnykh mashin (proizvodstva Rossii i stran SNG): catalog-spravochnik* [Hydraulic drive of construction, road, municipal and other mobile machines]. Moscow, AO "Mashmir" i ZAO "Gidrokomplekt", 1997. 271 p. (In Russian)
6. Lagerev I.A. An characteristics analysis of articulating cranes of domestic and foreign producers. *Podemno-transportnoe delo*, 2016, No. 1-2, pp. 8-10. (In Russian)
7. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh system mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622> (In Russian)
8. Lagerev I.A. Comparative analysis of hydraulic crane-manipulating installations transport and technological machines and industrial robots hydraulic manipulators. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.3, pp. 16-49. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198767>

Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

11. Свешников, В.К. Гидрооборудование: Международный справочник: в 3 кн. / В.К. Свешников. – М.: «Техинформ» МАИ, 2001.

12. Галдин, Н.С. Гидравлические схемы мобильных машин / Н.С. Галдин, И.А. Семенова. – Омск: СибАДИ, 2013. – 203 с.

13. Лагереv, А.В. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Исследование рабочих процессов и проектирование элементов гидропривода / А.В. Лагереv, И.А. Лагереv. – Брянск: РИО БГУ, 2019. – 201 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.3268490>

14. Трифонова, Г.О. Следящие системы приводов / Г.О. Трифонова, О.И. Трифонова. – М.: МАДИ, 2013. – 142 с.

15. Частотно-регулируемый привод [Электронный ресурс]. - Режим доступа: http://ru.wikipedia.org/wiki/Частотно-регулируемый_привод.

16. Преимущества частотного регулирования электродвигателя [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://частотники.рф/prim.html>.

17. Лагереv, А.В. Моделирование рабочих процессов в частотно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев / А.В. Лагереv, И.А. Лагереv // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. - № 2. – С. 187-209.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-187-209>

18. Лагереv, А.В. Моделирование рабочих процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев / А.В. Лагереv, И.А. Лагереv // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. - №4. – С. 355-379.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379>

19. Лагереv, А.В. Оптимизация конструкции крана-манипулятора машины для

(In Russian)

9. Garby R. G. *IPT's Crane and Rigging Handbook: mobile-EOT-tower cranes*. IPT Publishing and Training Ltd, 2005.

10. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 424 p. (In Russian)

11. Sveshnikov V.K. *Gidrooborudovanie. Mezhdunarodnyy spravochnik* [Hydraulic Equipment. International Directory]. Moscow, Tekhinform MAI, 2001. (In Russian)

12. Galdin N.S., Semenova I.A. *Gidravlicheskie sistemy mobilnikh mashyn* [Hydraulic circuits of mobile machines]. Omsk, SibADI, 2013. 203 p. (In Russian)

13. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Issledovanie rabochikh protsessov i proektirovanie elementov gidroprivoda* [Modern theory of manipulation systems of mobile multipurpose transport and technological machines and complexes. Research of working processes and design of hydraulic drive elements]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2019. 201 p. ISBN 978-5-9734-0319-5.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.3268490> (In Russian)

14. Trifonova G.O., Trifonova O.I. *Sledyashchie sistemy privodov* [Drive tracking systems]. Moscow, MADI, 2013. 142 p. (In Russian)

15. *Chastotno-reguliruemyy privod* [site]. Available: http://ru.wikipedia.org/wiki/Частотно-регулируемый_привод (In Russian)

16. *Preimushchestva chastotnogo regulirovaniya elektrodvigatelya* [site]. Available: <http://частотники.рф/prim.html> (In Russian)

17. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Modeling of working processes in the frequency-adjustable hydraulic drive of manipulation systems with separate movement of links during operation of mobile machines. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 187-209. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-187-209>

сварки магистральных трубопроводов при модернизации / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Подъемно-транспортное дело. – 2013. - № 1. – С. 4-6.

20. Инструкция по эксплуатации самоходной энергетической машины АСТ-4-А. – Брянск, 2010. – 26 с.

21. Лагерев, И.А. Проектирование поворотных гидродвигателей для манипуляционных систем мобильных машин на основе многокритериальной оптимизации / И.А. Лагерев, Е.А. Шатунова // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - №4. – С. 34-51. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51>

22. Реклейтис, Г. Оптимизация в технике: В 2-х кн. Кн. 1 / Г. Реклейтис, А. Равиндран, К.М. Рагсделл. - М.: Мир, 1986. – 349 с.

2019-05-02-187-209 (In Russian)

18. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Modeling of working processes in the throttle-adjustable hydraulic drive of manipulation systems with separate movement of links during operation of mobile machines. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.4, pp. 355-379. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379> (In Russian)

19. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator optimization during its modernization. *Podyemno-transportnoe delo*, 2013, No.1, pp. 4-7. (In Russian)

20. *Instruktsiya po ekspluatatsii samokhodnoy energeticheskoy mashiny AST-4-A* [Operating instructions for self-propelled power machine AST-4-A]. Bryansk, 2010. 26 p. (In Russian)

21. Lagerev I.A., Shatunova E.A. Design of turning hydraulic engines for manipulators of mobile machines on the basis of multicriterial optimization. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No. 4, pp. 34-51.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51> (In Russian)

22. Reklaitis G.V., Ravindran A., Ragsdell K.M. Engineering optimization. Methods and applications. John Wiley & Sons, Inc., 1983.

УДК (UDC) 62-253

РАСЧЁТНАЯ ОЦЕНКА ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ АВТОМОБИЛЯ
С КОЛЁСАМИ ПОВЫШЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ПОТЕРЕ
ИЗБЫТОЧНОГО ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНЕCALCULATED EVALUATION OF VIBRATION LOAD OF AUTOMOBILE
WITH HIGH-SAFE WHEELS WHEN LOSS OF EXCESSIVE
AIR PRESSURE IN THE PNEUMATIC TIREМазур В.В.
Mazur V.V.Братский государственный университет (Братск, Россия)
Bratsk State University (Bratsk, Russian Federation)

Аннотация. Колесо с пневматической шиной традиционной конструкции имеет существенный недостаток, который заключается в прекращении движения автотранспортного средства при потере избыточного давления воздуха. Потеря избыточного давления воздуха в пневматической шине при движении автомобиля с высокой скоростью может привести к дорожно-транспортному происшествию с тяжёлыми последствиями. Одним из технических решений, направленных на сохранение работоспособности колеса и повышение безопасности автомобиля при потере избыточного давления воздуха в пневматической шине, является применение внутренних дополнительных опор. Однако потеря избыточного давления воздуха даже в одной пневматической шине безопасного колеса с внутренней дополнительной опорой приводит к заметному ухудшению большинства эксплуатационных свойств, особенно при движении по дорогам с неровными поверхностями. Возрастающая интенсивность колебаний приводит к повышению уровня виброн нагруженности, снижению показателей тягово-скоростных свойств, топливной экономичности, устойчивости и управляемости колёсной машины. Для обоснования параметров внутренних дополнительных опор и оценки их влияния на колебания и плавность хода автотранспортного средства на этапе проектирования была разработана новая математическая модель колебательной системы, эквивалентной подвеске автомобиля с колёсами повышенной безопасности. Модель предназначена для инженерных расчётов и отличается тем, что внутренние дополнительные опоры представлены как упруго-демпфирующие элементы системы поддрессоривания автомобиля.

Ключевые слова: безопасные колёса, система поддрессоривания, плавность хода, математическая модель, вибрация, вертикальные ускорения, амплитудно-частотная характеристика

Дата принятия к публикации: 10.07.2019
Дата публикации: 25.09.2019

Abstract. The wheel with a pneumatic tire of traditional design has a significant drawback, which is to stop the movement of the vehicle with the loss of excess air pressure. The loss of excess air pressure in the pneumatic tire when driving a car at high speed can lead to a traffic accident with serious consequences. One of the technical solutions aimed at preserving wheel working ability and improving vehicle safety in case of loss of overpressure of air in a pneumatic tire is the use of internal additional supports. However, the loss of excess air pressure even in one pneumatic tire leads to a noticeable deterioration in most of the performance properties, especially when driving on roads with uneven surfaces. Intensive oscillations lead to an increase in the vibration level, reducing the performance of high-speed properties, fuel efficiency, stability and controllability of the wheeled vehicle. A new mathematical model of the springing system has been developed, which is equivalent to a vehicle suspension with high-safety wheels and allows one to substantiate the parameters of the internal additional supports and evaluate their influence on the vibrations and smooth running of the vehicle at the design stage. The model is intended for engineering calculations and differs in that internal additional supports are presented as spring-damping elements of the vehicle springing system. The results of study can be claimed by manufacturers of civil and military vehicles, wheeled armored vehicles and special machines.

Keywords: high-safe wheels, springing system, smooth running, mathematical model, vibration, vertical acceleration, amplitude-frequency characteristic

Date of acceptance for publication: 10.07.2019
Date of publication: 25.09.2019

Сведения об авторе:

Мазур Владимир Викторович – кандидат технических наук, доцент по кафедре автомобильного транспорта, доцент, кафедра машиностроения и транспорта, Братский государственный университет, e-mail: mazurvv@yandex.ru.

ORCID: 0000-0001-9487-3280

**Author information:**

Vladimir V. Mazur – Candidate of Technical Sciences, Associate professor in the Department of automobile transport, Associate professor, Department of mechanical engineering and transport, Bratsk State University, e-mail: mazurvv@yandex.ru.

ORCID: 0000-0001-9487-3280

1. Введение

Колесо с пневматической шиной традиционной конструкции имеет существенный недостаток, который заключается в прекращении движения автотранспортного средства при потере избыточного давления воздуха.

Поиск технических решений, направленных на сохранение работоспособности колеса при потере избыточного давления воздуха в пневматической шине, осуществлялся с момента её изобретения шотландским инженером Робертом Уильямом Томсоном в 1845 году [1]. Отмечая преимущества физических свойств сжатого воздуха, Р.У. Томсон указывал на возможность потери избыточного давления при механических повреждениях пневматической шины и предлагал вместо воздуха заполнять камеру конским волосом или губкой, а также устанавливать металлические пружины и куски натурального каучука или гуттаперчи.

В начале XX века возникла идея применения автомобильных колёс с дополнительными опорами внутри камерных пневматических шин [2-7]. Однако из-за сложности изготовления и обслуживания такие колёса серийно не производились и не нашли широкого применения. В свою очередь, бескамерные шины на гражданских автомобилях до 1954 года практически не применялись из-за ошибочного мнения об их низких надёжности и безопасности.

Первой серийной гражданской машиной с колёсами повышенной безопасности *Depovo* английской фирмы «Данлоп» является легковой автомобиль *Mini 1275 GT*, который выпускался с 1974 года. Многочисленные испытания показали, что после сквозного повреждения пневматической шины острым предметом автомобиль мог продолжать движение со скоростью до 80 км/ч на расстоянии до 160 км без замены или ремонта колеса [8].

Современные колёса повышенной безопасности с внутренними дополнительными опорами обеспечивают более длительное устойчивое и управляемое движение автомобиля с высокой скоростью даже при потере избыточного давления воздуха в нескольких пневматических шинах [9-13]. Однако потеря избыточного давления воздуха даже в одной пневматической шине приводит к заметному ухудшению большинства эксплуатационных свойств, особенно при движении по дорогам с неровными поверхностями, так как возрастающая интенсивность колебаний приводит не только к повышению уровня вибронегруженности водителя, пассажиров и перевозимых автотранспортным средством грузов, но и к снижению показателей тягово-скоростных свойств, топливной экономичности, устойчивости и управляемости колёсной машины. Именно поэтому научные исследования, направленные на совершенствование конструкций колёс повышенной безопасности как элементов системы поддрессоривания и оценка их влияния на эксплуатационные свойства автомобиля, являются актуальными.

2. Постановка задач исследования

Влияние потери избыточного давления воздуха в пневматических шинах на тягово-скоростные свойства, топливную экономичность, проходимость, устойчивость и управляемость автотранспортного средства в достаточной степени изучено [14-18], однако в большинстве случаев только по результатам натуральных испытаний и экспериментальных исследований конкретных опытных или серийных образцов.

Внутренние дополнительные опоры, которые при одних и тех же размерах колёс повышенной безопасности разных шинных компаний отличаются по жёсткости в широком диапазоне, до настоящего времени не рассматривались как элементы системы под-

рессоривания автомобиля, а известные методики их расчёта и проектирования не содержат каких либо рекомендаций по обоснованному выбору параметров, влияющих на колебания и плавность хода автотранспортного средства.

Поэтому одной из задач при проектировании внутренних дополнительных опор является обоснование их параметров как элементов системы поддресоривания автомобиля путём моделирования, расчёта и исследования его колебаний при движении по неровным дорогам без избыточного воздуха в одной или нескольких пневматических шинах.

3. Математическая модель колебательной системы, эквивалентной подвеске автомобиля с колёсами повышенной безопасности

Универсальность разработанных ранее стереометрических моделей колебательных систем, эквивалентных автомобилю с колёсами повышенной безопасности [19-22], позволяет оценивать влияние интенсивности колебаний на показатели основных эксплуатационных свойств автотранспортных средств при движении по неровным дорогам в рамках долгосрочных научно-исследовательских работ и проектов. Однако для инженерных расчётов из-за сложности и громоздкости численных, а тем более аналитических решений их применение весьма затруднительно. В теории автомобиля для расчёта основных оценочных показателей плавности хода широко применяются более простые математические модели колебательных систем, эквивалентных подвеске автомобиля.

Для обоснования параметров внутренних дополнительных опор, влияющих на плавность хода автомобиля, была разработана математическая модель колебательной системы, эквивалентной подвеске автомобиля с колёсами повышенной безопасности. При построении математической модели были приняты известные в теории автомобиля условия и ограничения.

Для разных технических состояний колёс повышенной безопасности, характеризующихся степенью повреждений и наличием избыточ-

ного давления воздуха, применяются соответствующие схемы колебательных систем.

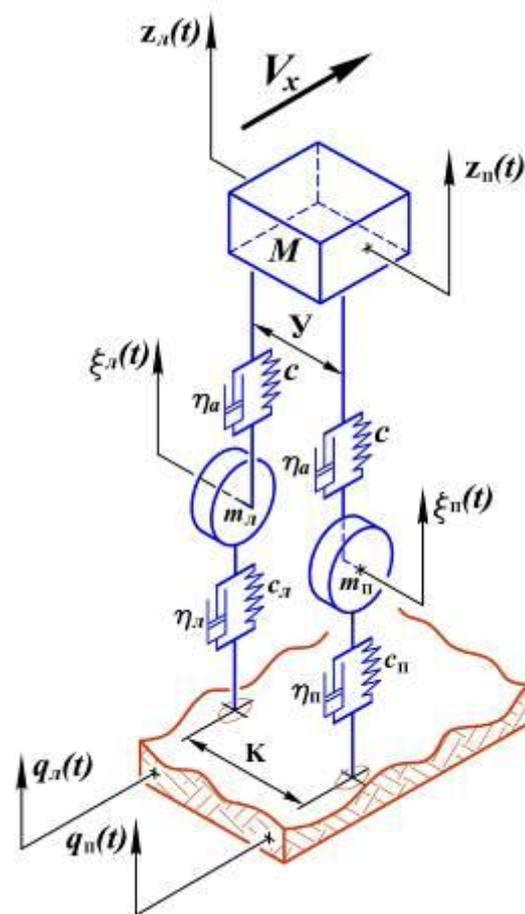


Рис. 1. Схема колебательной системы, эквивалентной подвеске автомобиля с колёсами повышенной безопасности при избыточном давлении воздуха в пневматических шинах

На рис. 1 изображена схема колебательной системы при избыточном давлении воздуха в пневматических шинах. На схеме приняты следующие обозначения: M – поддресоренная масса; m_n и m_l – неподдресоренные массы, сосредоточенные на правом и левом колёсах автомобиля; c – коэффициент жёсткости упругого элемента подвески; η_a – коэффициент неупругого сопротивления гидравлического амортизатора; c_n и c_l – коэффициенты нормальной жёсткости правого и левого колёс; η_n и η_l – коэффициенты неупругого сопротивления правого и левого колёс; K – колея; y – расстояние между упругими элементами подвески; $z_n(t)$ и $z_l(t)$ –

вертикальные перемещения правой и левой частей подрессоренной массы; $\xi_{\text{п}}(t)$ и $\xi_{\text{л}}(t)$ – вертикальные перемещения правой и левой неподдресоренных масс; $q_{\text{п}}(t)$ и $q_{\text{л}}(t)$ – ординаты микропрофиля дорожной поверхности; V_x – скорость движения автомобиля.

При симметричности подрессоренной массы относительно продольной плоскости и отсутствии инерционной связи между вертикальными колебаниями левого и правого бортов автотранспортного средства справедливы равенства:

$$M = M_{\text{п}} + M_{\text{л}} \text{ и } M_{\text{п}} = M_{\text{л}} = \frac{M}{2}, \quad (1)$$

где $M_{\text{п}}$ – правая подрессоренная масса; $M_{\text{л}}$ – левая подрессоренная масса.

При симметричном воздействии неровностей дорожной поверхности на левые и правые колёса автомобиля можно принять:

$$q_{\text{п}}(t) = q_{\text{л}}(t) = q(t). \quad (2)$$

Принимая коэффициенты нормальной жёсткости колёс повышенной безопасности равными коэффициенту нормальной жёсткости пневматической шины при номинальном избыточном давлении воздуха:

$$c_{\text{п}} = c_{\text{л}} = c_{\text{ш}}, \quad (3)$$

а коэффициенты неупругого сопротивления – коэффициенту неупругого сопротивления пневматической шины при этом же давлении:

$$\eta_{\text{п}} = \eta_{\text{л}} = \eta_{\text{ш}}, \quad (4)$$

систему дифференциальных уравнений, описывающую вертикальные колебания подрессоренной и неподдресоренных масс, можно записать как

$$\begin{cases} Mz_{\text{л}} + 2\eta_{\text{а}}(\dot{z}_{\text{л}} - \dot{\xi}_{\text{л}}) + 2c(z_{\text{л}} - \xi_{\text{л}}) = 0; \\ Mz_{\text{п}} + 2\eta_{\text{а}}(\dot{z}_{\text{п}} - \dot{\xi}_{\text{п}}) + 2c(z_{\text{п}} - \xi_{\text{п}}) = 0; \\ m_{\text{л}}\ddot{\xi}_{\text{л}} + \eta_{\text{ш}}(\dot{\xi}_{\text{л}} - \dot{q}) - \eta_{\text{а}}(\dot{z}_{\text{л}} - \dot{\xi}_{\text{л}}) + \\ + c_{\text{ш}}(\xi_{\text{л}} - q) - c(z_{\text{л}} - \xi_{\text{л}}) = 0; \\ m_{\text{п}}\ddot{\xi}_{\text{п}} + \eta_{\text{ш}}(\dot{\xi}_{\text{п}} - \dot{q}) - \eta_{\text{а}}(\dot{z}_{\text{п}} - \dot{\xi}_{\text{п}}) + \\ + c_{\text{ш}}(\xi_{\text{п}} - q) - c(z_{\text{п}} - \xi_{\text{п}}) = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Очевидно, что приведённая на рис.1 схема принципиально ничем не отличается от известных в теории автомобиля схем колебательных систем, эквивалентных подвеске автомобиля с колёсами традиционной конструкции.

На рис. 2 изображена схема колебательной системы, эквивалентной подвеске автомобиля с колёсами повышенной безопасности без избыточного давления воздуха в одной из пневматических шин, что для гражданских автомобилей является наиболее вероятным событием. На схеме без избыточного давления воздуха представлена пневматическая шина правого безопасного колеса, коэффициенты нормальной жёсткости и неупругого сопротивления которой обозначены как c_o и η_o .

При атмосферном давлении воздуха в пневматической шине качение правого колеса будет осуществляться с опорой на внутренний дополнительный элемент, коэффициенты нормальной жёсткости и неупругого сопротивления которого обозначены на схеме как c_d и η_d .

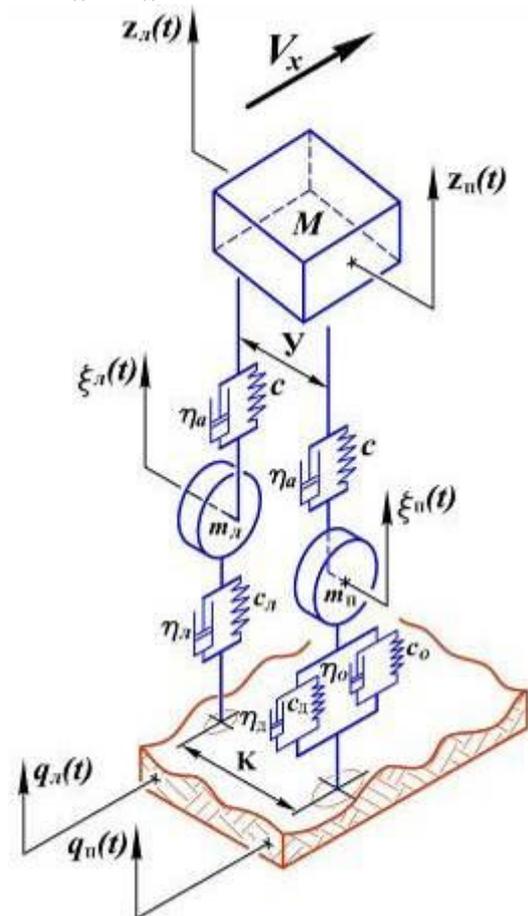


Рис. 2. Схема колебательной системы, эквивалентной подвеске автомобиля с колёсами повышенной безопасности без избыточного давления воздуха в правой пневматической шине

Иначе говоря, при потере герметичности пневматической шины вследствие механических повреждений параметры правого колеса, влияющие на плавность хода, – коэффициент нормальной жёсткости $c_{\text{п}}$ и коэффициент неупругого сопротивления $\eta_{\text{п}}$ в соответствии со схемой, приведённой на рис.2, будут определяться как

$$c_{\text{п}} = c_o + c_{\text{д}} \text{ и } \eta_{\text{п}} = \eta_o + \eta_{\text{д}}, \quad (6)$$

а система дифференциальных уравнений будет иметь следующий вид:

$$\begin{cases} Mz_{\text{л}} + 2\eta_a(z_{\text{л}} - \dot{\xi}_{\text{л}}) + 2c(z_{\text{л}} - \xi_{\text{л}}) = 0; \\ Mz_{\text{п}} + 2\eta_a(z_{\text{п}} - \dot{\xi}_{\text{п}}) + 2c(z_{\text{п}} - \xi_{\text{п}}) = 0; \\ m_{\text{л}}\ddot{\xi}_{\text{л}} + \eta_{\text{ш}}(\dot{\xi}_{\text{л}} - \dot{q}) - \eta_a(z_{\text{л}} - \dot{\xi}_{\text{л}}) + \\ + c_{\text{ш}}(\xi_{\text{л}} - q) - c(z_{\text{л}} - \xi_{\text{л}}) = 0; \\ m_{\text{п}}\ddot{\xi}_{\text{п}} + (\eta_o + \eta_{\text{д}})(\dot{\xi}_{\text{п}} - \dot{q}) - \eta_a(z_{\text{п}} - \dot{\xi}_{\text{п}}) + \\ + (c_o + c_{\text{д}})(\xi_{\text{п}} - q) - c(z_{\text{п}} - \xi_{\text{п}}) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Отсутствие несущей способности пневматической шины при атмосферном давлении воздуха делает невозможным получить экспериментальные кривые затухающих колебаний методом сбрасывания или подтягивания [23], обработка которых позволяет оценивать демпфирующие свойства элементов колебательных систем. Поэтому для определения коэффициентов неупругого сопротивления конструктивных элементов колёс повышенной безопасности была применена эллиптическо-степенная модель [24, 25], позволяющая оценивать демпфирующие свойства по аппроксимированным характеристикам нормальной жёсткости [26].

В соответствии с упрощённой эллиптическо-степенной моделью для инженерных расчётов эквивалентные коэффициенты вязкостного трения могут быть определены как

$$\eta_o = \frac{2H}{n+1} \frac{1}{h_{\text{зст}}^{1-n} \omega}, \quad (8)$$

где H и n – параметры эллиптическо-степенной модели; $h_{\text{зст}}$ – статический прогиб конструктивного элемента колеса повышенной безопасности; ω – циклическая частота колебаний.

В свою очередь, коэффициент пропорциональности H и показатель степени n не имеют какого-либо физического смысла, но являются константами для конкретного уп-

руго-демпфирующего элемента колебательной системы.

Из мирового опыта эксплуатации известно, что при длительном движении автомобиля без избыточного давления воздуха в пневматической шине из-за повышенного теплообразования, вызванного внутренним и внешним трениями в процессе качения, весьма вероятно полное разрушение покрышки. На скорость теплового разрушения разгерметизированной шины, прежде всего, будут влиять наличие и антифрикционные свойства специального смазочного материала и способ крепления опорного кольца, которое в зависимости от конструкции колеса повышенной безопасности может вращаться или быть неподвижным относительно обода. В этом случае дальнейшее движение автомобиля будет осуществляться только с опорой на внутренний дополнительный элемент колеса повышенной безопасности.

При движении автомобиля с опорой на внутренний дополнительный элемент правого колеса с полностью разрушенной пневматической шиной справедлива схема колебательной системы, изображённая на рис.3. При этом параметры правого колеса, влияющие на плавность хода, будут определяться как

$$c_{\text{п}} = c_{\text{д}} \text{ и } \eta_{\text{п}} = \eta_{\text{д}}. \quad (9)$$

В свою очередь, система дифференциальных уравнений будет иметь следующий вид:

$$\begin{cases} Mz_{\text{л}} + 2\eta_a(z_{\text{л}} - \dot{\xi}_{\text{л}}) + 2c(z_{\text{л}} - \xi_{\text{л}}) = 0; \\ Mz_{\text{п}} + 2\eta_a(z_{\text{п}} - \dot{\xi}_{\text{п}}) + 2c(z_{\text{п}} - \xi_{\text{п}}) = 0; \\ m_{\text{л}}\ddot{\xi}_{\text{л}} + \eta_{\text{ш}}(\dot{\xi}_{\text{л}} - \dot{q}) - \eta_a(z_{\text{л}} - \dot{\xi}_{\text{л}}) + \\ + c_{\text{ш}}(\xi_{\text{л}} - q) - c(z_{\text{л}} - \xi_{\text{л}}) = 0; \\ m_{\text{п}}\ddot{\xi}_{\text{п}} + \eta_{\text{д}}(\dot{\xi}_{\text{п}} - \dot{q}) - \eta_a(z_{\text{п}} - \dot{\xi}_{\text{п}}) + \\ + c_{\text{д}}(\xi_{\text{п}} - q) - c(z_{\text{п}} - \xi_{\text{п}}) = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Для решения полученных систем дифференциальных уравнений был применён метод операционного исчисления, а именно – прямое преобразование Лапласа, которое позволяет получить передаточные функции разработанной колебательной системы, амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) и характеристики спектральной плотности вертикальных колебаний.

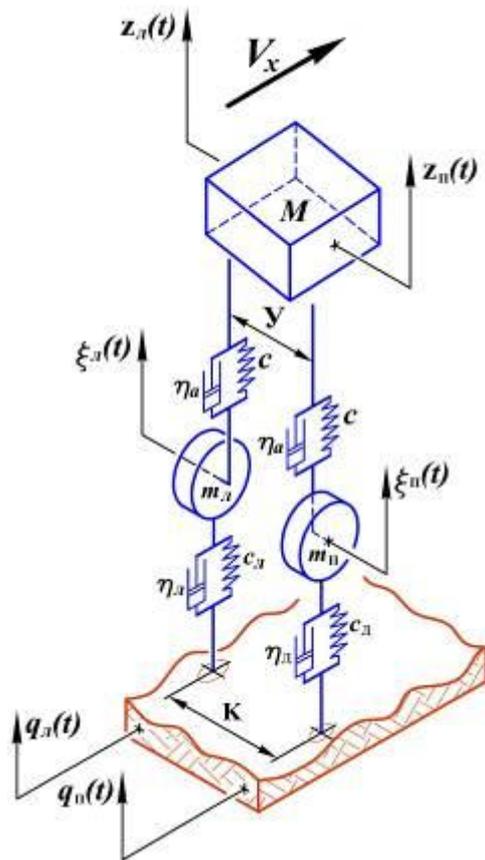


Рис. 3. Схема колебательной системы, эквивалентной подвеске автомобиля при движении с опорой на упругий дополнительный элемент правого колеса повышенной безопасности с полностью разрушенной пневматической шиной

Интегральным преобразованием Лапласа функции вещественной переменной $z(t)$ называется функция комплексной переменной $Z(p)$:

$$Z(p) = \int_0^{\infty} z(t)e^{-pt} dt, \quad (11)$$

где t – вещественная переменная; p – комплексная переменная; $z(t)$ – оригинал функции; $Z(p)$ – изображение функции.

Комплексная переменная определяется как

$$p = i\omega, \quad (12)$$

где $i = \sqrt{-1}$.

Соответствие оригинала функции своему изображению символически записывается как

$$z(t) \rightarrow Z(p). \quad (13)$$

Производные функций изображаются следующим образом:

$$z(t) \rightarrow pZ(p) - z(0), \quad (14)$$

$$z'(t) \rightarrow p^2Z(p) - pz(0) - z'(0),$$

где $z(0)$ и $z'(0)$ – оригинал и производная оригинала функции при начальных условиях.

Учитывая, что параметры установившихся вынужденных колебаний не зависят от начальных условий, для удобства вычислений принимаем:

$$\begin{aligned} z_n(0) = \dot{z}_n(0) = 0, \quad z_l(0) = \dot{z}_l(0) = 0, \\ \xi_n(0) = \dot{\xi}_n(0) = 0 \quad \text{и} \quad \xi_l(0) = \dot{\xi}_l(0) = 0. \end{aligned} \quad (15)$$

С помощью преобразований Лапласа система дифференциальных уравнений (5) обращается в систему алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} Z_l \left(\frac{Mp^2}{2} + \eta_a p + c \right) - \xi_l (\eta_a p + c) = 0; \\ Z_n \left(\frac{Mp^2}{2} + \eta_a p + c \right) - \xi_n (\eta_a p + c) = 0; \\ \xi_l (m_l p^2 + (\eta_a + \eta_w) p + c + c_w) - Z_l (\eta_a p + c) - Q(\eta_w p + c_w) = 0; \\ \xi_n (m_n p^2 + (\eta_a + \eta_w) p + c + c_w) - Z_n (\eta_a p + c) - Q(\eta_w p + c_w) = 0, \end{cases} \quad (16)$$

где $Z_n = Z_n(p)$, $Z_l = Z_l(p)$, $\xi_n = \xi_n(p)$, $\xi_l = \xi_l(p)$ и $Q = Q(p)$ – изображения функций вертикальных колебаний подрессоренной и нерессоренных масс и микропрофиля дорожной поверхности.

Аналогичным образом применяем преобразования Лапласа для систем (7) и (10):

$$\begin{cases} Z_l \left(\frac{Mp^2}{2} + \eta_a p + c \right) - \xi_l (\eta_a p + c) = 0; \\ Z_n \left(\frac{Mp^2}{2} + \eta_a p + c \right) - \xi_n (\eta_a p + c) = 0; \\ \xi_l (m_l p^2 + (\eta_a + \eta_w) p + c + c_w) - Z_l (\eta_a p + c) - Q(\eta_w p + c_w) = 0; \\ \xi_n (m_n p^2 + (\eta_a + \eta_o + \eta_d) p + c + c_o + c_d) - Z_n (\eta_a p + c) - Q((\eta_o + \eta_d) p + c_o + c_d) = 0, \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{cases} Z_n \left(\frac{Mp^2}{2} + \eta_a p + c \right) - \xi_n (\eta_a p + c) = 0; \\ Z_n \left(\frac{Mp^2}{2} + \eta_a p + c \right) - \xi_n (\eta_a p + c) = 0; \\ \xi_n (m_n p^2 + (\eta_a + \eta_n) p + c + c_n) - \\ - Z_n (\eta_a p + c) - Q(\eta_n p + c_n) = 0; \\ \xi_n (m_n p^2 + (\eta_a + \eta_n) p + c + c_n) - \\ - Z_n (\eta_a p + c) - Q(\eta_n p + c_n) = 0, \end{cases} \quad (18)$$

Модуль отношения изображения функции (13), описывающей движение масс колебательной системы, к изображению возмущающей функции называется модулем передаточной функции и численно равен отношению амплитуд соответствующих оригиналов:

$$|W_z(p)| = \left| \frac{Z(p)}{Q(p)} \right| = \frac{z_a(\omega)}{q_a}, \quad (19)$$

где z_a – амплитуда вертикальных колебаний; q_a – амплитуда микропрофиля дорожной поверхности.

В свою очередь, одним из основных оценочных параметров плавности хода автомобиля является ускорение [27], функция которого имеет следующее изображение:

$$z(t) \rightarrow p^2 Z(p). \quad (20)$$

Решение систем уравнений (16-18) позволяет получить передаточные функции ускорений подрессоренной и неподрессоренных масс.

Модуль передаточной функции ускорений вертикальных колебаний, учитывая (19) и (20), определяется как АЧХ колебательной системы:

$$|W_z(i\omega)| = \frac{z_a(\omega)}{q_a}. \quad (21)$$

Из теории автомобиля известно, что для описания микропрофиля поверхности реальной дороги используют спектральную плотность $S_q(l)$ – непрерывную функцию, характеризующую распределение дисперсий высот неровностей D_q по длине пути автомобиля l . При постоянной скорости движения автомобиля V_x функция спектральной плотности микропрофиля может быть преобразована в функцию от циклической частоты

$$\int_0^{\infty} S_q(\omega) d\omega = D_q = \sigma_q^2, \quad (22)$$

где σ_q – среднее квадратичное значение высот неровностей дороги.

В этом случае циклическая частота определяется как

$$\omega = \frac{2\pi V_x}{l_n}, \quad (23)$$

где l_n – длина периодической неровности.

Спектральная плотность колебаний, как реакция динамической системы на входное воздействие, определяется с помощью уравнения Винера-Хинчина:

$$S_z(\omega) = |W_z(i\omega)|^2 S_q(\omega). \quad (24)$$

В конечном итоге плавность хода оценивается величиной среднего квадратичного ускорения колебаний следующим образом:

$$\sigma_z^2 = D_z = \int_0^{\infty} S_z(\omega) d\omega, \quad (25)$$

где D_z – дисперсия ускорений вертикальных колебаний.

4. Теоретические исследования колебаний автомобиля с колёсами повышенной безопасности

Для теоретических исследований и оценки вибронегруженности автотранспортного средства с колёсами повышенной безопасности в качестве исходных данных для расчёта были взяты параметры задней подвески легкового автомобиля малого класса ВАЗ-2115, которые приведены в табл. 1.

Параметры неупругого сопротивления H_n и n_n являются константами для конкретной марки, модели и технического состояния пневматической шины и не зависят от величины внутреннего давления воздуха [24, 25].

Параметры колебательной системы, эквивалентной задней подвеске автомобиля ВАЗ-2115 в снаряжённом состоянии, были определены в лабораторных условиях и приняты для расчётов по следующим основаниям. В соответствии с [28] плавность хода автомобиля оценивают с помощью вертикальных и горизонтальных виброускорений.

Табл.1

Исходные данные для расчёта передаточных функций
задней подвески легкового автомобиля ВАЗ-2115

Параметр колебательной системы, эквивалентной подвеске автомобиля	Обозначение	Размерность	Значение
1. Поддрессоренная снаряжённая масса	M	кг	375
2. Правая (левая) неподрессоренная масса с безопасным колесом в сборе	$m_{\Pi} (m_{л})$		35
3. Правая (левая) неподрессоренная масса с традиционным колесом в сборе			30
4. Правая (левая) неподрессоренная масса при качении колеса на внутренней дополнительной опоре с полностью разрушенной пневматической шиной			
5. Коэффициент жёсткости упругого элемента подвески	c	кН/м	11
6. Коэффициент нормальной жёсткости пневматической шины при избыточном давлении воздуха $p_w = 0,2$ МПа	$c_{\text{ш}}$		140
7. Коэффициент нормальной жёсткости пневматической шины при атмосферном давлении воздуха	c_o		24
8. Коэффициент нормальной жёсткости внутренней дополнительной опоры	c_d		740
			375
9. Коэффициент неупругого (вязкого) сопротивления амортизатора	η_a	Нс/м	500
10. Параметры поглощающей способности пневматической шины	$H_{\text{ш}}$	кН/м ^{$n_{\text{ш}}$}	58,59
	$n_{\text{ш}}$	-	0,34
11. Параметры поглощающей способности внутренней дополнительной опоры	H_d	кН/м ^{n_d}	117,42
	n_d		0,67
			124,50
			0,57

При этом измерения виброускорений должны проводиться в характерных точках автотранспортного средства. В частности, у легковых автомобилей – на заднем сидении с правой стороны. При движении автомобиля по неровной дороге с постоянной скоростью наибольшую интенсивность имеют вертикальные колебания его поддрессоренной и неподрессоренных масс.

Также известно, что при уменьшении поддрессоренной массы плавность хода автомобиля, оцениваемая величиной среднего

квадратичного виброускорения, ухудшается. Кроме этого, при испытаниях автомобиля в снаряжённом состоянии с частичной весовой нагрузкой [22], состоящей из водителя и экспериментатора, задняя поддрессоренная масса имеет гораздо меньшее значение, чем передняя и, как следствие, влияние параметров колёс повышенной безопасности, зависящих от степени повреждения пневматических шин и величины избыточного давления воздуха, более заметно.

Микропрофиль дороги в расчётах плавности хода автомобиля аппроксимирован корреляционной функцией [24]:

$$R_q(\Delta l) = D_q \left(A_1 e^{-\alpha_1 |\Delta l|} + A_2 e^{-\alpha_2 |\Delta l|} \cos \beta |\Delta l| \right), \quad (26)$$

где A_1 и A_2 – коэффициенты, характеризующие распределение дисперсии ординат микропрофиля ($A_1 + A_2 = 1$); α_1 и α_2 – параметры, характеризующие быстроту затухания корреляционной связи ординат микропрофиля; β – волновая частота гармонической составляющей микропрофиля.

При принятой корреляционной функции спектральная плотность микропрофиля дороги определяется как

$$S_q(\omega) = \frac{D_q}{\pi} \left(\frac{A_1 \alpha_1'}{\omega^2 + \alpha_1'^2} + \frac{0,5 A_2 \alpha_2'}{(\omega - \beta')^2 + \alpha_2'^2} + \frac{0,5 A_2 \alpha_2'}{(\omega + \beta')^2 + \alpha_2'^2} \right), \quad (27)$$

где $\alpha_1' = \alpha_1 V_x$, $\alpha_2' = \alpha_2 V_x$, $\beta_1' = \beta_1 V_x$ и $\beta_2' = \beta_2 V_x$.

Параметры корреляционных функций микропрофиля автомобильных дорог приведены в табл. 2.

Табл. 2

Параметры корреляционной функции микропрофиля автомобильных дорог

Тип дороги	$D_q, \text{мм}^2$	A_1	A_2	$\alpha_1, \text{м}^{-1}$	$\alpha_2, \text{м}^{-1}$	$\beta, \text{м}^{-1}$
1. Дорога с асфальтобетонным покрытием	64	0,65	0,35	0,250	0,06	0,393
2. Дорога грунтовая разбитая	4706	0,55	0,45	0,085	0,08	0,285

На рис. 4 приведены АЧХ ускорений поддресоренной массы автомобиля ВАЗ-2115 с колёсами повышенной безопасности при избыточном и атмосферном давлениях воздуха в пневматических шинах, внутренние дополнительные опоры которых отличаются значениями параметров, характеризующих упругие и демпфирующие свойства.

Потеря избыточного давления воздуха в пневматической шине приводит к резкому ухудшению плавности хода – резонансная амплитуда поддресоренной массы над повреждённым колесом возрастает в 2,59 раза (с $786,39 \text{ с}^{-2}$ при $v = 10,7 \text{ Гц}$ до $2040,8 \text{ с}^{-2}$ при $v = 17,243 \text{ Гц}$) при применении опоры I и в 4,93 раза (с $786,39 \text{ с}^{-2}$ при $v = 10,7 \text{ Гц}$ до $3876,2 \text{ с}^{-2}$ при $v = 23,71 \text{ Гц}$) при применении опоры II.

Известно, что неупругое сопротивление автомобильной шины, создаваемое в основном внутренним гистерезисным трением, оказывает влияние в первую очередь на тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля. Увеличение гистерезисных потерь приводит к повышению сопротивления качению колёс, расхода топлива автомобиля и тепловой заметности колёсной техники.

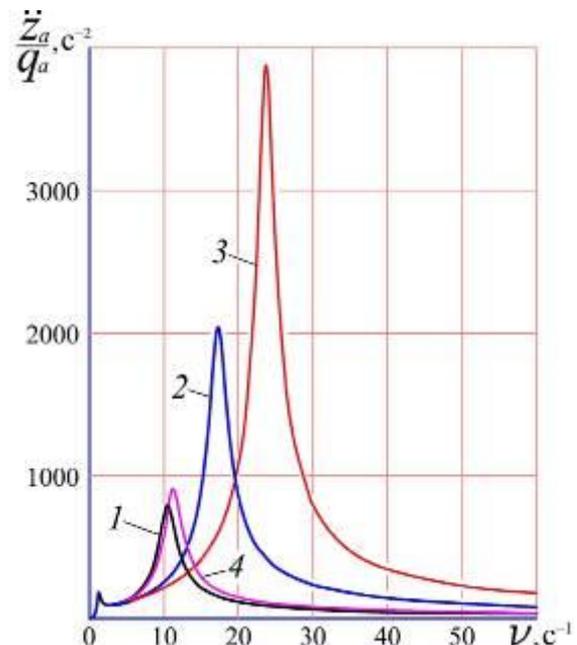


Рис. 4. АЧХ ускорений колебаний поддресоренной массы автомобиля ВАЗ-2115 над задним колесом повышенной безопасности:

I – при $p_w = 0,2 \text{ МПа}$; 2 – при $p_w = 0 \text{ МПа}$,
 $c_d = 375 \text{ кН/м}$, $H_d = 124,50 \text{ кН/м}^{n_d}$, $n_d = 0,57$;
 3 – при $p_w = 0 \text{ МПа}$, $c_d = 740 \text{ кН/м}$,
 $H_d = 117,42 \text{ кН/м}^{n_d}$, $n_d = 0,67$; 4 – при
 $p_w = 0 \text{ МПа}$, $c_d = 140 \text{ кН/м}$, $\eta_d = 0 \text{ Нс/м}$

В свою очередь, при потере избыточного давления воздуха резко возрастающие амплитуды деформации, гистерезисное и механическое трения приводят к ускоренному разрушению пневматических шин колёс повышенной безопасности. Поэтому усилия учёных и инженеров направлены на снижение неупругого сопротивления колёсных движителей.

Уменьшение неупругого сопротивления внутренних дополнительных опор представляет сложную задачу, так как в большинстве случаев упругая опора представляет собой массивный элемент и при радиальном прогибе, близком по значению к прогибу тонкостенной оболочки пневматической шины, имеет гораздо большую величину гистерезисных потерь. Но даже применение опоры с условными параметрами (рис. 4), такими как отсутствие гистерезисных потерь ($\eta_d = 0$ Нс/м) и равенство коэффициентов нормальной жёсткости опоры и пневматической шины при избыточном давлении воздуха ($c_d = c_{ш} = 140$ кН/м) не позволяет сохранить первоначальный уровень плавности хода – резонансная амплитуда поддрессоренной массы над повреждённым колесом возрастает на 15,54 % (с $786,39 \text{ с}^{-2}$ при $\nu = 10,7$ Гц до $908,58 \text{ с}^{-2}$ при $\nu = 11,28$ Гц).

На рис. 5 приведены АЧХ ускорений поддрессоренной массы автомобиля ВАЗ-2115 с колёсами повышенной безопасности с разрушенной и неразрушенной пневматическими шинами без избыточного давления воздуха. Сравнение АЧХ позволяет оценить влияние на плавность хода неупругого сопротивления неразрушенной пневматической шины при атмосферном давлении воздуха. Так, при разрушении пневматической шины и качении на опоре II резонансная амплитуда поддрессоренной массы над повреждённым колесом в сравнении с амплитудой с неразрушенной шиной при атмосферном давлении воздуха увеличивается всего на 2,24 % (до $3963,1 \text{ с}^{-2}$ при $\nu = 25,2$ Гц), а при качении на опоре I – уменьшается на 1,43 % (до 2012 с^{-2} при $\nu = 18,08$ Гц), однако на всём послерезонансном диапазоне возмущающих частот увеличивается.

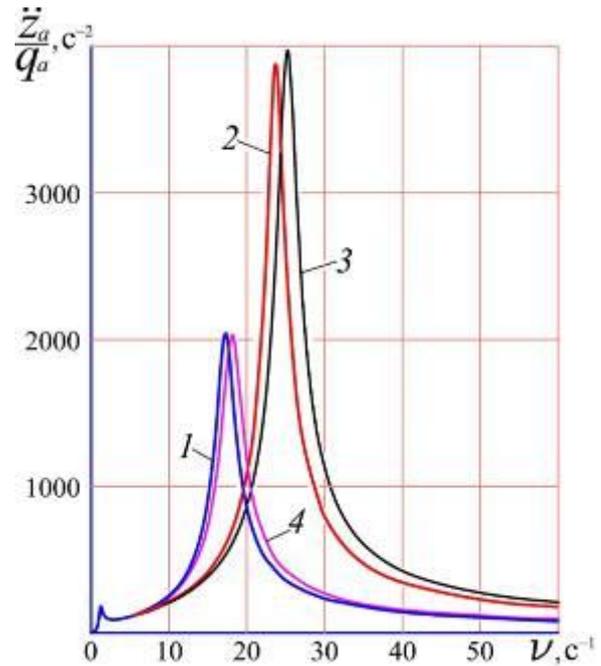


Рис. 5. АЧХ ускорений колебаний поддрессоренной массы автомобиля ВАЗ-2115 над задним колесом повышенной безопасности:

- 1 – с внутренней опорой I при $p_w = 0$ МПа;
- 2 – с внутренней опорой II при $p_w = 0$ МПа;
- 3 – с разрушенной пневматической шиной при качении на внутренней опоре II;
- 4 – с разрушенной пневматической шиной при качении на внутренней опоре I

Анализ АЧХ позволяет сделать вывод о том, что из рассмотренных технических состояний колёс повышенной безопасности плавность хода автомобиля ухудшается больше всего при неразрушенных пневматических шинах без избыточного давления воздуха.

На рис. 6 и 7 приведены полученные в результате расчёта спектральные плотности ускорений колебаний поддрессоренной массы автомобиля ВАЗ-2115 над задним колесом повышенной безопасности при избыточном и атмосферном давлении воздуха в неразрушенной пневматической шине при движении по грунтовой разбитой дороге и дороге с асфальтобетонным покрытием.

В табл. 3 приведены средние квадратичные ускорения поддрессоренной массы над задним колесом автомобиля ВАЗ-2115, полученные путём интегрирования функций спектральной плотности.

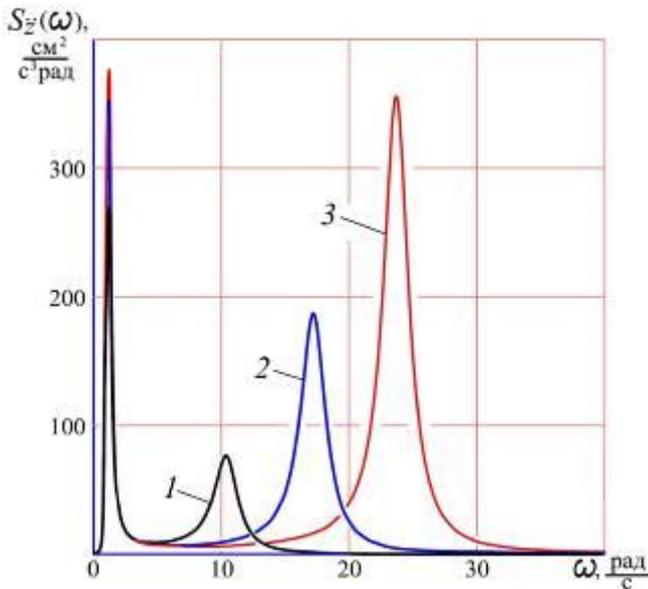


Рис. 6. Спектральная плотность ускорений колебаний поддрессоренной массы над задним колесом автомобиля ВАЗ-2115 при движении по дороге с асфальтобетонным покрытием со скоростью $V_x = 14$ м/с: 1 – при $p_w = 0,2$ МПа; 2 – с внутренней опорой I при $p_w = 0$ МПа; 3 – с внутренней опорой II при $p_w = 0$ МПа

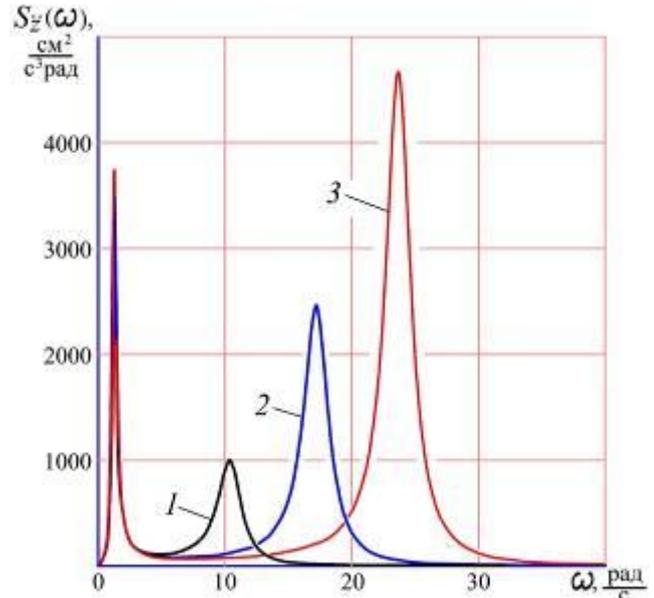


Рис. 7. Спектральная плотность ускорений колебаний поддрессоренной массы над задним колесом автомобиля ВАЗ-2115 при движении по разбитой грунтовой дороге со скоростью $V_x = 5,5$ м/с: 1 – при $p_w = 0,2$ МПа; 2 – с внутренней опорой I при $p_w = 0$ МПа; 3 – с внутренней опорой II при $p_w = 0$ МПа

Табл. 3

Оценка плавности хода автомобиля ВАЗ-2115 с колёсами повышенной безопасности по величине среднего квадратичного ускорения поддрессоренной массы

Тип дороги	Скорость движения автомобиля, м/с	Среднее квадратичное ускорение поддрессоренной массы над задним колесом, м/с ²		
		$p_w = 0,2$ МПа	$p_w = 0$ МПа	
			Опора I	Опора II
1. Дорога с асфальтобетонным покрытием	14	0,54	0,76	0,99
2. Грунтовая разбитая дорога	5,5	1,82	2,67	3,51

Как и предполагалось, основным конструктивным элементом колеса повышенной безопасности, определяющим вибронгруженность автомобиля при потере пневматической шины избыточного давления воздуха, является внутренняя дополнительная опора, упругие и демпфирующие свойства которой оцениваются коэффициентами нормальной жёсткости и неупругого сопротив-

ления c_d и η_d . При этом, если неупругое сопротивление опоры необходимо однозначно уменьшать, то оптимальное значение её жёсткости может быть найдено как компромисс между плавностью хода, ресурсом, высокими показателями тягово-скоростных свойств, устойчивостью и управляемостью.

5. Экспериментальная проверка адекватности математической модели

Для проверки адекватности разработанной модели были проведены испытания легкового автомобиля ВАЗ-2115 с натурными образцами колёс повышенной безопасности на плавность хода в разных технических состояниях пневматических шин, характеризующихся избыточным или атмосферным давлением воздуха на разбитой грунтовой дороге и дороге с асфальтобетонным покрытием [29].

В соответствии с ГОСТ 12.1.012-90 [30] оценка вибронегруженности водителя, пассажиров, перевозимых автотранспортным средством грузов и характерных элементов шасси и кузова производится по нормируемым средним квадратичным значениям виброускорений или виброскоростей в вертикальном и горизонтальном направлениях для различных частот колебаний, группируемых в октавные полосы. Для более точной оценки зависимости допустимых значений виброускорений и виброскоростей от частот колебаний октавные полосы делятся на 1/3-октавные.

ОСТ 37.001.275–84 [28] также позволяет оценить уровень вибраций, испытываемых водителем и пассажирами автомобиля, с помощью скорректированных значений вертикальных и горизонтальных (продольных и поперечных) виброускорений:

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sigma_i^2 k_i^2}, \quad (28)$$

где σ_i – среднее квадратичное виброускорение в i -й октавной или 1/3-октавной полосе частот; k_i – весовой коэффициент, характеризующий чувствительность человека к вибрациям в i -й полосе частот; n – число обобщаемых октавных или 1/3-октавных полос частот.

Скорректированные значения виброускорений определяются в диапазоне средних геометрических частот от 0,8 до 80 Гц и нормируются ОСТ 37.001.291–84 [27] в зависимости от типа автотранспортного средства и номера участка специальной дороги Автополигона НАМИ. Однако сравнительные испытания на плавность хода допускаются про-

водить на участках автомобильных дорог общего пользования.

Измерение и регистрация вертикальных виброускорений поддресоренной массы испытываемого автомобиля осуществлялись с помощью комплекта виброизмерительной аппаратуры, в состав которого входит: переносной анализатор спектра низкочастотного диапазона ZET 017-U2 с программным обеспечением ZETLab, пьезоэлектрический и ёмкостной акселерометры BC 110 и BC 201, предварительный усилитель ZET 410, а также нетбук *Lenovo IdeaPad S10-2* и автомобильный преобразователь напряжения *Ritmix RPI-4001 12/230V 400W*. При этом дублирующие друг друга акселерометры BC 110 и BC 201 были установлены на правый кронштейн крепления сидений заднего ряда без промежуточной опорной плиты, как показано на рис. 8.



Рис. 8. Установка акселерометров BC 110 и BC 210 в салоне автомобиля ВАЗ-2115

Скорость движения автомобиля контролировалась по спидометру и составляла: на разбитой грунтовой дороге – 20 км/ч и на дороге с асфальтобетонным покрытием – 50 км/ч. Испытания на грунтовой дороге осуществлялись с частичной загрузкой автотранспортного средства, состоящей из водителя, экспериментатора и измерительной аппаратуры. Снижение давления воздуха в пневматической шине правого заднего колеса до атмосферного осуществлялось путём удаления золотника из вентиля или механических повреждений боковин сверлом большого диаметра.

На этапе пробных испытаний частично загруженного автомобиля было обнаружено, что скрип, обусловленный механическим трением упругого кольца безопасного колеса о внутреннюю поверхность пневматической шины без избыточного давления воздуха, при движении со скоростями более 20 км/ч пропадает из-за действия возрастающих центробежных сил. Поэтому для обеспечения постоянства опоры безопасного колеса на упругое кольцо при испытаниях на дороге с асфальтобетонным покрытием автомобиль загружался балластным грузом до полной массы.

На рис. 9 и 10 в качестве примера приведены 1/3-октавные спектры средних квадратичных виброускорений на правом кронштейне крепления сидений заднего ряда автомобиля ВАЗ-2115 при атмосферном давлении воздуха в пневматической шине заднего правого безопасного колеса и движении по разбитой грунтовой дороге со скоростью 20 км/ч и дороге с асфальтобетонным покрытием со скоростью 50 км/ч. При этом ■ – экспериментальные спектры, а □ – расчётные.

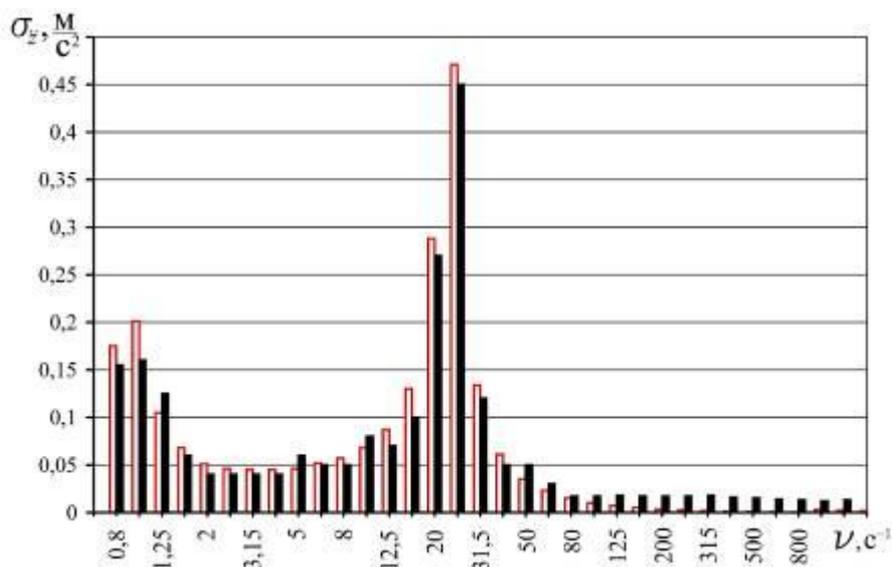


Рис. 9. 1/3-октавный спектр средних квадратичных виброускорений автомобиля ВАЗ-2115 при атмосферном давлении воздуха в пневматической шине заднего правого колеса и движении по дороге с асфальтобетонным покрытием со скоростью 50 км/ч

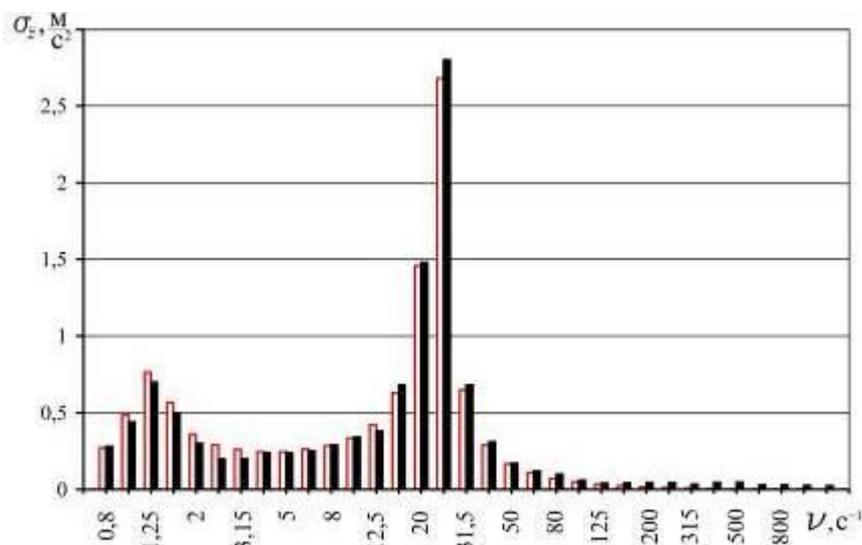


Рис. 10. 1/3-октавный спектр средних квадратичных виброускорений автомобиля ВАЗ-2115 при атмосферном давлении воздуха в пневматической шине заднего правого колеса и движении по разбитой грунтовой дороге со скоростью 20 км/ч

Расчётные 1/3-октавные спектры средних квадратичных виброускорений были получены с использованием формулы

$$\sigma_z = \sqrt{\int_{\omega_H}^{\omega_B} S_z(\omega) d\omega}, \quad (29)$$

где ω_H – нижняя граница частоты 1/3-октавной полосы, рад/с; ω_B – верхняя граница частоты 1/3-октавной полосы, рад/с.

Результаты испытаний автомобиля ВАЗ-2115 с колёсами повышенной безопасности на плавность хода приведены в табл. 4.

Табл. 4

Результаты испытаний автомобиля ВАЗ-2115
с колёсами повышенной безопасности на плавность хода

Оценочные показатели	Избыточное давление воздуха в пневматической шине правого заднего колеса, МПа	
	0,2	0
1. Корректированное значение вертикального виброускорения поддрессоренной массы, м/с ² :		
- на разбитой грунтовой дороге	1,450	1,597
- на дороге с асфальтобетонным покрытием	0,307	0,325
2. Расчётное корректированное значение вертикального виброускорения поддрессоренной массы, м/с ² :		
- на разбитой грунтовой дороге	1,389	1,467
- на дороге с асфальтобетонным покрытием	0,258	0,288

Потеря избыточного давления воздуха в пневматической шине испытуемого автомобиля при его движении по дороге с асфальтобетонным покрытием со скоростью 50 км/ч приводит к увеличению корректированных значений виброускорения на 5,54 %, а при движении по разбитой грунтовой дороге со скоростью 20 км/ч – на 9,20 %.

Процентная разница между расчётными и экспериментальными корректированными значениями вертикального виброускорения на правом сидении заднего ряда автомобиля ВАЗ-2115 при номинальном давлении воздуха в пневматических шинах составляет: 4,21 % – на разбитой грунтовой дороге и 15,96 % – на дороге с асфальтобетонным покрытием. При атмосферном давлении воздуха в пневматической шине правого заднего колеса: 8,14 % – на грунтовой и 11,38 % – на асфальтобетонной дороге.

6. Результаты и выводы

1. Разработана новая математическая модель колебательной системы, эквивалентной подвеске автомобиля, отличающаяся тем, что внутренние дополнительные опоры ко-

лёс повышенной безопасности представлены как упруго-демпфирующие элементы системы поддрессоривания транспортного средства. Математическая модель позволяет на этапе проектирования обосновать параметры внутренних дополнительных опор путём оценки их влияния на интенсивность колебаний и плавность хода колёсной машины в разных технических состояниях пневматических шин, характеризующихся степенью повреждений и наличием избыточного давления воздуха.

2. По результатам теоретических исследований установлено, что потеря избыточного давления воздуха в пневматической шине приводит к возрастанию интенсивности колебаний поддрессоренной массы над повреждённым колесом автомобиля, при этом из рассмотренных технических состояний колеса повышенной безопасности наибольшее ухудшение показателей плавности хода автомобиля наблюдается при неразрушенной покрышке без избыточного давления воздуха. Например, при потере избыточного давления воздуха в пневматической шине заднего колеса легкового автомобиля малого класса ВАЗ-2115 значения среднего квадра-

тичного ускорения его подрессоренной массы при принятых параметрах внутренних дополнительных опор и движении со скоростью 50 км/ч по дороге с асфальтобетонным покрытием увеличиваются в 1,83 раза, а по разбитой грунтовой дороге со скоростью 20 км/ч – в 1,93 раза.

3. Колёса повышенной безопасности с внутренними дополнительными опорами из эластичных полимерных материалов с научно обоснованными параметрами упругих и демпфирующих свойств позволяют если не сохранить, то значительно снизить уровни вибронгруженности автомобильной техни-

ки, вынужденной продолжать движение без избыточного давления воздуха в пневматических шинах.

При этом невозможность сохранения первоначального уровня плавности хода связана с отсутствием возможности применения внутренних дополнительных опор с параметрами, близкими к параметрам пневматической шины с избыточным давлением воздуха.

4. Результаты исследования могут быть востребованы изготовителями колесных автомобилей и спецавтотранспорта.

Список литературы

1. Pat. US 5104. *Carriage wheel* / Thomson R.W. – 08.05.1847.
2. Pat. US 1227108. *Inner tube for pneumatic tires* / Boggs H.C. – № 107423; filed 03.07.1916; publ. date 22.05.1917.
3. Pat. US 1636779. *Tire construction* / Krone F.W. – № 127104; filed 04.08.1926; publ. date 26.07.1927.
4. Pat. US 1860362. *Pneumatic tire* / Jones L.L. – № 416001; filed 23.12.1929; publ. date 31.05.1932.
5. Pat. US 2242788. *Safety inner tube* / Marks A. – № 304339; filed 14.11.1939; publ. date 20.05.1941.
6. Pat. US 2169041. *Pneumatic tire* / Gammeter J.R. – № 62090; filed 03.02.1936; publ. date 08.08.1939.
7. Pat. US 2224066. *Inner buffer for tires* / Shore R.B. – № 259953; filed 06.03.1939; publ. date 03.12.1940.
8. Кнороз, В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.Б. Кленников, И.П. Петров, А.С. Шелухин, Ю.М. Юрьев / под ред. В.И. Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.
9. Pat. EP 0860304, Int. Cl. B60C 17/06, B60C 17/04. *Luftbereiftes Fahrzeugrad* / Glinz M., Sergel H., Hellweg H.-B., Huinink H.; Continental Aktiengesellschaft. – № 98102979.6; anmeldetag 20.02.1998; veröffentlichungstag 26.08.1998, Blatt № 35. – 11 s.
10. Pat. US 6463976, Int. Cl. B60C 17/00, B60C 3/00. *Vehicle wheel with emergency running support body* / Glinz M., Hellweg

References

1. Patent US 5104. *Carriage wheel*. Thomson R.W. Published 08.05.1847.
2. Patent US 1227108. *Inner tube for pneumatic tires*. Boggs H.C. Published 22.05.1917.
3. Patent US 1636779. *Tire construction*. Krone F.W. Published 26.07.1927.
4. Patent US 1860362. *Pneumatic tire*. Jones L.L. Published 31.05.1932.
5. Patent US 2242788. *Safety inner tube*. Marks A. Published 20.05.1941.
6. Patent US 2169041. *Pneumatic tire*. Gammeter J.R. Published 08.08.1939.
7. Patent US 2224066. *Inner buffer for tires*. Shore R.B. Published 03.12.1940.
8. Knoroz V.I., Klennikov E.B., Petrov I.P., Shelukhin A.S., Yuriev Y.M. *Rabota avtomobilnoy shiny* [Functioning of car tire]. Moscow, Transport, 1976. 238 p. (In Russian).
9. Patent EP 0860304. *Luftbereiftes Fahrzeugrad*. Glinz M., Sergel H., Hellweg H.-B., Huinink H. Declared 20.02.1998. Published 26.08.1998.
10. Patent US 6463976. *Vehicle wheel with emergency running support body*. Glinz M., Hellweg H.B. Declared 15.10.1998. Published 15.10.2002.
11. Patent RU 2261180 *Zashchitnaya opornaya podushka i konstruktziya iz podushki i oboda dlya pnevmaticheskoy shiny, soderzhashchaya balansirovochnye sredstva i obespechivayushchaya oblegchyonnyy montazh* [Protecting bearing for air tire]. Pompe Z.-P.,

ров, М.П. Чистов // Проблемы шин и резинокордных композитов. Сб. докл. 18 симп. (междунар. конф.). – Т.1. – М.: НТЦ «НИИШП», 2007. – С. 96-121.

18. Белкин, А.Е. Анализ напряжённого состояния внутренних опор лепесткового типа для безопасных шин / А.Е. Белкин, А.А. Болтыров, И.В. Веселов, К.С. Сдобнов // Проблемы шин и резинокордных композитов. Сб. докл. 20 симп. (междунар. конф.). – Т.1. – М.: НТЦ «НИИШП», 2009. – С. 104-111.

19. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010611131. Расчёт колебаний автомобиля с безопасными пневматическими шинами с упругими опорами при движении по неровной дороге (SafeTyre v.1.0) / Мазур В.В., рег. 08.02.2010.

20. Мазур, В.В. Динамическая модель колебательной системы эквивалентной машине с боестойкими колёсами при движении по дорогам с неровными поверхностями / В.В. Мазур // Вестник Академии военных наук. – 2013. – № 4. – С. 105-110.

21. Мазур, В.В. Колебания колёсной машины с боестойкими колёсами при её движении по дорогам с неровными поверхностями / В.В. Мазур, М.А. Мазур // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 6. – С. 13-17.

22. Мазур, В.В. Математическая модель колебательной системы подвески транспортного средства с поврежденной пневматической шиной / В.В. Мазур // Автотранспортное предприятие. – 2009. – № 1. – С. 44-47.

23. ОСТ 37.001.252–82 Автотранспортные средства. Методы определения основных параметров, влияющих на плавность хода. – М.: НАМИ, 1984. – 60 с.

24. Рыков, С.П. Основы теории неупругого сопротивления в пневматических шинах с приложениями / С.П. Рыков. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Изд-во «Лань», 2017. – 440 с.

25. Рыков, С.П. Исследования выходных характеристик пневматических шин. Поглощающая способность / С.П. Рыков, В.Н. Тарасюк // Системы. Методы. Технологии.

narodnoj konferentsii) [Problems of tires and rubber-composites. Collection of reports 20 symposiums (international conference)]. Vol.1. Moscow, NIISHP, 2009, pp. 104-111. (In Russian).

19. Mazur V.V. *Raschyot kolebaniy avtomobilya s bezopasnymi pnevmaticheskimi шинami s uprugimi опорami pri dvizhenii po nerovnoy doroge SafeTyre v.1.0. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM [Calculation of vehicle vibrations with high-safety pneumatic tires with spring supports when driving on an uneven road SafeTyre v.1.0. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2010611131, 2010. (In Russian).*

20. Mazur V.V. Dynamic model of a vibration system equivalent to a car with fighting resistant wheels when driving on roads with uneven surfaces. *Vestnik Akademii voennykh nauk*, 2013, No. 4, pp. 105-110. (In Russian).

21. Mazur V.V., Mazur M.A. Vibrations of a wheeled vehicle with fighting resistant wheels when driving on roads with uneven surfaces. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2014, No. 6, pp. 13-17. (In Russian).

22. Mazur V.V. Mathematical model of the vibration system of the vehicle suspension with a damaged pneumatic tire. *Avtotransportnoe predpriyatie*, 2009, No 1, pp. 44-47. (In Russian).

23. OST 37.001.252-82 *Motor vehicles. Methods for determining the basic parameters affecting smooth running.* Moscow, NAMI, 1984. 60 p. (In Russian).

24. Rykov S.P. *Osnovy teorii neuprugogo soprotivleniya v pnevmaticheskikh шинah s prilozheniyami [Fundamentals of the theory of non-spring resistance in pneumatic tires with applications].* St. Petersburg, Lan, 2017. 488 p. (In Russian).

25. Rykov S.P., Tarasyuk V.N. Studies of the output characteristics of pneumatic tires. Absorption capacity. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*, 2010, No. 2 (6), pp. 19-30. (In Russian).

26. Mazur V.V. Experimental evaluation of

– 2010. – № 2 (6). – С. 19-30.

26. Мазур, В.В. Экспериментальная оценка упругих и демпфирующих свойств колёс повышенной безопасности / В.В. Мазур // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2019. – № 1. - С. 95-104.

27. ОСТ 37.001.291–84. Автотранспортные средства. Технические нормы плавности хода. - М.: НАМИ, 1985. – 7 с.

28. ОСТ 37.001.275–84. Автотранспортные средства. Методы испытаний на плавность хода. - М.: НАМИ, 1985. – 12 с.

29. Мазур, В.В. Экспериментальная оценка плавности хода легкового автомобиля с колёсами повышенной безопасности без избыточного давления воздуха в одной из пневматических шин / В.В. Мазур // Транспорт: наука, техника, управление. – 2015. – № 4. – С. 40-43.

30. ГОСТ 12.1.012–90. Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2006. – 30 с.

† the spring and damping properties of the high-
† safety wheels. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik*
† *Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*,
† 2019, No. 1, pp. 95-104. (In Russian).

† 27. OST 37.001.291–84 *Motor vehicles.*
† *Technical norms of smooth running.* Moscow,
† NAMI, 1985. 7 p. (In Russian).

† 28. OST 37.001.275–84 *Motor vehicles.*
† *Test methods for smooth running.* Moscow,
† NAMI, 1985. 12 p. (In Russian).

† 29. Mazur V.V. Experimental evaluation of
† the smooth running of the car with high-safety
† wheels without excessive air pressure in one of
† the pneumatic tires. *Transport: nauka.*
† *tekhnika. upravleniye*, 2015, No. 4, pp. 40-43.
† (In Russian).

† 30. GOST 12.1.012–90 *Occupational*
† *safety standards system. Vibration safety. Gen-*
† *eral requirements.* Moscow, Standardinform,
† 2006. 30 p. (In Russian).

УДК (UDC) 69.002.5

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА ЭЛЕМЕНТОВ
КОНСТРУКЦИИ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН ДЛЯ СТРУЙНОЙ
ЦЕМЕНТАЦИИ ГРУНТОВTHE MODELING OF THE HEAT BALANCE ELEMENTS OF CONSTRUCTION
JET-GROUTING MACHINESНовиков В.И., Пушкарев А.Е., Воронцов И.И.
Novikov V.I., Pushkarev A.E., Vorontsov I.I.Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет (Санкт-Петербург, Россия)
Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering (Saint-Petersburg, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассмотрены методики построения математических моделей, описывающих тепловой баланс в узле «гидросъемник-буровой вал», применяемом в устройствах для струйной цементации грунтов при передаче высокого давления от неподвижных элементов к вращающимся частям механизма. Показаны основные тепловые потоки, к которым относятся тепловой поток в гидросъемнике, тепловой поток в водно-цементную смесь, тепловой поток в механизм предварительного поджатия, тепловой поток в буровой вал, и методики решения уравнения теплопроводности для расчета распределения температурного поля, формирующегося при эксплуатации данного конструктивного узла. Предлагаемая методика моделирования позволяет рассмотреть и рассчитать тепловой баланс проектируемого конструктивного узла сверхвысокого давления при струйной цементации как совокупность тепловых потоков, образующихся в процессе эксплуатации данного устройства, рассматривая в качестве источников тепловыделения, от которого происходит теплопередача при работе гидросъемника, уплотнительный элемент. Это позволяет обеспечить предсказуемость проектных характеристик конструкции устройств и повысить их эффективность. Такой подход дает возможность более полно рассмотреть, имеющиеся основные тепловые потоки и точнее моделировать тепловой баланс в рамках оценки напряженно-деформированного состояния устройств сверхвысокого давления при струйной цементации.

Ключевые слова: струйная цементация, буровой став, уплотнительная манжета, моделирование, тепловой баланс, уравнение теплопроводности, распределение температурного поля.

Дата принятия к публикации: 05.08.2019
Дата публикации: 25.09.2019

Сведения об авторах:

Новиков Виталий Иванович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Наземные транспортно-технологические машины», Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строитель-

Abstract. The article discusses the methods of constructing mathematical models describing the heat balance in the “hydraulic puller-drill shaft” node used in jet-grouting machines during high pressure transmission from stationary elements to rotating parts of the mechanism. The main heat fluxes, which include the heat flux in the hydraulic removal system; heat flow to the water-cement mixture, heat flow to the pre-compression mechanism, heat flow to the drill shaft and methods for solving the heat conduction equation for calculating the temperature field distribution that are formed during the operation of this structural unit are shown. Thus, the proposed modeling technique will allow us to consider and calculate the heat balance of the designed structural jet-grouting unit of ultrahigh pressure, as a set of heat fluxes generated during the operation of this device, considering it as heat sources, from which heat transfer occurs during the operation of the “hydraulic puller”, a sealing element, which will ensure predictability of design characteristics of the device design and increase their efficiency. This approach makes it possible to more fully consider the existing main heat fluxes and more accurately simulate the heat balance as part of the assessment of the stress-strain state of ultra-high pressure jet-grouting devices.

Keywords: jet-grouting, drilling bar, sealing, modeling, heat balance, thermal conductivity equation, temperature field distribution.

Date of acceptance for publication: 05.08.2019
Date of publication: 25.09.2019

Authors' information:

Vitaliy I. Novikov – Candidate of Technical Sciences, Associate professor of Department “Land Transport and Technological Vehicles” at Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering,

ный университет, e-mail: vitalynewage@gmail.com.

Пушкарёв Александр Евгеньевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические машины», Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, e-mail: pushkarev-agn@mail.ru.

Воронцов Иван Иванович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические машины», Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, e-mail: vorontsov.52@mail.ru.

† e-mail: vitalynewage@gmail.com.

† **Alexander E. Pushkarev** – Doctor of Technical Sciences, Associate professor, professor of Department “Land Transport and Technological Vehicles” at Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, e-mail: pushkarev-agn@mail.ru.

† **Ivan I. Vorontsov** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department “Land Transport and Technological Vehicles” at Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, e-mail: vorontsov.52@mail.ru.

1. Введение

Технология струйной цементации грунтов сегодня крайне востребована в различных сферах деятельности человека. Сущность технологии заключается в использовании энергии высоконапорной струи цементного раствора для разрушения и одновременного перемешивания грунта с цементным раствором [1]. При затвердевании раствора формируется грунтобетон, который обладает более высокими прочностными и деформационными характеристиками, чем имеющийся грунт. Технология струйной цементации может быть применена для большей части существующих типов грунтов – от гравийных отложений до мелкодисперсных глин и илов. Основным преимуществом применения технологии струйной цементации является то, что получаемый результат по укреплению грунтов можно с достаточной высокой вероятностью предсказать еще на этапе проектирования. Это позволяет на этапе заключения подрядных договоров рассчитать различные характеристики, в частности, прочностные и геометрические характеристики создаваемого сооружения. Технология может применяться как для ремонта имеющегося фундамента, так и для создания нового, поскольку укрепляется не только тело фундамента, но и грунт, залегающий под подошвой фундамента [2].

В настоящий момент, основная часть применяемого в Российской Федерации оборудования для струйной цементации грунтов спроектирована и произведена иностранными компаниями. Поэтому актуальным является разработка методик проектирования устройств сверхвысокого давления. Одним

из основных факторов при проектировании, определяющим геометрические параметры устройства, выступает напряженно-деформированное состояние создаваемой конструкции. Однако моделирование напряженно-деформированного состояния любых элементов конструкций или устройств не будет полным без учета термической нагрузки, а значит, и рассмотрения уравнения теплопроводности, описывающего процессы теплопереноса в любой термодинамической системе.

2. Постановка задачи

Большинство литературных источников посвящено опыту применения технологии струйной цементации грунтов в различных условиях. Рассматривается влияние создаваемых методом струйной цементации грунтобетонных колон на состояние окружающих грунтов, дорог, фундаментов зданий, тоннелей и котлованов, что говорит о крайней востребованности этой технологии во всех областях строительства. В литературных данных как зарубежных, так и отечественных достаточно подробно рассмотрены вопросы, посвященные исследованиям изменения прочностных характеристик грунтобетона в зависимости от технологических параметров струйной цементации. При этом только небольшое количество работ посвящено разработке оборудования для струйной цементации грунтов. Сложившаяся ситуация связана с тем, что, с одной стороны, оборудование является коммерческим продуктом компаний и технологии его разработки и производства становятся коммерческой тайной соответствующего правообладателя. С другой стороны, при создании оборудования сверхвы-

сокого давления разработчик сталкивается с рядом нетривиальных задач, связанных с потерями гидравлического давления в протяженных передающих магистралях высокого давления, передачей гидравлического давления от неподвижных элементов во вращающийся инструмент, появлением источников повышенного трения и распределением тепловых полей и прочностными расчетами на наличие деформации элементов конструкций. Таким образом, существующие на данный момент исследования сконцентрированы на особенностях проектирования инструмента (гидромонитора) и оборудования для создания соответствующего давления, либо устройств, осуществляющих какую-либо вспомогательную функцию.

Так, отсутствуют данные по устройствам, передающим давление от источника к инструменту. Связано это с тем, что принято использовать подобные устройства, разработанные для бурения (вертлюги), причем выдерживаемое ими наибольшее давление является невысоким и становится сдерживающим фактором при использовании технологии струйной цементации. Это ведет к необходимости разработки агрегатированных с исполнительными органами и универсальных устройств сверхвысокого давления, обеспечивающих расширение области эффективного применения метода струйной цементации грунтов.

Таким образом, необходимость создания методического обеспечения моделирования напряженно-деформированного состояния элементов конструкций строительно-дорожных машин, реализующих гидромеханическое воздействие на разрушаемые массивы пород и грунтов, определяет актуальность проводимых исследований. Их целью является разработка методики моделирования напряженно-деформированного состояния элементов конструкций строительно-дорожных машин с учетом особенностей эксплуатации в процессе струйной цементации.

3. Методики решения уравнения теплопроводности

Существует несколько подходов для решения уравнения теплопроводности. Приведем некоторые из них, наиболее близко соответствующие состоянию устройств сверхвысокого давления при струйной цементации грунтов.

При рассмотрении общего случая - стержня с теплоизолированной боковой поверхностью - предполагается, что потоки тепла через боковую поверхность не проходят. Допускается также, что температура постоянна в любом поперечном сечении стержня. Данный случай соответствует математической идеализации стержня как некоторого подмножества вещественной прямой. Поскольку пространственная переменная x принадлежит R^1 : $x \in R^1$, то такая модель будет являться одномерной. Таким образом, функция $u(x, t)$ есть температура в точке x стержня в произвольный момент времени t . Для вывода уравнения теплопроводности к произвольной фиксированной части стержня $x_1 \leq x \leq x_2$ используется закон сохранения энергии, который будет выступать в данном случае как уравнение теплового баланса.

Тогда $Q = Q(x_1, x_2, t_1, t_2)$ - это количество тепла, приобретенное рассматриваемым участком стержня за время от t_1 до t_2 . Количество тепла складывается из количества тепла, поступившего через торцы стержня $x = x_1$ и $x = x_2$, т.е. $Q_1 = Q_1(x_1, t_1, t_2)$ и $Q_2 = Q_2(x_2, t_1, t_2)$, и того количества тепла, которое выделилось за счет внутренних источников, т.е. $Q_0 = Q_0(x_1, x_2, t_1, t_2)$. В данном случае уравнение теплового баланса имеет вид [3]:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_0.$$

Необходимо выразить каждое из слагаемых через температуру $u(x, t)$. Задав удельную теплоемкостью вещества $c(x)$, плотность вещества $\rho(x)$ и площадь поперечного сечения стержня $S(x)$, количество тепла, приобретенное рассматриваемым участком стержня за определенное время (от t_1 до t_2) можно рассчитать по формуле:

$$Q = \int_{x_1}^{x_2} c(x)\rho(x)S(x)[u(x, t_2) - u(x, t_1)]dx.$$

Допустим, что $q = q(x, t)$ – плотность теплового потока через нормальное сечение стержня в точке x , тогда Q есть количество тепла, протекающее в единицу времени через единичную площадку сечения. Количество тепла, протекающее через торцы стержня, можно выразить через поток тепла следующим образом:

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} S(x_1)q(x_1, t)dt,$$

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} S(x_2)q(x_2, t)dt.$$

Согласно закона Фурье поток тепла пропорционален градиенту температуры

$$q = -k \frac{\partial u}{\partial x},$$

где $k > 0$ – коэффициент теплопроводности (знак "минус" означает, что тепло передается от более нагретого тела к менее нагретому).

Следовательно, через торцы стержня $x = x_1$ и $x = x_2$ протекает количество тепла соответственно [4]:

$$Q_1 = - \int_{t_1}^{t_2} S(x_1)k(x_1) \frac{\partial u}{\partial x}(x_1, t)dt,$$

$$Q_2 = \int_{t_1}^{t_2} S(x_2)k(x_2) \frac{\partial u}{\partial x}(x_2, t)dt.$$

Разные знаки перед интегралами берутся, исходя из того, что если $\frac{\partial u}{\partial x}(x_1, t) > 0$ для всех $t \in [t_1, t_2]$, то тепло передается из стержня и $Q_1 < 0$. Если $\frac{\partial u}{\partial x}(x_2, t) > 0$, то тепло передается в стержень и $Q_2 > 0$.

Количество тепла, выделяемое внутренними источниками, определяется по формуле:

$$Q_0 = \iint_{t_1 x_1}^{t_2 x_2} S(x)F(x, t)dxdt,$$

где $F(x, t)$ – плотность внутренних источников тепла (обычно является заданной величиной).

Уравнение теплового баланса в интегральной форме выглядит следующим образом:

$$\int_{x_1}^{x_2} c(x)\rho(x)S(x)[u(x, t_2) - u(x, t_1)]dx =$$

$$= \int_{x_1}^{x_2} \left[S(x_2)k(x_2) \frac{\partial u}{\partial x}(x_2, t) - \right. \\ \left. - S(x_1)k(x_1) \frac{\partial u}{\partial x}(x_1, t) \right] dx +$$

$$+ \iint_{t_1 x_1}^{t_2 x_2} S(x)F(x, t)dxdt.$$

Если площадь поперечного сечения стержня постоянна ($S = const$), а функция $u(x, t)$ непрерывно дифференцируема по t и дважды непрерывно дифференцируема по x , то используя формулу Ньютона-Лейбница, уравнение теплового баланса приводится к виду [4]:

$$\iint_{t_1 x_1}^{t_2 x_2} c(x)\rho(x) \frac{\partial u}{\partial t} dxdt =$$

$$= \iint_{t_1 x_1}^{t_2 x_2} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k(x) \frac{\partial u}{\partial x} \right) + F(x, t) \right] dxdt.$$

Продифференцировав это выражение по верхним пределам, получим уравнение теплопроводности в дифференциальной форме:

$$c(x)\rho(x) \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k(x) \frac{\partial u}{\partial x} \right) + F(x, t).$$

Данное уравнение является уравнением с переменными коэффициентами. Предполагая, что удельная теплоемкость, плотность вещества и коэффициент теплопроводности постоянны ($k, c, \rho = const$), получим уравнение теплопроводности с постоянными коэффициентами, которое является простейшим уравнением теплопроводности [5]:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + f(x, t),$$

где $a^2 = k/c\rho$ – коэффициент температуропроводности; $f(x, t) = F(x, t)/c\rho$ – удельная плотность внутренних источников тепла.

При $f(x, t)$, не равным нулю, уравнение теплопроводности является неоднородным. Если $f(x, t) = 0$, то уравнение является однородным. Также уравнение теплопроводности можно записать в виде

$$u_t = a^2 u_{xx} + f(x, t).$$

В случае, когда стержень имеет переменное сечение или перемещается вдоль оси x , в уравнении теплопроводности могут появиться дополнительные слагаемые.

В первом случае, при изменении площади поперечного сечения стержня $S = S(x) > 0$ и постоянстве коэффициента теплопроводности, удельной теплоемкости и плотности вещества уравнение теплового баланса принимает вид:

$$u_t = a^2 u_{xx} + \frac{d}{dx} (\ln S(x)) u_x + f(x, t).$$

В случае, когда стержень движется вдоль оси x со скоростью $v(t)$, уравнение теплопроводности выглядит так:

$$u_t = a^2 u_{xx} - v(t) u_x + f(x, t).$$

Если теплоизолированность боковой поверхности стержня отсутствует и на боковой поверхности происходит конвективный теплообмен с окружающей средой, тогда тепловой поток через боковую поверхность подчиняется закону Ньютона, т.е. он пропорционален разности температур тела и окружающей среды:

$$q = \alpha(u - u_0),$$

где q – количество тепла, протекающего в единицу времени через единичную площадку поверхности тела в окружающую среду; α – коэффициент теплообмена; u – температура поверхности тела; u_0 – температура окружающей среды.

При таких условиях уравнение теплового баланса принимает вид:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_0 + Q_3,$$

где Q – количество тепла, полученного выделенным участком стержня; Q_1 и Q_2 – количество тепла, протекающего через торцы; Q_0 – количество тепла, полученного за счет внутренних источников; Q_3 – количество тепла, протекающего через боковую поверхность.

Учитывая новое слагаемое в уравнении теплового баланса, уравнение теплопроводности выражается формулой [6]:

$$Q_3 = \iint_{t_1 x_1}^{t_2 x_2} P \alpha [u(x, t) - u_0(x, t)] dx dt.$$

В данном уравнении параметр P означает периметр поперечного сечения стержня. Знак "минус" появляется, поскольку для всех

$t \in [t_1, t_2]$ температура боковой поверхности стержня больше температуры окружающей среды $u(x, t) - u_0(t) > 0$, следовательно, тепловой поток направлен наружу и тепло вытекает из стержня: $Q_3 < 0$.

В конечном виде в случае теплообмена на боковой поверхности неоднородное уравнение теплопроводности выглядит следующим образом:

$$u_t = a^2 u_{xx} - h(u(t) - u_0(t)) + f(x, t).$$

Константу $h = \alpha P / c \rho S$ можно считать коэффициентом теплообмена.

В ситуации, когда внутренние источники тепла отсутствуют и температура окружающей среды равна нулю ($f(x, t) = 0$; $u_0(t) = 0$), то уравнение теплопроводности с теплообменом на боковой поверхности принимает вид однородного уравнения теплопроводности:

$$u_t = a^2 u_{xx} - hu.$$

4. Методика моделирования теплового баланса узла «гидросъемник-буровой вал»

Процессы тепловыделения в гидросъемниках зависят от целого ряда показателей. Согласно литературным данным, является возможным рассчитать количество тепла, выделяемое при работе бурового става в процессе струйной цементации. Задача сводится к определению количества выделяемой теплоты при работе манжетных уплотнений. Разница потери электрической мощности в рабочем режиме (под давлением) и потери мощности на холостом ходу (без давления) гидросъемника и будет являться количеством выделяемой теплоты. Потери мощности, расходуемой на преодоление возникающих нагрузок, определяются по формуле [7, 8]:

$$N_r = U(I_p - I_0)$$

где U – напряжение, равное 380 В; I_0 – сила тока при холостом ходе, А; I_p – сила тока при рабочем давлении, А.

Соответственно, определив величину потерь по мощности, можно найти количество выделяемого тепла, идущего на нагрев уплотнительного элемента, при обоснованном допущении, что вся величина потерь расходуется на тепловыделение. Таким образом, становится известным количество теп-

лоты, нагревающее уплотнительную манжету. При давлении 36 МПа количество теплоты составляет 7,6 кВт [8].

При рассмотрении теплообмена в теле произвольной формы, где температура меняется в нескольких направлениях, в общем случае необходимо использовать уравнением теплопроводности с n пространственными переменными [3]:

$$\frac{du}{dt} - a \sum_{i=1}^n \frac{d^2u}{dx_i^2} = f(x_1, \dots, x_n, t)$$

где x_1, \dots, x_n – прямоугольные координаты в пространстве R_n ; $u = u(x_1, \dots, x_n, t)$ – температура в точке (x_1, \dots, x_n) тела в момент времени t ; $a > 0$ – заданное число; $f(x_1, \dots, x_n, t)$ – заданная функция.

Решение подобного уравнения может быть реализовано путем дробления общей задачи на несколько частных, т.е. решением уравнения теплопроводности для каждого из отдельно взятых тепловых потоков, образующихся при эксплуатации данного конструктивного узла (рис. 1).

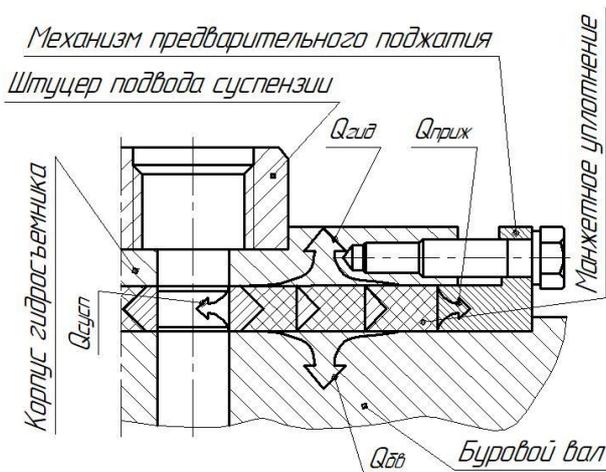


Рис. 1. Часть гидросъемника с контактной поверхностью трения и распределением тепловых потоков ($Q_{\text{гид}}$ – тепловой поток в гидросъемник; $Q_{\text{сусп}}$ – тепловой поток в водно-цементную смесь; $Q_{\text{приж}}$ – тепловой поток в механизм предварительного поджатия; $Q_{\text{бв}}$ – тепловой поток в буровой вал)

При таком подходе в качестве источника тепла рассматривается уплотнительный элемент, нагревающийся в процессе работы

за счет трения между вращающимся буровым валом и неподвижным манжетным уплотнением. Соответственно, имеют место четыре основных (пренебрегая другими) тепловых потока (рис.к 1):

- в гидросъемник;
- в водно-цементную смесь;
- в механизм предварительного поджатия;
- в буровой вал.

Для каждого из учитываемых тепловых потоков необходимо решить уравнение вида

$$dQ = -\alpha \frac{dT}{dx} dSdt,$$

где Q – количество теплоты, Вт; α – коэффициент теплопроводности, Вт/м $^{\circ}\text{C}$; T – температура, $^{\circ}\text{C}$; S – площадь, м 2 ; t – время, с.

Количество теплоты, идущей на нагрев бурового вала, приблизительно равно теплоте, затрачиваемой на нагрев манжетного уплотнения. Соответственно, необходимо рассчитать или измерить количество теплоты для каждого из оставшихся тепловых потоков. Для этого могут использоваться калориметрические методы, которые, как правило, применяются при реализации процессов теплообмена [9]. Калориметрирование можно произвести по схеме, представленной на рис. 2.

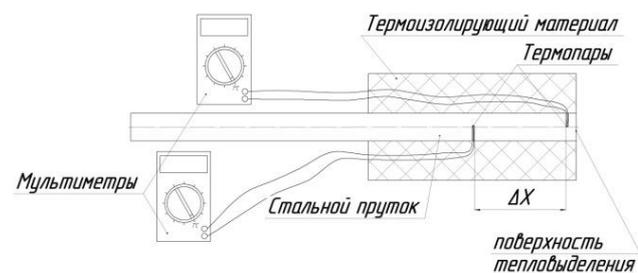


Рис. 2. Схема калориметрирования теплового потока

Согласно данной схемы количество теплоты можно определить по формуле

$$Q = \frac{\alpha S (t_1 - t_2)}{\Delta x},$$

где t_1, t_2 – температуры в соответствующих точках, $^{\circ}\text{C}$; S – площадь поперечного сечения, м 2 ; Δx – расстояние между точками измерения, м.

Процесс измерения является достаточно трудоемким и более рациональным будет определять таким способом лишь часть из

обозначенных тепловых потоков. Другую часть тепловых потоков можно найти, зная температуру нагрева уплотнительной манжеты [8] и измеряя температуру нагрева корпуса гидросъемника или элементов предварительно поджатия. Измерения можно произвести с помощью тепловизора [10] или пирометра [11]. Таким образом, зная конструктивные параметры деталей, входящих в состав исследуемого узла и соответствующие температуры, можно определить интересующее количество теплоты по приведенной выше формуле.

Оставшийся тепловой поток, идущий в водно-цементную смесь, определяется аналитически, исходя из разности между общим количеством теплоты, выделяющейся в процессе трения, и количеством теплоты, определенной для каждого из выше указанных тепловых потоков.

5. Заключение

В отличие от известных методик предлагаемая методика моделирования не является одномерной, поскольку рассматривает в качестве источника тепла не участок поверхности трения (отрезок бесконечной линии, как совокупность бесконечно малых точек на прямой), а материальный объект, т.е. непосредственно уплотнительный элемент, от ко-

торого происходит теплопередача к другим элементам конструкции узла сверхвысокого давления. Такой подход дает возможность более полно рассмотреть, имеющиеся основные тепловые потоки и точнее моделировать тепловой баланс в рамках оценки напряженно-деформированного состояния устройств сверхвысокого давления при струйной цементации. Однако и он не лишен недостатков, присущих аналогичным методикам: при подобном подходе, как правило, не учитываются все особенности распределения тепловых потоков. Поскольку процесс калориметрирования довольно сложен, так как требуется вычленять каждый тепловой поток по отдельности, экранируя каким-либо образом другие тепловые потоки, то обычно ограничиваются лишь основными направлениями теплопередачи, что может сильно сказаться на адекватности проводимых расчетов.

Разработанная методика моделирования процесса теплопроводности в рамках оценки напряженно-деформированного состояния позволяет рассмотреть и рассчитать тепловой баланс проектируемого конструктивного узла сверхвысокого давления при струйной цементации как совокупность тепловых потоков, образующихся в процессе эксплуатации данного устройства.

Список литературы

1. Бройд, И.И. Струйная геотехнология / И.И. Бройд. – М.: Изд-во АСВ, 2004. – 448 с.
2. Засорин, М.С. Обоснование технологических параметров струйной цементации глинистых грунтов в подземном строительстве: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. М., 2011. – 24 с.
3. Ратыни, А.К. Уравнение теплопроводности / А.К. Ратыни. – Иваново: ИГХТУ, 2007. – 21 с.
4. Тихонов, А.Н. Уравнения математической физики / А.Н. Тихонов, А.А. Самарский. – М.: Наука, 2004. – 798 с.
5. Уравнение теплопроводности. SolverBook [Электронный ресурс]. - Режим

References

1. Broyd I.I. *Struynaya geotekhnologiya* [Jet grouting method]. Moscow, ABC, 2004. 448 p. (In Russian).
2. Zasorin M.S. Substantiation of technological parameters of jet cementation of clay soils in underground construction dissertation author's abstract for the degree of candidate of technical sciences. Abstract of Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow. 2011. 24 p. (In Russian).
3. Ratyni A.K. *Uravnenie teploprovodnosti* [Thermal conductivity equation]. Ivanovo, 2007. 21 p. (In Russian).
4. Tikhonov A.N., Samarskiy A.A. *Uravneniya matematicheskoy fiziki* [Equations of mathematical physics]. Moscow, MGU,

- доступа: <http://www.ru.solver-book.com/spravochnik/uravneniya-po-fizike/uravnenie-teploprovodnosti> (дата обращения: 25.06.19).
6. Ревина, С.В. Уравнения математической физики. Задачи, решения и численная реализация / С.В. Ревина, Л.И. Сазонов, О.А. Цыбенкова. – Ростов-на-Дону: ЮФУ, 2015. – 194 с.
7. Леонтьев, Н.С. Выбор и обоснование конструктивных параметров и режимов работы гидросъемника гидроструйной бурильной машины: дисс. ... канд. техн. наук. Тула, 2012.
8. Головин, К.А. Тепловой режим работы гидросъемника высокого давления на установках гидроструйной цементации / К.А. Головин, А.А. Маликов, А.Е. Пушкарев // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. - 2015. – № 4. – С. 46-52.
9. Лыков, А.В. Теория теплопроводности / А.В. Лыков. - М.: Высшая школа. 1967. – 599 с.
10. Госсорг, Ж. Инфракрасная термография. Основы, техника, применение / Ж. Госсорг. – М.: Мир, 1988. – 416 с.
11. Линевег, Ф. Измерение температур в технике / Ф. Линевег. – М.: Metallurgiya, 1980. – 543 с.
2004. 798 p. (In Russian).
5. Thermal conductivity equation. Solver-Book [site]. Available at: <http://www.ru.solver-book.com/spravochnik/uravneniya-po-fizike/uravnenie-teploprovodnosti> (In Russian).
6. Revina S.V., Sazonov O.A., Tsivenkova O.A. Equations of mathematical physics. Tasks, solutions and numerical implementation. Rostov-on-Don, YuFU, 2015. 194 p. (In Russian).
7. Leontev N.S. Selection and justification of the design parameters and modes of operation of the hydrostatic drilling machine. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Tula. 2012. 142 p. (In Russian).
8. Golovin K.A., Malikov A.A., Pushkarev A.E. Thermal mode of operation of high-pressure hydraulic puller at hydro jet grouting installations. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheski nauki*. 2015, No. 4, pp. 46-52. (In Russian).
9. Lykov A.V. *Teoriya teploprovodnosti* [Heat conduction theory]. Moscow, Visshaya shkola, 1967. 599 p. (In Russian).
10. Gaussorgues G. *La Thermographie Infrarouge. Principes-Technologie-Applications. Technique et Documentation Lavoisier*. Paris, 1984. 481 p. (In France)
11. Lieneweg F. *Izmerenie temperatur v tekhnike* [Handbuch der technischen Temperaturmessung]. Moscow, Metallurgiya, 1980. 543 p. (In Russian).

УДК (УДК) 629.11

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН НА
ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РЕМОНТА УЗЛОВ ТРЕНИЯIMPROVING THE DURABILITY OF ROAD CONSTRUCTION MACHINES BASED ON
IMPROVED REPAIR OF FRICTION KNOTSОвсянников В.Е.
Ovsyannikov V.E.Курганский государственный университет (Курган, Россия)
Kurgan State University (Kurgan, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассмотрены вопросы повышения долговечности строительно-дорожных машин. В качестве предмета исследования рассматриваются узлы трения, детали которых изготовлены из серого чугуна. На основании комплексного технико-экономического анализа методов упрочнения чугунных деталей установлено, что наилучшим сочетанием критериев обладает химико-термическая обработка. Используемые в практике методы упрочнения чугунов мало применимы в условиях ремонтного производства из-за сложности технологически процессов и оборудования. Кроме того, толщина упрочненного слоя обычно не превышает 0,3 мм. В работе рассмотрены основные аспекты применения новой технологии поверхностного упрочнения. Сформулированы рекомендации по ее применению в зависимости от служебного назначения детали. Проведена оценка технического уровня предлагаемых решений по сравнению с традиционными технологиями упрочнения чугунов.

Ключевые слова: строительно-дорожные машины, долговечность, серый чугун, трение, ремонт, упрочнение, технология

Дата принятия к публикации: 02.09.2019
Дата публикации: 25.09.2019

Сведения об авторе:

Овсянников Виктор Евгеньевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Автоматизация производственных процессов», Курганский государственный университет,
e-mail: vik9800@mail.ru.
ORCID: 0000-0002-8775-0781

Abstract. The article discusses the issues of increasing the durability of road-building machines. As a subject of research, friction units are considered, the details of which are made of gray iron. On the basis of a comprehensive technical and economic analysis of hardening methods for cast iron parts, it was established that chemical-heat treatment has the best combination of criteria. The methods used in practice for hardening cast irons are of little use in the conditions of repair production due to the complexity of technological processes and equipment. In addition, the thickness of the hardened layer usually does not exceed 0.3 mm. The paper discusses the main aspects of the application of new technology of surface hardening, formulated recommendations for its use, depending on the service purpose details. An assessment of the technical level of the proposed solutions compared with traditional technologies of hardening of cast iron.

Keywords: road construction machines, durability, gray cast iron, friction, repair, hardening, technology

Date of acceptance for publication: 02.09.2019
Date of publication: 25.09.2019

Author's information:

Victor E. Ovsyannikov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Department "Automation of Production Processes" at Kurgan State University, e-mail: vik9800@mail.ru.
ORCID: 0000-0002-8775-0781

1. Введение

Детали из чугуна используются в конструкциях как непосредственно строительно-дорожных машин (блоки цилиндров, маховики и т.д.), так и в различных навесных агрегатах (лебедки, подъемники, прицепное оборудование и т.д.). Долговечность таких

деталей зависит от физико-механических свойств материала и микроструктуры. Наличие графита способствует повышению сопротивляемости износу. Форма графитовых включений также влияет на эксплуатационные свойства изделий. В частности, графит пластинчатой формы, характерный для серых чугунов, снижает прочность. Также до-

полнительным ограничением в использовании серого чугуна является то, что применение традиционных методов его упрочнения (например, индукционной закалки) малоэффективно. При этом серый чугун более дешевый по сравнению с высокопрочным.

Строительно-дорожные машины работают в достаточно неблагоприятных условиях, к которым можно отнести динамические нагрузки, перепады температур, абразивную среду и т.д. К неблагоприятным факторам эксплуатации рассматриваемого парка техники можно также отнести неравномерность режима работы (более интенсивное использование в сезоны без отрицательных температур) и то, что машины зачастую эксплуатируются в удаленных районах. Это не всегда позволяет должным образом организовать процессы технического обслуживания. Все перечисленные выше обстоятельства приводят к повышенной интенсивности износа узлов машин. Поэтому перспективным направлением повышения долговечности в данном свете является поверхностное упрочнение деталей.

Среди основных методов упрочнения чугуна можно выделить следующие:

- объемная термическая обработка;
- лазерное упрочнение;
- электроконтактная обработка;
- электроискровое легирование;
- химико-термическая обработка.

Закалка серого чугуна применяется для повышения твердости. Закалка серого чугуна осуществляется при температуре 850...900°C с последующим охлаждением в воде. В результате получаемая твердость составляет примерно 450...500 НВ.

Одной из вариаций термической обработки чугуна является криогенная обработка [1]. Данный вид термической обработки применяется преимущественно для перлитных чугунов, с целью для повышения механических и эксплуатационных характеристик изделий. При помощи криогенной технологии форма включений графита не изменяется.

В результате лазерной обработки на поверхности деталей из серого чугуна появляется закаленный слой, структура которого соответствует белому чугуну [2]. Микро-

твердость зоны оплавления составляет 460...540 НВ, а зоны термического влияния - 930 НВ. С использованием лазерной закалки возможно получать толщину упрочненного слоя до 0,6 мм.

Электроконтактная технология поверхностного упрочнения чугуна [3] основана на воздействии электродов с приложением контактного давления и электрического нагрева. В результате происходит формирование слоя белого чугуна на поверхности. Толщина упрочненного слоя при этом составляет от 1 до 4 мм. Однако данная технология требует сложного оборудования, повышенного расхода энергии. Также покрытие получается неоднородным.

Химико-термическая обработка чугуна основана на термодиффузионном насыщении поверхности. К ней относятся такие виды, как азотирование, борирование, силицирование и т.д. Также может применяться комплексное насыщение поверхности несколькими легирующими элементами [4].

Сравнение технических и экономических возможностей производим на основе метода анализа иерархий [5]. В данном случае предполагается решение задачи для двух уровней иерархии по выбору из пяти альтернатив по пяти критериям.

Перечень альтернативных вариантов приведен на рис. 1, а в качестве критериев можно выделить следующие:

1. Толщина упрочненного слоя К1.
2. Управляемость процессом К2 (комплексный показатель, характеризующий требования к квалификации рабочего, простоту методики назначения режимов и сложность технологического процесса).
3. Обрабатываемость упрочненного слоя резанием К3.
4. Твердость К4.
5. Экономичность способа К5.

Полная доминантная иерархия приведена на рис. 1.

Анализ проводился с позиций применимости методов в условиях ремонтного производства. Оценка на уровне целей выполнялась последовательным парным сравнением влияния критериев K_i на показатель цели анализа (повышение долговечности деталей

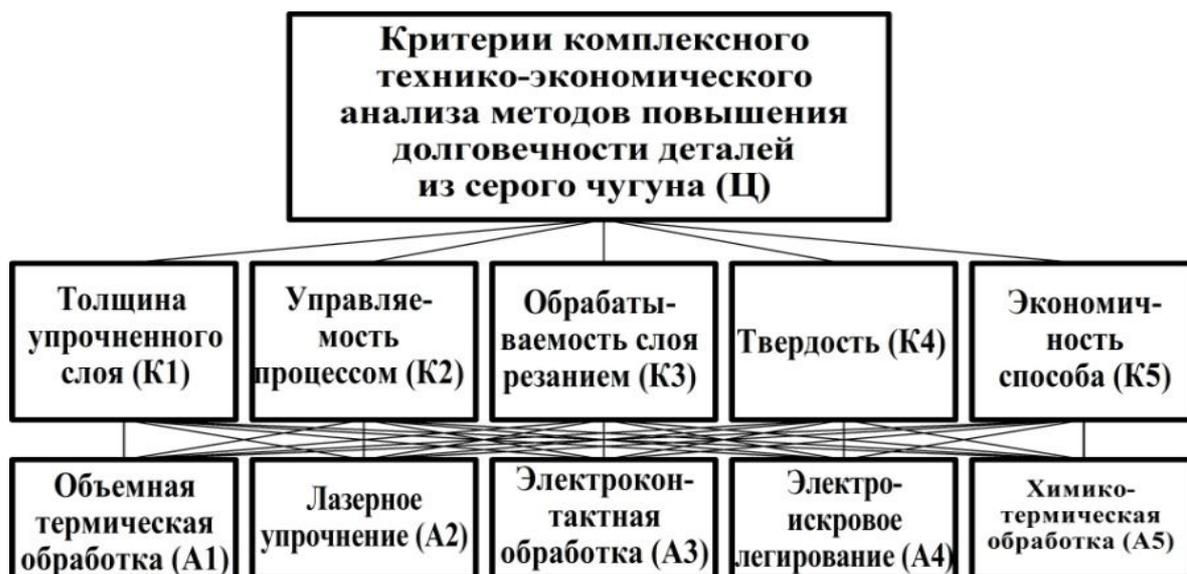


Рис. 1. Полная доминантная иерархия

из серого чугуна в условиях ремонтного производства). При анализе на уровне критериев выполнялось парное сравнение альтернатив A_i по критериям K_i . На рис. 2 приведе-

ны результаты комплексного технико-экономического анализа методов повышения долговечности деталей из серого чугуна.

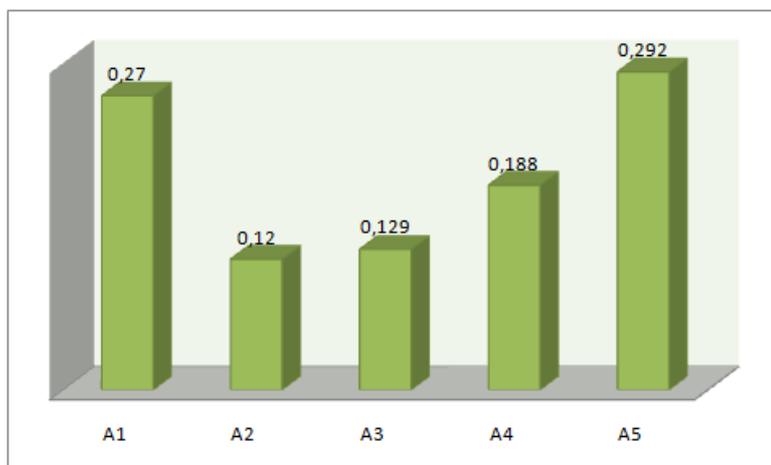


Рис. 2. Результаты комплексного технико-экономического анализа методов повышения долговечности деталей из серого чугуна

2. Цель и методы исследования

Цель выполненного исследования состояла в разработке технологии химико-термической обработки серого чугуна, которую возможно использовать в условиях ремонтного производства.

В работе [6] была доказана возможность реализации нового метода химико-термической обработки серого чугуна посредством выдержки при температурах 900...1100°C в

контакте с оксидами легирующих элементов. При этом на поверхности чугуна происходит диссоциация оксидов легирующих элементов, проникновение легирующего элемента вглубь сплава и последующая диффузия. Важным фактором, который оказывает влияние на структуру и свойства диффузионного слоя, является возможность окисления кремния и марганца основы чугуна. Если данные химические элементы будут окислены, то возможно получить диффузионный слой со

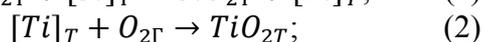
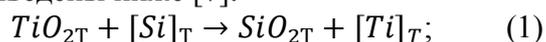
структурой, которая соответствует стали (перлит). Это в последующем позволит производить закалку диффузионного слоя.

Оценка возможности окисления марганца и кремния основы чугуна производилась на основе термодинамического анализа [7].

В ходе расчетов производилось определение констант равновесия и энергии Гиббса реакций в системах вида $[Fe - Si - Me]_{\text{вFe}} - Me_nO_{mT} - SiO_{2T}$ и $[Fe - Mn - Me]_{\text{вFe}} - Me_nO_{mT} - MnO_T$

Рассматривались реакции окисления кремния основы чугуна посредством взаимодействия с оксидами FeO , Cr_2O_3 , MoO_2 , V_2O_3 , TiO_2 . Определение константы равновесия реакций производилось с использованием закона Гесса [7].

Примеры расчетов констант равновесия реакций для взаимодействия с оксидом титана приведены ниже [7].



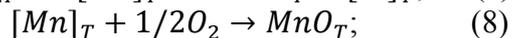
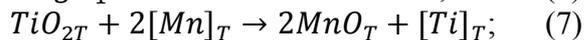
$$lgK_2 = 49050T^{-1} - 9.176; \quad (3)$$



$$lgK_4 = 47108/2T^{-1} - 8.923. \quad (5)$$

Температурная зависимость константы равновесия реакции (1) определяется как $lgK_4 - lgK_2$:

$$lgK_1 = -1941.8T^{-1} + 0.253; \quad (6)$$



$$lgK_8 = 20109.3T^{-1} - 3.849. \quad (9)$$

Температурная зависимость константы равновесия реакции (7) определяется как $2lgK_8 - lgK_2$:

$$lgK_7 = -8831.4T^{-1} - 2.371. \quad (10)$$

Теоретический расчет химического состава диффузионного слоя выполнялся на основе определения равновесных концентраций химических элементов.

В качестве материала для экспериментальных исследований был выбран феррито-перлитный серый чугун марки СЧ-20 (ГОСТ 1482-85). Термодиффузионное легирование проводили в печи с графитовым нагревателем с максимальной температурой 1100°C. Интервалы времени выдержки составляли от 2 до 8 ч. Исследование толщины слоя, а также металлографические исследования выполнялись с использованием микроскопов Neophot-21 при увеличении 200, 400, 500 и 1000 крат.

Твердость образцов измеряли посредством портативного твердомера марки ТН-130, позволяющего оценивать данное свойство по шкалам Роквелла и Викерса.

3. Результаты исследований.

Результаты расчетов констант равновесия приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Значения констант равновесия и энергии Гиббса реакций окисления кремния основы чугуна

Оксид	Температура, K	LgK	ΔG, Дж
FeO	1173	14.52	-3.25·10 ⁵
	1273	13.202	-3.21·10 ⁵
	1373	12.1	-3.17·10 ⁵
Cr ₂ O ₃	1173	19.697	-4.42·10 ⁵
	1273	18.15	-4.41·10 ⁵
	1373	16.83	-4.41·10 ⁵
MoO ₂	1173	14.133	-3.167·10 ⁵
	1273	13.022	-3.168·10 ⁵
	1373	12.072	-3.168·10 ⁵
V ₂ O ₃	1173	17.105	-3.835·10 ⁵
	1273	15.061	-3.665·10 ⁵
	1373	13.306	-3.494·10 ⁵
TiO ₂	1173	-1.402	3.144·10 ⁴
	1273	-1.272	3.096·10 ⁴
	1373	-1.161	3.047·10 ⁴

Таблица 2

Значения констант равновесия и энергии Гиббса реакций окисления марганца основы чугуна

Оксид	Температура, K	LgK	ΔG , Дж
FeO	1173	4.934	$-1.106 \cdot 10^5$
	1273	4.507	$-1.097 \cdot 10^5$
	1373	4.143	$-1.087 \cdot 10^5$
Cr_2O_3	1173	2.808	$-6.295 \cdot 10^4$
	1273	2.733	$-6.649 \cdot 10^4$
	1373	2.669	$-7.003 \cdot 10^4$
MoO_2	1173	9.484	$-2.126 \cdot 10^5$
	1273	8.834	$-2.149 \cdot 10^5$
	1373	8.279	$-2.173 \cdot 10^5$
V_2O_3	1173	-2.4	$5.381 \cdot 10^4$
	1273	-2.316	$5.197 \cdot 10^4$
	1373	-1.91	$5.013 \cdot 10^4$
TiO_2	1173	-9.9	$2.22 \cdot 10^5$
	1273	-9.308	$2.265 \cdot 10^5$
	1373	-8.803	$2.31 \cdot 10^5$

Анализируя данные в табл. 1 и 2 можно сделать вывод, что при использовании оксидов ванадия и титана окисления марганца и кремния не происходит. Поэтому для упрочнения целесообразно использовать оксиды железа, хрома и молибдена. В результате расчетов равновесных концентраций элемен-

тов основы чугуна после окисления было установлено, что химический состав слоя соответствует стали.

В табл. 3 приведен химический состав образцов после диффузионного легирования.

Таблица 3

Химический состав слоя

Оксид FeO			
Время выдержки τ , ч	C, %	Mn, %	Si, %
4	0.74	0.48	1.67
8	0.18	0.34	1.29
Оксид Cr_2O_3			
4	0.87	0.58	1.8
8	0.15	0.49	1.4
Оксид MoO_2			
4	0.96	0.66	1.92
8	0.24	0.53	1.54

Из табл. 3 видно, что химический состав слоя соответствует стали. На рис. 3 и 4 приведена микроструктура слоя при взаимодействии с оксидом хрома и титана.

В результате металлографических исследований было установлено, что после взаимодействия с оксидами железа, хрома и молибдена получается перлитная структура слоя с шаровидными включениями графита

(рис. 3). При использовании оксида титана и ванадия включения графита остаются пластинчатыми. Толщина упрочненного слоя достигает 3 мм (при использовании оксида молибдена). Твердость после закалки составляет 58...65 HRC, что сопоставимо с высокопрочным закаленным чугуном.

При этом на поверхности имеется слой чистого феррита, который обладает понижен-

ной твердостью. На рис. 5 приведено схематичное изображение диффузионного слоя.



Рис. 3. Микроструктура слоя после окисления Cr_2O_3 x400

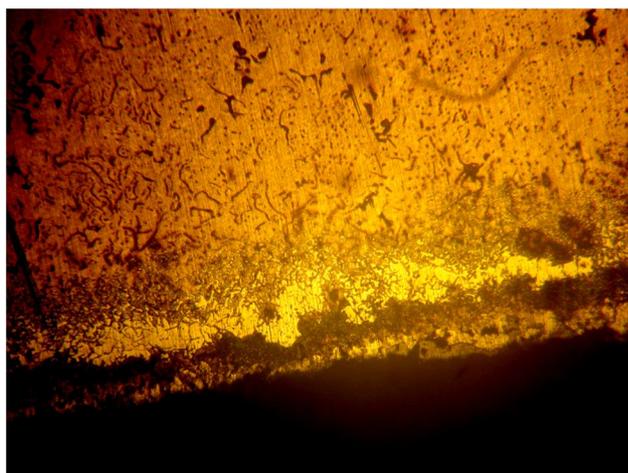


Рис. 4. Микроструктура слоя после окисления TiO_2 x400

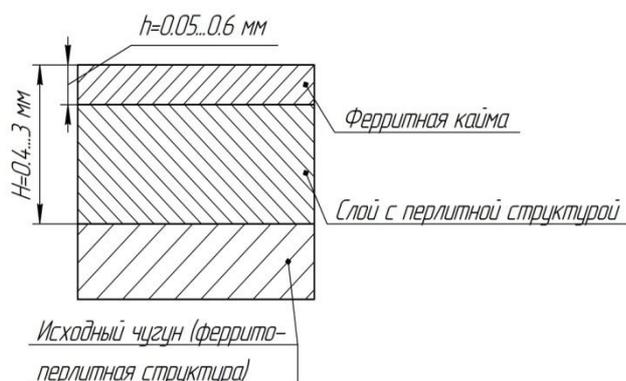


Рис. 5. Схематичное изображение диффузионного слоя

4. Обсуждение результатов

Разработанная технология позволяет получать на поверхности деталей из серого чугуна упрочненный слой, толщина которого в 5...10 раз больше, чем при традиционных методах упрочнения. В плане применимости в ремонтном производстве преимуществом является то, что в качестве оборудования может использоваться любая печь, а в качестве материалов - оксиды легирующих элементов, что существенно удешевляет процесс.

Проведем оценку технического уровня по сравнению с лазерной закалкой и традиционной технологией диффузионного хромирования чугуна в газовой среде.

Оценка технического уровня производится по шести показателям:

- производительность процесса;
- толщина упрочненного слоя;
- потребляемая мощность;
- относительная износостойкость покрытия;
- площадь, занимаемая установкой;
- стоимость установки.

В качестве исходных данных для расчета рассмотрим упрочнение отверстия корпуса гидрораспределителя (материал детали СЧ-15), размеры которого соответственно равны:

- диаметр отверстия 300 мм;
- длина отверстия 400 мм.

В качестве оборудования примем волоконный лазер модели YLR3000, установку для химической металлизации на базе печи SG-QF1400 и печь SNOL 10/14.

Результаты оценки технического уровня приведены в табл. 4.

Коэффициент технического уровня по совокупности показателей для аналога YLR3000:

$$K_{\text{ТУ}1} = \frac{1.3+5.4+2+1+1+25}{6} = 5.95 .$$

Коэффициент технического уровня по совокупности показателей для аналога SG-QF1400:

$$K_{\text{ТУ}2} = \frac{1+1.8+1.6+1+1.6+6.5}{6} = 2.3 .$$

Таким образом, по совокупности показателей разработанная технология превосходит аналога.

Таблица 4

Оценка технического уровня метода термодиффузионного поверхностного легирования

Наименование показателя	Значение показателей			q_i	
	YLR 3000	Традиционная технология диффузионного хромирования	Разработанная технология		
Производительность установки, шт/смену	3	4	4	1,3	1,0
Толщина упрочненного слоя, мм	0,2	0,6	1,08	5,4	1,8
Потребляемая мощность, кВт	20	16	10	2,0	1,6
Относительная износостойкость упрочненного слоя	4	4	4	1,0	1,0
Занимаемая площадь, м ²	5	4	3	1,0	1,6
Стоимость установки, тыс. руб.	2500	650	100	25	6,5

Основной аспект, который оказывает влияние на проектирование операций, является наличие в упрочненном слое ферритной каймы, которая обладает низкой твердостью и износостойкостью. С одной стороны, это обеспечивает благоприятный характер процесса приработки пары трения, так как слой с низкой твердостью достаточно быстро изнашивается и при этом образуется оптимальная микрогеометрия поверхностей контакта. Однако при жестких требованиях к величине допускаемого износа ферритную кайму необходимо удалять в обязательном порядке.

В качестве дополнительного критерия, который определяет необходимость последующей механической обработки слоя, можно ввести следующее соотношение:

$$[h] < k \cdot [h_{дс}], \quad (11)$$

где $[h]$ – допустимый износ слоя; $[h_{дс}]$ – толщина дефектного слоя; k – коэффициент запаса.

Если неравенство (11) справедливо, то ферритную кайму необходимо удалять.

Последовательность проектирования операций термодиффузионного поверхностного легирования имеет вид:

1. Задается величина требуемого ресурса работы и допустимого износа.
2. Проверяется условие (11).
3. Определяется толщина упрочненного слоя $[h_{yc}]$.

4. Определяются параметры шероховатости поверхности упрочненного слоя (в случае, если условие 11 выполняется).

5. Определение времени изнашивания $t_{изн}$.

6. Определение ресурса работы L_h .

7. Проверка условия $L_h \gg [L_h]$.

8. При невыполнении условия в п. 6 корректировка величины $[h_{yc}]$.

9. В зависимости от условий работы узла выбирается легирующий элемент.

10. Назначаются режимы закалки.

Графически алгоритм проектирования операций представлен на рис. 6.

Использование рассматриваемой технологии позволяет совершенствовать также метод ремонтных размеров. Во-первых, значительная толщина упрочненного слоя дает возможность избежать повторного упрочнения после обработки в ремонтный размер. Во-вторых, в ходе исследований было выявлено, что твердость по толщине упрочненного слоя возрастает, что также дает преимущество. Таким образом, применение разработанной технологии термодиффузионного поверхностного легирования позволяет решить задачу повышения долговечности строительно-дорожных машин в условиях ремонтного производства.

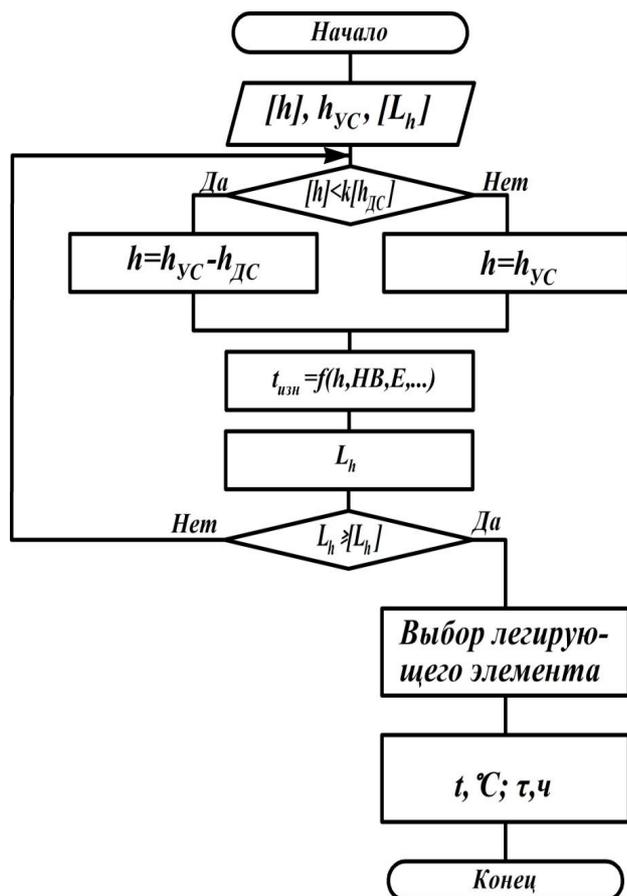


Рис. 6. Алгоритм проектирования операций термодиффузионного поверхностного легирования

Список литературы

1. Кокорин, Н.А. Краткий справочник материалов, воспринимающих криогенное воздействие / Н.А. Кокорин. – Ижевск: ООО «НПЦ «КриоТехРесурс», 2015. – 38 с.
2. Криштал, М.А. Структура и свойства сплавов, обработанных излучением лазера / М.А. Криштал, Л.А. Жуков, А.Н. Кокора. – М.: Metallurgiya, 1973. – 191 с.
3. Пат. 2176578 Рос. Федерация: МПК7: C21D5/00. Способ упрочнения чугуновых деталей / Поляченко А.В., Евсеенко В.В.; заявитель и патентообладатель Поляченко А.В., Евсеенко В.В. – № 2000112079/02; заявл. 17.05.2000; опубл. 10.12.2001. Бюл. № 34.
4. Веселовский, А.А. Термодиффузионное упрочнение деталей гидроцилиндров из серого чугуна алюминием и ванадием в порошковой среде: дис. ... канд. техн. наук: 05.16.01 / А.А. Веселовский; [Место защиты: Магн. гос. техн. ун-т]. - Магнитогорск,

5. Заключение

Полученные результаты дают возможность сделать ряд выводов:

- использование термодиффузионного легирования нагревом в контакте с оксидами легирующих элементов позволяет получать на поверхности чугуна слой толщиной до 3 мм и повышать микротвердость в 2...3 раза по сравнению с исходным чугуном;
 - разработанный способ целесообразно использовать в ремонтном производстве, так как не требуется специального оборудования и дорогостоящих расходных материалов;
 - по результатам оценки технического уровня, установлено, что разработанный способ при упрочнении серого чугуна более эффективен, чем аналоги.
- В качестве перспективных направлений дальнейших исследований можно выделить:
- разработку технологических маршрутов ремонта деталей и узлов строительно-дорожных машин с применением термодиффузионного поверхностного легирования;
 - исследование процессов механической обработки деталей с упрочненным слоем.

References

1. Kokorin N.A. *Kratkiy spravochnik materialov, vosprinimayushchikh kriogennoye vozdeystvie* [Quick Reference for Cryogenic Perception Materials]. Izhevsk, NPTs «Kri-oTehResurs, 2015. 38 p. (In Russian).
2. Kryshtal M.A., Zhukov L.A., Kokora A.N. *Struktura i svoystva splavov, obrabotannykh izlucheniem lazera* [Structure and properties of alloys treated with laser radiation]. Moscow, Metallurgiya, 1973. 191 p. (In Russian).
3. Patent RU 2176578, C21D5/00. *Sposob uprochneniya chugunnykh detaley* [The method of hardening cast iron parts]. Polyachenko A.V., Yevseyenko V.V. Published 10.12.2001. (In Russian).
4. Veselovskiy A.A. Thermal diffusion hardening of parts of gray iron cast cylinders with aluminum and vanadium in a powder medium. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Magni-

УДК (UDC) 62-233.3.9

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ НА РАННИХ ЭТАПАХ ПРОЕКТИРОВАНИЯFORECASTING THE MAIN DIMENSIONS OF SINGLE-STAGE CYLINDRICAL
REDUCERS AT EARLY DESIGN STAGESПетракова Е.А., Суматохин В.А.
Petrakova E.A., Sumatokhin V.A.Московский политехнический университет (Москва, Россия)
Moscow Polytechnic University (Moscow, Russian Federation)

Аннотация: В статье рассмотрен вопрос влияния твердости материалов зубчатой пары цилиндрической передачи на габаритные, присоединительные размеры и межосевое расстояние одноступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по горизонтальной схеме, с помощью созданного автоматизированного программного комплекса, позволяющего связывать проектные и проверочные расчеты деталей редуктора с его параметрической 3D-моделью. Программный комплекс позволяет проводить целый ряд оптимизационных и исследовательских задач в короткие сроки, исключив ошибки расчетов и переноса данных на 3D-модель при перестроении ее геометрии для множества типоразмеров редукторов, а также прогнозировать и визуализировать размеры изделия в целом и всех его деталей в отдельности практически сразу после получения технического задания. Исследования проведены в диапазоне крутящих моментов на выходном валу от 250 до 500 Нм; передаточных чисел от 4 до 8; частоте вращения входного вала 1500 мин⁻¹, ресурсе работы редуктора 12500 часов. Твердость материала зубчатой пары варьировалась в диапазоне от 160 до 300 HB. Анализ полученных результатов проведен с исследованием изменения размеров деталей, входящих в состав редуктора. Сделаны выводы о величине изменения межосевых расстояний и габаритных размеров при изменении твердости зубчатой пары на 140 HB.

Ключевые слова: оптимизация, материал зубчатой пары, САПР, параметрическое моделирование, Autodesk Inventor, CAD-программы.

Дата принятия к публикации: 09.07.2019
Дата публикации: 25.09.2019

Сведения об авторах:

Петракова Екатерина Алексеевна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Техническая механика» Московского Политехнического Университета, e-mail: eka_pet@mail.ru.

Суматохин Владислав Александрович – студент факультета Машиностроения Московского Политехнического Университета, e-mail: voldemirage@gmail.com.

Abstract. The article presents the research data on the influence of the gear pair materials hardness of the cylindrical transmission on the overall and connecting dimensions and center distance of the single-stage gearbox, made according to the horizontal scheme, with the help of the created automated software complex, which allows to link the design and verification calculations of the gearbox parts with its parametric 3D model. The software package allows to carry out a number of optimization and research tasks in a short time, excluding calculation errors and data transfer to the 3D model when rebuilding its geometry for a variety of sizes of gearboxes, as well as to predict and visualize the size of the product as a whole and all its parts individually almost immediately after receiving the technical requirement. The researches were carried out in the range of torques on the output shaft from 250 to 500 Nm; gear ratios from 4 to 8; the speed of the input shaft 1500 min⁻¹, the resource of the gearbox 12500 hours. The hardness of the material of the gear pair varied from 160 to 300 HB. The analysis of the obtained results is conducted with the study of changes in the size of the children parts included in the reducer. The conclusion about the value of the change in the center distance and overall dimensions according to the hardness of the gear pair change by 140 HB was made.

Keywords: optimization, material of gear pair, CAD, parametric modeling, Autodesk Inventor, CAD-programs.

Date of acceptance for publication: 09.07.2019
Date of publication: 25.09.2019

Authors' information:

Ekaterina A. Petrakova – Assistant Professor, Ph.D., Department of Technical Mechanics, Moscow Polytechnic University, e-mail: eka_pet@mail.ru.

Vladislav A. Sumatokhin – student of the Faculty of Mechanical Engineering, Moscow Polytechnic University, e-mail: voldemirage@gmail.com.

1. Введение

Редукторы, мотор-редукторы и мультипликаторы находят применение в различных областях современных производств. Их проектирование часто связано с необходимостью проведения предпроектной оптимизации, суть которой заключается в возможности «исходно заложить в подлежащую дальнейшему проектированию конструкцию оптимальные значения» [1]. В некоторых случаях требуется проведение многокритериальной оптимизации с выбором критериев эффективности [2].

На самых ранних этапах проектирования редуктора перед инженером стоит задача оптимального выбора материалов зубчатой пары. Известно, что выбор материалов с более высокой твердостью приводит к уменьшению габаритных размеров и массы редуктора. Однако себестоимость таких редукторов выше. Так, например, уменьшение габаритных размеров на 14% приводит к увеличению себестоимости редуктора на 18% [3].

Часто заказчика продукции интересуют значения габаритных размеров редукторов при выборе того или иного материала деталей, входящих в его состав. В ряде случаев согласно техническому заданию необходимо обеспечить максимальную компактность будущего изделия, в других случаях – наименьшую стоимость. Возможны варианты, когда изделие проектируется под имеющиеся на предприятии материалы заготовок будущих деталей. При такой постановке вопроса вслед за выбором материала зубчатой пары необходимо оперативно получить 3D-модели и 2D-чертежи изделия ранее разработанной конфигурации изделия в самые короткие сроки. Для предприятия такой подход означает сокращение сроков выпуска типовых редукторов с различными материалами деталей.

При одинаковых технических характеристиках размеры и стоимость редуктора зависят, главным образом, от твердости материалов зубчатой пары, определяемых выбранными марками сталей шестерни и зубчатого колеса, а также режимов их термообработки. Применение высокотвердых сталей для изго-

товления зубчатой пары приводит к уменьшению межосевого расстояния и диаметров зубчатых колес, а значит, - к уменьшению размеров всего сборочного изделия [3].

Однако в настоящее время исследований о степени влияния твердости материалов зубчатой пары на габаритные и присоединительные размеры крайне мало. На это есть причины, которые стоит отметить.

Очевидно, что подобные исследования должны проводиться с использованием САД-программ, позволяющих быстро и с высокой точностью определять параметры создаваемых деталей и всего сборочного изделия. Для проведения исследования о влиянии твердости материалов зубчатой пары на размеры редуктора для различных технических характеристик (передаваемых крутящих моментов, передаточных чисел и др.) необходимо максимально автоматизировать работу инженера по перестроению геометрии 3D-моделей редукторов.

Такую задачу необходимо решать путем полной параметризации 3D-модели сборки с интеграцией в нее параметров, полученных в результате проведения комплексных расчетов деталей по данным технического задания [4-6].

Однако при параметризации с интеграцией данных из сторонних программ возникают сложности, связанные с тем, что результаты проектных и проверочных расчетов, проводимых в различных пакетах инженерных программ (Mathcad, Matlab и др.), не интегрируются непосредственно в САД-программы трехмерного моделирования [7].

Кроме того, трудности полной параметризации сборочного узла, включающего в себя не только проектируемые детали, но и стандартные изделия (подшипники, манжеты, шпонки, крепежные детали), связаны с тем, что в САД-программах невозможно создать автоматический выбор типоразмеров стандартных изделий из библиотек компонентов для параметрических сборок [8, 9].

В результате, инженер-конструктор сталкивается с задачей ручного перестроения созданной ранее 3D-модели изделия в связи с изменением исходных данных в техническом задании или заменой материалов деталей. Этот процесс связан с большими затратами

времени. Кроме того, ручное перестроение 3D-моделей нередко вызывает большое количество ошибок при переносе данных расчетов в трехмерные модели.

Указанные сложности необходимо преодолевать, поскольку прогнозирование основных параметров редукторов при варьировании различных параметров технических характеристик и материалов деталей на ранних этапах проектирования имеет важное значение для производителей закрытых зубчатых передач и тесно связано с затратами на изготовление, особенно, при планировании их серийного и массового выпуска.

4. Постановка задачи и исходные данные

Задача исследования: прогнозирование основных параметров одноступенчатого прямозубого цилиндрического редуктора – габаритных и присоединительных размеров – при варьировании *исходных данных технического задания в пределах:*

- передаточное число редуктора $U = \{4; 8\}$;
- крутящий момент на выходном (тихоходном) валу $T_2 = \{250; 500\}$ Н·м ;
- средняя твердость материала зубчатого колеса $HВ_2 = \{160, 170, \dots, 290, 300\}$;
- средняя твердость материала шестерни выше средней твердости зубчатого колеса на 30 $HВ$ (для лучшей приработки зубьев).

Постоянные исходные данные выбраны согласно требованиям ГОСТ 31592-2012 «Редукторы общемашиностроительного применения»:

- частота вращения входного вала $n_1 = 1500$ мин⁻¹;
- КПД редуктора 98%;
- ресурс работы 12500 часов.

Другие условия:

- допускаемая консольная нагрузка на быстроходном и тихоходном валах определяется по ГОСТ 31592-2012 пропорционально передаваемым крутящим моментам;
- у редуктора должен обеспечиваться 90%-й ресурс передач, валов и подшипников, в том числе, и при кратковременных перегрузках, возникающих во время пусков и превышающих номинальную нагрузку не менее, чем в два раза.

3. Инструменты и методы исследования

Для исследования параметров редукторов авторами создан программный комплекс, включающий в себя автоматизированный расчет в *Mathcad* и параметрическую 3D-модель одноступенчатого цилиндрического редуктора, выполненную 3D-CAD-программе *Autodesk Inventor* [4, 9]. Интеграция данных расчетов из *Mathcad* в *Autodesk Inventor* осуществляется с помощью программы-посредника *Microsoft Excel* [6].

Алгоритм создания программного комплекса показан на рис. 1.



Рис.1. Алгоритм создания программного комплекса.

Разработанный метод интеграции данных *Mathcad* в 3D-CAD-программы с помощью программы-посредника *Microsoft Excel* позволяет максимально автоматизировать работу инженера при прогнозировании параметров редукторов, существенно сократить время расчета и построения 3D-модели по меняющимся исходным данным, минимизировать количество ошибок, связанных с перестроением 3D-моделей деталей [10].

Mathcad позволяет создавать электронные таблицы *Excel* внутри файла расчёта, называемые компонентами *Excel* [7]. Этот способ достаточно удобен, так как все таблицы могут храниться в одном файле *Mathcad*. Кроме того, в программе имеется модуль программирования, который позволяет создавать различные условия внутри расчёта, касающиеся, например, проверки нагруженных деталей на прочность.

В *Mathcad* согласно классическим методикам [11-13] составлены проектные и проверочные расчеты зубчатой передачи, валов, подшипников качения, шпоночных соединений, корпусных деталей, резьбовых соединений и др. Созданный автоматизированный расчет редуктора в *Mathcad* включает в себя более 180 формул, 20 компонентов *Excel* с заданными стандартными рядами и выборками данных, 19 блоков программ *Mathcad* для создания и проверки условий.

Проектирование корпусных деталей, сборка и параметризация 3D-модели редуктора производились согласно методикам [6, 14-16].

В результате, при помощи связи данных программ *Mathcad*, *Microsoft Excel* и *Autodesk Inventor* происходит автоматическое перестроение геометрии 3D-модели редуктора при изменении одного или нескольких значе-

ний исходных данных. Разработанный программный комплекс позволяет визуализировать 3D-модель редуктора с размерами всех его элементов уже на этапе получения технического задания, решать целый спектр оптимизационных и исследовательских задач.

4. Исследования и результаты

Исследования проводились для одноступенчатых редукторов со следующими основными техническими характеристиками:

первая подгруппа: $T_2=250$ Н·м и $U=4$;

вторая подгруппа: $T_2=250$ Н·м и $U=8$;

третья подгруппа: $T_2=500$ Н·м и $U=4$;

четвертая подгруппа: $T_2=500$ Н·м и $U=8$.

В автоматизированном расчете для каждого из указанных типоразмеров значения средней твердости материалов зубчатого колеса HB_2 варьировались в диапазоне от 160 до 300 HB с интервалом в 10 единиц. Таким образом, автоматическое перестроение 3D-модели редуктора происходило 60 раз.

После автоматического перестроения геометрии 3D-модели редуктора были получены следующие основные геометрические параметры: габаритные размеры – длина L , высота H , ширина B ; межосевое расстояние a_w (рис. 2).

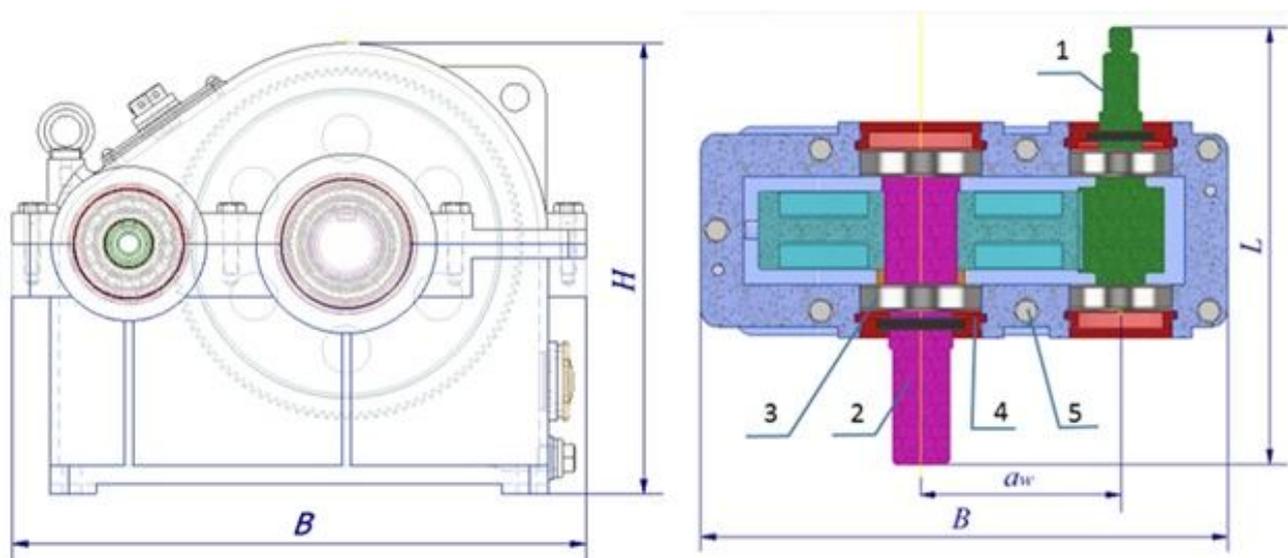


Рис. 2. Конфигурация одноступенчатого редуктора:
а) основной вид; б) вид сверху в разрезе

Кроме того, для каждого типоразмера редуктора определялись присоединительные размеры: диаметр d_{ex} и длина l_{ex} входного участка быстроходного вала 1 (рис. 2); диаметр d_{vbx} и длина l_{vbx} выходного участка тихоходного вала 2. Заметим, что значения указанных присоединительных размеров валов вычисляются программой по [12] и далее выбираются из стандартных рядов согласно ГОСТ 12080-66 «Концы валов цилиндрические».

Для проведения анализа габаритных и присоединительных размеров для каждого получаемого типоразмера редуктора также фиксировались: диаметры окружностей выступов зубчатых колес d_{a2} и номера шариковых радиальных подшипников качения, определяемых программой посредством расчета по динамической грузоподъемности [11]. После расчета программой межосевого расстояния [12], его значение автоматически выбиралось из заданного стандартного ряда

по ГОСТ 25301-95 «Редукторы цилиндрические. Параметры».

Обоснованность выбора полученного межосевого расстояния и параметров зубчатой передачи (модуль, число зубьев, диаметры зубчатых колес, ширина зубчатого венца) подтверждены проверочным расчетом зубьев на контактные напряжения и изгиб [12].

На рис. 3 представлены графики зависимости межосевого расстояния a_w от средней твердости материала зубчатого колеса HB_2 . Точки на линиях обозначают крайние значения диапазона твердостей зубчатого колеса, которым соответствует полученное межосевое расстояние. Таким образом, получено 16 типоразмеров редукторов, каждый из которых соответствует определенному диапазону твердости материала зубчатого колеса.

В табл. 1 представлены основные параметры редукторов для полученных диапазонов твердостей зубчатого колеса.

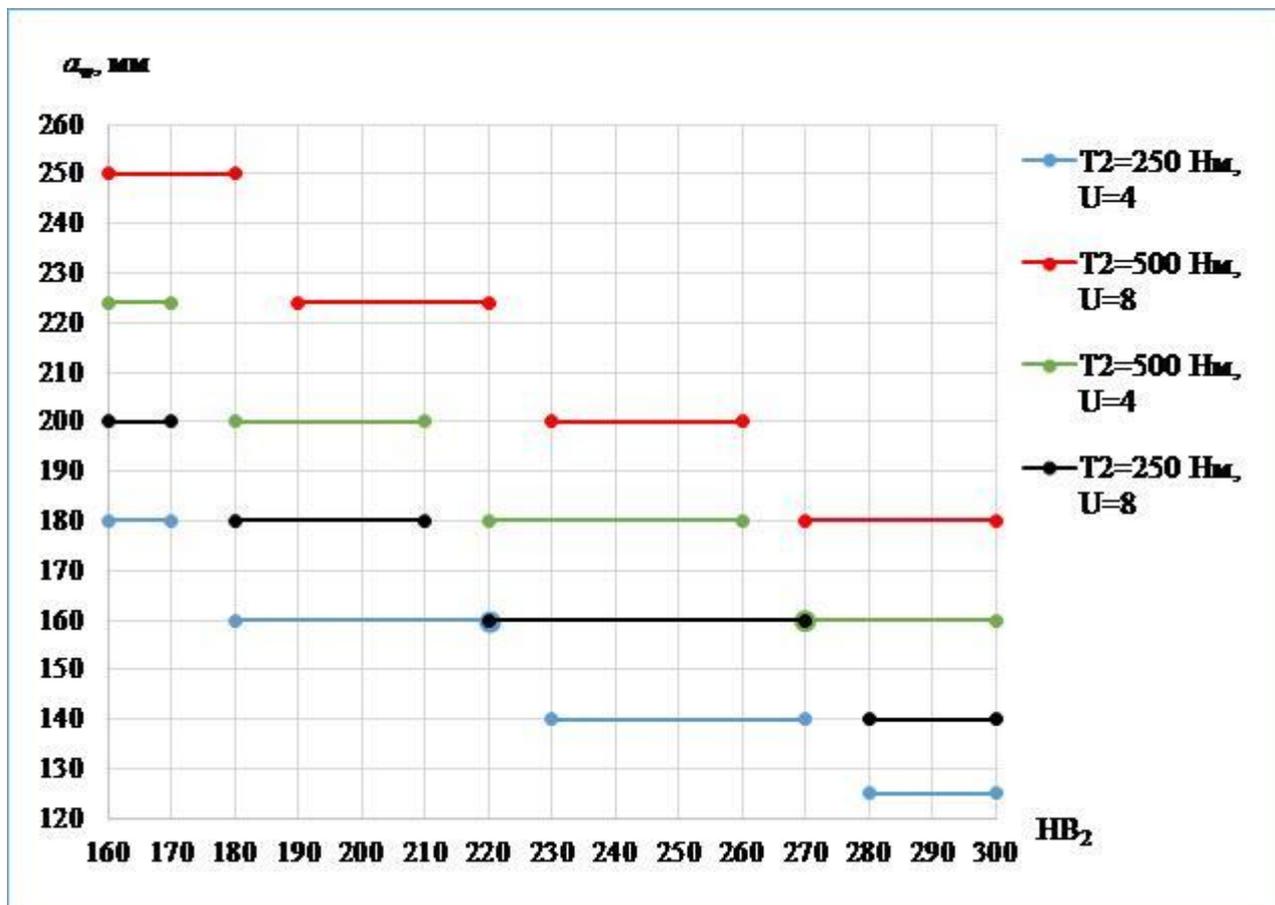


Рис. 3. Зависимость межосевого расстояния от средней твердости материала зубчатого колеса

Таблица 1

Основные параметры одноступенчатого цилиндрического редуктора

HB_2	a_w , мм	d_{a2} , мм	Типоразмер подшипников вала		Присоединительные размеры, мм				Габаритные размеры, мм		
			быстроходного	тихоходного	d_{ex}	$d_{вых}$	l_{ex}	$l_{вых}$	L	H	B
$T_2=250 \text{ Н}\cdot\text{м}, U=4$											
280...300	125	204	407	310	28	45	42	82	337	258	350
230...270	140	228							343	282	377
180...220	160	260							351	314	413
160...170	180	292							359	346	449
$T_2=250 \text{ Н}\cdot\text{м}, U=8$											
280...300	140	252	406	210	28	45	42	82	339	306	384
220...270	160	288							347	342	422
180...210	180	324							355	378	460
160...170	200	359							363	413	498
$T_2=500 \text{ Н}\cdot\text{м}, U=4$											
270...300	160	260	408	312	35	55	58	82	369	314	423
220...260	180	292							377	346	459
180...210	200	324							385	378	492
160...170	224	362							395	416	535
$T_2=500 \text{ Н}\cdot\text{м}, U=8$											
270...300	180	324	407	212	28	55	42	82	359	378	470
230...260	200	359							367	401	507
190...220	224	402							376	444	550
160...180	250	448							387	490	599

Для сравнительной оценки компактности полученных 3D-моделей редукторов удобно использовать показатель суммы габаритных размеров S (определяется сложением высоты H , длины L и ширины B).

На рис. 4 данные этого показателя представлены в виде диаграммы для каждого 16-ти полученных типоразмеров редукторов (с указанием межосевого расстояния вдоль оси X для каждого типоразмера).

5. Обсуждение метода исследования и результатов

Скорость перестроения параметрической 3D-модели редуктора после введения исходных данных составляет 15...30 с (зависит от производительности компьютера), с учетом того, что программный комплекс выполняет все необходимые проектные и проверочные расчеты деталей редуктора. Следовательно,

перестроение 3D-моделей редукторов в диапазоне от 160 до 300 HB с интервалом в 10 единиц для каждой из четырех подгрупп (всего – 60 перестроений модели) производится за 15...30 мин.

Быстродействие и удобство работы с программным комплексом позволяет безошибочно и в короткий срок получать данные о геометрических параметрах отдельных деталей и всего изделия в целом. Отметим, что у получаемых 3D-моделей редуктора можно визуализировать размеры всех его элементов, если это потребуется, для более детального анализа поведения объекта, происходящих при изменении исходных данных.

Проведем анализ полученных результатов. Геометрические параметры корпуса редуктора тесно связаны с размерами входящих в него деталей [14, 15].

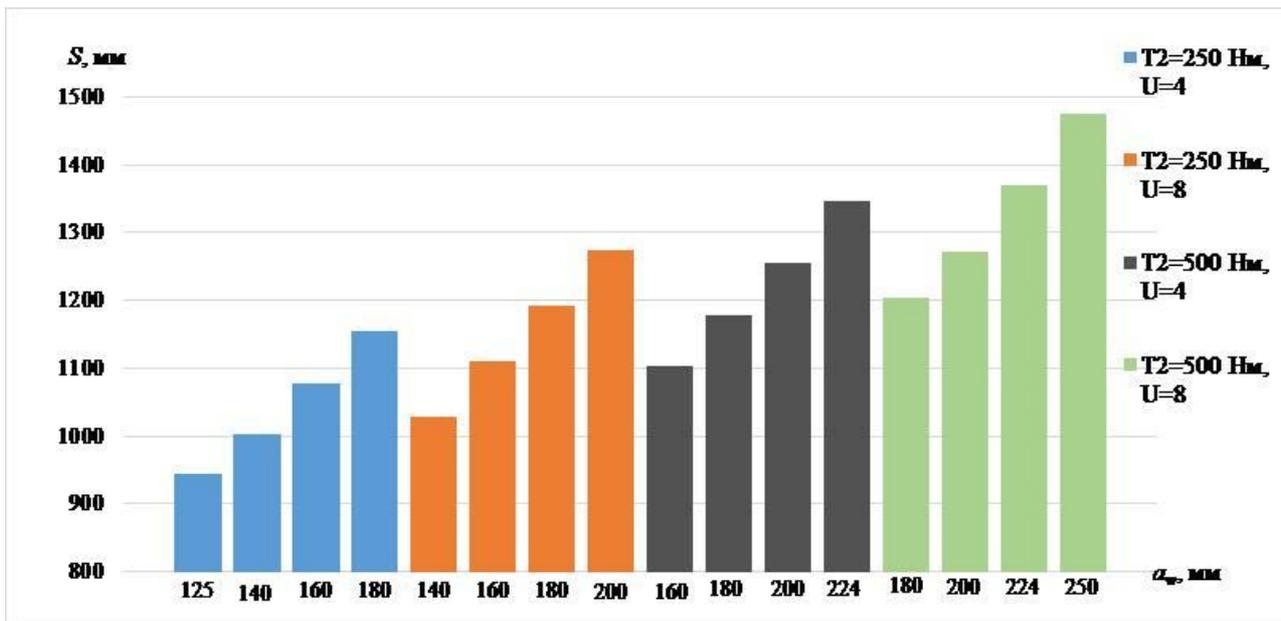


Рис. 4. Диаграмма зависимости суммы габаритных размеров S от межосевых расстояний для исследуемых подгрупп редукторов

Длина редуктора L , главным образом, определяется размерами: шириной венца зубчатой пары, шириной фланца корпуса, длинами входных $l_{вх}$ и выходных $l_{вых}$ участков валов. Ширина фланца корпуса зависит от ширины подшипников качения 3 (рис. 2) и размера крышки подшипника 4 с находящейся в ней манжетой, а также от условия размещения стяжных болтов 5.

Высота редуктора H (рис. 2) изменяется, главным образом, при изменении диаметра зубчатого колеса d_{a2} .

Ширина редуктора B зависит от межосевого расстояния a_w , диаметра зубчатого колеса d_{a2} , диаметра подшипников быстроходного вала и ширины фланцев корпусных деталей.

Рассмотрим, как меняются геометрические параметры редуктора при изменении твердости материала зубчатой пары. При повышении твердости материалов зубчатого колеса, пропорционально повышаются допускаемые контактные напряжения и уменьшается расчетное межосевое расстояние [3]. Из рис. 3 видно, что увеличение твердости зубьев колеса на 140 HB (со 160 до 300 HB) приводит к уменьшению межосевого расстояния на 60...70 мм для всех типоразмеров редукторов.

Уменьшение межосевого расстояния вызывает пропорциональное уменьшение диа-

метра зубчатого колеса, причем тем больше, чем выше передаточное число (табл. 1). Так, для одного и того же передаваемого крутящего момента и изменении передаточного числа с $U=4$ до $U=8$ для одинаковых межосевых расстояний высота редуктора H , определяемая диаметром зубчатого колеса d_{a2} и не зависящая от размеров подшипников, увеличивается на 6...8%.

Рассмотрим причину изменения серий и типоразмеров подшипников качения для редукторов каждой подгруппы. Увеличение передаваемого крутящего момента T_2 на тихоходном валу с 250 до 500 Н·м при одинаковых передаточных числах вызывает увеличение диаметральных размеров обоих валов и, в частности, диаметра цапфы тихоходного вала с 50 до 60 мм и цапфы быстроходного вала с 35 до 40 мм. Линейные размеры цапф также увеличиваются в связи с изменением типоразмера подшипника на больший (табл. 1).

Для одного и того же передаваемого крутящего момента и изменении передаточного числа с $U=4$ до $U=8$ происходит уменьшение расчетного допускаемого крутящего момента на быстроходном валу практически в 2 раза, что ведет за собой уменьшение диаметров всех участков этого вала и, соответственно, замену подшипников на меньший типоразмер. Так, при увеличении передаточ-

ного числа для $T_2=250$ Н·м подшипник меняется с номера 407 на 406, а для $T_2=500$ Н·м - с номера 408 на 407. Изменение серии подшипника качения на тихоходном валу со средней на легкую обусловлено снижением частоты вращения тихоходного вала в 2 раза и подтверждено расчетом по динамической грузоподъемности при обеспечении одинакового ресурса (12500 ч).

Что касается ширины редуктора B , то при равных межосевых расстояниях ее более интенсивное увеличение происходит при увеличении передаточного числа в 2 раза (при неизменном крутящем моменте T_2), чем при двукратном увеличении крутящего момента (при неизменном передаточном числе). Этот факт объясняется существенным увеличением диаметра зубчатого колеса при одновременном незначительном уменьшении диаметра внутреннего кольца подшипника. При равных передаточных числах и межосевых расстояниях изменение ширины B происходит на величину увеличения диаметра наружного кольца подшипника быстроходного вала при его замене на больший типоразмер.

Полученные в результате исследования присоединительные размеры – длины и линейные размеры входных и выходных участков обоих валов (табл. 1) – соответствуют присоединительным размерам отверстий стандартных муфт для передаваемых моментов 250 и 500 Н·м.

При анализе показателя компактности S на диаграмме (рис. 4) можно видеть, что при изменении межосевых расстояний по край-

ним значениям показатель компактности S меняется на величину:

- у первой подгруппы на 22,1 %;
- у второй подгруппы на 23,8 %;
- у третьей подгруппы на 22,0 %;
- у четвертой подгруппы на 22,6 %.

6. Заключение

Созданный программный комплекс с использованием программ *Mathcad*>> *Microsoft Excel*>> *Autodesk Inventor* позволяет создавать параметрические 3D-модели, управляемые расчетами. Результатом параметризации является практически моментальное переключение 3D-модели редуктора при варьировании параметров исходных данных. Применение метода актуально на ранних этапах проектирования для анализа изменений геометрических параметров редуктора и визуализации его трехмерной модели при различных комбинациях исходных данных.

Рассмотренный метод, в частности, был применен при проведении исследования влияния твердости материалов зубчатой пары на основные геометрические параметры редуктора.

В общем случае можно утверждать, что для четырех исследуемых подгрупп редукторов в диапазоне передаваемых крутящих моментов от 250 до 500 Н·м и изменении передаточного числа от 4 до 8, повышение твердости зубчатой пары на 140 *HV* (со 160 до 300 *HV*) приводит к уменьшению:

- межосевого расстояния на 60...70 мм;
- габаритных размеров редуктора в среднем на 22,5 %.

Список литературы

1. Лагереv, И.А. Проектирование поворотных гидродвигателей для манипуляционных систем мобильных машин на основе многокритериальной оптимизации / И.А. Лагереv, Е.А. Шатунова // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2016. - № 4. - С. 34-51. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51>
2. Лагереv, И.А. Предпроектная оптими-

References

1. Lagerev I.A., Shatunova E.A. Design of turning hydraulic engines for manipulators of mobile machines on the basis of multicriterial optimization. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No. 4, pp. 34-51. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51> (In Russian)
2. Lagerev I.A. Pre-design optimization of the manipulation system with hydraulic drive

зация манипуляционной системы с гидравлическим приводом мобильной транспортно-технологической машины / И.А. Лагерева // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2017. - № 1. - С. 26-45.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2017-03-01-26-45>

3. Петракова, Е.А. О целесообразности выбора высоколегированных сталей для зубчатых пар в закрытых передачах / Е.А. Петракова, М.У. Ахмедов, М.А. Молоканов // Справочник. Инженерный журнал с приложением. - 2018. - №10. - С.18-28.

4. Randy, H.Sh. Parametric Modeling with Autodesk Inventor 2018 / Y.Sh. Randy. SDC Publications, 2017.

5. Петракова, Е.А. Параметрическое моделирование твердотельных конструкций в Autodesk Inventor / Е.А. Петракова, А.С. Власов, Д.Ю. Федоров // Справочник. Инженерный журнал с приложением. - 2017. - №12. - С.35-42.

6. Петракова, Е.А. Параметрическое моделирование деталей машин в Autodesk Inventor / Е.А. Петракова, В.А. Суматохин. - М.: Московский Политех, 2018. - 128 с.

7. Maxfield, B. Essential PTC Mathcad Prime 3.0: A Guide for New and Current Users. Elsevier, 2014. - 554 p.

8. Большаков, В.П. Твердотельное моделирование деталей в САД-системах: AutoCAD, КОМПАС-3D, SolidWorks, Inventor, Creo / В.П. Большаков, А.Л. Бочков, Ю.Т. Лячек. - СПб: Питер, 2015. - 480 с.

9. Tickoo, S. Autodesk Inventor Professional 2018 for Designers / S. Tickoo. - CAD/CIM Technologies, 2017. - 1370 p.

10. Петракова, Е.А. Оптимизация инженерного труда при создании параметрических конструкций с интеграцией данных PTC Mathcad в Autodesk Inventor / Е.А. Петракова, В.А. Суматохин // Справочник. Инженерный журнал с приложением. - 2019. - №3. - С. 27-34.

11. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - М.: Высшая школа, 2000. - 447 с.

12. Гулия, Н. В. Детали машин / Н.В. Гулия, В.Г. Клоков, С.А. Юрков С.А. -

for mobile transport-technological machine. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.1, pp. 26-45. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2017-03-01-26-45> (In Russian)

3. Petrakova E.A., Ahmedov M.U., Molokanov M.A. About expediency of the choice of the high-alloyed steels for gear pairs in the closed transfers. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniem*, 2018, No. 10, pp.18-28. (In Russian)

4. Randy H. Shih. Parametric Modeling with Autodesk Inventor 2018. SDC Publications, 2017.

5. Petrakova E.A., Vlasov A.S., Fedorov D.Yu. Parametric modeling of solid structures in Autodesk Inventor. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniem*, 2017, No.12, pp.35-42. (In Russian)

6. Petrakova E.A., Sumatokhin V.A. *Parametricheskoe modelirovanie detaley mashin v Autodesk Inventor* [Parametric modeling of machine parts in Autodesk Inventor]. Moscow, Moskovskiy Politekh, 2018. 128 p. (In Russian)

7. Maxfield B. (Ed.) Essential PTC Mathcad Prime 3.0: A Guide for New and Current Users. Elsevier, 2014. 554 p.

8. Bolshakov V.P., Bochkov A.L., Lyachek Yu.T. *Tverdotelnoe modelirovanie detaley v SAD-sistemakh: AutoCAD, KOMPAS-3D, SolidWorks, Inventor, Creo* [Solid modeling of parts in CAD systems: AutoCAD, KOMPAS-3D, SolidWorks, Inventor, Creo]. Saint-Peterburg, Piter, 2015. 480 p. (In Russian)

9. Tickoo S. Autodesk Inventor Professional 2018 for Designers. CAD/CIM Technologies, 2017. 1370 p.

10. Petrakova E.A., Sumatokhin V.A. Optimization of engineering work in the creation of parametric structures with the integration of data PTC Mathcad in Autodesk Inventor. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniem*, 2019, No.3, pp. 27-34. (In Russian)

11. Dunaev P.F., Lelikov O.P. *Konstruirovaniye uzlov i detaley mashin* [Designing units and parts of machines]. Moscow, Vysshaya shkola, 2000. 447 p. (In Russian)

12. Gulia N.V., Klokov V.G., Yurkov S.A.

СПб: Лань, 2013. - 416 с.

13. Петракова, Е.А. Детали машин и основы конструирования / Е.А. Петракова. - М.: МГИУ, 2012. - 197 с.

14. Ковчегин, Д.А. Детали машин. Учебный справочник к выполнению курсового проекта / Д.А. Ковчегин, Е.А. Петракова. - М.: МГИУ, 2007. - 128 с.

15. Карталис, Н.И. Особенности проектирования корпусных деталей типовых конструкций редукторов / Н.И. Карталис, В.А. Пронин В.А. - СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ. - 2013. - 46 с.

16. Петракова, Е.А. Создание параметрической зубчатой пары в Autodesk Inventor с использованием внешних данных / Е.А. Петракова // Справочник. Инженерный журнал с приложением. - 2017. - №5. - С.26-32.

† *Detali mashin* [Machine parts]. Saint-Petersburg, Lan, 2013. 416 p. (In Russian)

† 13. Petrakova E.A. *Detali mashin i osnovy konstruirovaniya* [Machine parts and basic engineering]. Moscow, MGIU, 2012. 197 p. (In Russian)

† 14. Kovchegin D.A., Petrakova E.A. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow: MGIU, 2007. 128 p. (In Russian)

† 15. Kartalis N.I., Pronin V.A. *Osobennosti proektirovaniya korpusnykh detaley tipovykh konstruktsiy reduktorov* [Features of the design of body parts of standard designs of gearboxes]. Saint-Petersburg, NIU ITMO; IHiBT, 2013. 46 p. (In Russian)

† 16. Petrakova E.A. Creating a parametric gear pair in Autodesk Inventor using external data. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniem*, 2017, No.5, pp. 26-32. (In Russian)

УДК (UDC) 621.86/.87

ОЦЕНКА РИСКА И «КУЛЬТУРА БЕЗОПАСНОСТИ»
ГРУЗОЗАХВАТНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

RISK ASSESSMENT AND "SAFETY CULTURE» LIFTING DEVICES

Прусов А.Ю.
Prusov A.Yu.Ярославский государственный технический университет (Ярославль, Россия)
Yaroslavl State Technical University (Yaroslavl, Russia)

Аннотация. Грузозахватные приспособления применяются при любой грузоподъемной операции и служат для крепления груза к строительной машине, в большинстве случаев, к крюку подъемного крана. От правильного выбора приспособления, его технических характеристик, параметров надёжности, а также грамотной эксплуатации и применения зависит важнейшее качество изделия - безопасность. В статье приведён анализ методов и подходов к оценке риска использования грузозахватных приспособлений при выполнении грузоподъемных операций. Описана задача по конструированию захвата зажимного действия для подъема груза с возможностью поворота из горизонтального положения в вертикальное. Определены опасные ситуации и вероятность ошибки оператора при строповке груза. Рассмотрен практический пример снижения риска эксплуатации грузозахватного приспособления с целью повышения безопасности при его использовании. Объясняется необходимость применения термина «культура безопасности» для всех этапов жизненного цикла грузозахватных приспособлений и указывается на необходимость предварительной подготовки конструкторской и эксплуатационной документации во взаимосвязи с технологическими особенностями или возможностями конкретного производства. Достигнут результат по внедрению в эксплуатацию конструкции захвата зажимного действия для подъема колеса во взаимосвязи с безопасными методами работы, отраженными в паспорте на изделие и в руководстве по эксплуатации. В выводах акцентировано внимание на необходимость расширения полученного опыта на другие виды и типы захватов, необходимости систематизации и обобщения полученного опыта, а также накопления статистических данных.

Ключевые слова: риск, оценка риска, культура безопасности, грузозахватное приспособление, кран, грузоподъемная операция.

Дата принятия к публикации: 27.06.2019
Дата публикации: 25.09.2019

Сведения об авторе:

Прусов Андрей Юрьевич – кандидат технических наук, доцент, доцент каф. «Строительные и дорожные машины», Ярославский государственный

Abstract. Load gripping devices are used in any lifting operation and are used to attach the load to the construction machine, in most cases, to the crane hook. The most important quality of the product — safety—depends on the correct choice of the device, its technical characteristics, reliability parameters, as well as competent operation and application. The article presents an analysis of methods and approaches to assessing the risk of using load gripping devices when performing lifting operations. The problem of designing a clamping action grip for lifting the load with the possibility of turning from a horizontal position to a vertical one is described. The hazardous situation and the likelihood of operator error in the slinging of cargo. The practical example of reduction of risk of operation of the load gripping device for the purpose of increase of safety at its use is considered. The necessity of application of the term "safety culture" for all stages of life cycle of load gripping devices is explained and the necessity of preliminary preparation of design and operational documentation in interrelation with technological features or possibilities of concrete production is pointed out. The result has been achieved by the introduction into operation of the design of the clamping action for lifting the wheel in conjunction with the safe working methods reflected in the product data sheet and in the operating manual. The conclusions emphasize the need to expand the experience gained to other types and types of seizures, the need to systematize and summarize the experience gained, as well as the accumulation of statistical data.

Keywords: risk, risk assessment, safety culture, load gripping device, crane, lifting operation.

Date of acceptance for publication: 27.06.2019
Date of publication: 25.09.2019

Author' information:

Andrey Yu. Prusov - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor at Department of "Construction and road machines", Yaro-

технический университет, e-mail: ay@prusov.info.
ORCID: 0000-0002-3853-0416

† slavl State Technical University, mail: ay@prusov.info.
† ORCID: 0000-0002-3853-0416

1. Введение

Статьей 4 Технического регламента Таможенного союза «О безопасности машин и оборудования» [1] установлена необходимость проведения анализа рисков машин и механизмов, в том числе, для грузоподъемного оборудования. Риск необходимо оценивать с целью исключения травмирования людей и снижения материальных потерь в случае аварии или инцидента.

Работы, посвященные анализу риска, стали активно появляться с конца XX века в различных отраслях строительства. Большинство из них основаны на логико-вероятностных методах анализа [2-6], которые позволяют на основании структуры, взаимосвязей и условий работы элементов системы выявить сочетания негативных событий и спрогнозировать аварийную ситуацию.

Определение риска даётся в нескольких нормативных документах (табл. 1).

Таблица 1

Известные определения понятия «риск»

Термин	Определение	Источник
Риск	Комбинация вероятностей и степени тяжести возможных травм или вреда здоровью в опасной ситуации	[7]
Риск	Сочетание вероятности события и его последствий	[8]
Риск	Вероятность причинения вреда жизни, здоровью физических лиц, окружающей среде с учетом тяжести этого вреда	[9]
Риск	Сочетание вероятности причинения вреда и последствий этого вреда для жизни или здоровья человека, имущества, окружающей среды, жизни или здоровья животных и растений	[1]
Допустимый риск	Значение риска от применения машины и (или) оборудования, исходя из технических и экономических возможностей изготовителя, соответствующего уровню безопасности, который должен обеспечиваться на всех стадиях жизненного цикла продукции	[1]
Риск	Сочетание вероятности нанесения и степени тяжести возможных травм или другого вреда здоровью	[10]
Остаточный риск	Риск, остающийся после принятия защитных мер	[10]

Известны работы [11], позволяющие фиксировать изменяющееся состояние системы на основе потоковой информации о возмущении определённого фактора. Такой подход оправдан к описанию поведения динамических систем. Метод решения таких задач основывается на численной оценке, позволяющей в процессе работы определить угрозу дезинтеграции системы.

Указанные методы основаны на последовательном рассмотрении режимов эксплуатации технической системы, причин отказов,

их взаимное влияние и последствия. Для них необходим большой массив данных о показателях надёжности элементов системы и их изменении в зависимости от условий работы. Кроме того, необходимы вероятностные оценки возможности ошибок человека, определение которых представляет ещё большую сложность. Поэтому и надёжность результата этого анализа полностью зависит от достоверности исходных данных.

Подходы к оценке риска человеческого фактора при взаимодействии с подъемными

механизмами представлены в работах [12-14]. На основании результатов анализа материалов расследования аварий и несчастных случаев на машиностроительных предприятиях и проведенного анкетирования выделены и сгруппированы характерные опасные действия обслуживающего персонала и должностных лиц. Результат представлен в виде матрицы, позволяющей определить возможность аварии (инцидента) или несчастного случая от частоты ошибочных дейст-

вий персонала (табл. 2 и 3). При этом вводится следующая градация величины риска:

А - высокая, требуются особые меры обеспечения безопасности;

В - средняя, требуется принятие определенных мер безопасности;

С - малая, рекомендуется принятие некоторых мер безопасности;

Д - незначимая, анализ и принятие специальных (дополнительных) мер безопасности не требуется.

Таблица 2

Матрица риска ошибочных действий персонала [12]

Частота возникновения ошибки, 1/год		Возможность наступления аварии в производственной среде с учетом класса опасности			
		высокая	средняя	малая	пренебрежимо малая
Часто	>1	А	А	А	С
Вероятно	1...0,01	А	А	В	С
Возможно	0,01...0,0001	А	В	В	С
Редко	0,0001...0,000001	А	В	С	Д
Практически невероятно	<0,000001	В	С	С	Д

Таблица 3

Зависимость индекса опасности от уровня подготовки обслуживающего персонала [12]

Значение индекса опасности	Качественная оценка, характеризующая ошибки персонала	Уровень риска
>10	У персонала отсутствует подготовка, эксплуатация (даже временная) запрещена	1...0,01
6-10	Персонал плохо подготовлен, эксплуатация не рекомендуется	0,01...0,0001
2-6	Персонал недостаточно подготовлен, эксплуатация разрешена при усиленном контроле	0,0001...0,000001
<2	Персонал подготовлен, эксплуатация разрешена	<0,000001

В работах [13, 14] дается пример расчета риска столкновения башенного крана на основе анализа статистических данных. Приведенная в работах методика позволяет рассчитывать ущерб по каждому виду столкновения; определить функцию распределения вероятности столкновения.

Существует менее затратный метод оценки риска - метод экспертной оценки рисков, согласно которому для конкретного объекта экспертным образом устанавливаются перечень возможных опасностей, оцениваются ве-

роятность их реализации и возможную тяжесть последствий. Затем с помощью классической матрицы рисков определяют уровень создаваемого риска и делают вывод о том, насколько он допустим [13-15].

Нормативно [10] закреплён метод определения и снижения риска производственных процессов (рис. 1). В общем виде алгоритм управления рисками представляет собой последовательное выполнение следующих этапов:

- идентификация опасностей или опасных явлений;
- оценка риска с собственным алгоритмом анализа риска;
- прогнозирование развитие риска с определёнными методами оценки риска.



Рис. 1. Схема трехшагового метода снижения риска [10]

Классическим является метод трехшагового снижения риска с последовательной идентификацией опасности, определения вероятности происхождения событий и тяжести последствий через построение специальных матриц [10, 16, 17]. Пример такой матрицы оценки рисков в общем виде представлены на рис. 2.

Математически риск можно определить для конкретного случая или суммарного сочетания событий по формуле:

$$R = \sum_{i=1..n} Q_i \cdot W_i,$$

где Q_i - вероятность возникновения события; W_i - ущерб от аварии (инцидента).



Рис. 2. Пример матрицы оценки рисков

Вероятность возникновения негативного события Q за интервал времени Δt определим по формуле

$$Q(\Delta t) = 1 - e^{-\lambda \Delta t},$$

где λ - частота возникновения события, определяемая законом распределения случайных событий.

Ущерб W от инцидента или аварии можно выразить в рублях [12] и рассчитать приблизительно, исходя из стоимостных показателей осуществлённых работ, величины простоя, степени поломки оборудования и приспособлений для конкретного типа производства, а так же с учетом материальной компенсации в случае причинения вреда жизни и здоровью человека. Предлагается тяжесть событий определить значениями ущерба:

- слабая - до 1 млн. руб.;
- средняя - от 1 до 4 млн. руб.;
- серьёзная - от 4 до 7 млн. руб.;
- критическая - от 7 до 10 млн. руб.

В целом, можно сделать вывод о наличии теоретических подходов к оценке рисков грузоподъемных операций. В то же время, отсутствуют работы по этой теме именно для грузозахватных приспособлений.

2. Постановка задачи

Целью данной работы является создание метода оценки риска для грузозахватных приспособлений на всех этапах жизненного цикла.

Методами исследования является теоретическое изучение и обоснование решаемой проблемы, а также практическая реализация

разработанных методов, включающая эмпирические результаты разработки.

3. Теоретические исследования

Все этапы рабочего процесса выполнения грузоподъемной операции при помощи грузозахватных приспособлений можно разделить на отдельные технологические операции или процедуры:

- *процедура 1* - анализ документации (проект производства работ, схемы строповки, схемы складирования, документы на груз и на само грузозахватное приспособление);
- *процедура 2* - подготовка грузозахватного приспособления к работе на конкретной строительной машине;
- *процедура 3* - строповка (обвязка) груза;
- *процедура 4* - подъем и перемещение, включая возможную ротацию или поворот груза;
- *процедура 5* - посадка груза на место установки и его расстроповка;
- *процедура 6* - отвод грузозахватного приспособления на место складирования.

Набор этих процедур строго не регламентирован и зависит от назначения и применения грузозахватного приспособления. Могут добавляться действия с ротацией груза, с дистанционной расстроповкой, с совместным использованием двух грузоподъемных механизмов и т.д.

После определения процедур необходимо выявить отдельные элементы рабочего процесса. Причем в каждом конкретном случае, как минимум, должен повторяться определённый набор вопросов:

- Кто производит строповку?
- С кем выполняется операция?
- Где происходит подъем и перемещение груза?
- Когда производится работа?
- Как происходит подъем груза?
- Чем и, возможно, с чем это осуществляется? и др.

Предлагается логику идентификации опасных сочетаний базировать на традиционном представлении взаимодействия системы «среда-машина-человек» [18-21]. «Настраивая» и анализируя управляющие сигнала

и отклик на них со стороны любой из частей системы можно прийти к выводу о возникновении опасных сочетаний явлений, событий, факторов, приводящих в дальнейшем к появлению ущерба (рис. 3).



Рис. 3. Схема «среда-машина-человек» для оценки рисков

Для разных типов грузозахватных приспособлений этот объем может меняться, но в общем виде можно определить следующие виды опасных явлений (опасностей):

- *механические опасности:*
 - контакт с самопроизвольным движением груза или его элементов;
 - повреждение пальцев при попадании между элементами захвата или груза;
 - удары об элементы конструкции зданий;
 - вероятность столкновения с людьми на соседних рабочих участках;
 - блокировка груза элементами тары или иными смежными предметами (зажатие, заклинивание)
 - нарушение способа строповки;
 - отсутствие или нарушение визуальной/звуковой сигнализации;
- *опасности, связанные с несоблюдением эргономических принципов:*
 - несоблюдение эргономических параметров, с которыми сталкивается стропальщик (например: высокая скорость подъема,

высота штабеля груза, габарит установки груза и т.д.);

- ошибка выбора фиксирующих стопорящих отверстий, несоответствующих параметрам груза;

- недостаточное освещение рабочих мест и доступа к ним;

- заземление человека внутри ограниченной рабочей зоны;

- недостаток свободного места на рабочих местах в зонах обслуживания и путях доступа к ним;

- отсутствие вспомогательного грузоподъемного оборудования для работы с тяжелыми грузами.

- *опасности отказа цепи управления:*

- неожиданное изменение направления движения груза;

- возможность выпадения груза;

- чрезмерно высокая скорость движения или чрезмерно резкое торможение при остановке (динамические нагрузки).

Ранее было дано определение риска, которое можно определить численно, однако источниками данных для расчета должен стать большой массив статистических данных, отсутствующий в научных работах на текущий момент.

Для устранения этого недостатка авторами ведётся мониторинг отказов грузозахватных приспособлений и их элементов в границах одного предприятия с заполнением специальных форм, предложенных ранее в работе [18], где регистрируются место возникновения (узел, деталь), вид повреждения и предполагаемая причина отказа.

Благодаря накопившемуся статистическому материалу определены общие риски снижения безопасности на всех стадиях. Ниже приведены основные:

- риск непредоставления информации об изменениях в техническом задании или технических условиях;

- риск, связанный с трудностью выполнения технических требований;

- риск инновационных технических решений, которые не подверглись ресурсным испытаниям;

- риск неправильной маркировки и идентификации продукции;

- риск, связанный с отсутствием документов для эксплуатации.

В процессе исследования влияния человеческого фактора на вероятность возникновения негативного события особое внимание уделялось личностным качествам и субъективным характеристикам [22]. Было отмечено, что человеку свойственно пренебрегать процедурами контроля в зависимости от настроения, самочувствия, ответственности и дисциплинированности из-за личной (зачастую обманчивой) позиции, т.е. субъективного фактора. Набор личностных качеств и реакция человека на вызовы определены его культурой. Культура - это совокупность производственных, общественных и духовных достижений людей, учитывающая нравственные особенности, моральные ориентиры, историческое наследие и понимание места в социуме, влияющее на будущие созидательные процессы, равно как и на текущее состояние общества и сознания [22].

Во второй половине XX века в Японии на объектах железнодорожного транспорта был разработан метод, получивший название «Point & Call» (Фиксируй и Сообщи), позволивший снизить влияние человеческого фактора на производственный процесс и тем самым повысить безопасность на транспорте [23]. Этот метод представляет собой проверку с указанием пальцем (point) и проговариванием вслух названия и состояния объекта (call) и выполняется в целях проверки безопасности рабочих объектов, измерительных приборов, знаков, указателей и т.д. [15].

Исходя из концепции приемлемых рисков и отсутствия абсолютной безопасности, вопросы проектирования, изготовления, внедрения и эксплуатации грузозахватных приспособлений должны быть полностью задокументированы и отражены в эксплуатационных документах, соответствующих этапу жизненного цикла [24]. Например, вопросы правильного применения грузозахватного приспособления должны быть отражены в руководстве по эксплуатации. Ниже будет представлена схема внедрения чек-листов для осмотра и дефектации изделия, а также пример реализации метода «Фиксируй и Сообщи».

4. Практическое внедрение

На одном из промышленных предприятий г. Ярославль стояла задача по проектированию и изготовлению грузозахватного приспособления для колеса гусеничного движителя экскаватора. Сложность задачи заключалась в том, что количество типоразмеров колёс - три, а нахождение их в таре предусматривает горизонтальное или вертикальное расположение. В результате, был спроектирован захват (рис. 4.), способный решить эту задачу.

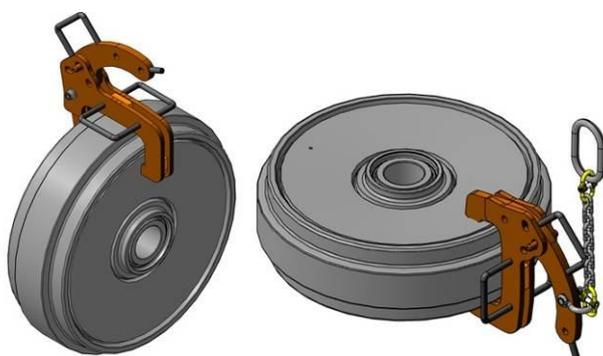


Рис.4 Захват для подъема колёс

Особенностью этого приспособления являются заранее отфрезерованные и просверленные отверстия (пять штук) под конкретные типоразмеры колёс: два сверху и три на корпусе захвата. Схема правильного расположения крепёжных элементов и строповки показана на рис. 5.

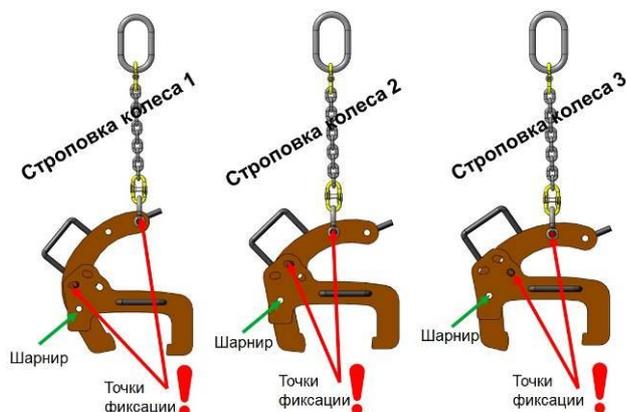


Рис.5. Схема расположения крепёжных элементов при строповке

Оценить вероятность правильных действия оператора при строповке колёс можно с помощью формулы определения вероятности двух независимых событий A и B :

$$Q_n(A \cdot B) = Q_n(A) \cdot Q_n(B),$$

где Q_n - вероятность правильных действий оператора; A - выбор возможных вариантов установки подвеса; B - выбор расположения стопорного пальца.

Получаем

$$Q_n(A \cdot B) = Q_n(A) \cdot Q_n(B) = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} = \frac{1}{6} \cong 0,167.$$

Тогда вероятность ошибки оператора Q_o определится как

$$Q_o = 1 - Q_n = 1 - \frac{1}{6} = \frac{5}{6} \cong 0,833.$$

Нетрудно сделать вывод о том, что вероятность ошибки оператора в пять раз выше вероятности правильных действий. По ранее приведённой классификации это соответствует высокой степени риска и, по этой причине, возможен отказ от использования такого приспособления. Однако эксплуатация такого устройства допустима и такое решение должно принимать само предприятие в зависимости от организационно уровня управления процессами. Иначе говоря, это решение зависит от их «культуры производства».

Для приведённого примера по проектированию захвата для колёс были разработаны специальные формы по ежемесячному осмотру и определению дефектов, фактически дублирующих журнал осмотра грузозахватных приспособлений (рис. 6), а так же карта внедрения системы «Фиксируй и сообщай» для конкретного типа грузозахватных приспособлений и поднимаемых грузов (рис. 7).

Есть и юридический аспект внедрения подобного подхода. Он заключается в распределения ответственности в случае причинения ущерба при инцидентах или авариях из-за неправильных действий с грузозахватными приспособлениями.

Федеральным законодательством «О техническом регулировании» и ведомственными документами Ростехнадзора определены документы, необходимы для обязательного сопровождения любой продукции - паспорт и руководство по эксплуатации.

Список литературы

1. О безопасности машин и оборудования: технический регламент таможенного союза от 18 октября 2011. № 823: Решение Комиссии Таможенного союза
2. Акимов, В.А. Надёжность технических систем и техногенный риск / В.А. Акимов, В.Л.Лапин, В.М. Попов. - М.: ЗАО ФИД «Деловой экспресс», 2002. - 368 с.
3. Рябинин, И.А. Надёжность и безотказность структурно-сложных систем / И.А. Рябинин. - СПб: Изд-во СПбГПУ, 2007. - 276 с.
4. Рябинин, И.А. Технология автоматизированного моделирования структурно-сложных систем / И.А. Рябинин, А.С. Можяев, С.К. Свиринов, В.И. Поленин // Морская радиоэлектроника. - 2007. - №4. - С. 54-59.
5. Александровская, Л.Н. Статистические методы анализа безопасности сложных технических систем / Л.Н. Александровская, И.З. Аронов, А.И. Елизаров.- М.: Логос, 2001. - 232 с.
6. Хенли, Э.Д., Кумамото Х. Надежность технических систем и анализ риска / Э.Д. Хенли, Х. Кумамото. - М.: Машиностроение, 1984. - 528 с.
7. ГОСТ Р 51333-1999. Безопасность машин. Основные понятия, общие принципы конструирования. Термины, технологические решения и технические условия. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2000.
8. ГОСТ Р 51901.1-2002. Менеджмент риска. Анализ риска технологических систем. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2002.
9. ГОСТ Р ИСО/ТС 14798-2003 Лифты, эскалаторы и пассажирские конвейеры. Методология анализа риска. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2003.
10. ГОСТ ISO 12100-2013. Безопасность машин. Основные принципы конструирования. Оценки риска и снижения риска. - М.: Стандартинформ, 2015.
11. Северцев, Н.А. Системное представление методологии безопасности / Н.А. Северцев, А.В. Бецков, И.В. Прокопьев // Научный вестник МГТУ ГА. - № 193. -

References

1. O bezopasnosti mashin i oborudovaniya: tekhnicheskiiy reglament tamozhennogo soyuza ot 18 oktyabrya 2011. № 823. Reshenie Komissii Tamozhennogo soyuza. (In Russian)
2. Akimov V.A., Lapin V.L., Popov V.M. *Nadyezhnost tekhnicheskikh sistem i texnogennyy risk*. Moscow, Delovoy ekspress, 2002. 368 p. (In Russian)
3. Ryabinin I.A. *Nadyozhnost i bezotkaznost strukturno-slozhnykh sistem*. Saint-Petersburg, Izd-vo SPbGPU, 2007. 276 p. (In Russian)
4. Ryabinin I.A., Mozhaev A.S., Svirin S.K., Polenin V.I. *Tekhnologiya avtomatizirovannogo modelirovaniya strukturno-slozhnykh sistem*. *Morskaya radioelektronika*, 2007, No.4, pp. 54-59. (In Russian)
5. Aleksandrovskaya L.N., Aronov I.Z., Elizarov A.I. *Statisticheskie metody analiza bezopasnosti slozhnykh tekhnicheskikh sistem*. Moscow, Logos, 2001. 232 p. (In Russian)
6. Khenli E.D., Kumamoto X. *Nadezhnost tekhnicheskikh sistem i analiz riska*. Moscow, Mashinostroenie, 1984. 528 p. (In Russian)
7. *GOST R 51333-1999. Bezopasnost mashin. Osnovnye ponyatiya, obshchie printsiipy konstruirovaniya. Terminy, tekhnologicheskie resheniya i tekhnicheskie usloviya*. Moscow, IPK Izdatelstvo standartov, 2000. (In Russian)
8. *GOST R 51901.1-2002. Menedzhment riska. Analiz riska tekhnologicheskikh sistem*. Moscow, IPK Izdatelstvo standartov, 2002. (In Russian)
9. *GOST R ISO/TS 14798-2003 Lifty, eskalatory i passazhirskie konveyery. Metodologiya analiza riska*. Moscow, IPK Izdatelstvo standartov, 2003. (In Russian)
10. *GOST ISO 12100-2013 Bezopasnost mashin. Osnovnye printsipy konstruirovaniya. Otsenki riska i snizheniya riska*. Moscow, Standartinform, 2015. (In Russian)
11. Severtsev N.A., Betskov A.V., Prokopov I.V. *Sistemnoe predstavlenie metodologii bezopasnosti*. *Nauchnyy vestnik MGTU GA*, 2013, No.193, pp. 79-83. (In Russian)
12. Egelskaya E.V., Korotkiy A.A. *Otsenka riska chelovecheskogo faktora v sisteme «per-*

2013. - С.79-83.

12. Егельская, Е.В. Оценка риска человеческого фактора в системе «персонал - подъемные механизмы - производственная среда» на предприятиях машиностроения / Е.В. Егельская, А.А. Короткий // Вестник Донского государственного технического университета. - 2015. - Т.15. - № 1. - С. 131-137.

13. Свиридов, Д.Ю. Методика расчета риска столкновения башенного крана / Д.Ю. Свиридов, А.В. Вершинский, А.Н. Шубин // Механизация строительства. - 2013. - № 6. - С. 45-48.

14. Свиридов, Д.Ю. Расчет риска столкновения башенного крана / Д.Ю. Свиридов, А.В. Вершинский, А.Н. Шубин // Механизация строительства. - 2014. - № 5. - С. 30-33.

15. Соколов, С.А. Методика оценка риска, возникающего при эксплуатации технологических систем / С.А. Соколов // Вестник машиностроения. - 2015. - № 10. - С. 25-30.

16. Севрюгина, Н.С. Интегрирование теории вероятности случайных процессов в информационно-аналитическом комплексе мониторинга работоспособности дорожных машин / Н.С. Севрюгина // Интерстроймех-2015: материалы междунар. научно-техн. конф. – Казань: КГАСУ, 2015. - С. 188-192.

17. Севрюгина, Н.С. Оценка эффективности различных научных теорий в исследованиях характеристик надежности элементной базы и систем транспортных и технологических машин / Н.С. Севрюгина, Н.С. Кулева // Мир транспорта и технологических машин. - 2016. - № 1. - С. 70-77.

18. Зорин, В.А. Развитие теории и практики обеспечения технической и технологической безопасности транспортных средств / В.А. Зорин, Н.С. Севрюгина // Информационные технологии и инновации на транспорте: материалы II Междунар. научно-практ. конф. – Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2016. - С. 294-305.

19. Севрюгина, Н.С. Оценка параметров совместимости унифицированных элементов дорожных машин / Н.С. Севрюгина, Е.В. Прохорова // Научные исследования, наносистемы и ресурсосберегающие тех-

sonal-podemnye mekhanizmy- proizvodstvennaya sreda» na predpriyatiyakh mashinostroeniya. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2015, Vol. 15, No.1, pp. 131-137. (In Russian)

13. Sviridov D.Yu., Vershinskiy A.V., Shubin A.N. Metodika rascheta riska stolknoveniya bashennogo kрана. *Mekhanizatsiya stroitelstva*, 2013, No.6, pp. 45-48. (In Russian)

14 Sviridov D.Yu., Vershinskiy A.V., Shubin A.N. Raschet riska stolknoveniya bashennogo kрана. *Mekhanizatsiya stroitelstva*, 2014, No.5, pp. 30-33. (In Russian)

15. Sokolov S.A. Metodika otsenki riska, vznikayushchego pri ekspluatatsii tekhnologicheskikh sistem. *Vestnik mashinostroeniya*, 2015, No.10, pp. 25-30. (In Russian)

16. Sevryugina N.S. Integrirovaniye teorii veroyatnosti sluchaynykh protsessov v informatsionno-analiticheskom komplekse monitoringa rabotosposobnosti dorozhnykh mashin. *Materialy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii "Interstroyekh-2015"*. Kazan, KGASU, 2015, pp. 188-192. (In Russian)

17. Sevryugina N.S., Kuleva N.S. Otsenka effektivnosti razlichnykh nauchnykh teorii v issledovaniyakh kharakteristik nadezhnosti elementnoy bazy i sistem transportnykh i tekhnologicheskikh mashin. *Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin*, 2016, No. 1, pp. 70-77. (In Russian)

18. Zorin V.A., Sevryugina N.S. Razvitie teorii i praktiki obespecheniya tekhnicheskoy i tekhnologicheskoy bezopasnosti transportnykh sredstv. *Materialy II Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Informatsionnye tekhnologii i innovatsii na transporte"*. Orel, OGU im. I.S. Turgeneva, 2016, pp. 294-305. (In Russian)

19. Sevryugina N.S., Prokhorova E.V. Otsenka parametrov sovместимости unifitsirovannykh elementov dorozhnykh mashin. *Sbornik dokladov XIX nauchnykh chteniy "Nauchnye issledovaniya, nanosistemy i resursosberegayushchie tekhnologii v promyshlennosti stroitelnykh materialov"*. Belgorod, BGТУ im. V.G. Shukhova, 2010, pp. 201-208. (In Russian)

20. Antsev V.Yu., Vitchuk P.V., Krylov

нологии в промышленности строительных материалов: сб. докладов XIX научных чтений. – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2010. – С. 201-208.

20. Анцев, В.Ю. Классификация дефектов и отказов грузоподъемных машин / Ю.В. Анцев, П.В. Витчук, К.Ю. Крылов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. - 2015. - № 10. - С. 121-128.

21. Анцев, В.Ю. Состояние стандартизации в области оценки рисков при проектировании грузоподъемных машин / В.Ю. Анцев, А.Д. Горынин, А.А. Бундин // Управление качеством: избран. научн. тр. XV Междунар. научно-практ. конф., Москва, 10-11 марта 2016 г. – М.: ПРОБЕЛ-2000, ММАИ, 2016. – С. 64-67.

22. Философский словарь. Культура. [сайт]. – Режим доступа: <http://www.philosophydic.ru/kultura> (дата обращения 25.04.2019).

23. Flightsafety [сайт]. – Режим доступа: <https://www.flightsafetyaustralia.com/2018/01/point-it-call-it-get-it-right/> (дата обращения 25.04.2019).

24. Севрюгина, Н.С. Применимость различных научных теорий в исследованиях надежности дорожных машин / Н.С. Севрюгина // Строительные и дорожные машины. – 2011. - № 6. - С. 48-51.

К.Ю. Klassifikatsiya defektov i otkazov gruzopodemnykh mashin. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2015, No.10, pp.121-128. (In Russian)

21. Antsev V.Yu., Gorynin A.D., Bundin A.A. Sostoyanie standartizatsii v oblasti otsenki riskov pri proektirovanii gruzopodmnykh mashin. *Izbrannye nauchnye trudy XV Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Upravlenie kachestvom", 10-11 marta 2016*. Moscow, PROBEL-2000, MMAI, 2016, pp. 64-67. (In Russian)

22. Filosofskiy slovar. Kultura. [site]. Available: <http://www.philosophydic.ru/kultura> (data obrashcheniya 25.04.2019). (In Russian)

23. Flightsafety [site]. Available: <https://www.flightsafetyaustralia.com/2018/01/point-it-call-it-get-it-right/> (data obrashcheniya 25.04.2019).

24. Sevryugina N.S. Primenimost razlichnykh nauchnykh teoriy v issledovaniyakh nadezhnosti dorozhnykh mashin. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2011, No.6, pp. 48-51. (In Russian)

УДК (UDC) 625.76.08

МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВЕРОЯТНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ НА РАБОЧЕМ ОРГАНЕ ДОРОЖНОЙ ФРЕЗЫMODELING AND CALCULATION OF PROBABILISTIC CHARACTERISTICS
RESISTANCE MOMENT ON THE WORKING BODY OF THE ROAD MILLФомин К.В.
Fomin K.V.Тверской государственный технический университет (Тверь, Россия)
Tver State Technical University (Tver, Russian Federation)

Аннотация. В процессе выполнения технологической операции на рабочем органе дорожной фрезы возникают резко переменные случайные нагрузки. Это связано с периодическим характером взаимодействия режущих элементов с обрабатываемым материалом и случайным характером условий и режимов работы фрезерующего агрегата. В статье предложена модель формирования момента сопротивления на фрезе. Представлен случай, когда она состоит из участков, каждый из которых имеет несколько плоскостей резания с различным числом ножей в плоскости. Предложено рассматривать нагрузку в виде последовательности импульсов, имеющих сложную структуру и случайные параметры. Получены выражения, позволяющие на стадии проектирования рассчитывать математическое ожидание и спектральную плотность момента на рабочем органе с учетом его конструкции, угловой скорости, случайной изменчивости физико-механических свойств обрабатываемой среды, глубинны фрезерования. Вероятностные характеристики нагрузок на фрезе служат исходной информацией для динамического анализа системы привода и конструкции агрегата, его прочностного анализа, выбора оптимальных параметров и режимов работы, расчета показателей надежности и технико-экономических показателей с учетом динамических свойств двигателя.

Ключевые слова: дорожная фреза, фрезерный барабан, модель момента сопротивления, математическое ожидание момента, спектральная плотность момента

Дата принятия к публикации: 06.09.2019
Дата публикации: 25.09.2019

Сведения об авторе:

Фомин Константин Владимирович - доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Механизация природообустройства и ремонт машин», ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», e-mail: fomin_tver@mail.ru.

Abstract. In the process of performing a technological operation on the working body of the road mill sharply variable random loads occur. This is due to the periodic nature of the interaction of the cutting elements with the material being processed and the random nature of the change in the milling depth, the physical and mechanical properties of the medium being processed, as well as the operating modes. The article proposes a model of formation of the moment of resistance on the mill during interaction with the processed material. The case when the working body consists of several sections, each of which has several cutting planes, with a different number of knives in the plane, is considered. Factors that determine the nature of the load, such as the frequency of interaction of the cutting elements with the processed material and the randomness of the operating conditions of the unit, lead to their presentation as a sequence of pulses with random parameters. Expressions are obtained in the article that allow calculating the mathematical expectation and spectral density of the moment on the working body at the design stage, taking into account the operating modes, its design, the physico-mechanical properties of the milled material and their probabilistic characteristics. The probabilistic characteristics of the loads on the mill serve as initial information for the dynamic analysis of the drive system and the design of the unit, its strength analysis, and the selection of optimal parameters and operating modes.

Keywords: road mill, milling drum, model of moment of resistance, mathematical expectation of moment, spectral density of moment

Date of acceptance for publication: 06.09.2019
Date of publication: 25.09.2019

Author's information:

Konstantin V. Fomin – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Chair of Department “Mechanization of Environmental and Repair Machines” at Tver State Technical University, e-mail: fomin_tver@mail.ru.

1. Введение

В настоящее время при строительстве и ремонте дорожной сети широкое применение нашли машины с рабочими органами фрезерного типа [1-5]. Они обладают высокой производительностью, позволяют сократить число технологических операций, дают возможность обеспечить их комплексную механизацию, достичь высокого качества работ [4, 5].

Типы, основные параметры, требования эргономики, безопасности самоходных дорожных фрез представлены в ГОСТ 31556-

2012 «Фрезы дорожные холодные самоходные. Общие технические условия».

В зависимости от функциональных требований применяются несколько типов фрезерных барабанов: стандартные, грубые, точные и сверхточные, которые отличаются конструкцией, схемой расположения, количеством режущих элементов и режимами работы [4-6].

Рабочий орган (рис. 1) осуществляет фрезерование и перемещение материала в зону лопаток, которые забрасывают его на конвейер или в зону принудительного смешивания [6].

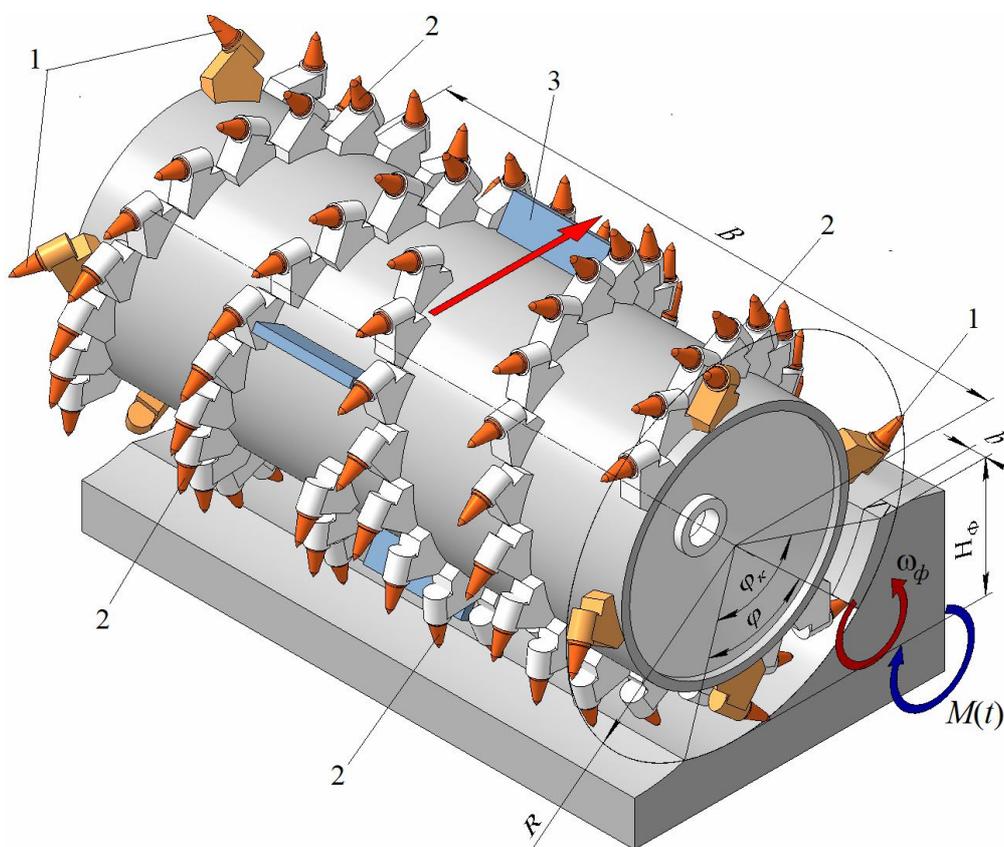


Рис.1. Схема рабочего органа фрезерного типа:

1 – режущие элементы левой и правой торцевых зон фрезерования; 2 – режущие элементы зон фрезерования и транспортирования материала; 3 – забрасывающая лопатка

Соответственно, рабочий орган условно можно разделить на левую и правую торцевые зоны фрезерования (зоны внешнего режущего кольца), задача которой – формирование плоской направленной кромки. И на зону фрезерования и транспортирования ма-

териала, которое обеспечивается за счет спиральной установки ножей, а также центральную зону фрезерования и погрузки материала, имеющую помимо режущих элементов забрасывающие лопатки [4-6].

В процессе выполнения технологической операции на рабочем органе возникают резко переменные случайные нагрузки. Это связано с периодическим характером взаимодействия режущих элементов с обрабатываемым материалом и случайным характером изменения глубины фрезерования, физико-механических свойств обрабатываемой среды, а так же режимов работы. Это приводит к значительным динамическим нагрузкам в элементах привода и конструкции агрегата, к ухудшению технико-экономических показателей его работы.

Дальнейшее развитие и интенсификация производственных процессов требует создания высокопроизводительных и надёжных машин, что связано с решением ряда задач, одной из которых является разработка эффективных методов проектирования и расчёта [1]. Точность их определяется тем, насколько величина и характер силовых факторов, действующих в элементах конструкции, принимаемых при прочностном анализе, соответствуют действительным [1, 7].

Статья посвящена разработке моделей формирования момента сопротивления на рабочем органе дорожной фрезы и аналитических методов его анализа с учетом случайного характера нагружения.

2. Моделирование момента сопротивления на рабочем органе дорожной фрезы

Выделим на рабочем органе I участков с одинаковым количеством ножей в плоскости резания z_i и с одинаковым радиусом по концам режущих элементов R_i .

Например, для схемы фрезы, представленной на рис. 1 имеется три участка ($I=3$):

- первый – содержащий режущие элементы левой торцевой зоны ($z_1=4$);
- второй – резцы зон фрезерования и транспортирования материала ($z_2=2$);
- третий – правой торцевой зоны ($z_3=4$).

В плоскости резания ножи расположены равномерно. Угол между соседними режущими элементами в одной плоскости резания φ_{Ti} . Угол сдвига между ножами в m -й

плоскости резания и началом отсчета для i -го участка φ_{mi} . Угол контакта ножа с обрабатываемой средой φ_{ki} .

Забрасывающие лопатки расположены равномерно по окружности фрезы. Угол между соседними лопатками φ_{TL} . Сдвиг лопаток относительно начальной точки отсчета φ_L . Угол контакта лопатки с материалом φ_{cL} .

Начальная точка отсчета одинакова для режущих элементов всех участков и для забрасывающих лопаток. Угловая скорость вращения фрезы ω_ϕ , скорость перемещения агрегата W .

Общий момент сопротивления при выполнении технологической операции равен

$$M(t) = \sum_{i=1}^I M_{Ci}(t) + M_L(t), \quad (1)$$

где $M_{Ci}(t)$, $M_L(t)$ – соответственно, моменты сопротивления на рабочем органе при взаимодействии режущих элементов, расположенных на i -м участке и при взаимодействии забрасывающих лопаток со сфрезерованным материалом.

Учитывая периодичность контакта режущих элементов с обрабатываемым материалом и случайный характер параметров, определяющих условия работы агрегата, общий момент сопротивления на режущих элементах i -го участка может быть представлен в виде последовательности импульсов со случайными параметрами (рис. 2):

$$M_{Ci}(t) = \sum_{m=1}^{M_i} \sum_{n=-\infty}^{\infty} M_{C0i}(t - t_{mni}; P_{mni}), \quad (2)$$

где M_i – число плоскостей резания на i -м участке; n – номер импульса нагружения на m -й плоскости резания i -го участка рабочего органа; $M_{C0i}(t; P_{mni})$ – функция, описывающая изменение момента сопротивления на одиночном режущем элементе в пределах угла контакта с обрабатываемой средой на m -й плоскости резания для i -го участка; t_{mni} – момент возникновения n -го импульса нагрузки на m -й плоскости резания i -го участка; P_{mni} – случайные параметры n -го импульса на m -й плоскости резания i -го участка.

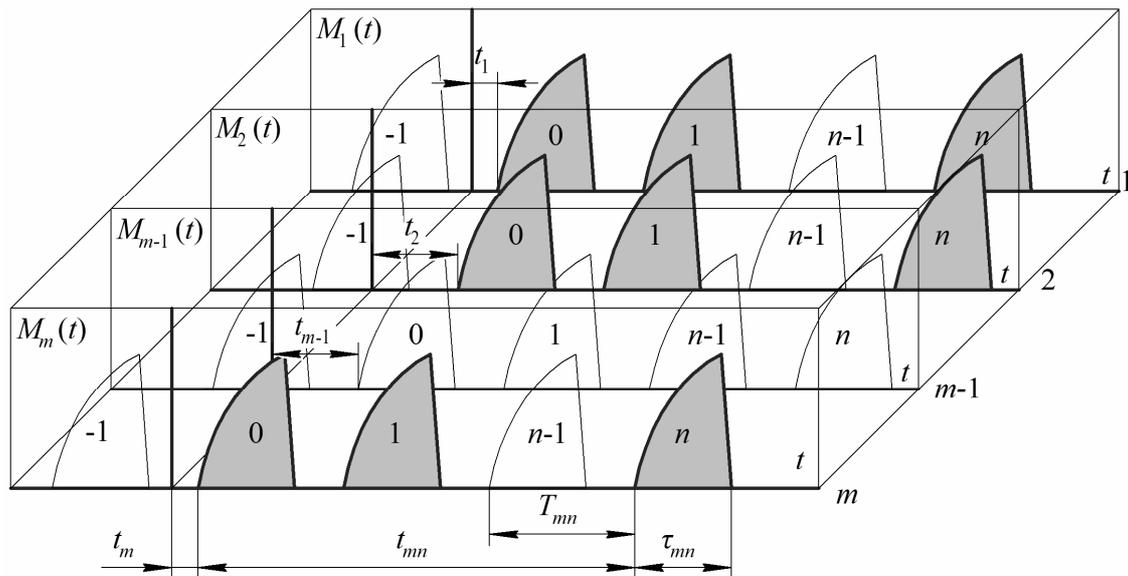


Рис.2. Модель формирования момента сопротивления на i -м участке рабочего органа при взаимодействии режущих элементов с обрабатываемой средой

Параметры импульсов нагружения случайны и определяются характером изменения физико-механических свойств обрабатываемого материала, глубины фрезерования, угловой скорости вращения рабочего органа, изменчивостью толщины стружки из-за неравномерности движения агрегата и многими другими факторами.

Вариация глубины фрезерования и соответственно угла контакта ножа с обрабатываемым материалом φ_{ki} зависит от изменения профиля поверхности и схемы подвески фрезы, а также от перемещений, вызванных воздействием сил резания и силами, связанными с ее неуравновешенностью. Эти факторы наряду с колебаниями угловой скорости вращения ω_ϕ приводят к случайному характеру изменения длительности импульсов $\tau_i = \varphi_{ki} / \omega_\phi$, периода их повторности на одиночной плоскости резания $T_i = \varphi_{\pi} / \omega_\phi$ и сдвига по времени между импульсами нагрузок на m -ой плоскостью резания и начальной точкой отсчета $t_{mi} = \varphi_{mi} / \omega_\phi$.

Момент сопротивления на рабочем органе при взаимодействии забрасывающих лопаток с материалом представляет собой периодический процесс со случайными параметрами (рис. 3)

$$M_L(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} M_{L0}(t - nT_L - t_L; P_{Ln}), \quad (3)$$

где $M_{L0}(t; P_{Ln})$ – функция, описывающая момент сопротивления на одиночной забрасывающей лопатке; $T_L = \varphi_{TL} / \omega_\phi$ – период повторности импульсов нагрузки; $t_L = \varphi_L / \omega_\phi$ – сдвиг по времени между импульсами нагрузок от взаимодействия забрасывающих лопаток с материалом и начальной точкой отсчета; P_{Ln} – случайные параметры импульсов нагрузок.

Случайными являются амплитуда импульсов нагрузки, связанная со случайным объемом захватываемого материала лопаткой, изменением его плотности, а так же количеством материала подаваемого на нее, зависящее от изменения глубины фрезерования. Вариация длительности импульсов и их периода повторности зависит от изменения угловой скорости вращения фрезы.

Случайный характер нагрузок для анализа требует применения теории случайных функций [7-11]. Известно, что для полного их описания необходимо знать многомерные, в общем случае зависимые от времени плотности распределения [9, 10]. На практике, как правило, ограничиваются рассмотрением математического ожидания, дисперсии и спектральной плотности процесса. На ос-

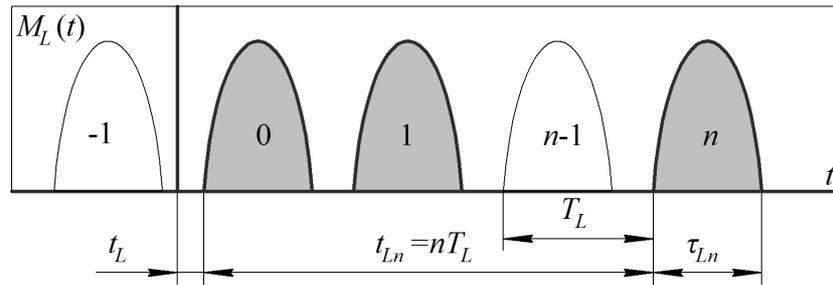


Рис.3. Модель формирования момента сопротивления на фрезе при взаимодействии забрасывающих лопаток с материалом

новании которых, используя методы статистической динамики механических систем [7, 8], можно рассчитать вероятностные характеристики силовых факторов, действующих в элементах конструкции дорожной фрезы и получить исходную информацию для ее прочностного анализа и выбора оптимальных параметров и режимов работы.

3. Определение математического ожидания момента сопротивления на рабочем органе

Математическое ожидание суммарного момента сопротивления на рабочем органе с учетом (1) равно:

$$m_1 \{M(t)\} = \sum_{i=1}^I m_1 \{M_{Ci}(t)\} + m_1 \{M_L(t)\},$$

где $m_1 \{ \}$ – знак усреднения; $m_1 \{M_{Ci}(t)\}$, $m_1 \{M_L(t)\}$ – соответственно, математические ожидания моментов сопротивления для режущих элементов на i -м участке фрезы и при взаимодействии забрасывающих лопаток с материалом.

При определении математических ожиданий составляющих момента воспользуемся выражением [9]:

$$Z_{Mi}(j\omega; \omega_\phi) = \sum_{m=1}^{M_i} \sum_{n=-N}^N S_{C0i}(j\omega; \omega_\phi; P_{mni}) \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} \varphi_{mi}\right) \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} n\varphi_{Ti}\right), \quad (5)$$

где $S_{C0i}(j\omega; \omega_\phi; P_{mni})$ – спектр одиночного импульса нагружения на режущем элементе i -го участка

$$S_{C0i}(j\omega; \omega_\phi; P_{mni}) = \int_0^{\varphi_{ki}/\omega_\phi} M_{C0i}(\omega_\phi t; P_{mni}) \exp(-j\omega t) dt.$$

Подставляя (5) в (4) имеем:

$$m_1 \{M(t)\} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} m_1 \{Z_n^{(k)}(\omega)\} \exp(j\omega t) d\omega, \quad (4)$$

где $m_1 \{ \}$ – знак усреднения; $Z^k(j\omega)$ – спектр k -ой реализации случайного процесса (в дальнейшем в выражениях индекс k опускаем)

$$Z_n^{(k)} = \int_{-\infty}^{\infty} M_n^{(k)}(t) \exp(-j\omega t) dt.$$

Рассмотрим определение математического ожидания $M_{Ci}(t)$ на рабочем органе при взаимодействии режущих элементов, расположенных на i -м участке с обрабатываемым материалом. Для учета влияния случайного характера изменения угловой скорости воспользуемся методом рандомизации [10]. В начале, определим математическое ожидание момента, считая величину угловой скорости фиксированной.

Для случая, когда параметры импульсов и угловая скорость изменяются достаточно плавно за время, равное длительности нескольких импульсов, то есть в пределах одиночного импульса параметры можно считать постоянными, используя свойства преобразования Фурье для спектра момента (2) получим:

$$m_1 \{M_{Ci}(t; \omega_\phi)\} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \sum_{m=1}^{M_i} \sum_{n=-\infty}^{\infty} m_1 \{S_{C0i}(\omega; P_{mni})\} \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} \varphi_{mi}\right) \times \\ \times \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} \varphi_{Ti}\right) \exp(j\omega\varphi) d\omega.$$

Учитывая, что при $N \rightarrow \infty$ [9, 10]:

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{n=-N}^N \exp\left(-jn\omega \frac{\varphi_{Ti}}{\omega_\phi}\right) = \frac{2\pi\omega_\phi}{\varphi_{Ti}} \sum_{r=-\infty}^{\infty} \delta\left(\omega - 2\pi r \frac{\omega_\phi}{\varphi_{Ti}}\right),$$

где $\delta(\omega)$ – дельта-функция [9, 10]; $r = 0; \pm 1; \pm 2; \dots$, получим

$$m_1 \{M_{Ci}(t; \omega_\phi)\} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} m_1 \{S_{C0i}(\omega; P_i)\} \sum_{m=1}^{M_i} \exp\left(-j\omega \frac{\varphi_{mi}}{\omega_\phi}\right) \times \\ \times \frac{2\pi\omega_\phi}{\varphi_{Ti}} \sum_{r=-\infty}^{\infty} \delta\left(\omega - 2\pi r \frac{\omega_\phi}{\varphi_{Ti}}\right) \exp(j\omega\varphi) d\omega.$$

При выводе выражения для математического ожидания принято, что вероятностные характеристики параметров импульсной последовательности не зависят от номера импульса и номера плоскости резания (стационарные свойства случайных параметров импульсов в случае стационарного характера изменения физико-механических свойств фрезеруемого материала и глубины фрезерования). Используя фильтрующее свойство дельта-функции [9, 10], для $m_1 \{M_{Ci}(t; \omega_\phi)\}$ запишем:

$$m_1 \{M_{Ci}(t; \omega_\phi)\} = \frac{\omega_\phi}{\varphi_{Ti}} \sum_{r=-\infty}^{\infty} m_1 \left\{ S_{C0i} \left(\frac{2\pi r \omega_\phi}{\varphi_{Ti}}; P_i \right) \right\} \times \\ \times \sum_{m=1}^M \exp\left(-j \frac{2\pi r}{\varphi_{Ti}} \varphi_{mi}\right) \exp\left(j \frac{2\pi r}{\varphi_{Ti}} \varphi\right). \quad (6)$$

Выражение (6) представляет собой разложение усредненной периодической функции $M_{Ci}(t; \omega_\phi)$ в ряд Фурье в комплексной форме. Математическое ожидание нагрузки на рабочем органе является периодической функцией времени, что отражает ее нестационарный характер. В свою очередь, процесс является стационарным при значениях времени $t = nT$, то есть относится к типу периодически стационарных [10].

Значение $m_1 \{ \}$ в (6) определится через совместное распределение параметров импульсного процесса:

$$m_1 \{S_{C0i}(\omega; P_i)\} = \int_{-\infty}^{\infty} \dots \int S_{C0i}(\omega; P_i) W(P_i) dP_i,$$

где $W(P_i)$ – совместное распределение параметров.

Окончательно необходимо усреднить (6) по угловой скорости

$$m_1 \{M_{Ci}(t)\} = \int_0^{\infty} m_1 \{M_{Ci}(t; \omega_\phi)\} W_\phi(\omega_\phi) d\omega_\phi,$$

где $W(\omega_\phi)$ – плотность распределения угловой скорости вращения фрезы.

Учитывая периодический характер математического ожидания, удобнее использовать ее усредненное значение:

$$m_{MCi} = \lim_{T' \rightarrow \infty} \frac{1}{T'} \int_{-T'/2}^{T'/2} m_1 \{M_{Ci}(t)\} dt,$$

где T' – интервал времени, на котором рассматривается случайная функция.

С учетом (6), получим:

$$m_{MCi} = \frac{M_i}{T_i} m_1 \left\{ \int_0^{\tau_i} M_{C0i}(t) dt \right\},$$

где τ_i, T_i – средние длительность период повторности импульсов нагрузки.

Аналогично из (4) может быть получено выражение для математического ожидания момента сопротивления $M_L(t)$ на рабочем органе при взаимодействии забрасывающих лопаток со сфрезерованным материалом.

Используя свойства преобразования Фурье для спектра момента (3) имеем:

$$Z_L(j\omega; \omega_\phi) = \sum_{n=-N}^N S_{L0}(j\omega; \omega_\phi; P_{Ln}) \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} \varphi_L\right) \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} n\varphi_{TL}\right), \quad (7)$$

где $S_{L0}(j\omega; \omega_\phi; P_{Ln})$ – спектр одиночного импульса нагружения на забрасывающей лопатке

$$S_{L0}(j\omega; \omega_\phi; P_{Ln}) = \int_0^{\varphi_L/\omega_\phi} M_{L0}(\omega_\phi t; P_{Ln}) \exp(-j\omega t) dt.$$

Подставляя (7) в (4) после преобразований получим:

$$m_1 \{M_L(t; \omega_\phi)\} = \frac{\omega_\phi}{\varphi_{TL}} m_1 \left\{ S_{L0} \left(\frac{2\pi r \omega_\phi}{\varphi_{TL}}; P_L \right) \right\} \times \exp\left(-j \frac{2\pi r}{\varphi_{TL}} \varphi_L\right) \exp\left(j \frac{2\pi r}{\varphi_{TL}} \varphi\right). \quad (8)$$

Значение $m_1 \{ \}$ равно:

$$m_1 \{S_{L0}(\omega; P)\} = \int_{-\infty}^{\infty} \dots \int S_{L0}(\omega; P_L) W(P_L) dP_L,$$

где $W(P_{Ln})$ – совместное распределение параметров.

Усредняя (8) по угловой скорости

$$m_1 \{M_L(t)\} = \int_0^{\infty} m_1 \{M_L(t; \omega_\phi)\} W_\phi(\omega_\phi) d\omega_\phi.$$

Математическое ожидания момента:

$$m_L = \frac{1}{T_L} m_1 \left\{ \int_0^{\tau_L} M_{L0}(t) dt \right\},$$

где τ_L, T_L – средние длительность период повторности импульсов нагрузки.

4. Определение спектральной плотности момента сопротивления на рабочем органе

Спектральная плотность момента сопротивления на рабочем органе при выполнении технологической операции с учетом его составляющих (1) и статистической независимости нагрузок на режущих элементах и забрасывающих лопатках, может быть определена с помощью выражения

$$\begin{aligned} |Z_{Mi}(j\omega; \omega_\phi)|^2 &= \sum_{m=1}^{M_i} \sum_{l=1}^{M_i} \sum_{n=-N}^N \sum_{s=-N}^N S_{C0i}(j\omega; \omega_\phi; P_{mni}) S_{C0i}^*(j\omega; \omega_\phi; P_{lsi}) \times \\ &\times \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{mi} - \varphi_{li})\right) \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (n-s) \varphi_{Ti}\right), \end{aligned}$$

$$S(\omega) = \sum_{i=1}^I S_{Ci}(\omega) + \sum_{i=1}^I \sum_{k \neq i}^I S_{ik}(\omega) + S_L(\omega),$$

где $S_{Ci}(\omega), S_{ik}(\omega)$ – соответственно, спектральная плотность момента сопротивления на i -м участке рабочего органа и взаимные спектральные плотности соответствующих моментов; $S_L(\omega)$ – спектральная плотность момента при взаимодействии забрасывающих лопаток с материалом.

Если составляющие момента сопротивления можно считать статистически независимыми, то спектральная плотность равна:

$$S(\omega) = \sum_{i=1}^I S_{Ci}(\omega) + S_L(\omega).$$

Для определения спектральных плотностей воспользуемся понятием энергетического спектра случайного импульсного процесса [9]

$$F(\omega) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{2}{(2N+1)T} m_1 \left\{ |Z^{(k)}(j\omega)|^2 \right\}, \quad (9)$$

где N – число рассматриваемых импульсов; T – средний период повторности импульсов.

Энергетический спектр связан со спектральной плотностью $S(\omega)$ соотношением [9]

$$F(\omega) = S(\omega) + 2\pi m^2 \delta(\omega),$$

где m – математическое ожидание случайного процесса.

Дисперсия стационарной случайной функции равна [9]

$$D = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(\omega) d\omega - m^2.$$

Рассмотрим определение спектральной плотности момента сопротивления при взаимодействии режущих элементов, расположенных на i -м участке рабочего органа.

Из (5) получим выражение для квадрата модуля спектра

где знаком «*» обозначена комплексно-сопряженная величина.

Подставляя данное выражение в (9), выделяя члены при $n = s$, $n \neq s$, $m = l$, $m \neq l$ и ограничиваясь случаем стационарного характера распределения условий работа агре-

гата, когда вероятностные характеристики параметров не зависят от временного положения импульсов, а только от их взаимного расположения, $p = n - s$, преобразуя, и учитывая, что [9]

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{(2N+1)} \sum_{\substack{n=-N \\ n \neq s}}^N \sum_{s=-N}^N \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (n-s) \varphi_{Ti}\right) = \frac{2\pi\omega_\phi}{\varphi_{Ti}} \sum_{r=-\infty}^{\infty} \delta\left(\omega - \frac{2\pi r \omega_\phi}{\varphi_{Ti}}\right) - 1,$$

получим выражение для энергетического спектра момента при постоянной угловой скорости фрезы:

$$\begin{aligned} F_{Mi}(\omega) = & \frac{2}{T_i} \left[\frac{M_i}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 F_{M1i}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q^2} \right]_m D_q - \frac{M_i}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 F_{M2i}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q^2} \right]_m D_q + \right. \\ & + \sum_{q < s} \left[\frac{\partial^2 F_{M2i}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q \partial P_s} \right]_m \sum_{m=1}^{M_i} \sum_{l=1}^{M_i} K_{qsm} \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{mi} - \varphi_{li})\right) + \\ & + 2 \sum_{q < s} \left[\frac{\partial^2 F_{M2i}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q \partial P_s} \right]_m \sum_{m=1}^{M_i} \sum_{l=1}^{M_i} \sum_{p=1}^{\infty} K_{qsm} \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{mi} - \varphi_{li})\right) \cos\left(\frac{\omega}{\omega_\phi} p \varphi_{Ti}\right) + \\ & + \left(F_{M1i}(\omega; \omega_\phi; m_q) + \frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 F_{M2i}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q^2} \right]_m D_q \right) \times \\ & \times \sum_{m=1}^{M_i} \sum_{l=1}^{M_i} \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{mi} - \varphi_{li})\right) \frac{2\pi\omega_\phi}{\varphi_{Ti}} \sum_{r=-\infty}^{\infty} \delta\left(\omega - \frac{2\pi r \omega_\phi}{\varphi_{Ti}}\right) \Bigg], \end{aligned} \quad (10)$$

где введены следующие обозначения:

$$\begin{aligned} F_{M1i}(\omega; \omega_\phi; P) &= \left| S_{C0i}(j\omega; \omega_\phi; P) \right|^2, \\ F_{M2i}(\omega; \omega_\phi; P) &= S_{C0i}(j\omega; \omega_\phi; P_q) S_{C0i}^*(j\omega; \omega_\phi; P_s). \end{aligned}$$

При выводе выражения (10) использовано разложение функций, подлежащих усреднению, в ряд Тейлора в окрестности точки с координатами, соответствующими средним значениям параметров с ограничением чле-

нами до второго порядка включительно [11]. При этом для средних значений $F(\omega; P)$ можно записать [11]:

$$m_1 \{F(\omega; P)\} = F(\omega; m_q) + \frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 F(\omega; P)}{\partial P_q^2} \right]_m D_q + \sum_{q < s} \left[\frac{\partial^2 F(\omega; P)}{\partial P_q \partial P_s} \right]_m K_{qs},$$

где P_q – параметры импульсной последовательности; m_q – математические ожидания параметров; D_q – дисперсия параметров; K_{qs} – коэффициенты корреляции и взаимной корреляции параметров; Q – число параметров; знак $q < s$ означает, что суммирование

распространяется на все попарные сочетания слагаемых.

Осуществляя усреднение выражения (10) по угловой скорости вращения рабочего органа для энергетического спектра момента сопротивления получим:

$$F_{Ci}(\omega) = \frac{2}{T_i} \left[\frac{M_i}{2} \sum_{q=1}^Q \Psi_{1Mqi}(\omega) D_q - \frac{M_i}{2} \sum_{q=1}^Q \Psi_{2Mqi}(\omega) D_q + \right. \\
 + \sum_{q<s} \sum_{m=1}^{M_i} \sum_{l=1}^{M_i} \Psi_{3Mqsmli}(\omega) K_{qsmli} + 2 \sum_{q<s} \sum_{m=1}^{M_i} \sum_{l=1}^{M_i} \sum_{p=1}^{\infty} \Psi_{4Mqsmli}(\omega) K_{qsmli} + \\
 \left. + \sum_{r=-\infty}^{\infty} \left(F_{M1i} \left(\frac{2\pi r}{\Phi_{Ti}}; m_q \right) + \frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 F_{M2i}(2\pi r/\Phi_{Ti}; P_i)}{\partial P_{qi}^2} \right] D_q \right) \times \right. \\
 \left. \times \sum_{m=1}^{M_i} \sum_{l=1}^{M_i} \exp \left(-j \frac{2\pi r}{\Phi_{Ti}} (\varphi_{mi} - \varphi_{li}) \right) \frac{\omega \Phi_{Ti}}{2\pi r^2} W \left(\frac{\omega \Phi_{Ti}}{2\pi r} \right) \right],$$

где

$$\Psi_{1Mqi}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 F_{M1i}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q^2} \right] W(\omega_\phi) d\omega_\phi; \\
 \Psi_{2Mqi}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 F_{M2i}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q^2} \right] W(\omega_\phi) d\omega_\phi; \\
 \Psi_{3Mqsmli}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 F_{M2i}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q \partial P_s} \right] \exp \left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{mi} - \varphi_{li}) \right) W(\omega_\phi) d\omega_\phi; \\
 \Psi_{4Mqsmli}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 F_{M2i}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q \partial P_s} \right] \exp \left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{mi} - \varphi_{li}) \right) \cos \left(\frac{\omega}{\omega_\phi} p \Phi_{Ti} \right) W(\omega_\phi) d\omega_\phi.$$

Используя рассмотренную выше методику, можно получить выражения для энергетического спектра момента сопротивления

на рабочем органе при взаимодействии забрасывающих лопаток со сфрезерованным материалом:

$$F_L(\omega) = \frac{2}{T} \left[\frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \Psi_{1Lq}(\omega) D_{qL} - \frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \Psi_{2Lq}(\omega) D_{qL} + 2 \sum_{q<s} \sum_{p=1}^{\infty} \Psi_{3Lqsp}(\omega) K_{Lqsp} + \right. \\
 \left. + \sum_{r=-\infty}^{\infty} \left(F_{L1} \left(\frac{2\pi r}{\Phi_{TL}}; m_q \right) + \frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 F_{L2}(2\pi r/\Phi_{TL}; P)}{\partial P_q^2} \right] D_q \right) \frac{\omega \Phi_{TL}}{2\pi r^2} W \left(\frac{\omega \Phi_{TL}}{2\pi r} \right) \right],$$

где

$$\Psi_{1Lq}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 F_{L1}(\omega; \omega_\phi; P_L)}{\partial P_q^2} \right] W(\omega_\phi) d\omega_\phi; \\
 \Psi_{2Lq}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 F_{L2}(\omega; \omega_\phi; P_L)}{\partial P_q^2} \right] W(\omega_\phi) d\omega_\phi; \\
 \Psi_{3Lqsp}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 F_{L2}(\omega; \omega_\phi; P_L)}{\partial P_q \partial P_s} \right] \cos \left(\frac{\omega}{\omega_\phi} p \Phi_{TL} \right) W(\omega_\phi) d\omega_\phi,$$

где D_{qL} , K_{Lqsp} – соответственно, дисперсия и коэффициенты корреляции параметров им-

пульсов при взаимодействии забрасывающих лопаток с материалом;

$$F_{L1}(\omega; \omega_{\phi}; P_L) = |S_L(j\omega; \omega_{\phi}; P_L)|^2,$$

$$F_{L2}(\omega; \omega_{\phi}; P_L) = S_L(j\omega; \omega_{\phi}; P_{Lq}) S_L^*(j\omega; \omega_{\phi}; P_{Ls}).$$

Разработанные модели и аналитические подходы позволяют на стадии проектирования определять математическое ожидание и спектральную плотность момента сопротивления на рабочем органе.

Вероятностные характеристики момента служат исходным материалом для исследования динамической нагруженности элементов конструкции дорожной фрезы, выбора ее оптимальных параметров и режимов работы, расчета показателей надежности.

Список литературы

1. Баловнев, В.И. Дорожно-строительные машины и комплексы / В. И. Баловнев, А.Б. Ермилов, А.Н. Новиков и др.; под общ. ред. В.И. Баловнева. – М.: Машиностроение, 1988. – 384 с.
2. Баловнев, В.И. Машины для содержания и ремонта городских и автомобильных дорог / В.И. Баловнев, М.А. Беляев; под общ. ред. В.И. Баловнева. – М.-Омск: ОАО «Омский дом печати», 2005. – 768 с.
3. Баловнев, В.И. Оценка инновационных предложений в дорожной и строительной технике / В.И. Баловнев. – М.: МАДИ (ГТУ), 2008. – 100 с.
4. WIRTGEN. Cold Recycling Technology, 1st edition. - Wirtgen GmbH, 2012. – 370 p.
5. WIRTGEN. Cold milling manual. Technology and application. - Wirtgen GmbH, 2013. – 244 p.
6. Селиверстов, Н.Д. Влияние режимов работы дорожных фрез и износа режущих элементов на профиль формируемой поверхности / Н.Д. Селиверстов // Интерстроймех-2014: Материалы Междунар. научно-техн. конф., 2014. – С. 77-81.
7. Светлицкий В.А. Статистическая механика и теория надежности // В.А. Светлицкий. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 504 с.
8. Loren D. Lutes, Shahram S. Random vibrations: analysis of structural and mechanical systems. 2004. – 635 pp.
9. Левин, Б.Р. Теоретические основы

5. Заключение

1. Представлены вероятностные модели формирования момента сопротивления на рабочих органах дорожных фрез. Нагрузка может быть представлена в виде последовательности импульсов со случайными параметрами.

2. Получены выражения, позволяющие на стадии проектирования рассчитывать математическое ожидание и спектральную плотность момента на рабочем органе с учетом режимов работы, его конструкции, физико-механических свойств фрезеруемого материала и их вероятностных характеристик.

References

1. Balovnev V.I., Ermilov A.B., Novikov A.N. *Dorozhno-stroitelnye mashiny i komplekсы* [Road-building machines and complexes]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 384 p. (In Russian)
2. Balovnev V.I., Belyaev M.A. *Mashiny dlya sodержaniya i remonta gorodskikh i avtomobilnykh dorog* [Machines for maintenance and repair of urban and motor roads]. Moscow, Omsk: ОАО «Omskiy dom pechaty», 2005. 768 p. (In Russian)
3. Balovnev V.I. *Otsenka innovatsionnykh predlozheniy v dorozhnoy i stroitelnoy tekhnike* [Evaluation of innovative proposals in road and construction equipment]. Moscow, MADI (GTU), 2008. 100 p. (In Russian)
4. WIRTGEN. Cold Recycling Technology, 1st edition. Wirtgen GmbH, 2012. 370 p.
5. WIRTGEN. Cold milling manual. Technology and application. Wirtgen GmbH, 2013. 244 p.
6. Seliverstov N.D. *Vliyanie rezhimov raboty dorozhnykh frez i iznosa rezhushchikh elementov na profil formiruemoy poverhnosti* [The influence of operating modes of road mills and wear of cutting elements on the profile of the formed surface]. *Interstroyekh 2014, Materialy Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii*, 2014, pp. 77-81. (In Russian)
7. Svetlitskiy V.A. *Statisticheskaya mekhanika i teoriya nadezhnosti* [Statistical mechanics and reliability theory]. Moscow,

статистической радиотехники / Б.Р. Левин. – М.: Радио и связь, 1989. – 656 с.

10. Тихонов, В.И. Статистическая радиотехника / В.И. Тихонов. – М.: Радио и связь, 1982. – 625 с.

11. Вентцель, Е.С. Теория случайных процессов и её инженерные приложения / Е.С. Вентцель, Л.А., Овчаров. – М.: Высшая школа, 2000. – 383 с.

† Izdatelstvo MGTU im. N.E. Baumana, 2002.
† 504 p. (In Russian)

† 8. Loren D. Lutes, Shahram S. *Random vibrations: analysis of structural and Mechanical systems*. 2004. 635 p.

† 9. Levin B.R. *Teoreticheskie osnovy statisticheskoy radiotekhniki* [Theoretical bases of statistical radio engineering]. Moscow, Radio i svyaz, 1989. 656 p. (In Russian)

† 10. Tikhonov V.I. *Statisticheskaya radiotekhnika* [Statistical radio engineering]. Moscow, Radio i svyaz, 1982. 625 p. (In Russian)

† 11. Ventcel E.S., Ovcharov L.A. *Teoriya sluchaynykh protsessov i eye inzhenernye prilozheniya* [The theory of random processes and its engineering applications]. Moscow, Vysshaya shkola, 2000. 383 p. (In Russian)

Сетевое издание
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Брянского государственного университета

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ /
ХИМИЧЕСКИЕ 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:

РИО 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> 25.09.2019 г.