



# *Научно-технический вестник*

БРЯНСКОГО  
ГОСУДАРСТВЕННОГО  
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiiy Vestnik  
Bryanskogo Gosudarstvennogo  
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2020(2)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический  
ВЕСТНИК  
Брянского  
государственного  
университета**

**№ 2  
2020**

**Технические науки**

**Nauchno-tehnicheskij**  
**VESTNIK**  
**Bryanskogo**  
**gosudarstvennogo**  
**universiteta**

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

**№ 2**  
**2020**

**Engineering Science**

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 2 (2020). Брянск: РИСО БГУ, 2020. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>  
Размещено на официальном сайте журнала: 25.06.2020

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

*И.А. Лагереv* – 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. Polyenin* - 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, 2020  
© 2020 Nauchno-tekhnicheskiy 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)

Анцев В.Ю., Толоконников А.С., Мамонтов М.А. (Тула, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-192-200

Методика расчёта напряженно-деформированного состояния пролётных балок мостовых кранов с катанием по нижнему поясу ..... 192

Ватулин Я.С., Попов В.А., Козлов М.Н. (Санкт-Петербург, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-201-210

Оценка рисков при эксплуатации тоннельных эскалаторов, оборудованных аварийным тормозом с постоянным моментом ..... 201

Волков Н.Н., Ределин Р.А., Кравченко В.А., Каманин Ю.Н., Андреев А.В.

(Орел, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-211-217

Оценка взаимосвязи параметров гидравлического ударного устройства и его привода ..... 211

Гончаров К.А. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-218-229

Установление закономерностей совместной работы приводов ленточного конвейера при наличии случайных отклонений скольжения их электродвигателей ..... 218

Гринчар Н.Г., Быков А.Ю., Чалова М.Ю. (Москва, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-230-236

Натурные испытания щеточного рабочего органа с комбинированным типом лопастей ..... 230

Гринчар Н.Г., Федасов Д.С., Чалова М.Ю. (Москва, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-237-242

Уточненный расчет мощности привода вырезающего устройства современных щебнеочистительных машин ..... 237

Керимов З.Х., Джафарли М.К. (Баку, Азербайджан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-243-255

Численное исследование влияния конструктивных параметров на быстродействие электронно-управляемой форсунки ..... 243

- Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А. (Брянск, Российская Федерация)  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-256-275  
Вероятностно-временной анализ кинетики показателей надежности на стадии проектирования канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса ..... 256
- Лагерев И.А., Таричко В.И., Лагерев А.В. (Брянск, Российская Федерация)  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-276-293  
Формирование стратегии восстановления канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса в процессе эксплуатации ..... 276
- Мирчук М.А., Волков Г.Ю. (Курган, Российская Федерация)  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-294-300  
Анализ технических возможностей цилиндрических прямозубых передач с поверхностным контактом выпукло-вогнутых зубьев ..... 294
- Прусов А.Ю., Мельников А.Н. (Ярославль, Российская Федерация)  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-301-310  
Опыт модернизации траверсы покрасочной камеры ..... 301
- Сладкова Л.А., Крылов В.В., Горелова М.В. (Москва, Российская Федерация)  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-311-317  
Изменение нагруженности стрелового крана при проведении погрузочно-разгрузочных работ ..... 311
- Таричко В.И., Лагерев И.А. (Брянск, Российская Федерация)  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-318-326  
Расчетно-экспериментальные исследования динамики механической трансмиссии базовой станции мобильной канатной дороги ..... 318
- Торопов Е.И., Вашурин А.С., Трусов Ю.П., Мошков П.С.  
(Нижний Новгород, Российская Федерация)  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-327-336  
Исследование режимов работы трансмиссии среднетоннажного грузового транспортного средства ..... 327

## Энергетика

- Капустин Р.П. (Брянск, Российская Федерация)  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-337-342  
Тангенциальная скорость в гидrocиклоне ..... 337

## Транспорт

- Шалупина П.И. (Екатеринбург, Российская Федерация)  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-343-346  
Разработка силоизмерительного устройства для испытания автосцепных устройств типа СА-3 ..... 343

## 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)*

- Antsev V.Yu., Tolokonnikov A.S., Mamontov M.A. (Tula, Russian Federation)*  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-192-200  
Calculation method stress-strain state span beam with lower belt riding ..... 192
- Vatulin J.S., Popov V.A., Kozlov M.N. (St. Petersburg, Russian Federation)*  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-201-210  
Risk assessment in the operation of tunnel escalators, equipped with emergency brake with constant torque ..... 201
- Volkov N.N., Redelin R.A., Kravchenko V.A., Kamanin Yu.N., Andreev A.V. (Orel, Russian Federation)*  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-211-217  
Evaluating the relationship of parameters hydraulic impact device and its drive ..... 211
- Goncharov K.A. (Bryansk, Russian Federation)*  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-218-229  
Establishing principles of joint operation of belt conveyor drives in case of random slide deviations of their electric motors ..... 218
- Grinchar N.G., Bykov A.Yu., Chalova M.Yu. (Moscow, Russian Federation)*  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-230-236  
Natural tests of the brushed working body with combined type of blades ..... 230
- Grinchar N.G., Fedasov D.S., Chalova M.Yu. (Moscow, Russian Federation)*  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-237-242  
Refined calculation of the drive power of the cutting device of modern machines for cleaning rubble from railways ..... 237
- Kerimov Z.Kh., Jafarli M.K. (Baku, Azerbaijan)*  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-243-255  
Numerical investigation of influence of the design parameters on the operating speed of the electronically controlled injector ..... 243
- Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. (Bryansk, Russian Federation)*  
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-256-275  
Probability-temporal analysis of reliability indicators kinetics at the stage of designing a rope system of a mobile transport and reloading ropeway ..... 256

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-276-293

Formation of the strategy for restoring the rope system of the mobile transport and reloading rope complex during operation ..... 276

*Mirchuk M.A., Volkov G.Yu. (Orel, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-294-300

Analysis of technical capabilities of cylindrical straight-tooth gears with surface contact of convex-concave teeth ..... 294

*Prusov A.Y., Melnikov A.N. (Yaroslavl, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-301-310

Experience in upgrading the traverse of the paint chamber ..... 301

*Sladkova L.A., Krylov V.V., Gorelova M.V. (Moscow, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-311-317

Changing the load of a arrow crane while carrying out loading and unloading works ..... 311

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-318-326

Dynamics simulation and experimental analysis of a mobile cable car base station's mechanical transmissions ..... 318

*Toropov E.I., Vashurin A.S., Trusov Y.P., Moshkov P.S. (Nizhniy Novgorod, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-327-336

Research transmission's operating modes of the medium-duty cargo vehicle ..... 327

## Power Engineering

*Kapustin R.P. (Bryansk, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-337-342

The tangential velocity in the hydrocyclone ..... 337

## Transport

*Shalupina P.I. (Ekaterinburg, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-343-346

A force measuring device development for testing auto-coupling devices of the SA-3 type ..... 343

УДК (УДК) 621.874

МЕТОДИКА РАСЧЁТА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ  
ПРОЛЁТНЫХ БАЛОК МОСТОВЫХ КРАНОВ С КАТАНИЕМ  
ПО НИЖНЕМУ ПОЯСУCALCULATION METHOD STRESS-STRAIN STATE SPAN BEAM WITH LOWER BELT  
RIDINGАнцев В.Ю., Толоконников А.С., Мамонтов М.А.  
Antsev V.Yu., Tolokonnikov A.S., Mamontov M.A.Тульский государственный университет (Тула, Россия)  
Tula State University (Tula, Russia)

**Аннотация.** В данной работе проведено исследование методик расчёта балок с катанием по нижнему поясу как двутаврового, так и коробчатого сечения. По зависимостям, представленным в существующих методиках, выполнен расчёт напряжённо-деформированного состояния однобалочных мостовых кранов в точках касания колёс тельфера и пояса балки, имеющих коробчатое сечение с катанием по низу. Кран-балки с коробчатым сечением имеют большую жёсткость и устойчивость по сравнению с двутавровым сечением, вдобавок позволяют увеличить пролёт, не жертвуя грузоподъёмностью крана. Также в программе SolidWorks Simulation выполнен конечно-элементный анализ напряженно-деформированного состояния балок коробчатого сечения с катанием по нижнему поясу. Главным преимуществом метода конечных элементов является возможность разбиения на конечные элементы области любой формы и, таким образом, возможность расчета полей напряжений и деформаций в реальных деталях с учётом всех их конструктивных особенностей, что обеспечивает высокую точность расчёта. На основании полученных результатов изучены зависимости напряжений от толщины нижнего пояса балки, положения колёс тельфера, построена аппроксимирующая функция, и предложена более простая методика инженерных расчётов, позволяющая сократить количество вычислений.

**Ключевые слова:** напряжённо-деформированное состояние, однобалочные мостовые краны с катанием по нижнему поясу.

**Дата принятия к публикации:** 19.03.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Сведения об авторах:**

**Анцев Виталий Юрьевич** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой подъёмно-транспортных машин и оборудования Тульского государственного университета,  
e-mail: antsev@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7239-9266>

**Abstract.** In this paper, we study the methods for calculating beams with skating in the lower belt of both the I-beam and box sections. Based on the dependences presented in the existing methods, the stress-strain state of single-beam bridge cranes was calculated at the points of contact of the wheels of the hoist and beam belt, with a box section with rolling along the bottom. Box-section crane cranes have greater rigidity and stability compared to the I-beam section, in addition they allow you to increase the span without sacrificing the crane's lifting capacity. SolidWorks Simulation also performed a finite element analysis of the stress-strain state of box-section beams with skating along the lower belt. The main advantage of the finite element method is the ability to split into finite elements areas of any shape and, thus, the ability to calculate the stress and strain fields in real details, taking into account all their design features, which ensures high accuracy of the calculation. On the basis of the results obtained, the dependences of stresses on the thickness of the lower girder beam, the position of the hoist wheels were studied, an approximating function was constructed, and a simpler engineering calculation method was proposed that allows one to reduce the number of calculations.

**Keywords:** stress-strain state, single girder overhead cranes with skating along the lower belt.

**Date of acceptance for publication:** 19.03.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**Authors' information:**

**Vitaliy Yu. Antsev** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Chair of Hoisting-and-Transport Machines and Equipment, Tula State University, e-mail: antsev@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7239-9266>

**Толоконников Александр Сергеевич** – кандидат технических наук, доцент кафедры подъемно-транспортных машин и оборудования Тульского государственного университета,  
*e-mail: tolokonnikov@list.ru.*

**Мамонтов Максим Александрович** – студент магистратуры кафедры подъемно-транспортных машин и оборудования Тульского государственного университета, *e-mail: karlson\_30000@mail.ru.*

**Alexander S. Tolokonnikov** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Lecturer, Department of Hoisting Transport Machines and Equipment, Tula State University, *e-mail: tolokonnikov@list.ru.*

**Maxim A. Mamontov** – graduate student of the Department of Hoisting Transport Machines and Equipment of Tula State University,  
*e-mail: karlson\_30000@mail.ru.*

## 1. Введение

Мостовые краны находят широкое применение на складах промышленных предприятий, транспорта и строительства как при выполнении основных технологических, так и погрузочно-разгрузочных операций. Конструктивно пролетное строение мостового крана состоит из одной или двух пролетных балок, соединенных с концевыми балками, которые перемещаются по подкрановым путям. Однобалочные мостовые краны являются наиболее распространенным видом мостовых кранов ввиду их малого веса, невысокой стоимости, надежности, быстроты монтажа и демонтажа. При одинаковой грузоподъемности их масса и габариты значительно меньше, чем у двухбалочных кранов.

Мостовые однобалочные опорные краны [6, 9, 10] с главной балкой коробчатого сечения в настоящее время пользуются большой популярностью, так как балка указанного сечения имеет ряд конструктивных преимуществ (большая жесткость на кручение, лучшая устойчивость) по сравнению с двутавровым сечением, а также позволяет проектировать краны с большими пролетами, не жертвуя при этом грузоподъемностью и габаритами по сравнению с однобалочными кранами с ферменными конструкциями [12, 13].

Одной из задач, которую приходится решать при проектировании таких кранов, является подтверждение работоспособности балки в зоне местного влияния ходовых колёс. Таким образом, разработка методики расчета местных напряжений в ездовых поясах балок коробчатого сечения мостовых однобалочных кранов, которая позволит сократить процесс расчета с сохранением достаточной точности полученных результатов, является актуальной.

## 2. Постановка задачи

В настоящее время существуют несколько методик расчёта местных напряжений в нижнем поясе металлоконструкции однобалочного мостового крана с катанием по низу. В них, как правило, фигурируют по 2 расчётных коэффициента для каждой расчётной точки, зависящие от положения пятна контакта колеса с поясом. В данной работе выполнен сравнительный анализ результатов расчета по различным методикам с результатами, полученными на основе конечно-элементного анализа в САПР SolidWorks. На основании проведенного анализа предложена методика расчета местных напряжений в ездовых поясах балок коробчатого сечения мостовых однобалочных кранов, которая позволяет сократить процесс расчета с сохранением достаточной точности полученных результатов.

## 3. Разработанные методы

Существуют несколько методик расчёта местных напряжений в нижнем поясе металлоконструкции однобалочного мостового крана с катанием по низу (рис. 1, 2):

- точки с нижней стороны пояса, находящиеся под точками соприкосновения ходовых колёс тельфера с поясом балки (*I*);
- точки с нижней стороны пояса у его кромок (*II*);
- точки у стенок балки с верхней (*III*) и нижней (*IV*) сторон нижнего пояса.

В большинстве случаев наибольшие напряжения возникают в точке *I*, поэтому в работе будем рассматривать напряжения, возникающие в ней. Рассмотрим различные методики, по которым рассчитываются местные напряжения в данных точках.

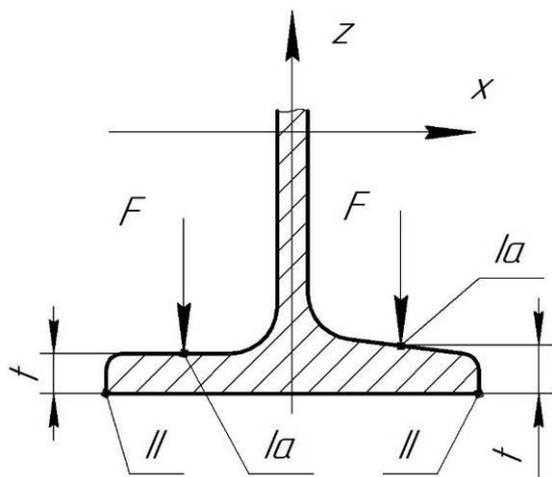


Рис. 1. Сечение двутавровой балки

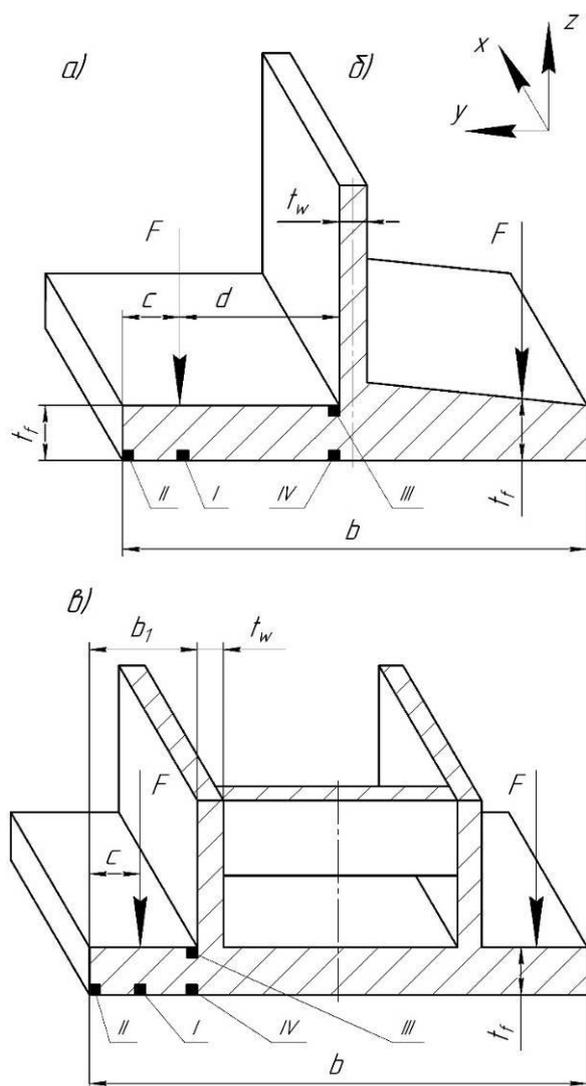


Рис. 2. Сечения балок

Местную прочность полок балок (рис.1) в СТО 24.09-5821-01-93 [1] для точки приложения нагрузки проверяют по формулам:

$$\alpha\sigma_{u3} + \beta\sigma' + \delta' \frac{F}{(t_f - \Delta t)^2} \leq \gamma_c R_y, \quad (1)$$

где  $\sigma_{u3} = \sigma_{y1} + \sigma_{y4}$ ;  $\sigma' = \sigma_{y1} + \sigma_{y2} + \sigma_{y3} + \sigma_{y4}$ ;  $\sigma_{y1}$  – напряжения от изгиба профиля (в том числе, в составе балки) в вертикальной плоскости;  $\sigma_{y2}$  – напряжения от изгиба профиля в горизонтальной плоскости;  $\sigma_{y3}$  – напряжения от стеснённого кручения;  $\sigma_{y4}$  – напряжения от действующего на профиль (в том числе, в составе балки) продольного усилия;  $F$  – вертикальные нагрузки на ходовые колёса монорельса тележек (рис.1);  $t_f$  – толщина полки, которую для профилей с наклонными полками принимают для середины ширины полки (по таблицам сортамента);  $\Delta t$  – допусаемое изменение толщины полки вследствие износа (принимается по данным указаний руководства по эксплуатации крана, при отсутствии соответствующих указаний допусаемое принимать для кранов группы режима 1К...2К  $\Delta t = 0$ ; 3К...4К  $\Delta t = 0,1t_f$ ; 5К  $\Delta t = 0,15t_f$ ).

Значения коэффициентов  $\alpha, \beta, \delta'$  приведены в соответствующем стандарте.

Как видно из формулы (1), при расчёте напряжений не учитываются ширина пояса, положение нагрузки относительно краёв пояса, для этого вводятся поправочные коэффициенты  $\alpha, \beta, \delta'$ .

В ISO 16881-1 [2] местные напряжения в  $i$ -й точке (рис. 2) ездового тавра вычисляются по следующим формулам:

$$\sigma_{xi} = k_{xi} \frac{F}{t_f^2}, \quad \sigma_{yi} = k_{yi} \frac{F}{t_f^2}, \quad (2)$$

где  $k_{xi}, k_{yi}$  – расчётные коэффициенты для каждой расчётной точки, зависящие от положения пятна контакта колеса с поясом.

Коэффициенты  $k_{xi}, k_{yi}$  вычисляются по следующим формулам:

- для пояса с параллельными гранями

$$k_{x1} = 2,230 - 1,490\lambda + 1,390 \exp(-18,33\lambda);$$

$$k_{y1} = 10,108 - 7,408\lambda - 10,108 \exp(-1,364\lambda);$$

- для пояса с непараллельными гранями

$$k_{x1} = 1,810 - 1,150\lambda + 1,060 \exp(-7,700\lambda);$$

$$k_{y1} = 3,965 - 4,835\lambda - 3,965 \exp(-2,675\lambda);$$

где  $\lambda = \frac{2c}{b-t_w}$  (рис.1).

При расчёте балки с непараллельными гранями полки в формулы следует подставить фактическую толщину пояса в точке приложения силы.

В работе [3] был выполнен расчёт в программе MSC Nastran с использованием элементов типа Solid. Нагружение пояса производилось по площадке размером 2x2 мм. При анализе напряжённого состояния пояса, загруженного одной парой колёс, варьировалось положение точки контакта в диапазоне  $\lambda = 0,05 - 0,75$ .

Местные напряжения вычисляются по формулам (2).

На основании анализа полученных данных в работе [3] для вычисления местных напряжений в полке ездового тавра как с параллельными, так и с наклонными гранями предложено использовать следующие формулы для вычисления коэффициентов:

$$k_{x1} = 1,3 + 3(1-\lambda)^4; \quad k_{y1} = 6,5 \cdot \lambda(1-1,15\lambda).$$

Напряжения в точке II во всех вариантах нагружения оказывается не больше, чем в точке I, поэтому в расчётах они не рассматривались.

В [4] расчёт ездового тавра на прочность в зоне местного влияния нагрузки от ходовых колёс выполняется по условию  $\sigma_{esII} \leq [\sigma]$  или  $\sigma_{esII} \leq \gamma_n \gamma_d \gamma_m \sigma_T$  для мест, расположенных в зоне соединения пояса со стенкой (III, IV) и под точкой приложения нагрузки (рис. 2, точка I). Напряженное состояние в этих зонах складывается из напряжений общего изгиба балки и местных напряжений, которые вычисляются по формулам:

$$\sigma_{x1} = k_{x1} \frac{F}{t_{fr}^2}, \quad \sigma_{y1} = k_{y1} \frac{F}{t_{fr}^2},$$

$$k_{x1} = 1 + 2,5(1-c/b_1)^3, \quad k_{y1} = 5(1-c/b_1)c/b_1,$$

где  $t_{fr} = \varepsilon_r t_f$  – расчётная толщина нижнего пояса;  $\varepsilon_r = 0,8$  – коэффициент износа ездового пояса;  $t_f$  – толщина пояса (если

тавр имеет пояс переменной толщины, принимается средняя толщина пояса по сортаменту).

По ГОСТ 33169-2014 [5] максимальные местные напряжения вычисляются по формулам (2), расчётные коэффициенты для коробчатой балки по формулам, представленным ниже:

$$k_{x1} = 3 - 2\vartheta_b + 3 \exp(-15\vartheta_b),$$

$$k_{y1} = 0,15r_t + 1,5\vartheta_b,$$

где  $\vartheta_b = c/b_1$ ,  $r_t = t_w/t_f$ .

Во всех методиках (кроме [1]), приведённых выше, при расчёте напряжений вводятся коэффициенты  $k_x, k_y$ , которые разбивают напряжения по осям  $x$  и  $y$ , затем с использованием этих коэффициентов рассчитывают проекции напряжений  $\sigma_x, \sigma_y$ , по которым уже рассчитывают эквивалентные напряжения.

В данной работе предложен способ, позволяющий сократить количество вычислений, что упростит инженерный расчёт, но при этом будут учитываться положение колёс относительно краёв пояса, а также ширина самого пояса.

Для этого в программе SolidWorks [7, 8] построен участок балки коробчатого сечения [11] (рис. 3), а в модуле Simulation заданы контакты компонентов, крепления, нагрузки (рис. 4) и измерены напряжения в точках под

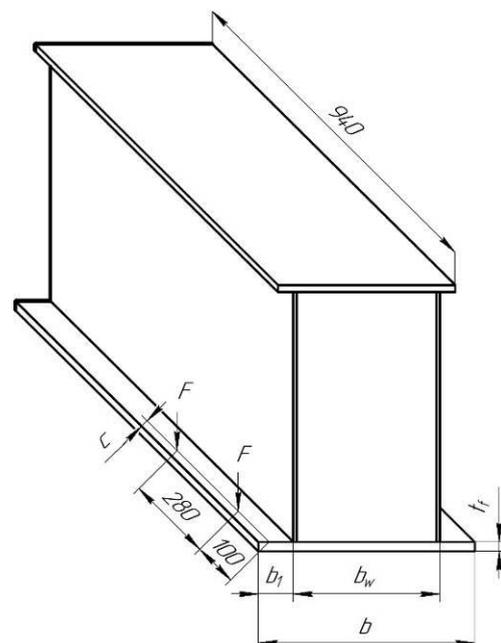


Рис. 3. Эскиз коробчатой балки

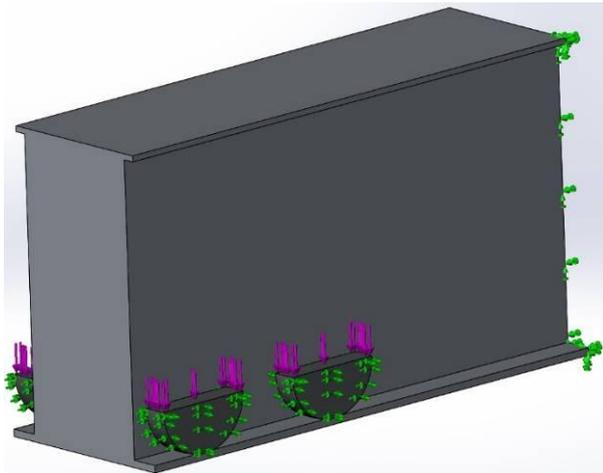


Рис. 4. Модель балки в Simulation

силой при нагрузках на балку 2 т, 3,2 т, 5 т и расстоянии  $c$  (рис. 2), равном 11 мм, 22 мм, 33 мм, расстоянием от края балки  $l = 100$  мм,  $b_1 = 49$  мм,  $b = 335$  мм,  $t_w = 6$  мм (рис. 5). При расчёте в Simulation использован элемент управления сеткой, который позволяет увеличить точность расчёта на требуемых участках. Результаты измерений занесены в табл. 1.

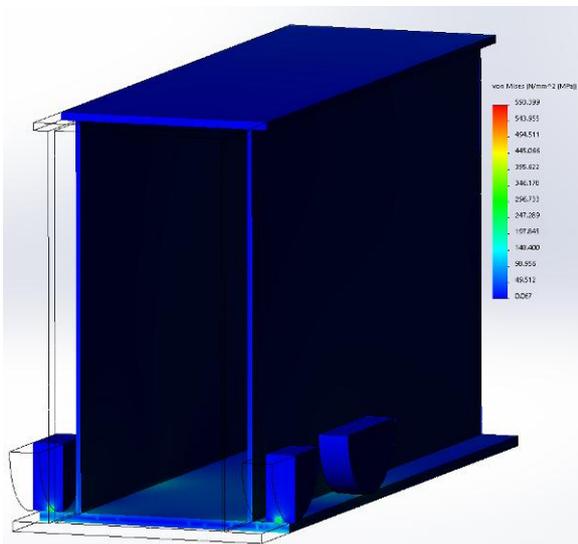


Рис. 5. Эпюра напряжений

SolidWorks Simulation использует анализ методом конечных элементов для виртуального тестирования CAD-моделей и прогнозирования поведения изделий в реальной эксплуатации. С помощью этого решения можно проводить линейный статический, нелинейный статический и динамический анализ.



Таблица 1

Результаты расчета напряженно-деформированного состояния в SW Simulation

$m$ , т	$c$ , мм	Напряжения, МПа при $t_f =$				
		14 мм	16 мм	18 мм	20 мм	22 мм
2	11	66,1	56	42,2	35,4	30,2
	22	51,7	41	34,2	27,2	22,2
	33	39	30,8	24,7	20,5	17,4
3,2	11	105,3	85,2	68,2	53,6	45,7
	22	78,7	62,3	52,1	41,5	33,9
	33	59,5	47,1	35,6	32,3	27,6
5	11	153,2	129,6	103,8	81,9	70
	22	122,8	94,7	78,2	63	50,6
	33	90,3	71,4	54	49	41,9

Расчет с использованием метода конечных элементов выполняется за счет разделения реального объекта на большое количество (тысячи или сотни тысяч) конечных элементов. Математические уравнения позволяют прогнозировать поведение каждого элемента. Затем компьютер суммирует все отдельные поведения для прогнозирования поведения объекта в целом.

Для симуляции нагружения требуется определить нагрузку на колесо тельфера. При массе тельфера 345 кг, базе тележки тельфера 280 мм, скорости подъёма 0,133 м/с, грузоподъемности крана 2 т, 3,2 т, 5 т получаются следующие величины нагрузки на колесо тельфера:  $F_1 = 7,6$  кН,  $F_2 = 11,6$  кН,  $F_3 = 17,6$  кН. При этом номинальное значение напряжения в полке определяется по формуле:

$$\sigma_n = \frac{F}{t_f^2}. \quad (3)$$

#### 4. Результаты и их анализ

По формуле (3) вычислены напряжения без учёта положения колёс тельфера и ширины пояса. Результаты расчётов сведены в табл. 2.

Поделив значения, полученные в результате конечно-элементного анализа в SolidWorks Simulation ( $\sigma_{SW}$ ) на значения  $\sigma_n$ , получены значения коэффициентов (табл. 3), которые и будут описывать зави-

симость напряжений от положения колёс и ширины пояса.

Таблица 2

Значения напряжений  $\sigma_n$ 

Масса груза, т	Напряжения, МПа				
$m_Q = 2$	38,8	29,7	23,5	19	15,7
$m_Q = 3,2$	59,2	45,3	35,8	29	24
$m_Q = 5$	89,8	68,8	54,3	44	36,4

Для аппроксимации полученных результатов предлагается использовать экспоненциальную функцию вида  $f = a \cdot e^{-b \cdot x}$ . Используя программу SigmaPlot, определены значения коэффициентов  $a = 2,4341$ ;  $b = 1,2327$  и величина достоверности аппроксимации  $R = 0,9999$ .

Таблица 3

Средние значения коэффициентов

Расстояние $c$ , мм (рис. 1)	Коэффициент $k$
$c = 11$	1,84468
$c = 22$	1,402066
$c = 33$	1,059465

Таким образом, аппроксимирующая функция имеет вид:

$$k = 2,4341 \cdot e^{-1,2327 \cdot c / b_1}. \quad (4)$$

Напряжения вычисляются по формуле (5). Результаты расчетов приведены в табл. 4.

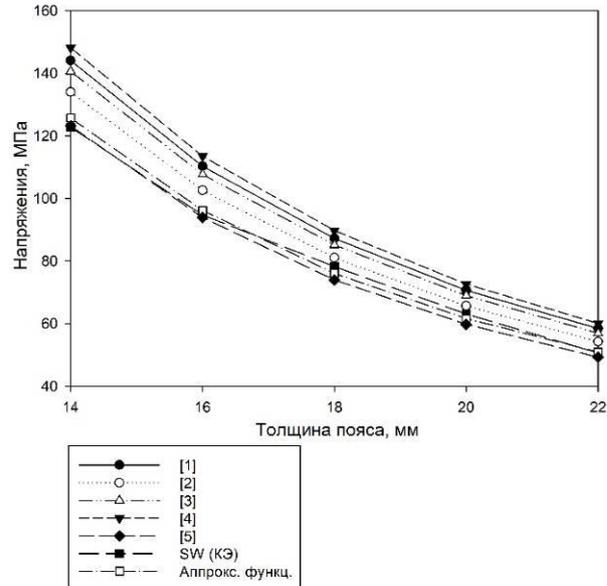
$$\sigma = k \cdot \sigma_n. \quad (5)$$

Результаты расчетов, полученные по рассмотренным в [1-5] зависимостям, и данные полученные в результате конечно-элементного анализа в SolidWorks Simulation и вычисленные по предлагаемой методике, представлены на рис.6.

Проверку адекватности полученной модели проведём с помощью критерия Фишера:

$$F^\Phi = \frac{S_m^2}{S_{SW}^2},$$

где  $S_m^2$  – оценка дисперсии теоретических значений напряжений, полученных по формулам (4) и (5);  $S_{SW}^2$  – оценка дисперсии значений напряжений, полученных при расчёте в SolidWorks Simulation.

Рис. 6. Графики напряжений при нагрузке 5т и расстоянии  $c=22$  мм

Данные оценки дисперсий вычисляются по следующей формуле:

$$S^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n-1}.$$

Формула для средних значений напряжений:

$$\bar{y} = \frac{\sum_{j=1}^m y_j}{m},$$

где  $m = 5$ .

Данные расчётов сведены в табл. 5.

Значение оценки дисперсии теоретических значений, полученных по формулам (4), (5), равно  $S_m^2 = 2371,805$  МПа<sup>2</sup>.

Значение оценки дисперсии значений напряжений, полученных при расчёте в SolidWorks Simulation, равно  $S_{SW}^2 = 1913,987$  МПа<sup>2</sup>.

Расчётное значение критерия Фишера равно  $F_{расч}^\Phi = 1,239$ . Табличное значение критерия на уровне значимости  $\alpha = 0,05$  и числе степеней свободы  $k_1 = k_2 = 8$  составляет  $F_{табл}^\Phi = 3,44$ . Так как  $F_{расч}^\Phi < F_{табл}^\Phi$ , то гипотеза об адекватности выбранной математической модели верна.

Таблица 4  
 Результаты, полученные по формулам (4), (5)

m, T	c, мм	Напряжения, МПа при $t_f =$				
		14мм	16мм	18мм	20мм	22мм
2	11	71,6	54,8	43,3	35,1	29,0
	22	54,3	41,5	32,8	26,6	22,0
	33	41,1	31,5	24,9	20,2	16,7
3,2	11	109,2	83,6	66,1	53,5	44,2
	22	82,8	63,4	50,1	40,6	33,5
	33	62,8	48,1	38,0	30,8	25,4
5	11	165,7	126,9	100,3	81,2	67,1
	22	125,7	96,2	76,0	61,6	50,9
	33	95,3	73,0	57,6	46,7	38,6

Таблица 5

Данные для проверки модели

k	$\bar{y}_m$	$\bar{y}_{sw}$	$\sum(y_i - \bar{y}_m)^2$	$\sum(\tilde{y}_i - \bar{y}_{sw})^2$
1	46,75	45,98	1145,06	880,45
2	35,45	35,26	658,36	539,87
3	26,88	26,48	378,53	296,79
4	71,36	71,60	2668,44	2327,02
5	54,11	53,70	1534,24	1242,40
6	41,03	40,42	882,13	662,19
7	108,3	107,7	6144,03	4652,00
8	82,11	81,86	3532,56	3187,23
9	62,26	61,32	2031,08	1523,95
$\Sigma$			18974,44	15311,90

Для того, чтобы автоматизировать вычисления напряжений по полученной формуле, в программном продукте Qt на языке C++ была создана программа, позволяющая вычислить местные напряжения с использованием исходных данных.

Данная программа имеет следующую структуру: файл проекта Pressure.pro (Pressure – название данного проекта), заголовочного файла mainwindow.h, файлов main.cpp и mainwindow.cpp, файла с пользовательским интерфейсом mainwindow.ui, файла с ресурсами Resources.qrc, в который включено изображение с сечением балки.

После отладки и сборки интерфейс программы имеет вид, представленный на рис. 7.

Данная программа может рассчитать местное напряжение с использованием уже известного значения нагрузки на колесо тали

или, рассчитав это значение с помощью известной массы тали, веса груза и скорости его подъема, также требуется указать толщину и ширину нижнего пояса, величину расстояния  $c$ .

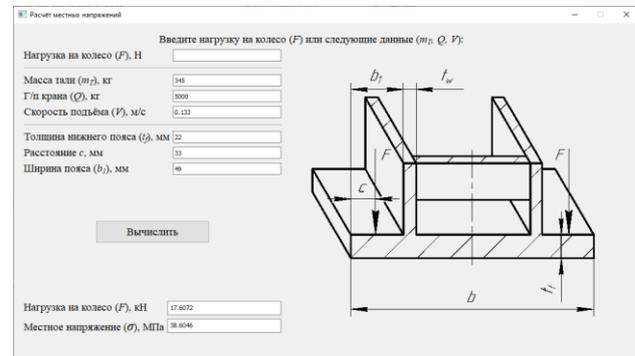


Рис. 7. Интерфейс программы Pressure

## 5. Заключение

В работе выполнены расчеты напряжений в нижних поясах ездовых балок с катанием по низу на основании существующих аналитических методик, а также в SolidWorks Simulation.

На основании анализа полученных результатов предложена методика расчёта рассматриваемых напряжений, в которую входит один расчётный коэффициент:

$$k = 2,4341 \cdot e^{-1,2327 \cdot c/b_1}, \quad F = k \frac{F}{t_f^2}.$$

Предложенная методика позволяет сократить процесс расчёта с сохранением достаточной точности полученных результатов.

Среднее значение отклонений напряжений между результатами, полученными в SolidWorks Simulation и по предложенной методике, составляет 3,3%, что свидетельствует о достаточной точности расчётов по предлагаемой модели и возможности её применения. Адекватность предложенной модели была подтверждена путем ее проверки с использованием критерия Фишера.

Для автоматизации вычисления напряжений по полученной формуле в программном продукте Qt на языке C++ было создано соответствующее программное обеспечение.

## 6. Список литературы

1. СТО 24.09-5821-01-93. Нормы и методы расчёта элементов стальных конструкций. ВНИИПТМАШ, 1993. 135 с.
2. ISO 16881–1. 2005. Cranes. Design calculation for rail wheels and associated trolley track supporting structure. Part 1: General
3. Соколов С.А., Краснова С.В. Расчёт на прочность и сопротивление усталости ездовых балок с катанием по нижнему поясу // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2014. С. 149 – 155.
4. Соколов С.А. Строительная механика и металлические конструкции машин. Санкт-Петербург, Политехника, 2011. 422 с.
5. ГОСТ 33169-2014. Краны грузоподъёмные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности. М.: Стандартинформ, 2015. 55 с.
6. Балашов В.П. Грузоподъёмные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов. М.: Машиностроение, 1987. 384 с.
7. Алямовский А.А. Проектирование. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. ДМК Пресс, 2015. 464 с.
8. Дударева Н.Ю., Загайко С.А. SolidWorks 2007: Практическое руководство. СПб: БХВ-Петербург, 2007. 1314 с.
9. Абрамович И.И., Березин В.Н., Яуре А.Г. Грузоподъёмные краны промышленных предприятий. М.: Машиностроение, 1989. 360 с.
10. Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А., Кулькова Н.Н., Мазовер И.С., Невзоров Л.А., Орлов А.Н., Плавник Б.И., Самойлович П.А., Серлин Л.Г., Соколов С.А. Справочник по кранам. Том 2. М.: Машиностроение, 1988. 559 с.
11. Толоконников А.С., Бундин А.А. Построение параметрического ряда типоразмеров поперечных сечений пролетных балок однобалочных мостовых кранов с оптимальными массогабаритными показателями // Управление качеством на этапах жизненного цикла технических и технологических систем: сб. научн. тр. 7-й Междунар. научно-техн. конф., 30-31 мая 2019 г. / Курск: Юго-Зап. гос. ун-т, 2019. Т.2. С.223-226.

## 6. References

1. STO 24.09-5821-01-93. Norms and methods for calculating elements of steel structures. VNIPTMASH, 1993.135 p. (In Russian)
2. ISO 16881–1. 2005. Cranes. Design calculation for rail wheels and associated trolley track supporting structure. Part 1: General
3. Sokolov S.A., Krasnova S.V. Calculation of the strength and fatigue resistance of riding beams with riding on the lower belt. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta*, 2014, pp. 149-155. (In Russian)
4. Sokolov S.A. Construction mechanics and metal construction machines. St. Petersburg, Polytechnic, 2011. 422 p. (In Russian)
5. GOST 33169-2014. Hoisting cranes. Metal constructions. Confirmation of bearing capacity. Moscow, Standartinform, 2015. 55 p. (In Russian)
6. Balashov V.P. Hoisting and transporting machines in building materials factories. Moscow, Mashinostroenie, 1987. 384 p.
7. Alamovsky A.A. Design. Engineering calculations in SolidWorks Simulation. DMK Press, 2015. 446 p. (In Russian)
8. Dudareva N.Yu., Zagayko S.A. SolidWorks 2007: A Practical Guide. St. Petersburg, BHV-Petersburg, 2007. 1314 p. (In Russian)
9. I Abramovich .I., Berezin V.N., Yaura A.G. Cranes of industrial enterprises. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 360 p. (In Russian)
10. Handbook of cranes. Vol. 2. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 559 p. (In Russian)
11. Tolokonnikov A.S., Bundin A.A. The construction of a parametric series of sizes of cross-sections of span beams of single-beam bridge cranes with optimal weight and dimensions. *Quality management at the stages of the life cycle of technical and technological systems: a collection of scientific papers of the 7th Int. Sc. and Tech. Conf., May 30-31, 2019.* Kursk, South-West. state University, Vol. 2, 2019 , pp. 223-226. (In Russian)
12. Antsev V.Yu., Tolokonnikov A.S., Mamontov M.A. Designing high-tech metal structures for spans of bridge-type cranes. *Interstroyemekh–2018: collection of reports of the XXI Int. Sc. and Tech. Conf. 2018*, pp. 11-

12. Анцев В.Ю., Толоконников А.С., Мамонтов М.А. Проектирование высокотехнологичных металлоконструкций пролётных строений кранов мостового типа // Интерстроймех–2018: сб. докл. XXI Междунар. научно-техн. конф. 2018. С. 11-14.

13. Анцев В.Ю., Толоконников А.С., Калабин П.Ю. Повышение технологичности металлоконструкций пролётных балок мостовых кранов // Тяжелое машиностроение. 2013. № 8. С. 10-14.

‡ 14. (In Russian)

‡ 13. Antsev V.Yu., Tolokonnikov A.S., Kalabin P.Yu. Improving the manufacturability of metal structures of span beams of bridge cranes. Tyazheloe mashinostroenie, 2013, No. 8, pp. 10-14. (In Russian)

УДК (UDC) 621.876.32

ОЦЕНКА РИСКОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТОННЕЛЬНЫХ ЭСКАЛАТОРОВ,  
ОБОРУДОВАННЫХ АВАРИЙНЫМ ТОРМОЗОМ С ПОСТОЯННЫМ МОМЕНТОМRISK ASSESSMENT IN THE OPERATION OF TUNNEL ESCALATORS, EQUIPPED  
WITH EMERGENCY BRAKE WITH CONSTANT TORQUEВатулин Я.С., Попов В.А., Козлов М.Н.  
Vatulin J.S., Popov V.A., Kozlov M.N.Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I  
(Санкт-Петербург, Россия)  
Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (St. Petersburg, Russian Federation)

**Аннотация.** Спектр вероятных аварийных сценариев работы эскалаторов может быть проанализирован с помощью вычислительного эксперимента на основе имитационной модели, которая описывает реальные свойства (поведение) объекта в ряде ключевых (опорных) состояний. Опорные точки состояний исследуемого объекта должны однозначно определяться совокупностью граничных условий, например, с помощью измерительных средств. Адекватно настроенная модель позволяет интерполировать промежуточные и, экстраполировать вероятные состояния исследуемого объекта. Подобный подход позволяет отказаться от проведения полномасштабных натурных испытаний с нагружением конструкции до предельного состояния, и тем самым сохранить ресурс по несущей способности конструкции в целом. Цель проведенных исследований состояла в оценке рисков при эксплуатации тоннельных эскалаторов типа ЭТ-2М, оборудованных аварийным тормозом с постоянным моментом, без нагружения элементов конструкции до предельного состояния. Были использованы следующие методы исследований: вибропортретирование с помощью виброизмерительного комплекса; моделирование динамических процессов с использованием специализированных модулей SolidWorks Motion (комплексный кинематический и динамический анализ механизмов) и SolidWorks Simulation программного комплекса SolidWorks. Практическая значимость исследований связана с повышением надежности эксплуатации тоннельных эскалаторов, оборудованных аварийными тормозами с постоянным моментом, путем экстраполяции технического состояния на основе численного эксперимента средствами автоматизированного проектирования.

**Ключевые слова:** тоннельный эскалатор, аварийный тормоз, вибропортретирование, оценка рисков, SolidWorks.

**Дата принятия к публикации:** 11.03.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Abstract.** The spectrum of probable emergency scenarios for escalators can be analyzed using a computational experiment based on a simulation model that describes the real properties (behavior) of an object in a number of key (reference) States. The reference points of the States of the object under study should be uniquely determined by the complexity of the boundary conditions, for example, by means of measuring tools. The adequately tuned model allows to interpolate intermediate and extrapolate probable States of the studied object. Such approach allows to refuse carrying out full-scale tests with loading of a design to a limiting condition, and thereby to save a resource on bearing capacity of a construction as a whole. Purpose: risk Assessment in the operation of tunnel escalators type ET-2M, equipped with emergency brake with constant torque, without loading the structural elements to the limit state. Methods: vibration Portraiture using vibration measuring complex; modeling of dynamic processes using specialized modules SolidWorks Motion (complex kinematic and dynamic analysis of mechanisms) and SolidWorks Simulation software complex SolidWorks. Results, practical significance: improving the reliability of operation of tunnel escalators equipped with emergency brakes with constant torque by extrapolating the technical condition on the basis of numerical experiment by means of computer aided design.

**Keywords:** tunnel escalator, emergency brake, risk assessment, vibration portrait, SolidWorks.

**Date of acceptance for publication:** 11.03.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**Сведения об авторах:**

**Ватулин Ян Семенович** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины» Петербургского университета путей сообщения Императора Александра I, *e-mail: yan-roos@yandex.ru*.

**Попов Валерий Анатольевич** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины» Петербургского университета путей сообщения Императора Александра I, *e-mail: vpopov\_58@mail.ru*.

**Козлов Максим Николаевич** – старший преподаватель кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины» Петербургского университета путей сообщения Императора Александра I, *e-mail: kozlov\_m.n@mail.ru*.

**Authors' information:**

**Yan S. Vatulin** – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department “Mechanical Handling and Road Building Machines”, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, *e-mail: yan-roos@yandex.ru*.

**Valeriy A. Popov** – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department “Mechanical Handling and Road Building Machines”, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, *e-mail: vpopov\_58@mail.ru*.

**Maksim N. Kozlov** – Senior lecturer of the Department “Mechanical Handling and Road Building Machines”, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, *e-mail: kozlov\_m.n@mail.ru*.

**1. Введение**

Экспертиза промышленной безопасности опасных производственных объектов, а также практика оценки технических проектов на предмет риска возникновения аварийной ситуации при эксплуатации в значительной степени зависит от информированности специалиста о предмете экспертизы, характере его функционирования. Формирование сценариев событий (нагрузений) трудоемкий процесс, поскольку взаимодействующие составные части объекта реализуют целый набор изменяющихся во времени расчетных схем. В связи с чем, на практике рассмотрению подлежат ограниченное число вариантов на основании опыта эксперта. В данном случае пропуск опасного сценария представляет определенный риск аварийности.

Заметная тенденция последних лет в области эскалаторостроения – это проведение работ по модернизации конструкции с целью повышения надежности оборудования, снижению трудоемкости и затрат эксплуатации существующего парка машин. В частности, в Петербургском метрополитене идет замена на эскалаторах типа ЭТ-2М штатных аварийных тормозов с переменным моментом на тормоза с постоянным моментом.

Требования ФНП «Правила безопасности эскалаторов в метрополитенах» предписывают, что эскалаторы должны быть оборудованы автоматически действующим аварийным тормозом, расположенным на главном приводном валу. Аварийный тормоз, действует параллельно с рабочим тормозом

и осуществляет остановку эскалатора, работающего на спуск, в случае увеличения скорости лестничного полотна на 30% и более от номинальной скорости, а также при самопроизвольном изменении направления движения лестничного полотна работающего на подъем эскалатора и при отказе рабочего тормоза. Эти тормоза должны действовать автоматически при любом нарушении кинематической связи в приводе между валом двигателя и главным валом эскалатора и должны затормозить лестничное полотно при движении его на спуск [1, 2].

Штатный тормоз с переменным моментом представляет собой храповой аварийный останов, содержащий храповое колесо, установленное с возможностью реверсивного углового перемещения, подпружиненную двухплечую собачку с зубьями на каждом из плеч, а также привод перемещения собачки, связанный с одним из ее плеч. Храповое колесо посредством штифтовых соединений связано с гайкой винтовой пары, установленной на оси главного вала. Начальное усилие контакта тормозных обкладок храпового колеса со звездочкой создается за счет нескольких радиально установленных стяжных болтов с пакетами пружин. Торможение осуществляется за счёт расходования энергии на преодоление силы трения во фрикционных парах при повороте храпового колеса относительно звёздочки.

В конструкции тормоза с постоянным моментом отсутствует пара винт-гайка, а храповое колесо находится между фрикционными обкладками звездочки и прижим-

ного диска. Начальное усилие фрикционных создается также за счет нескольких радиально установленных стяжных болтов с пакетами пружин. Торможение происходит за счёт расходования энергии на преодоление силы трения во фрикционных парах при повороте храповика относительно диска и звёздочки. Характерный недостаток данного типа тормозов - это длительное время приведения его в рабочее состояние после очередного срабатывания, и, следовательно, простой оборудования. Кроме того, нередки случаи «закусывания» гайки тормоза и сложность восстановления работоспособности устройства.

К особенностям конструкции тормоза с постоянным моментом следует отнести малое время на восстановление аварийного тормоза после срабатывания без необходимости переводить эскалатор на малый привод.

В связи с отсутствием пары винт-гайка нет необходимости установки блокировки от чрезмерного вывинчивания при нештатных ситуациях. За счет нормально-замкнутых упоров механизм остается работоспособным при обесточивании схемы управления, храповое колесо находится во фрикционной связи не только со звёздочкой (как у тормоза переменным моментом), но и с прижимным диском, что повышает надежность процесса торможения.

Однако ряд специалистов, занимающихся эксплуатацией, выражает обеспокоенность риском возможности обрыва тяговых цепей и повреждения редукторной группы в эскалаторах типа ЭТ-2М, оборудованных аварийным тормозом с постоянным тормозным моментом.

Экспертная группа ФГБОУ ВО ПГУПС провела работы по анализу риска в соответствии с ГОСТ Р 53387-2009 «Лифты, эскалаторы и пассажирские конвейеры. Методология анализа и снижения риска». Анализ риска включал в себя:

- определение объекта анализа;
- идентификацию сценариев анализа;
- определение и оценка уровня риска.

Согласно приложению А к ГОСТ Р 53387-2009 (ИСО/ТС 14798:2006):

1) идентификация возможных сценариев возникновения опасной ситуации:

- заклинивание аварийного тормоза;
- резкая остановка полотна;
- неконтролируемое движение полотна вниз;

2) идентификация опасностей, которые могут относиться к анализируемому объекту:

- возможный обрыв тяговых цепей;
- повреждения элементов редукторной группы эскалатора;
- разрушение элементов тормоза;

3) сценарии, включающие в себя идентификацию опасности, и формулирование опасной ситуации, причины и последствий [3].

Нештатный режим срабатывания аварийного тормоза имеет место при заклинивании и совместном повороте храповика вместе с диском или звёздочкой. Возникающая при этом динамическая срезающая нагрузка воспринимается стяжными болтами в первом случае, либо болтами крепления звёздочки к главному валу - во втором. Причина - схватывание (прикипание) фрикционных пар, вследствие чего происходит относительный поворот храпового колеса и звёздочки без расходования энергии на преодоление силы трения во фрикционных парах. Таким образом, ближайший, находящийся в контакте со звёздочкой стяжной болт воспринимает резко развивающуюся нагрузку на срез. В случае его разрушения также резко вступает в работу следующий болт с аналогичными последствиями. Другой причиной такого развития событий может стать чрезмерное усилие прижатия пакетов пружин стяжных болтов. Последствия - разрушение элементов тормоза, неконтролируемое движение полотна вниз.

В ходе проведенных исследований, результаты которых представлены в данной статье, было проведено сравнительное исследование экстремальных режимов работы конструкций аварийных тормозов тоннельных эскалаторов с использованием численного эксперимента моделирования предельного состояния оборудования.

## 2. Инструменты и методы исследования

Исследование характера контактного взаимодействия элементов в рассматриваемом узле представляет определенную сложность в связи особенностями конструктивного устройства, скоротечности динамических процессов, проблемами измерения усилий в элементах, сложности организации и дороговизной проведения грузовых испытаний [4]. Решением проблемы, на наш взгляд, может оказаться компьютерное моделирование работы устройства, в условиях максимально приближенных к реальным [5].

Дифференцированная оценка технического состояния устройств аварийных тормозов эскалаторов может быть осуществлена с помощью построения параметрической модели объекта по данным о его динамическом поведении при известном вибрационном воздействии. В результате проведения параметрической идентификации (определение коэффициентов дифференциальных уравнений, описывающих динамическое поведение объекта) становится возможной оценка порядков значений контактных напряжений, возникающих в местах сопряжения ответственных деталей тракта привода машины. Практическая реализация по-

добного подхода осуществляется путем решения данной задачи в среде специализированного модуля SolidWorks Motion (комплексный кинематический и динамический анализ механизмов) программного комплекса SolidWorks [6, 7].

Компьютерная модель системы аварийного торможения эскалатора состоит из установленного в неподвижных опорах главного вала с закреплёнными на нём приводными звёздочками и зубчатым колесом, а также механизма тормоза, состоящего из привода собачки, храпового колеса, прижимного диска и двух наборов фрикционных обкладок. Суммарный момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс механизма приведён к главному валу.

Модель предназначена для определения контактных нагрузок на элементы механизма при срабатывании аварийного тормоза в штатном и в нештатном режиме. При этом производится моделирование работы фрикционных пар и твердотельного контакта между храповым колесом и собачкой, а также между звёздочкой и креплениями прижимного диска (стяжными болтами).

На рис. 1 показаны элементы моделирования движения механизма.

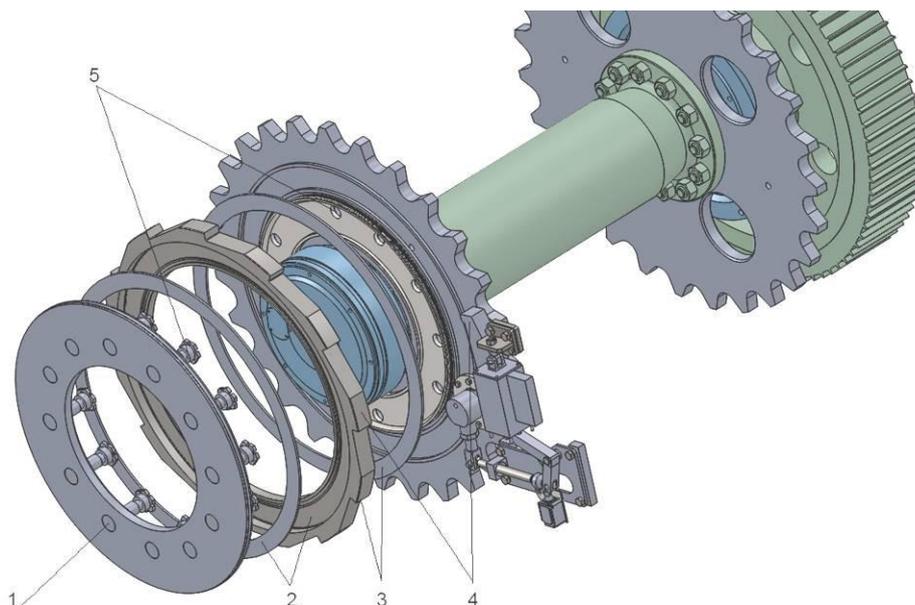


Рис.1. Элементы моделирования движения механизма:

- 1 – стяжные болты (12 шт.);
- 2 – пара трения обкладки прижимного диска-храповое колесо;
- 3 – пара трения храповое колесо-обкладки звёздочки;
- 4 – твердотельный контакт храповое колесо-собачка;
- 5 – твердотельный контакт стяжные болты-звёздочка

В штатном режиме работы механизма торможение происходит за счёт расходования энергии на преодоление силы трения во фрикционных парах при повороте храповика относительно диска и звёздочки. Нештатный режим имеет место при заклинивании и совместном повороте храповика вместе с диском или звёздочкой. Возникающая при этом динамическая нагрузка воспринимается стяжными болтами в первом случае, либо болтами крепления звёздочки к главному валу во втором. В задачу настоящего исследования входило исследование наиболее опасного нештатного режима работы механизма - при заклинивании храпового колеса относительно диска.

Адекватная работа модели потребовала настройки ее параметров в соответствии с реальным прототипом. В качестве такого настроечного параметра выбрано ускорение. Имея картину динамики изменения ускорений взаимодействующих элементов устройства, представилось возможным оценить режим нагружения объекта в целом.

На практике оценка картины динамики распределения энергетических потоков в кинематическом тракте устройства аварийного тормоза эскалаторов ЭТ-2М была осуществлена вибропортретированием с помощью виброизмерительного комплекса [8, 9].

Колебательный процесс изучаемого объекта имеет пространственный нестационарный характер перемещений, поэтому традиционный спектральный анализ оказывается неэффективным для сигналов с временным масштабом нестационарности, много меньшим продолжительности подлежащей анализу реализации (усреднение мощности флуктуаций при спектральном анализе (спектр мощности) по всему времени наблюдения сигнала).

Обработка нестационарного сканированного сигнала наблюдения осуществляется посредством кепстрального представления и последующего проведения вейвлет-анализа [10]. Применение подобной обработки сигнала позволяет выявить пространственную картину диссипации энергии в конструкции во времени. Классификационными признаками принимаются фазочастотные характе-

ристики (отражения, где происходит переворот фазы – «потеря полуволны»).

Поскольку реальные сигналы являются квазидетерминированными, применяемый математический аппарат, основанный на выделении энергетически значимых флуктуаций в сигнале, использовался как фильтр, позволяющий установить характер диссипации энергии, присущий данному конкретному конструктивному элементу машины. В связи с чем, представилось возможным установить степень влияния модернизированных узлов на условия диссипации энергии в кинематическом тракте конструкции.

Работы производились на территории станции «Достоевская» Петербургского метрополитена, на которой установлены эскалаторы ЭТ-2М, оборудованные штатными и модернизированными тормозами:

- эскалатор №1, марка ЭТ-2М, аварийный тормоз штатный с переменным моментом; диапазон торможения рабочими тормозами 650...850 мм; диапазон торможения аварийными тормозами 800...1300 мм, средняя скорость по ПКС-Р – 0,74 м/с;

- эскалатор №2, марка ЭТ-2М, аварийный тормоз модернизированный с постоянным моментом; диапазон торможения рабочими тормозами 650...850 мм; диапазон торможения аварийными тормозами 650...1150 мм; средняя скорость по ПКС-Р – 0,74 м/с.

### 3. Результаты и их анализ

На рис. 2 – 5 приведены результаты исследования динамических характеристик аварийных тормозов эскалаторов типа ЭТ-2М:

- плотности распределения сигналов по отведениям;

- средние значения амплитуд;

- результаты кепстрального представления колебательного процесса;

- компоненты вектора вейвлет-анализа, который содержит проценты энергии, соответствующей структурным узлам дерева представления диссипации энергии в объекте.

Результаты исследования работы аварийного тормоза эскалатора №1:

- тормозной путь составил 1030 мм;

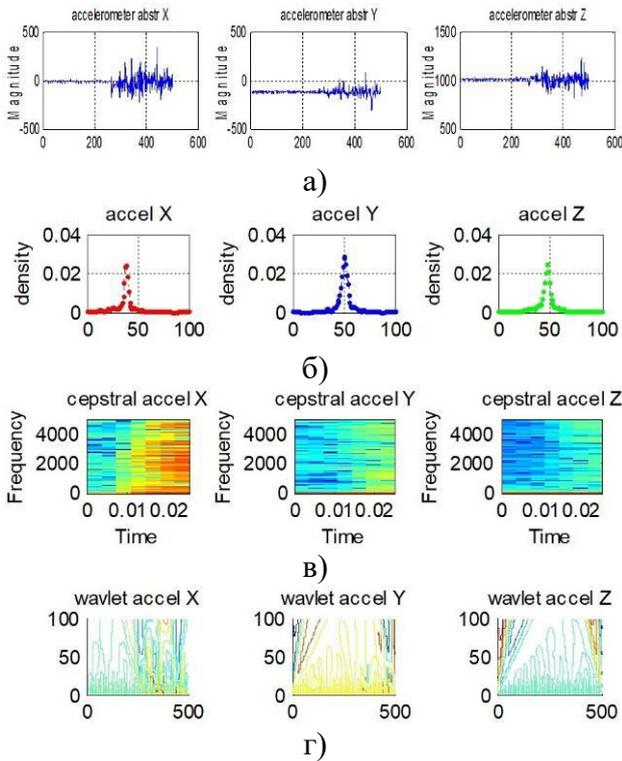


Рис. 2. Результаты исследования динамических характеристик аварийного тормоза эскалатора №1: а) представление вибрационного сигнала по трем составляющим X, Y, Z; б) плотность распределения сигнала по трем составляющим X, Y, Z; в) результаты кепстрального анализа вибросигнала; г) результаты вейвлет-анализа вибросигнала

- математическое ожидание распределения данных эксперимента:  $s_1 = 54.6197$ ;  $s_2 = 27.0942$ ;  $s_3 = 38.6452$ ;

- параметры отведений X, Y, Z дерева энтропии энергетических процессов, происходящих в тракте передачи реакций механизма:  
 $E_e = 97.5351$ ; 1.2104; 0.4056; 0.2852; 0.1499; 0.1758; 0.1333; 0.1046;  
 $E_n = 97.0830$ ; 1.7547; 0.4088; 0.3772; 0.1264; 0.0426; 0.1065; 0.1008

$E_v = 97.0155$ ; 1.7801; 0.4302; 0.3866; 0.1281; 0.0443; 0.1092; 0.1060.

Результаты исследования работы аварийного тормоза эскалатора №2:

- тормозной путь составил 732 мм;

- математическое ожидание распределения данных эксперимента:  $s_1 = 130.0756$ ;  $s_2 = 75.7147$ ;  $s_3 = 143.9718$ ;

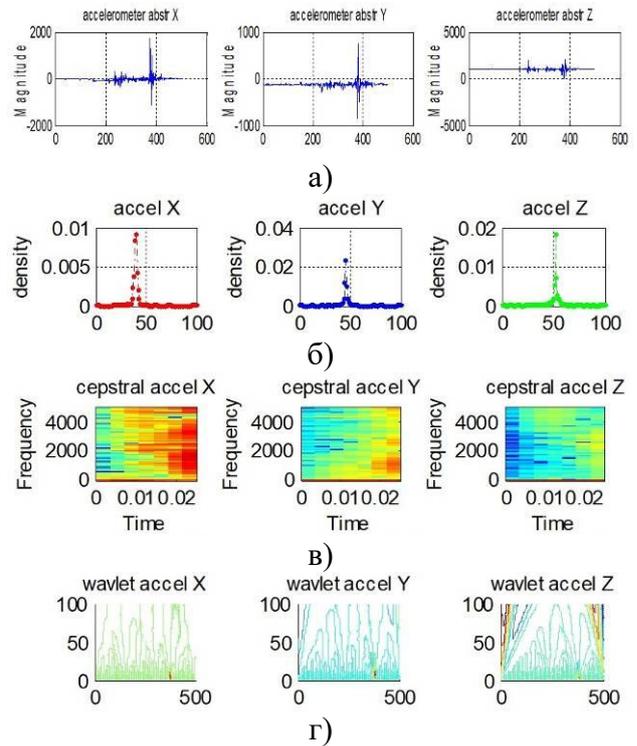


Рис. 3. Результаты исследования динамических характеристик аварийного тормоза эскалатора №2: а) представление вибрационного сигнала по трем составляющим X, Y, Z; б) плотность распределения сигнала по трем составляющим X, Y, Z; в) результаты кепстрального анализа вибросигнала; г) результаты вейвлет-анализа

- параметры отведений X, Y, Z дерева энтропии энергетических процессов, происходящих в тракте передачи реакций механизма:  
 $E_e = 96.1770$ ; 2.3561; 0.5258; 0.4661; 0.1428; 0.0581; 0.1500; 0.1243;  
 $E_n = 97.0461$ ; 1.7482; 0.4340; 0.3869; 0.1211; 0.0452; 0.1111; 0.1073;  
 $E_v = 97.0182$ ; 1.7761; 0.4310; 0.3866; 0.1278; 0.0444; 0.1098; 0.1062.

Результаты исследования взаимодействия храпового колеса и собачки аварийного тормоза эскалатора №1:

- тормозной путь составил 1100 мм;

- математическое ожидание распределения данных эксперимента:  $s_1 = 33.5534$ ;  $s_2 = 39.5135$ ;  $s_3 = 44.3248$ ;

- параметры отведений X, Y, Z дерева энтропии энергетических процессов, происходящих в тракте передачи реакций механизма:

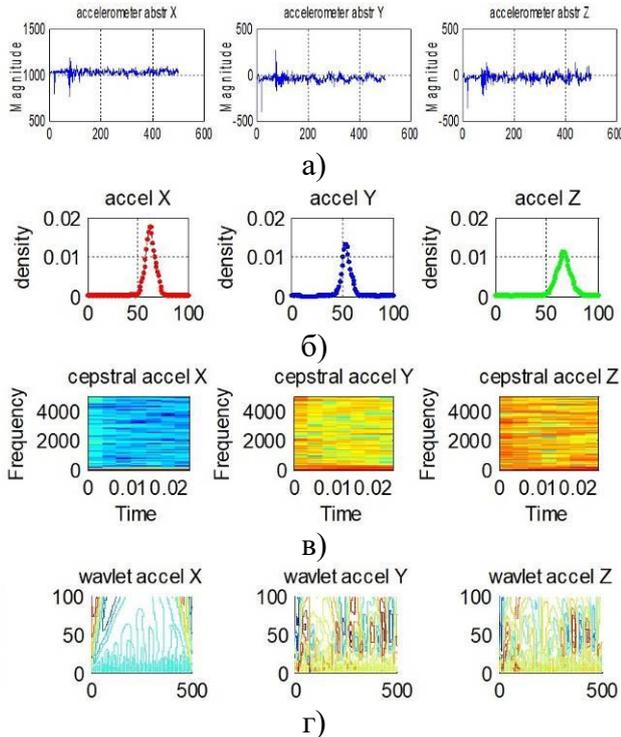


Рис. 4. Результаты исследования динамики взаимодействия храпового колеса и собачки эскалатора №1: а) представление вибрационного сигнала по трем составляющим X, Y, Z; б) плотность распределения сигнала по трем составляющим X, Y, Z; в) результаты кепстрального анализа вибросигнала; г) результаты вейвлет-анализа

$E_e = 96.9603; 1.8114; 0.4389; 0.3929; 0.1295; 0.0456; 0.1131; 0.1082;$

$E_n = 97.0732; 1.7247; 0.3692; 0.4467; 0.1570; 0.0358; 0.0933; 0.1002;$

$E_v = 96.9136; 1.8374; 0.3948; 0.4627; 0.1623; 0.0407; 0.0895; 0.0988.$

Результаты исследования взаимодействия храпового колеса и собачки аварийного тормоза эскалатора №2:

- тормозной путь составил 1030 мм;

- математическое ожидание распределения данных эксперимента:  $s_1 = 19.0960; s_2 = 19.2124; s_3 = 28.0537;$

- параметры отведений X, Y, Z дерева энтропии энергетических процессов, происходящих в тракте передачи реакций механизма:

$E_e = 97.0972; 1.7304; 0.4184; 0.3767; 0.1237; 0.0431; 0.1071; 0.1034;$

$E_n = 98.1684; 1.0426; 0.2578; 0.2653; 0.1035; 0.0286; 0.0706; 0.0632;$

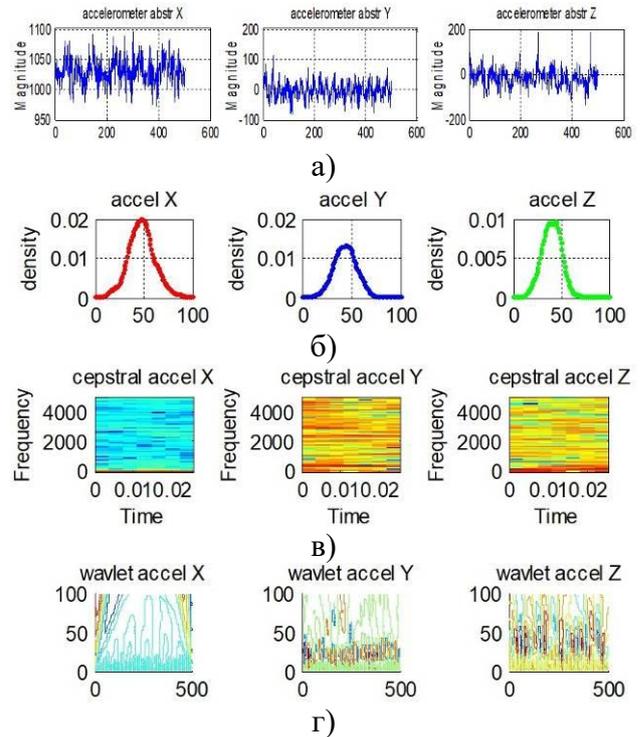


Рис. 5. Результаты исследования динамики взаимодействия храпового колеса и собачки эскалатора №2: а) представление вибрационного сигнала по трем составляющим X, Y, Z; б) плотность распределения сигнала по трем составляющим X, Y, Z; в) результаты кепстрального анализа вибросигнала; г) результаты вейвлет-анализа

$E_v = 98.4785; 0.8557; 0.1978; 0.2285; 0.1211; 0.0250; 0.0456; 0.0478.$

В ходе компьютерного эксперимента определялись следующие параметры:

- окружное касательное ускорение и окружное усилие на звёздочке;

- контактные усилия на собачке и на стяжных болтах.

Полученное в результате компьютерного эксперимента (рис. 6) значение окружного ускорения имеет хорошую сходимость с данными натурального эксперимента, что подтверждает адекватность модели.

Процесс торможения происходит в течение 1,1 с. В момент контактирования храпового колеса с собачкой наблюдается резкий рост нагрузки на рабочей поверхности собачки до значения 34 кН с последующим удержанием в течение 0,72 с. На стяжных болтах наблюдается пиковая нагрузка 63 кН

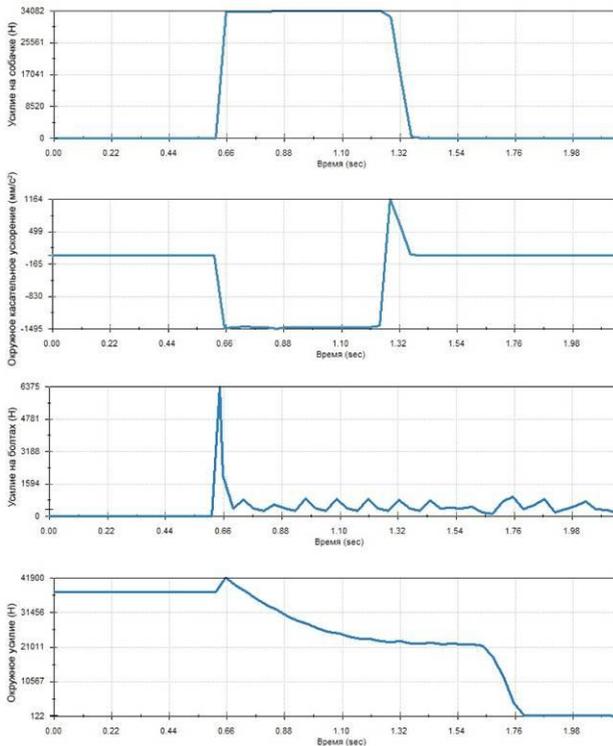


Рис. 6. Параметры работы механизма аварийного тормоза с постоянным моментом в штатном режиме

в течение 0,08 с и динамическая добавка пакетов пружин в пределах 9 кН в течение 1,54 с. Окружная сила на звёздочке в момент торможения незначительно возрастает до значения 42 кН и далее в течение 1,1 с ускоренно снижается до порогового значения 21 кН, и в течение 0,12 с снижается до нуля. В процессе торможения окружное касательное ускорение в момент срабатывания достигает значения  $1,5 \text{ м/с}^2$  и удерживается в течение 0,64 с до момента переложения реверса в результате реакции конструкции, что подтверждается результатами натурного эксперимента.

На рис. 7 показаны результаты моделирования для нештатного режима работы аварийного тормоза с постоянным моментом при совместном повороте храпового колеса и диска относительно звёздочки, в этом случае стяжные болты воспринимают перерезывающую нагрузку, которая может привести к разрушению механизма и неконтролируемому движению цепи.

Процесс торможения происходит в течение 0,1 с. В момент контактирования храпового колеса с собачкой наблюдается резкий

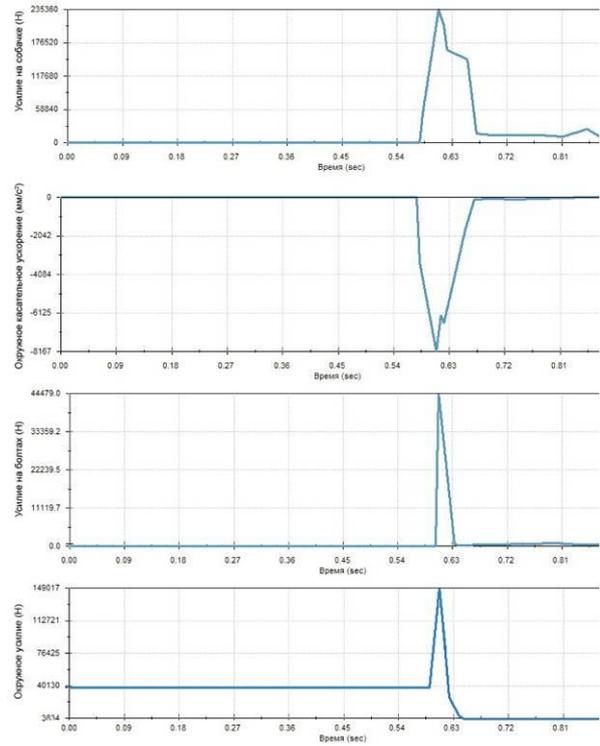


Рис. 7. Параметры работы механизма аварийного тормоза с постоянным моментом в нештатном режиме

рост нагрузки на рабочей поверхности собачки до значения 235 кН с последующим ступенчатым снижением в течение 0,05 с.

На стяжных болтах наблюдается пиковая нагрузка 44 кН (рис. 8) в течение 0,03 с. Окружная сила на звёздочке в момент торможения резко возрастает с 40 кН до значения 149 кН, далее в течение 0,05 с ускоренно снижается до нуля (снижение нагрузки на болт обусловлено совместным поворотом прижимного диска). В процессе нештатного торможения окружное касательное ускорение в момент срабатывания достигает значения  $8 \text{ м/с}^2$  за 0,05 с и снижается в течение 0,04 с до 0. Переложения реверса не наблюдается.

Во всех рассмотренных случаях нагружения конструкции эскалатора максимальные значения по критерию прочности для ответственных элементов не достигнуты:

- при штатном варианте максимальное усилие на звёздочке на участке контактирования со звеном цепи составило 42 кН, что не превышает эксплуатационные нагрузки для цепи (160 кН); на стяжных болтах нагрузка составила 63 кН, что не превышает

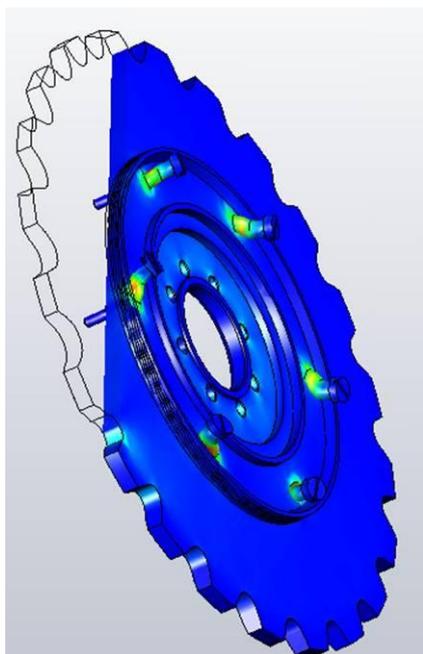


Рис. 8. Напряженно-деформированное состояние стяжных болтов

допустимые значения; нагрузки на рабочей поверхности собачки 34 кН, не превышает допустимые значения;

- при нештатном варианте максимальное усилие на звездочке на участке контактирования со звеном цепи составило 149 кН, что не превышает эксплуатационные нагрузки

для цепи (160 кН); на стяжных болтах нагрузка составила 44 кН, что не превышает допустимые значения; нагрузки на рабочей поверхности собачки 235 кН, не превышает допустимые значения.

#### 4. Заключение

Проведено сравнение аварийных тормозов с переменным и постоянным моментом на основе энергетического подхода посредством вибропортретирования; построена модель аварийного тормоза с постоянным моментом, отражающая динамику работы реального прототипа; определены риски разрушений контактирующих элементов аварийного тормоза эскалатора на основе методики определения диссипации энергии в механизме в процессе торможения. При этом не потребовалось проведение натурных испытаний с нагружением конструкции до предельного состояния, тем самым был сохранен ресурс по несущей способности конструкции в целом.

#### Список литературы

1. Федеральный закон №116-ФЗ от 20.06.1997 г. «О промышленной безопасности опасных производственных объектов».
2. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности эскалаторов в метрополитенах», утвержденные приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 13 января 2014 г. № 9.
3. ГОСТ Р 53387-2009 Лифты, эскалаторы и пассажирские конвейеры. Методология анализа и снижения риска. М.: Стандартинформ, 2010.
4. Дубов А.А., Дёмин Е.А., Мильяев А.И., Стеклов О.И. Контроль за напряженно-деформированным состоянием газопроводов с использованием различных методов // Безопасность труда в промышленности. 2002. №2. С. 9-13.

#### References

1. Federalnyy zakon №116-FZ «O promyshlennoy bezopasnosti opasnykh proizvodstvennykh obyektov» [On industrial safety of hazardous production facilities], 20.06.1997. (In Russian)
2. Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti «Pravila bezopasnosti eskalatorov v metropolitenakh» [Safety rules of the escalators in the subways], 13.01.2014 г. № 9. (In Russian)
3. GOST R 53387-2009 *Lifty, eskalatory i passazhirskiye konveyery. Metodologiya analiza i snizheniya riska* [Lifts, escalators and moving walks. Risk assessment and reduction methodology]. Moscow, Standartinform, 2010. (In Russian)
4. Dubov A.A., Demin E.A., Milyaev A.I., Steklov O.I. Monitoring of stress-strain state of gas pipelines using various methods. *Bezopasnost truda v promyshlennosti*, 2002,

5. Эйгенсон Л.С. Моделирование. М., 1952.
6. Алямовский А.А. Инженерные расчеты в SolidWorksSimulation. М.: ДМК Пресс, 2010. 466 с.
7. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов: задачи, методы, рекомендации. М.: ДМК Пресс, 2015. 562 с.
8. Кобяков И.Б. Трехкомпонентный виброакселерометр для вибрационной диагностики технических систем // Контроль. Диагностика. 2001. №10. С. 17–18.
9. Смирнов В.Я. Измерение параметров вибрации: состояние и перспективы // Мир измерений. 2002. №9-10. С. 6–13.
10. Смоленцев Н.К. Основы теории вейвлетов. Вейвлеты в MATLAB. М.: ДМК Пресс, 2009. 448 с.
5. Eygenson L.S. *Modelirovaniye* [Modeling], Moscow, 1952. (In Russian)
6. Alyamovskiy A.A. *Inzhenernye raschety v SolidWorksSimulation* [Engineering calculations in SolidWorks Simulation], Moscow, DMK Press, 2010. 466 p. (In Russian)
7. Alyamovskiy A.A. *SolidWorks Simulation. Inzhenerhiy analiz dlya professionalov: zadachi, metody, rekomendatsyi* [SolidWorks Simulation. Engineering analysis for professionals: tasks, methods, recommendations], Moscow, DMK Press, 2015. 562 p. (In Russian)
8. Kobayakov I.B. Three-component vibration accelerometer for vibration diagnostics of technical systems. *Kontrol. Diagnostika*, 2001, No.10, pp.17-18. (In Russian)
9. Smirnov V.Ya. Measurement of vibration parameters: status and prospects. *Mir izmereniy*, 2002, No.9-10, pp. 6-13. (In Russian)
10. Smolentsev N.K. *Osnovy teorii veyvletov. Veyvlety v MATLAB* [Fundamentals of wavelet theory. Wavelets in MATLAB]. Moscow, DMK Press, 2009. 448 p. (In Russian)

УДК (UDC) 625.08, 622.23.05

## ОЦЕНКА ВЗАИМОСВЯЗИ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРНОГО УСТРОЙСТВА И ЕГО ПРИВОДА

## EVALUATING THE RELATIONSHIP OF PARAMETERS HYDRAULIC IMPACT DEVICE AND ITS DRIVE

Волков Н.Н.<sup>1</sup>, Ределин Р.А.<sup>2</sup>, Кравченко В.А.<sup>2</sup>, Каманин Ю.Н.<sup>2</sup>, Андреев А.В.<sup>2</sup>  
Volkov N.N.<sup>1</sup>, Redelin R.A.<sup>2</sup>, Kravchenko V.A.<sup>2</sup>, Kamanin Yu.N.<sup>2</sup>, Andreev A.V.<sup>2</sup><sup>1</sup> – ООО «Возрождение Север» (Орёл, Россия)<sup>1</sup> – Company «Vozrozhdenie Sever» (Orel, Russia)<sup>2</sup> – Орловский государственный университет имени И.С.Тургенева (Орёл, Россия)<sup>2</sup> – Orel State University named after I.S. Turgenev (Orel, Russia)

**Аннотация.** В статье рассмотрено влияние параметров привода на характеристики гидравлических устройств ударного действия, отмеченные при анализе результатов математического моделирования. С использованием математического моделирования проведены вычислительные эксперименты и получены диаграммы характеристик гидравлической ударной системы, определяющие динамику её работы с различными типами приводных двигателей (электродвигателем, двигателем внутреннего сгорания, «идеальным» двигателем). Параметры гидравлического устройства ударного действия и настройка предохранительного клапана оставались неизменными. В результате проведенных вычислительных экспериментов получены графики перемещения и скорости бойка, перемещения золотника, давления в камерах рабочего и обратного хода, положения поршня гидроаккумулятора, подача насоса гидравлической станции во времени. Проводится сравнение полученных в настоящее время наибольшее распространение в строительно-дорожных машинах типов привода гидравлических устройств ударного действия (эквивалентных по мощности электродвигателя и дизельного двигателя внутреннего сгорания). Особое внимание уделено взаимосвязи параметров гидравлического устройства ударного действия и его привода. Выводы сделаны на основании зависимостей, полученных в результате вычислительных экспериментов. Проведенные исследования показывают наличие существенного влияния параметров привода на характеристики гидравлических ударных устройств (гидромолов), и, соответственно, необходимость учета параметров привода при их проектировании и эксплуатации.

**Ключевые слова:** гидравлическое устройство ударного действия, привод.

**Дата принятия к публикации:** 26.02.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Сведения об авторах:**

**Волков Николай Николаевич** – мастер, ООО «Возрождение Север», e-mail: 79536237187@ya.ru

**Abstract.** The article deals with some questions about the influence of drive parameters on the characteristics of hydraulic shock devices, noted during the analysis of the results of mathematical modeling. Using mathematical modeling, numerical experiments were performed and diagrams of the characteristics of a hydraulic shock system were obtained that characterize the dynamics of its operation with various types of drive engines, such as an electric motor, an internal combustion engine, and an "ideal" engine. The parameters of the hydraulic shock device and the setting of the pressure-relieve valve remained unchanged. As a result of numerical experiments obtain graphs of displacement and velocity of the piston, displacement of the control valve, pressure in the chambers of working and return stroke, the position of the piston of the accumulator, the pump flow rate in time. A comparison is given of the types of hydraulic shock devices that are currently most widely used in road construction vehicles (equivalent in power to an electric engine and an internal combustion diesel engine). Special attention is paid to the relationship between the parameters of the hydraulic shock device and its drive. The conclusions are made based on the dependencies obtained as a result of computational experiments. The studies show that there are significant influence parameters of the drive on the characteristics of hydraulic impact devices (hammers, breaker), and, accordingly, the need to consider drive parameters by designing and operating it.

**Keywords:** hydraulic impact device, drive.

**Date of acceptance for publication:** 26.02.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**Authors' information:**

**Nikolay N. Volkov** – master, Company «Vozrozhdenie Sever», e-mail: 79536237187@ya.ru

**Ределин Руслан Андреевич** – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины», ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С.Тургенева»,  
*e-mail: rusland57@yandex.ru*

**Кравченко Валерий Анатольевич** – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины», ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»,  
*e-mail: 19vak52@mail.ru*

**Каманин Юрий Николаевич** – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины», ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»,  
*e-mail: kamanchi22@mail.ru*

**Андреев Александр Владимирович** – аспирант, кафедра «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины», ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»,  
*e-mail: andreev.a27@bk.ru*

**Ruslan A. Redelin** – Candidate of Technical Science, Associate Professor at the Department of Hoisting-and-transport, Building and Road Machinery, Orel State University named after I.S. Turgenev,  
*e-mail: rusland57@yandex.ru*

**Valeriy A. Kravchenko** – Candidate of Technical Science, Associate Professor at the Department of Hoisting-and-transport, Building and Road Machinery, Orel State University named after I.S. Turgenev,  
*e-mail: 19vak52@mail.ru*

**Yuriy N. Kamanin** – Candidate of Technical Science, Associate Professor at the Department of Hoisting-and-transport, Building and Road Machinery, Orel State University named after I.S. Turgenev,  
*e-mail: kamanchi22@mail.ru*

**Alexandr V. Andreev** – Graduate student of the Department of Hoisting-and-transport, Building and Road Machinery, Orel State University named after I.S. Turgenev,  
*e-mail: andreev.a27@bk.ru*

## 1. Введение

По физическим объемам в транспортном строительстве, а также добыче полезных ископаемых наиболее трудоемкими являются земляные работы, связанные с разрушением мерзлых и скальных грунтов, переработкой строительных материалов. В качестве рабочего органа землеройной машины применяют ковши, отвалы, рыхлители [1], а также механические, пневматические, электрические, гидравлические ударные устройства, которые позволяют значительно повысить эффективность и объем проводимых работ. Наиболее эффективными из них являются гидравлические [2].

Гидравлические ударные устройства (гидравлические устройства ударного действия, отбойные гидравлические молоты, гидромолоты, гидроударники, гидромолотки) широко применяются в технологических машинах, предназначенных для разрушения прочных и мерзлых грунтов, горных пород, крепких строительных материалов. Опыт эксплуатации показывает, что машины ударного действия обеспечивают высокую эффективность работ при прокладке и ремонте транспортных магистралей и коммуникаций, проведении тоннелей, подготовке площадок под строительство (рыхление мерзлых и

скальных грунтов или уплотнение грунтов), реконструкции и сносе строительных объектов, добыче полезных ископаемых.

Гидромолот – гидравлическое устройство ударного действия, преобразующее энергию потока рабочей жидкости в механический импульс, формирующийся при ударе бойка по инструменту и передающийся последним объекту с целью изменения его формы или разрушения [2]. Гидромолот – быстросменное оборудование, которое подключается к гидравлической системе базовой машины. Это существенно расширяет область их применения в различных производственных процессах.

Рядом исследователей отмечается необходимость учета влияния привода на характеристики гидравлических ударных устройств как при проектировании, так и в ходе эксплуатации [2-10]. Однако на данный момент теоретическая основа вопроса освещена не в полной мере. Для анализа режимов работы гидравлического устройства ударного действия с учетом параметров привода была разработана математическая модель и проведены вычислительные эксперименты. Анализ результатов позволил сделать некоторые выводы о влиянии привода на характеристики гидравлических ударных устройств.

## 2. Вычислительный эксперимент

Для проведения вычислительного эксперимента в разработанную математическую модель были введены конструктивные параметры гидромолота модели 2944 (а.с. СССР № 1829510), насоса аксиально-поршневого 310.4.160 (рабочий объем 160 см<sup>3</sup>), электродвигателя АИР 250М4 (1500 об/мин, 90 кВт), характеристика предохранительного клапана, а также параметры рабочей жидкости (И20).

В результате моделирования с указанными параметрами были получены диаграммы характеристик гидравлической ударной системы, характеризующие динамику её работы. На рис. 1 представлены графики перемещения бойка (а), скорости бойка (б), перемещения золотника (в), давления в камере рабочего хода  $prh$  и давления в камере обратного хода  $poh$  на одном графике (г), положение поршня гидроаккумулятора (д), подача насоса гидравлической станции (е).

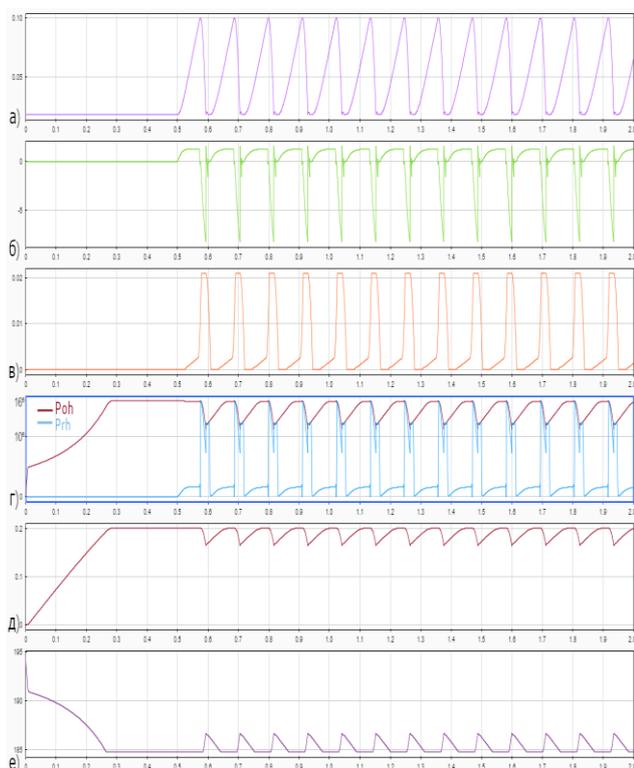


Рис. 1. Графики: а - перемещения бойка, м; б - скорости бойка, м/с; в - перемещения золотника, м; г - давление в камере рабочего хода  $prh$  и в камере обратного хода  $poh$ , МПа; д - положение поршня гидроаккумулятора, м; е - подача насоса гидравлической станции, л/мин

Запуск гидравлической станции по условиям моделирования происходит в нулевой момент времени, а включение гидравлического устройства ударного действия в работу осуществляется в момент времени 0,5 с, что хорошо видно на графике перемещения бойка (рис.1, а).

Зависимости, представленные на диаграммах, качественно соответствуют экспериментальным зависимостям, приведенным в работах других исследователей, что свидетельствует о физической адекватности разработанной модели [1-3].

При анализе диаграмм следует отметить, что до момента времени 0,28 с осуществляется выход системы на рабочий режим – происходит плавное повышение давления в гидравлической системе до значения настройки предохранительного клапана, на котором давление устанавливается вплоть до момента начала работы гидравлического устройства ударного действия. В это же время происходит зарядка гидропневмоаккумулятора, что отражено на графике перемещения его поршня (рис.1, д).

На рис.1, е представлена диаграмма изменения подачи насоса во времени. По мере роста давления в гидравлической ударной системе возрастает нагрузка на гидравлический насос, в связи с чем происходит снижение его подачи. Это объясняется, в первую очередь, тем, что возрастающая нагрузка приводит к снижению числа оборотов приводного двигателя, в прямой зависимости от которой находится подача насоса. Также с ростом давления изменяется объемный коэффициент полезного действия гидронасоса, который характеризует величину потерь расхода рабочей жидкости внутри самого устройства и, таким образом, влияет на фактическое значение подачи насоса.

Для оценки влияния параметров привода на рабочий режим гидравлического устройства ударного действия были проведены вычислительные эксперименты с различными источниками энергии: дизельный двигатель внутреннего сгорания, электродвигатель, «идеальный» двигатель. Для корректности сравнения были выбраны двигатели с сопоставимыми параметрами (одинаковыми зна-

чениями номинальной мощности). Основные характеристики двигателей представлены в табл. 1.

«Идеальный» двигатель в вычислительных экспериментах представляет из себя приводной двигатель с постоянной частотой вращения (1500 об/мин) вне зависимости от нагрузки на валу. Результаты моделирования представлены на рис. 2. В верхней части диаграммы представлены изменения частоты оборотов вала соответствующего двигателя во времени, в нижней – производительность насоса гидравлической станции с соответствующим приводным двигателем.

Таблица 1  
 Характеристики приводных двигателей

Двигатель/ тип двигателя	$N_{ном}$ , кВт	$J$ , кг·м <sup>2</sup>	$M$ , Н·м	$n_{ном}$ , об/мин
Perkins 404J-E22T/ дизельный	45	1,14	222	2800
АИР200L4/ электродвигатель	45	0,018	292	1475

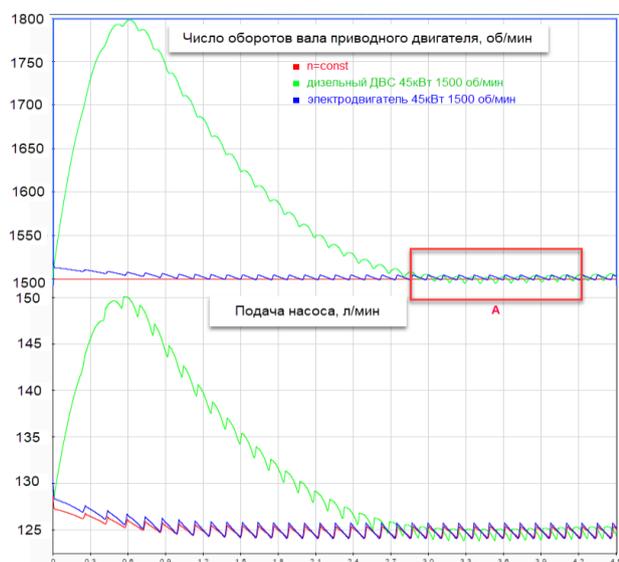


Рис. 2. Графики числа оборотов валов приводных двигателей и соответствующие им подачи насоса гидростанции

Параметры гидравлического устройства ударного действия и настройки предохранительного клапана при моделировании не изменялись.

Результаты показывают, что с любым из проверенных типов двигателей наблюдаются колебания подачи насоса гидростанции. При неизменных оборотах «идеального» двигате-

ля колебания также наблюдаются, что является следствием работы гидравлического устройства ударного действия (постоянное изменение давления в рабочих камерах), а также наличием объемных потерь в гидравлическом насосе, зависящих от текущего значения давления на его выходе.

График подачи гидростанции с дизельным двигателем (верхний график на рис. 2) значительно отличается от двух остальных. В начальный момент времени, когда нагрузка на двигатель незначительна (заданы начальные условия, при которых во всей гидросистеме давление отсутствует), обороты двигателя возрастают с начальных 1500 об/мин до 1800 об/мин, а затем по мере возрастания нагрузки на валу двигателя относительно медленно (в момент времени ~ 5 с) восстанавливаются до значения порядка заданных 1500 об/мин. При этом обороты электродвигателя устанавливаются уже ко времени 1,8 с и далее наблюдаются колебания около заданных оборотов, которые совпадают по частоте, характеру и объясняются колебаниями давления на выходе насоса (рис. 4). Более наглядно завершение переходного процесса (область А на рис. 2) представлено на рис. 3 (для лучшего восприятия по вершинам графика оборотов дизельного двигателя проведена толстая линия).

Рассмотренная особенность первичного привода в виде дизельного двигателя позволяет получить в начале работы более высокие значения выходных характеристик гидравлического устройства ударного действия. Это связано с тем, что при первоначальном повышении оборотов возрастает подача насоса.

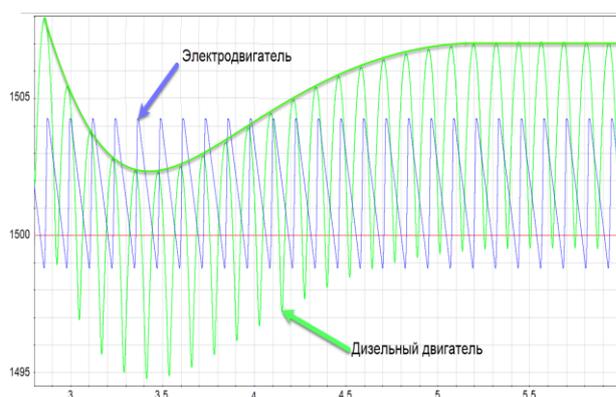


Рис. 3. Переходный процесс колебаний оборотов дизельного двигателя

Работу гидравлического устройства ударного действия можно охарактеризовать как кратковременную повторно-циклическую. То есть, как правило, при обработке какой-либо среды оператор устанавливает гидромолот в одной из точек на поверхности этой среды и создает усилие прижатия для запуска гидромолота. Далее либо среда разрушается в данной точке, либо необходимо сменить точку воздействия. Большинство производителей гидромолотов рекомендуют ограничивать время непрерывной работы до 15 с. Это объясняется тем, что в месте контакта инструмента с породой образуется пыль, снижающая эффективность разрушения материала и приводящая к активному нагреву инструмента.

Результаты настоящих исследований также свидетельствуют о том, что продолжительное безрезультатное воздействие гидромолотом (более 15 с) в одной и той же точке обрабатываемого объекта нецелесообразно, так как эффективность ударного воздействия гидромолота в первые секунды его работы значительно выше.

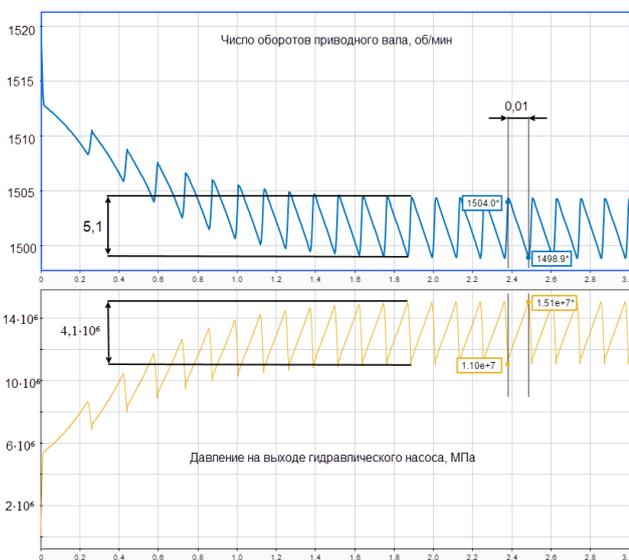


Рис. 4. Обороты вала электродвигателя и давление на выходе гидравлического насоса

Так, в рассматриваемом случае в момент времени 0,8...2 с энергия удара гидромолота с дизельным двигателем в качестве первичного привода изменяется в диапазоне 2097...2075 Дж, а в установившемся режиме энергия удара равняется 1950 Дж (соотно-

шение порядка 7,5%). С частотой ударов просматривается та же тенденция – снижение с 8,7...8,5 Гц до 8,1 Гц (соотношение 6,2%) в установившемся режиме. Соответственно, ударная мощность гидромолота с 18,2...17,7 кВт снижается до 15,9 кВт (соотношение 14,7...11,3%). При этом характер изменения выходных характеристик гидромолота с первичным приводом в виде электродвигателя, «идеального» двигателя, а также при постоянном расходе насоса существенно отличаются от рассмотренного и их значения постепенно увеличиваются до установившегося режима (рис. б).

Постепенное увеличение энергии и частоты ударов, в том числе в случае постоянного расхода гидростанции, объясняется процессом зарядки сетевого гидроаккумулятора. Соответствующий этому процессу график перемещения поршня гидроаккумулятора представлен на рис. 5.

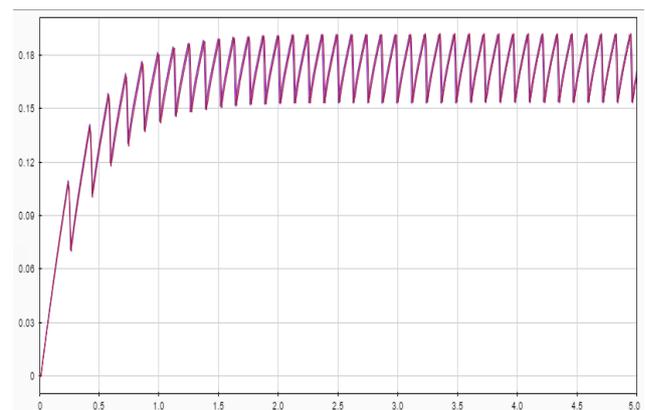


Рис. 5. График перемещения поршня гидроаккумулятора

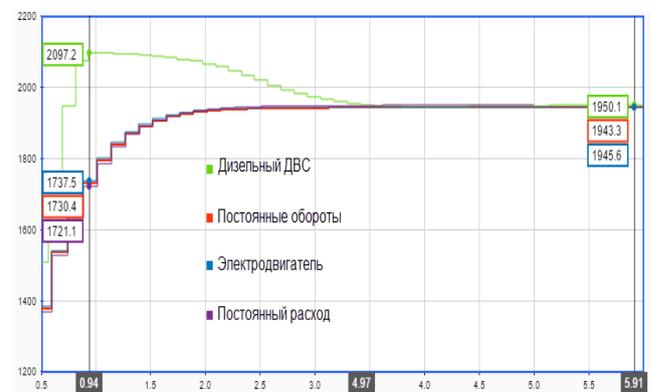


Рис. 6. График изменения энергии единичного удара при запуске гидромолота с различными источниками энергии

Существенное отличие характера поведения системы с дизельным двигателем объясняется особенностью его внешней скоростной характеристики и моментом инерции. Диапазон числа оборотов рабочей зоны дизельного двигателя (1300 об/мин) существенно (в 12 раз) превышает диапазон числа оборотов рабочей зоны электродвигателя (109 об/мин) без учета внешнего регулирования (рис. 7).

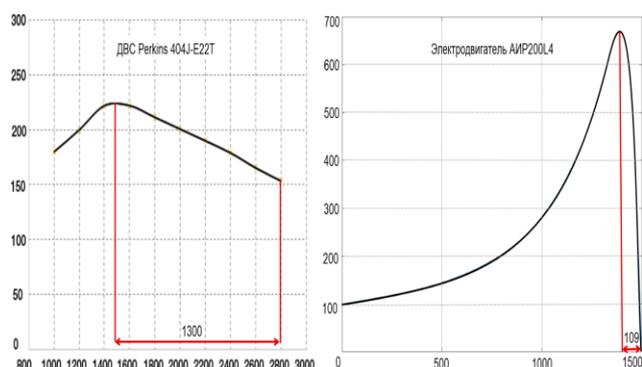


Рис. 7. Зависимость крутящего момента от числа оборотов дизельного и электродвигателей

Как видно из графиков, обороты двигателя внутреннего сгорания могут меняться в довольно широких пределах (1500...2800 об/мин), оставаясь при этом на рабочей ветви внешней скоростной характеристики, а у электродвигателя этот диапазон значительно меньше (1391...1500 об/мин). В то же время, кривая момента электродвигателя на рабочем участке более крутая, что говорит о высокой перегрузочной способности данного двигателя. Следовательно, обороты насоса

гидростанции с таким двигателем будут более стабильно и надежно удерживаться в рабочей зоне при изменении нагрузки, что и подтвердилось результатами вычислительного эксперимента.

Длительность переходного процесса, т.е. время выхода системы на установившиеся значения, во многом обусловлена моментом инерции первичного привода. Совокупность таких параметров, как относительно широкий рабочий диапазон числа оборотов и большая величина момента инерции дизельного двигателя ( $1,14 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  для дизельного и  $0,018 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  для электродвигателя) позволяет получить более высокие выходные характеристики гидромолота в первоначальный момент времени с постепенным их снижением до установившихся значений.

### 3. Заключение

Проведенные вычислительные эксперименты показывают наличие существенного влияния параметров привода на характеристики гидравлических ударных устройств (гидромолотов). Циклический характер работы гидромолота обуславливает наличие колебаний давления в гидросистеме, что, в свою очередь, приводит к колебаниям нагрузки на насосе и, как следствие, колебаниям оборотов приводного двигателя. Таким образом, необходимо учитывать параметры привода при проектировании и эксплуатации гидравлических ударных устройств.

### Список литературы

1. Федоров Д.И. Рабочие органы землеройных машин. М.: Машиностроение, 1977. 288 с.
2. Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А. Машины ударного действия. М.: Машиностроение, 2000. 416 с.
3. Городилов Л.В. Модель гидравлической ударной системы с источником постоянного расхода // Ударно-вибрационные системы, машины и технологии: Материалы III международ. науч. симп. Орел: ОрелГТУ, 2006. С. 28–35.
4. Колоно В.В. Разработка и испытание

### References

1. Fedorov D.I. Working bodies of earthmoving machines. Moscow, Mashinostroenie, 1977. 288 p. (In Russian)
2. Ushakov L.S., Kotylev Yu.E., Kravchenko V.A. Impact Machines. Moscow: Mashinostroenie, 2000. 416 p. (In Russian)
3. Gorodilov L.V. Model of a hydraulic shock system with a constant flow source. In: *Udarno-vibracionnye sistemy, mashiny i tekhnologii: Materialy III mezhdunarod. nauch. simp.* Orel, 2006, pp. 28-35. (In Russian)
4. Koleno V.V. Development and testing of hydraulic impact machines powered by an Au-

гидравлических машин ударного действия с питанием от автономного передвижного гидроагрегата // Ударно-вибрационные системы, машины и технологии: Материалы III международ. науч. симп. Орел: ОрелГТУ, 2006. С. 47–48.

5. Ределин Р.А., Кравченко В.А., Каманин Ю.Н., Волков Н.Н., Демидов А.И. Проблемы влияния приводных двигателей на параметры ударно-скалывающих исполнительных органов строительных и дорожных машин // Мир транспорта и технологических машин. 2017. №2(57). С. 60–66.

6. Митусов А.А., Решетникова О.С. Анализ параметров и конструкций современных гидромолотов // Труды университета. Караганда: КарГТУ, 2015. №1. С.6-41.

7. Решетникова О.С., Митусов А.А., Лагунова Ю.А. Специфические особенности эксплуатации механизмов ударного действия // Сб. докладов III Междунар. науч.-практ. конф. «Горная и нефтяная электромеханика–2016». Пермь, 2016. С. 72-75.

8. Решетникова О.С., Митусов А.А. Машинные исследования золотниковых распределителей // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов XII Междунар. конф. «Чтения памяти В.Р. Кубачека». Екатеринбург: УГГУ, 2017. С. 334-338.

9. Решетникова О.С., Митусов А.А. Влияние параметров гидродвигателя ударного действия на гидравлические потери // Сб. докладов VI Междунар. науч. симп. «Ударно-вибрационные системы и машины для строительной и горной отраслей». Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2017. С. 161-164.

10. Юрьев Д.А., Горин А.В., Горина М.А. Влияние гидромолота на базовую машину // Ударно-вибрационные системы и машины для строительной и горной отраслей: материалы VI международ. науч. симп. Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2017. С. 136-143.

11. Митусов А.А., Решетникова О.С. Анализ параметров и конструкций современных гидромолотов // Труды университета. Караганда: КарГТУ, 2015. №1. С. 32-35.

tonomous mobile hydraulic unit. In: *Udarno-vibracionnyye sistemy, mashiny i tekhnologii: Materialy III mezhdunarod. nauch. simp.* Orel, 2006, pp. 47-48. (In Russian)

5. Redelin R.A., Kravchenko V.A., Kamanin Yu.N., Volkov N.N., Demidov A.I. Problems of influence of drive motors on parameters of shock-splitting Executive bodies of construction and road machines. *Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin*, 2017, No. 2, pp. 60–66. (In Russian)

6. Mitusov A.A., Reshetnikova O.S. Analysis of parameters and designs of modern hydraulic hammers. *Trudy universiteta*, 2015, No. 1, pp. 36-41. (In Russian)

7. Reshetnikova O.S., Mitusov A.A., Lagunova Yu.A. Specific features of operation of impact mechanisms. In: *Sb. докладов III Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. «Gornaya i neftyanaya elektromekhanika–2016»* [Proc. of the III Int. Scientific and Practical Conf.]. Perm, 2016, pp. 72-75. (In Russian)

8. Reshetnikova O.S., Mitusov A.A. Machine studies of spool distributors. In: *Tekhnologicheskoe oborudovanie dlya gornoj i neftegazovoj promyshlennosti: sb. докладов XII Mezhdunar. konf. «Chteniya pamyati V.R. Kubacheka»* [Proc. of the XII Int. Conf.]. Ekaterinburg, UGGU, 2017, pp. 334-338. (In Russian)

9. Reshetnikova O.S., Mitusov A.A. Influence of parameters of a shock-acting hydraulic motor on hydraulic losses. In: *Sb. докладов VI Mezhdunar. nauch. simp. «Udarno-vibracionnyye sistemy i mashiny dlya stroitel'noj i gornoj otrasley»* [Proc. of the VI Int. Scientific Symposium]. Orel, OGU im. I.S. Turgeneva, 2017, pp. 161-164. (In Russian)

10. Yuriev D.A., Gorin A.V., Gorina M. A. The impact of the hydraulic hammer on the basic machine. In: *Sb. докладов VI Mezhdunar. nauch. simp. «Udarno-vibracionnyye sistemy i mashiny dlya stroitel'noj i gornoj otrasley»* [Proceedings of the VI Int. Scientific Symposium]. Orel, OGU im. I.S. Turgeneva, 2017, pp. 136-143. (In Russian)

11. Mitusov A.A., Reshetnikova O.S. Analysis of parameters and designs of modern hydraulic hammers. *Trudy universiteta*, 2015, No. 1, pp. 32-35. (In Russian)



УДК (UDC) 621.86

УСТАНОВЛЕНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ПРИВОДОВ  
ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА ПРИ НАЛИЧИИ СЛУЧАЙНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ  
СКОЛЬЖЕНИЯ ИХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙESTABLISHING PRINCIPLES OF JOINT OPERATION OF BELT CONVEYOR DRIVES  
IN CASE OF RANDOM SLIDE DEVIATIONS OF THEIR ELECTRIC MOTORSГончаров К.А.  
Goncharov K.A.Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)  
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** Приведены результаты вероятностного математического моделирования совместной работы приводов многоприводного ленточного конвейера при его полной загрузке, а также при движении без груза. В результате моделирования показана необходимость дополнительного резервирования мощности приводов при проектировании многоприводных ленточных конвейеров. На основе проведенного моделирования установлены закономерности совместной работы приводов ленточного конвейера при наличии случайных отклонений скольжения их электродвигателей, отражающие как специфические условия распределения электродвигателей между приводами, так и особенности влияния их параметров на картину распределения натяжений грузонесущей и тяговых лент.

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

**Дата принятия к публикации:** 18.04.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**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](mailto:ptm_bstu@mail.ru)  
ORCID: 0000-0002-5895-1162

**Abstract.** The paper contains the results of the probabilistic modelling of joint operation of multidrive belt conveyors in case of their full load as well as without cargo. As a result, modelling demonstrates the need of additional reservation of drive power when designing multidrive belt conveyors. On the basis of the modelling, operational principles of joint operation of belt conveyors are established when there are random slide deviations of their engines. These deviations represent specific conditions of electric motors distribution between the drives as well as the influence features of their parameters on the distribution of the carrying and tractive belts.

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

**Date of acceptance for publication:** 18.04.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**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](mailto:ptm_bstu@mail.ru)  
ORCID: 0000-0002-5895-1162

**Благодарности**

*Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8*

**Acknowledgements**

*The study was supported by President Grant for Government Support of Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8*

**1. Введение**

Отсутствие стабильности грузопотока при работе систем ленточных конвейеров не явля-

ется редкостью и напрямую может быть связано как с технологическими факторами производства, так и со сложившимися в конкретный момент времени экономическими интересами

осуществления производства (необходимость уменьшения–увеличения грузопотока в зависимости от покупательной способности заказчиков и т.п.). В случае применения небольших отдельных ленточных транспортеров или их систем экономические потери от изменения производительности (включая амортизационные затраты при изменении режимов эксплуатации конвейерного оборудования) не так велики по сравнению с ситуациями, в которых изменение производительности непосредственно касается тяжелых ленточных конвейеров с протяженной трассой и разветвленной системой приводов. В таких случаях все характеристические параметры конвейеров могут принимать случайные значения, величины которых складываются с учетом комбинации случайных

факторов (конкретного сочетания отклонения механических характеристик приводов, реальной жесткости применяемых конвейерных лент, интенсивности колебаний грузопотока).

При использовании вероятностной математической модели [1-5] широкий диапазон возможных сочетаний указанных параметров можно проанализировать и, как следствие, спрогнозировать поведение всей системы.

В работе [3] разобраны особенности построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий внутри системы приводов ленточного конвейера при холостом режиме работы.

Схема трассы исследуемого конвейера показана на рис. 1 (линейные размеры участков трассы указаны в метрах) [3].

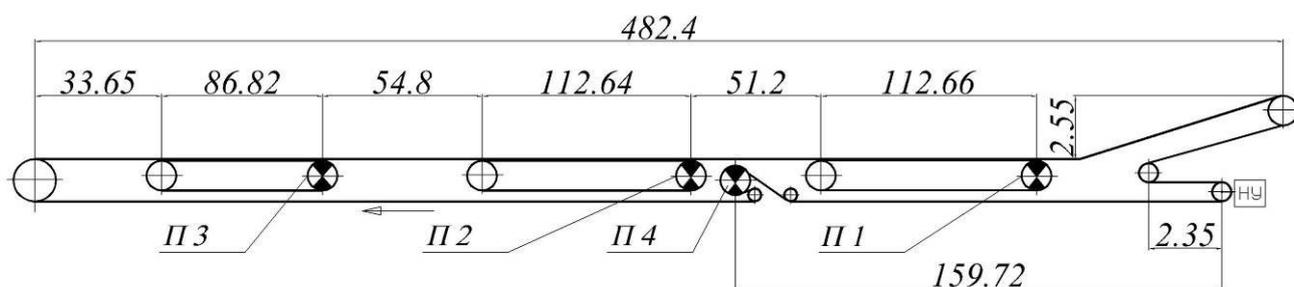


Рис. 1. Схема трассы многоприводного ленточного конвейера

Рассматриваемый конвейер оснащен одним барабанным и тремя ленточными приводами, оборудованными электродвигателями с фазным ротором мощностью  $N = 40$  кВт каждый с синхронной частотой вращения ротора 1500 об/мин [3]. Типоразмер грузонесущей и тяговой лент – РЛХ-120 с четырьмя прокладками [3]. Производительность конвейера 450 т/ч, транспортируемый груз – песчано-гравийная масса, скорость движения ленты 1,6 м/с [3]. Подобный конвейер был установлен на песчаном карьере строительства Рогунской ГЭС (1970 г.) [7].

В [3] моделирование производилось при искусственном ограничении мощности приводных электродвигателей значением 14 кВт для каждого. Данное ограничение обосновывается полным использованием суммарной мощности четырех приводов конвейера (56 кВт) при его полной загрузке без учета возможных отклонений механических характеристик. Применение указанного ограничения

позволило наглядно продемонстрировать необходимость учета отклонений механических характеристик приводов при проведении тягового расчета [3], так как даже при работе конвейера в холостом режиме были получены неработоспособные сочетания механических характеристик с превышением номинальных мощностей электродвигателей.

Дополнительно выбор указанного конвейера в качестве объекта для вероятностного математического моделирования может быть обусловлен рядом следующих обстоятельств:

- наличием в системе более трех распределенных по трассе конвейера приводов, что обеспечивает многовариантность моделирования;
- взаимодействием в единой системе как барабанных, так и промежуточных ленточных приводов;
- отличием длин тяговых контуров промежуточных ленточных приводов;

• применением в структуре приводов электродвигателей с фазным ротором, что увеличивает диапазоны возможных отклонений их механических характеристик;

• наличием в открытых источниках экспериментальных данных испытаний конвейера в различных режимах работы [3-6].

Все указанные факторы позволяют сделать вывод о возможности получения стабильных общих поведенческих закономерностей совместной работы приводов ленточного конвейера при наличии случайных отклонений скольжения их электродвигателей проведением сравнительного вероятностного моделирования работы описанного выше конвейера в загруженном и холостом режимах.

Целью данной статьи является установление закономерностей совместной работы приводов ленточного конвейера при наличии случайных отклонений скольжения их электродвигателей.

## 2. Теоретические исследования

Особенности построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в структуре системы приводов

ленточного конвейера описаны в [3]. В настоящей работе указанная математическая модель адаптируется к изменению типоразмеров приводных электродвигателей (с увеличением мощности каждого до значения 40 кВт) и применяется для исследования работы конвейера в полностью загруженном и холостом режимах.

Увеличение мощности приводных электродвигателей приводит к изменению вида их механических характеристик в соответствии с системой сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов [3]. Для системы, состоящей из 16 сочетаний [3], взаимодействие механических характеристик в каждом из сочетаний представлено в табл. 1 (без учета их приведения к обечайке барабанов радиусом  $R$  и передаточными числами приводов  $i$ ). В табл. 1:  $M$  – крутящий момент, развиваемый электродвигателем, Н·м;  $n$  – частота вращения вала электродвигателя, об/мин.

Результаты моделирования для сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов (табл. 1) при работе конвейера в холостом режиме представлены в табл. 2.

Таблица 1

Взаимодействие механических характеристик в системе сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов

Сочетание 1			Сочетание 2		
Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$	Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$
П4	$M = 42623 - 28,415 n$	$\alpha$	П4	$M = 42623 - 28,415 n$	$\alpha$
П1	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$	П1	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$
П2	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$	П2	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$
П3	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$	П3	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$
Сочетание 3			Сочетание 4		
Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$	Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$
П4	$M = 42623 - 28,415 n$	$\alpha$	П4	$M = 42623 - 28,415 n$	$\alpha$
П1	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$	П1	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$
П2	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$	П2	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$
П3	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$	П3	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$
Сочетание 5			Сочетание 6		
Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$	Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$
П4	$M = 7756 - 5,17 n$	$\beta$	П4	$M = 42623 - 28,415 n$	$\alpha$
П1	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$	П1	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$
П2	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$	П2	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$
П3	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$	П3	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$

Окончание табл. 1

Сочетание 7			Сочетание 8		
Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$	Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$
П4	$M = 42623 - 28,415 n$	$\alpha$	П4	$M = 7756 - 5,17 n$	$\beta$
П1	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$	П1	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$
П2	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$	П2	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$
П3	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$	П3	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$
Сочетание 9			Сочетание 10		
Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$	Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$
П4	$M = 42623 - 28,415 n$	$\alpha$	П4	$M = 7756 - 5,17 n$	$\beta$
П1	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$	П1	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$
П2	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$	П2	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$
П3	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$	П3	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$
Сочетание 11			Сочетание 12		
Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$	Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$
П4	$M = 7756 - 5,17 n$	$\beta$	П4	$M = 7756 - 5,17 n$	$\beta$
П1	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$	П1	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$
П2	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$	П2	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$
П3	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$	П3	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$
Сочетание 13			Сочетание 14		
Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$	Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$
П4	$M = 7756 - 5,17 n$	$\beta$	П4	$M = 7756 - 5,17 n$	$\beta$
П1	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$	П1	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$
П2	$M = 76870 - 51,247 n$	$\alpha$	П2	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$
П3	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$	П3	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$
Сочетание 15			Сочетание 16		
Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$	Привод	Уравнение	$[\alpha; \beta]$
П4	$M = 42623 - 28,415 n$	$\alpha$	П4	$M = 7756 - 5,17 n$	$\beta$
П1	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$	П1	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$
П2	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$	П2	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$
П3	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$	П3	$M = 7208 - 4,8 n$	$\beta$

Таблица 2

Сводная таблица результатов моделирования при работе конвейера в холостом режиме

Сочетание	Значение параметра									
	$W_1, H$	$W_2, H$	$W_3, H$	$W_4, H$	$W_{n1}, H$	$W_{n2}, H$	$W_{n3}, H$	$S_{max}, H$	$N_{\Sigma}, кВт$	$n, об/мин$
1	3126	3126	3126	1733	1543	1543	1824	5601	20,5	1499,3
2	4235	4235	397	2348	2549	2549	-693	7494	20,7	1499,2
3	4235	397	4235	2348	2549	-973	2830	5899	20,7	1499,2
4	401	4275	4275	2370	-970	2585	2865	6075	20,9	1499,2
5	3534	3534	3534	357	1919	1919	2200	5569	20,2	1499,3
6	6555	615	615	3635	4616	-773	-493	9110	21,1	1498,7
7	628	628	6698	3714	-761	-761	5024	7813	21,6	1498,7
8	492	5244	5244	530	-887	3448	3729	7841	21,3	1499
9	615	6555	615	3635	-773	4616	-493	7101	21,1	1498,7

Окончание табл. 2

10	5042	473	5042	509	3268	-904	3549	5455	20,4	1499
11	5042	5042	473	509	3268	3268	-623	7357	20,4	1499
12	–	–	–	–	–	–	X	–	–	–
13	836	8912	836	900	-570	6716	-289	8325	21,2	1498,3
14	8680	814	814	876	6509	-589	-309	8551	20,7	1498,3
15	1357	1357	1357	8024	-89	-89	193	12372	22,3	1497,2
16	2760	2760	2760	2970	1205	1205	1486	5849	20,7	1494,3

$S_{max}$  – максимальное натяжение грузонесущей ленты;  
 $N_{\Sigma}$  – суммарная мощность, развиваемая приводами;  
 $W_{n1}$  – полезное тяговое усилие, передаваемое приводом П1 грузонесущей ленте;  
 $W_{n2}$  – полезное тяговое усилие, передаваемое приводом П2 грузонесущей ленте;  
 $W_{n3}$  – полезное тяговое усилие, передаваемое приводом П3 грузонесущей ленте;  
 $W_1$  – общее тяговое усилие, развиваемое приводом П1;  
 $W_2$  – общее тяговое усилие, развиваемое приводом П2;  
 $W_3$  – общее тяговое усилие, развиваемое приводом П3;  
 $W_4$  – общее тяговое усилие, развиваемое приводом П4;  
 X – символ, характеризующий критические проблемы соответствующего привода (перегрузки по мощности, срыв сцепления тяговой и грузонесущей лент, оба явления в комплексе).

Картина распределения тяговых усилий (по результатам данных табл. 2) представлена между приводами исследуемого конвейера на рис. 2.

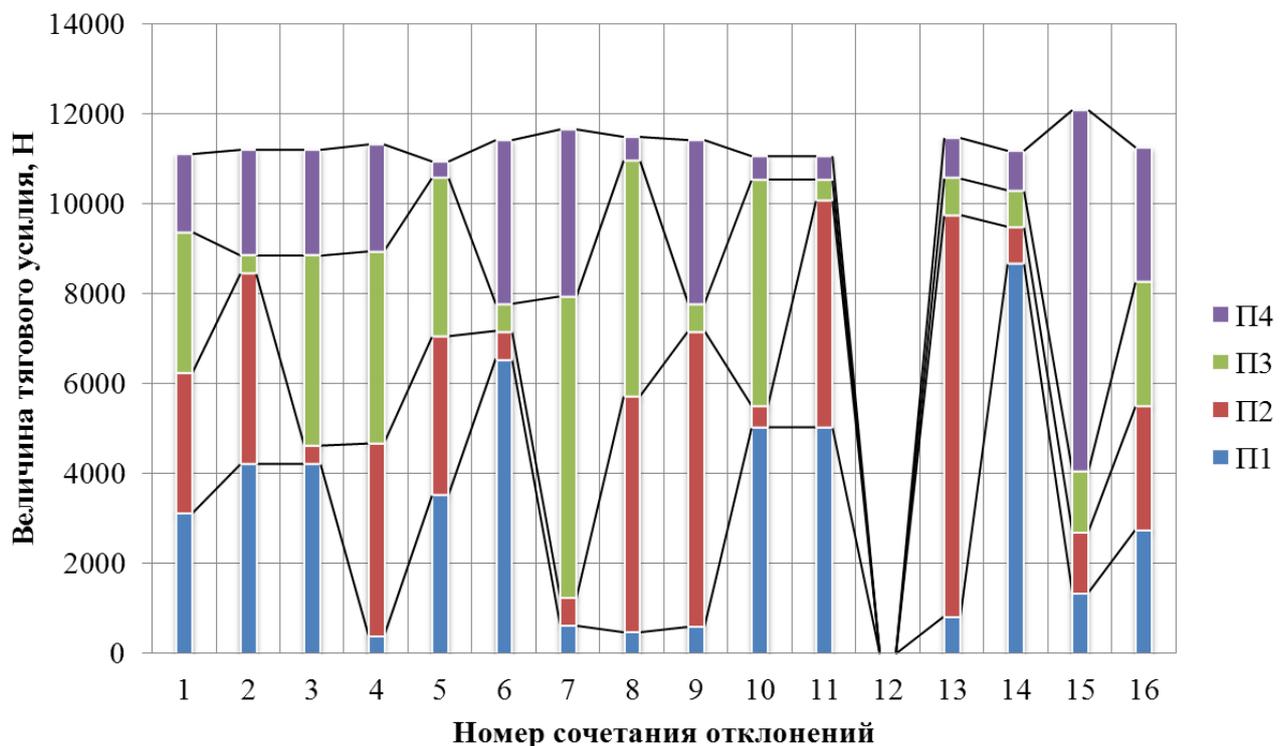


Рис. 2. Полные тяговые усилия, развиваемые приводами, полученные по результатам вероятностного моделирования распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере (порожнее движение)

Наибольшее суммарное тяговое усилие, развиваемое приводами, соответствует 15-му сочетанию отклонений скольжения, в котором увеличение минимального натяжения

грузонесущей ленты для стабилизации тяговой способности привода П4, воспринимающего наибольшую нагрузку, приводит к увеличению составляющей общего сопротивления движению грузонесущей ленты, зависящей непосредственно от этого натяжения.

Графики максимальных натяжений грузонесущей ленты и полезных тяговых усилий промежуточных приводов, составленные по результатам моделирования (табл. 2), представлены на рис. 3 и 4.

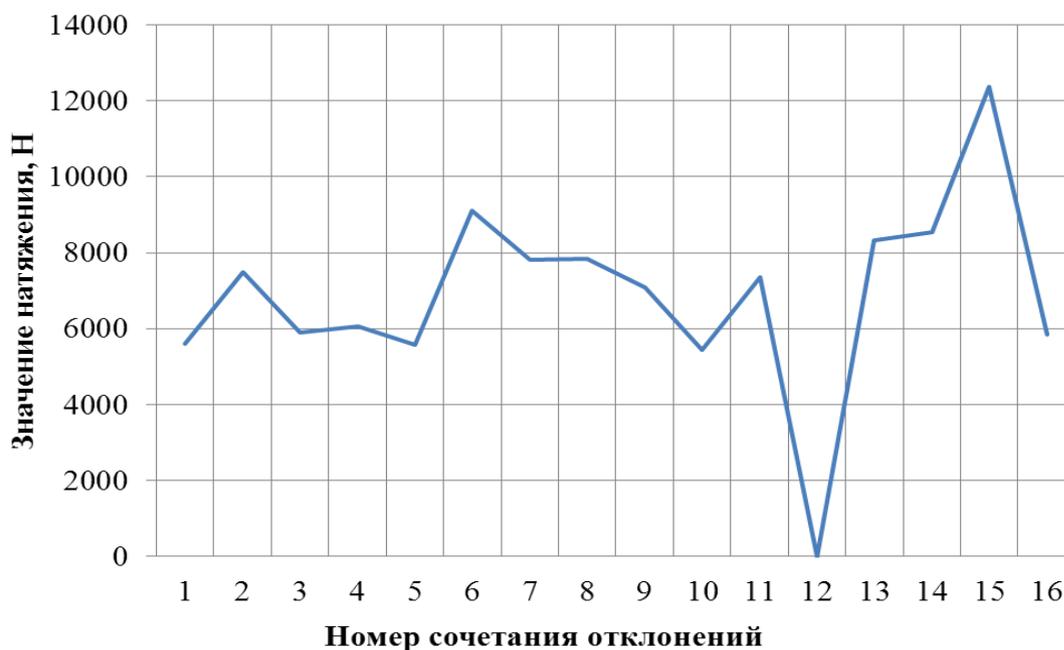


Рис. 3. Максимальные натяжения грузонесущей ленты, полученные по результатам вероятностного моделирования (порожное движение)

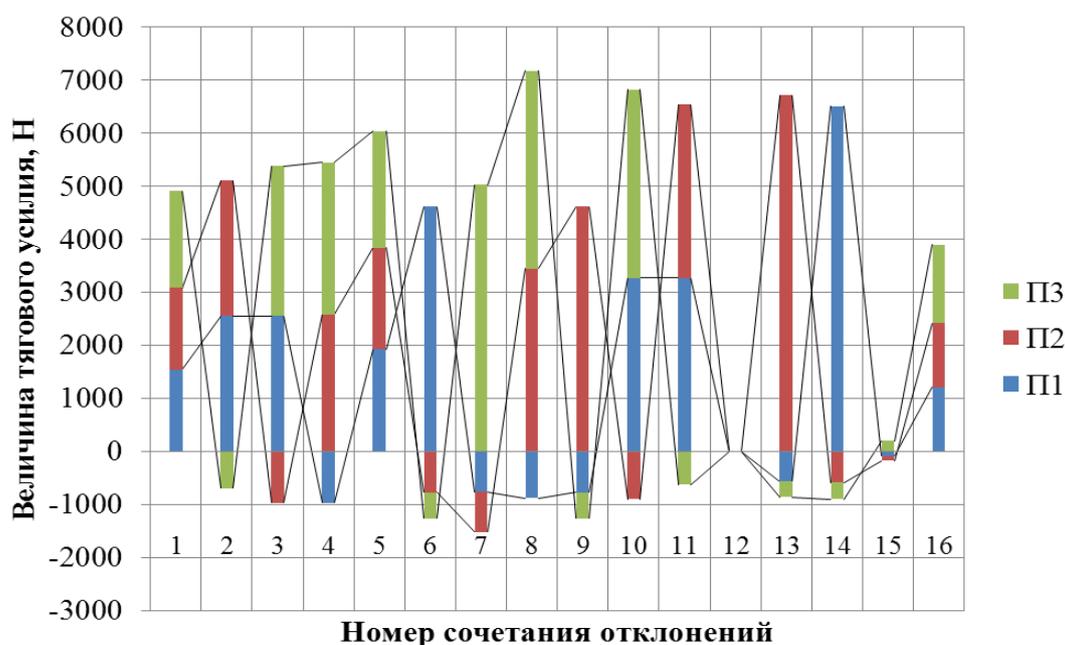


Рис. 4. Полезные тяговые усилия промежуточных приводов, полученные по результатам вероятностного моделирования (порожное движение)

При моделировании совместной работы приводов с ограничением мощности каждого электродвигателя значением 14 кВт [3] сочетания 12, 13, 14 и 15 оказываются неработоспособными. При увеличении мощности каждого электродвигателя до значения 40 кВт неработоспособным оказывается только сочетание 12 из-за срыва сцепления лент на участке привода ПЗ. Таким образом, можно сделать вывод, что выбор электродвигателей многоприводных ленточных конвейеров простым делением суммарной мощности, необходимой для преодоления всех сопротивлений движению, на количество устанавливаемых приво-

дов должен изначально сопровождаться повышенными значениями коэффициента запаса. В данном примере при работе конвейера в холостом режиме максимально возможная мощность, развиваемая одним электродвигателем привода, составляет 16,5 кВт, что в 1,18 раза больше равномерно распределенной мощности на один электродвигатель при работе конвейера с полной производительностью.

Результаты моделирования для сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов (табл. 1) при работе конвейера в загруженном режиме с полной производительностью представлены в табл. 3.

Таблица 3

Сводная таблица результатов моделирования при работе конвейера в загруженном режиме

Сочетание	Значение параметра									
	$W_{1,H}$	$W_{2,H}$	$W_{3,H}$	$W_{4,H}$	$W_{n1,H}$	$W_{n2,H}$	$W_{n3,H}$	$S_{max,H}$	$N_{\Sigma}$ , кВт	$n$ , об/мин
1	8368	8368	8368	4640	5057	5058	5640	20358	54,9	1498,4
2	11217	11217	1052	6220	7817	7817	-1447	24289	54,9	1497,8
3	11299	1060	11299	6265	7897	-2021	8480	20915	55,2	1497,8
4	1095	11672	11672	6472	-1988	8258	8841	25662	57,1	1497,8
5	9701	9701	9701	979	6349	6349	6931	24502	55,5	1498,1
6	17299	1623	1623	9592	13654	-1477	-894	28647	55,6	1496,6
7	1705	1705	18175	10078	-1398	-1397	15057	29072	58,4	1496,5
8	1333	14214	14214	1435	-1757	10720	11302	30309	57,6	1497,3
9	1650	17589	1650	9753	-1451	13923	-868	26172	56,5	1496,6
10	13683	1283	13683	1381	10206	-1805	10789	23836	55,4	1497,3
11	13683	13683	1283	1381	10206	10206	-1222	28822	55,4	1497,3
12	–	–	X	–	–	–	–	–	–	–
13	–	X	–	–	–	–	–	–	–	–
14	X	–	–	–	–	–	–	–	–	–
15	3514	3514	3514	20779	356	357	939	32297	57,6	1492,7
16	7333	7333	7333	7891	4055	4056	4638	19412	54,7	1484,8

В данном случае в результате моделирования определяются три неработоспособных сочетания отклонений скольжения электродвигателей приводов, обусловленные перегрузкой по мощности последовательно электродвигателей промежуточных ленточных приводов ПЗ, П2, П1 (более 40 кВт). При этом стоит отметить, что при работе только барабанного привода П4 на жесткой механической характеристике (приводы П1, П2 и ПЗ работают на мягкой характеристике, со-

четание 15) перегрузка его электродвигателя по мощности не происходит.

Картина распределения тяговых усилий между приводами исследуемого конвейера (по результатам данных табл. 3) представлена на рис. 5. Графики максимальных натяжений грузонесущей ленты и полезных тяговых усилий промежуточных приводов, составленные по результатам моделирования (табл. 3), представлены на рис. 6 и 7.

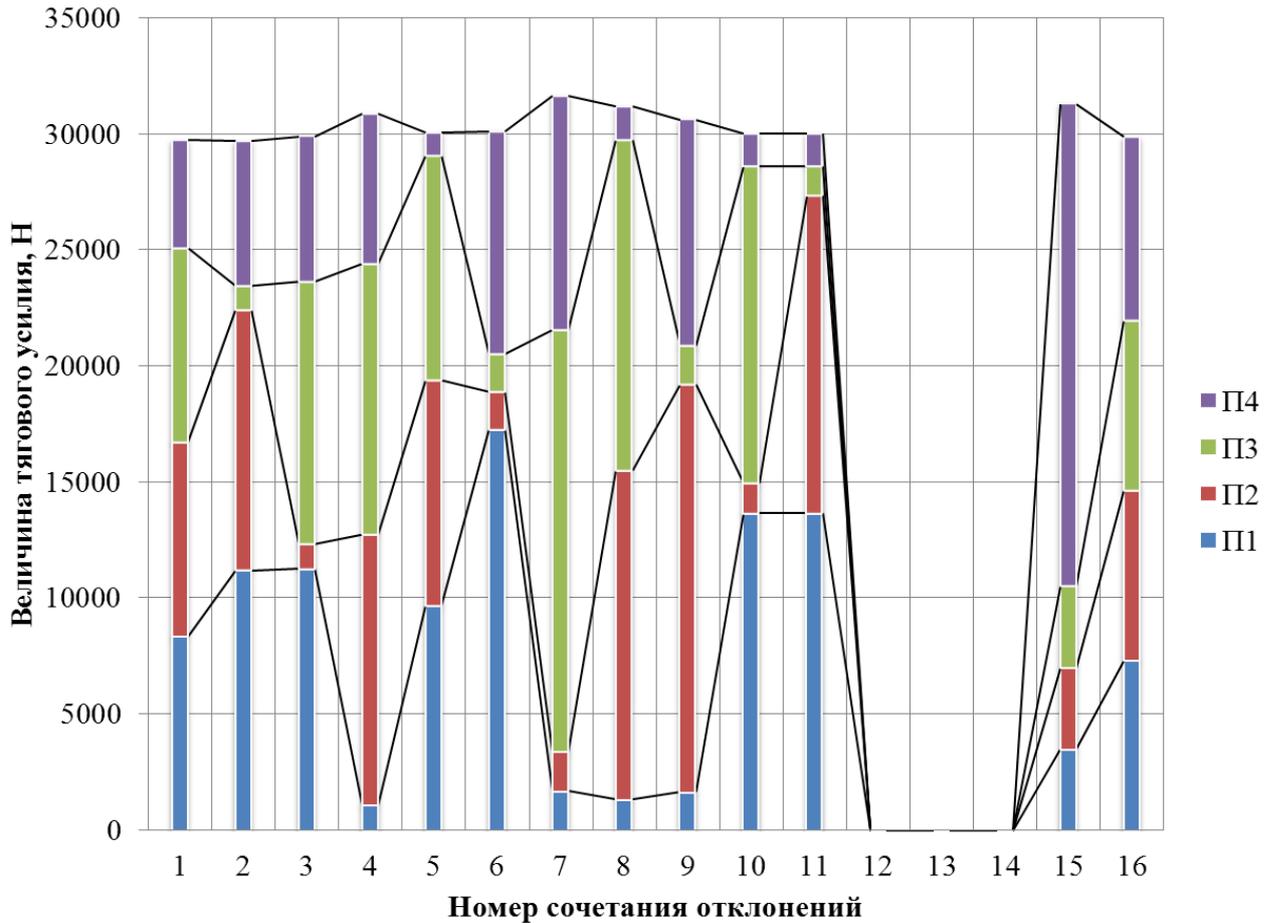


Рис. 5. Полные тяговые усилия, развиваемые приводами, полученные по результатам вероятностного моделирования распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере (движение при полной загрузке)



Рис. 6. Максимальные натяжения грузонесущей ленты, полученные по результатам вероятностного моделирования (движение с полной загрузкой)

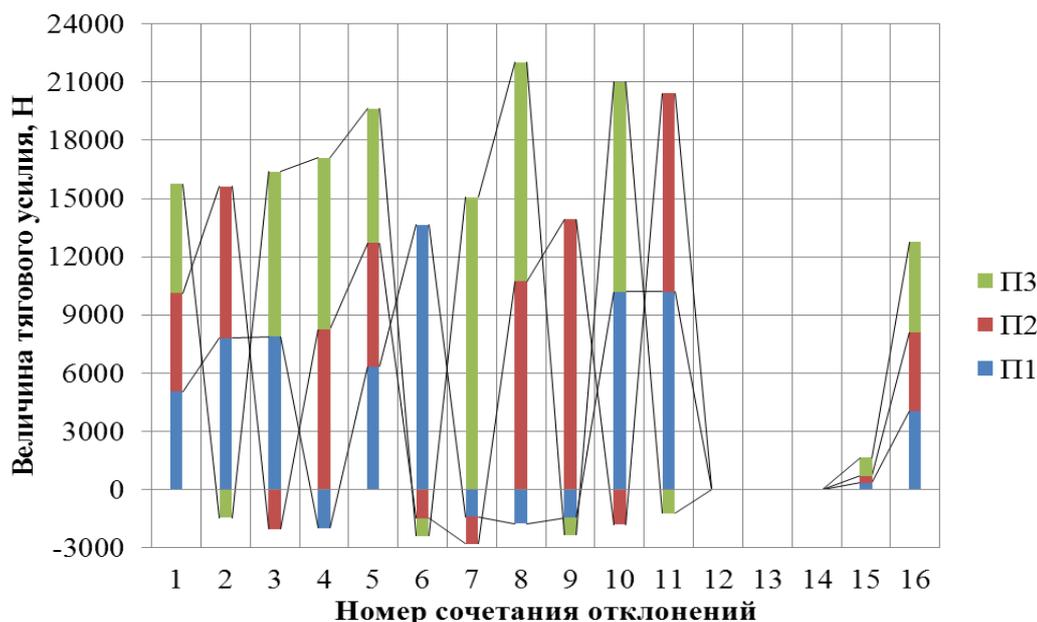


Рис. 7. Полезные тяговые усилия промежуточных приводов, полученные по результатам вероятностного моделирования (движение с полной загрузкой)

Наибольшее суммарное тяговое усилие, развиваемое приводами, соответствует 7-му сочетанию отклонений скольжения, в котором увеличение минимального натяжения грузонесущей ленты для устранения её провисания при сбегании с привода П3, приводит к увеличению составляющей общего сопротивления движению конвейера, зависящей непосредственно от этого натяжения. Графики максимальных натяжений грузонесущей ленты и полезных тяговых усилий промежуточных приводов, составленные по результатам моделирования (табл. 3), представлены на рис. 6 и 7.

### 3. Результаты и их анализ

Анализируя полученные в процессе моделирования данные (при движении как порожнего, так и загруженного конвейера) можно отметить следующие результаты, которые позволила выявить вероятностная математическая модель распределения тяговых усилий.

1. При учете возможного интервала отклонений скольжения электродвигателей приводов разброс развиваемой ими мощности при порожнем движении конвейера составляет 2,1 кВт или 9,4% по отношению к максимально развиваемой мощности (22,3

кВт). При движении конвейера в загруженном состоянии разброс значений развиваемой мощности составляет 3,7 кВт или 6,3% по отношению к максимально развиваемой мощности (58,4 кВт).

2. Разброс значений максимальных натяжений грузонесущей ленты при моделировании различных сочетаний отклонений скольжения электродвигателей в порожнем движении конвейера составляет 6917 Н или 55,9% по отношению к наибольшему из полученных значений максимального натяжения (12372 Н). При моделировании движения конвейера в загруженном состоянии разброс значений максимальных натяжений грузонесущей ленты составляет 12885 Н или 39,9% по отношению к наибольшему из полученных значений максимального натяжения (32297 Н).

3. При работе конвейера в порожнем режиме выявлено одно неработоспособное сочетание отклонений скольжения электродвигателей, причиной которого является срыв сцепления тяговой и грузонесущей лент на одном из промежуточных приводов, воспринимающем основную нагрузку. Данная проблема может быть решена увеличением длины данного промежуточного привода.

4. При работе конвейера в загруженном режиме выявлено три неработоспособных со-

четания отклонений скольжения электродвигателей, причиной которых стала перегрузка по мощности приводных электродвигателей. Данная проблема может быть решена как увеличением мощности устанавливаемых электродвигателей, так и усилением контроля их качества. Стоит отметить, что максимальная суммарная развиваемая мощность двигателей приводов конвейера при его движении с полной загрузкой – 58,4 кВт при общем резерве мощности 160 кВт, что составляет 36,5%. Фактически, остаток мощности (101,6 кВт или 63,5%) используется для резервирования возможных нештатных режимов работы (что в некоторых сочетаниях отклонений скольжения электродвигателей также является недостаточной мерой воздействия).

5. Детальное моделирование позволило выявить определенные работоспособные сочетания отклонений скольжения электродвигателей приводов, при которых промежуточные ленточные приводы работают в «дотационных» режимах, представляя собой дополнительное сопротивление для движения грузонесущей ленты. При движении порожнего конвейера из 16 анализируемых сочетаний 13 соответствуют данному описанию (81,3%). При движении полностью загруженного конвейера из 16 анализируемых сочетаний 12 соответствуют данному описанию (75%). Таким образом, задачей проектировщика является необходимость реализации такой расстановки двигателей в структуре системы приводов, которая позволит всей системе не попасть в число «дотационных» сочетаний.

#### **4. Закономерности совместной работы приводов ленточного конвейера при наличии случайных отклонений скольжения их электродвигателей**

В результате проведенного вероятностного моделирования можно установить ряд системных закономерностей, которым подчиняется любая случайная система приводов ленточного конвейера. Указанные закономерности можно представить в виде следующих положений.

1. Наилучшими с позиции распределения тяговых усилий являются сочетания с одина-

ковыми отклонениями всех приводов, причем общее «смягчение» механических характеристик приводит к более равномерному распределению тяговых усилий.

2. В случае наличия в системе одного двигателя со «смягченной» механической характеристикой его установка в структуру промежуточного ленточного привода может привести к работе последнего в режиме сопротивления движению грузонесущей ленте, так как при синхронизации скоростей контуров лент указанный привод будет развивать недостаточное тяговое усилие для преодоления сопротивлений движению собственного тягового контура («дотационный» режим работы).

3. При наличии в системе нескольких двигателей со «смягченными» механическими характеристиками и нескольких с «жесткими», а также реализации в структуре системы приводов как барабанных, так и промежуточных ленточных приводов наилучшее распределение тяговых усилий достигается в случае установки двигателей с «жесткими» характеристиками в структуры промежуточных ленточных приводов, что также можно сформулировать в виде следующего принципа: *чем большую нагрузку возьмут на себя промежуточные ленточные приводы, тем меньшее количество из них будет работать в дотационном режиме.*

4. Наибольшую опасность при эксплуатации конвейера представляют сочетания отклонений скольжения электродвигателей, внутри которых имеется только один двигатель с «жесткой» механической характеристикой – в этом случае он пытается воспринять основной спектр нагрузок при возможном снижении общей синхронизирующей скорости движения лент конвейера. Данное обстоятельство может привести к перегрузке двигателя по мощности и срыву сцепления лент на промежуточных ленточных приводах.

5. Грузонесущая лента работает в спектре максимальных значений собственного натяжения в случаях восприятия наименьшей нагрузки приводами любых типов, взаимодействующими с грузовой ветвью конвейера, что соответствует наличию у двигателей данных приводов «смягченных» механических характеристик по отношению к двигателям других

приводов. Наиболее опасный вид данная закономерность принимает в случае установки в структуре конвейера промежуточных ленточных приводов, взаимодействующих с грузонесущей лентой, т.к. данные приводы могут все вместе одновременно работать в «дотационном» режиме.

6. В случаях восприятия значительных нагрузок промежуточными ленточными приводами при работе их двигателей на «жестких» механических характеристиках общая работоспособность системы сохраняется за счет повышения натяжений соответствующих тяговых лент. Сохранить работоспособное состояние системы при первоначальных значениях всех входных параметров в рассматриваемых условиях невозможно.

7. В случае наличия в структуре системы примерно одинакового количества приводов с двигателями, работающими на «жестких» механических характеристиках, и приводов с двигателями, работающими на «мягких» механических характеристиках, наилучшими с позиции минимизации натяжений лент являются такие распределения приводов по трассе конвейера, при которых достигается последо-

вательное чередование приводов с «жесткими» и приводов с «мягкими» характеристиками при отсутствии возможности выравнивания их тяговых усилий с использованием систем управления.

## 5. Заключение

Установленные системные закономерности совместной работы приводов ленточных конвейеров при наличии случайных отклонений скольжения их электродвигателей обобщают возможные результаты анализа работы различных по конфигурации систем приводов и, фактически, являются точечными опорными тезисами, на которые в первую очередь следует обращать внимание при моделировании. При этом компоновка систем приводов с учетом описанных закономерностей на этапе, предшествующем вероятностному моделированию, способствует уменьшению трудоемкости моделирования за счет сокращения числа возможных конфигураций систем приводов с изначально заложенными худшими параметрами распределения тяговых усилий.

## Список литературы

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

2. Гончаров К.А., Дунаев В.П. Комплексный подход к тяговому расчету ленточных конвейеров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. №2. С.144–151.

3. Гончаров К.А. Особенности построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. №4. С.380–389.

4. Лагерев А.В., Толкачев Е.Н., Гончаров К.А. Моделирование рабочих процессов и проектирование многоприводных ленточных конвейеров. Брянск: РИО БГУ, 2017. 384 с.

5. Барабанов В.Б. Результаты второго

## References

1. Goncharov K.A., The probabilistic approach to determining the slide departures of electric motors of belt conveyors. *Machine drives and parts*, 2016, No. 4-5, pp. 13–15. (In Russian)

2. 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. (In Russian)

3. 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. (In Russian)

4. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Goncharov K.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov i proektirovanie mnogoprivodnykh lentochnykh konveyerov* [Modeling of work processes and design of multi-drive belt con-

этапа эксплуатационных испытаний промышленного образца многоприводного ленточного конвейера // Машины непрерывного транспорта: сб. науч. тр. М.: ВНИИПТМАШ, 1971. Вып. 2. № 11. С. 52–58.

6. Дьячков В.К. Результаты исследования линейных фрикционных приводов многоприводного ленточного конвейера // Машины непрерывного транспорта: сб. науч. тр. М.: ВНИИПТМАШ, 1971. Вып. 2. №11. С. 3–32.

7. Дьячков В.К. Наклонные многоприводные ленточные конвейеры для подъема руды из глубоких карьеров // Научные и экспериментальные исследования в области конвейеро- и роботостроения: сб. науч. тр. М.: ВНИИПТМАШ, 1987. С. 3–15.

veyors]. Bryansk, RIO BGU, 2017. 384 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1196612> (In Russian)

5. Barabanov V.B. Rezultaty vtorogo etapa ekspluatatsionnykh ispytaniy promyshlennogo obraztsa mnogoprivodnogo lentochnogo konveyera. *Sbornik nauchnykh trudov "Mashiny nepreryvnogo transporta"*. Moscow, VNIPTMASH, 1971, Vol.2, No.11, pp. 52–58 (In Russian)

6. Diachkov V.K. Rezultaty issledovaniy lineinykh friktsionnykh privodov mnogoprivodnogo lentochnogo konveyera. *Sbornik nauchnykh trudov "Mashiny nepreryvnogo transporta"*. Moscow, VNIPTMASH, 1971, Vol.2, No.11, pp. 3-32 (In Russian)

7. Diachkov V.K. *Naklonnyemnogoprivodnye lentochnye konveyery dlya podema rudy iz glubokih karierov. Sbornik nauchnykh trudov "Nauchnye i experimentalnye issledovania v oblasti konveyero- i robotostroeniya"*. Moscow, VNIPTMASH, 1987, pp. 3-15 (In Russian)

УДК (UDC) 625.144

## НАТУРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЩЕТОЧНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА С КОМБИНИРОВАННЫМ ТИПОМ ЛОПАСТЕЙ

## NATURAL TESTS OF THE BRUSHED WORKING BODY WITH COMBINED TYPE OF BLADES

Гринчар Н.Г., Быков А.Ю., Чалова М.Ю.  
Grinchar N.G., Bykov A.Yu., Chalova M.Yu.Российский университет транспорта (Москва, Россия)  
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

**Аннотация.** Основным направлением совершенствования процессов ремонта и текущего содержания пути, снижения затрат времени и труда является максимальная механизация всех путевых работ. На отечественных магистралях используется большой парк путевых машин и механизмов. Однако существующие машины еще не обеспечивают полной механизации всех путевых работ. Значительное место среди таких работ занимают очистка железнодорожных путей от засорителей (уровень механизации составляет 60...65%) и уборка излишков балласта из середины пути. Рабочим органом машин для выполнения этих работ является щеточный подборщик с гибкими лопастями, обеспечивающий уборку засорителей и балласта ниже уровня головки рельса, не повреждая элементов конструкции железнодорожного пути и стрелочных переводов. Благодаря достаточной эластичности лопастей щеточные подборщики не захватывают посторонние предметы оказавшиеся в зоне работы, чем предохраняют от разрушения транспортирующие элементы машин. Как правило, на отечественных машинах гибкие лопасти представляют собой отрезки стального каната диаметром 16...21 мм. Основным недостатком щеточных подборщиков является низкая эффективность из-за усталостного выламывания гибких лопастей в месте выхода из заделки. Известные зарубежные фирмы для изготовления гибких лопастей используют синтетические материалы с внутренним или наружным армированием. Отечественной промышленностью выпускается значительный ассортимент синтетических материалов и изделий на их основе, что делает перспективным направление повышения эффективности щеточных рабочих органов путем изготовления гибких элементов из синтетических материалов и оптимизации параметров подборщика. В настоящей статье рассматриваются результаты натурных испытаний щеточного подборщика машины КПУ-1.

**Ключевые слова:** путевые машины легкого типа, натурный эксперимент, щеточный подборщик, резиновые лопасти, тросовые щетки.

**Дата принятия к публикации:** 06.03.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Abstract.** The main direction of improving repair processes and current track maintenance, reducing time and labor costs is the maximum mechanization of all track work. A large fleet of track machines and mechanisms is used on domestic highways. However, existing machines do not yet provide for the complete mechanization of all track work. A significant place among such works is the cleaning of railway tracks from weeds (the level of mechanization is 60-65%) and the removal of excess ballast from the middle of the track. The working body of the machines for carrying out these works is a brush pick-up with flexible blades, which ensures that weeds and ballast are cleaned below the level of the rail head without damaging the structural elements of the railway track and turnouts. Due to the sufficient elasticity of the blades, the brush pick-ups do not capture foreign objects in the working area, which protects the transporting elements of the machines from destruction. As a rule, on domestic machines, flexible blades are segments of a steel rope with a diameter of 16-21 mm. The main disadvantage of brush pick-ups is their low efficiency due to the fatigue breaking out of the flexible blades at the exit point. Well-known foreign companies for the manufacture of flexible blades use synthetic materials with internal or external reinforcement. The domestic industry produces a significant range of synthetic materials and products based on them, which makes it promising to increase the efficiency of brush working bodies by manufacturing flexible elements from synthetic materials and optimizing pick-up parameters. This article discusses the results of field tests of the brush pick-up of the KPU-1 machine.

**Keywords:** lightweight track machines, full-scale experiment, brush picker, rubber blades, cable brushes.

**Date of acceptance for publication:** 06.03.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020



### Сведения об авторах:

**Гринчар Николай Григорьевич** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: nggrin@yandex.ru.

**Быков Андрей Юрьевич** – научный сотрудник лаборатории № 41 научно-исследовательского испытательного центра ФГБУ «3 Центральный научно-исследовательский институт» Министерства обороны Российской Федерации, e-mail: andrei\_18bykov@mail.ru.

**Чалова Маргарита Юрьевна** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: margarita\_chalova@mail.ru.

### Authors' information:

**Nikolay G. Grinchar** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department «Ground transportation and technological means» at Russian University of Transport, e-mail: nggrin@yandex.ru.

**Andrei Yu. Bykov** – Research worker of a 41st laboratory of the Research testing center at FGBU «3 the Central research institute», Ministry of Defense of Russian Federation, e-mail: andrei\_18bykov@mail.ru.

**Margarita Yu. Chalova** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department «Ground transportation and technological means» at Russian University of Transport, e-mail: margarita\_chalova@mail.ru.

## 1. Введение

Значительное место среди путевых работ занимают очистка железнодорожных путей от засорителей (уровень механизации составляет 60-65%) и уборка излишков балласта из середины пути. Повышение уровня механизации работ такого рода является одной из наиболее актуальных задач, стоящих перед российскими железными дорогами. В общем случае для решения этой задачи нет необходимости в применении машин тяжелого типа [1].

В настоящее время перспективным образцом легкой путевых машин, способных выполнять очистку рельсошпальной решетки от излишков балласта и снега (в зимнее время) являются машины УПМ-750 и КПУ-1 [2].

Путевой универсальный комплекс КПУ-1 (рис. 1), предназначен для механизированного выполнения работ, связанных с выправкой пути в плане и профиле, очисткой верхней постели шпал от излишков балласта, одиночной замены шпал (на малых рассредоточенных объектах).

Основным рабочим органом машины является щеточный подборщик (рис.2) [2, 3].

Привод подборщика осуществляется двумя аксиально-поршневыми гидромоторами 3102.56.00У1 с рабочим объемом  $V_0 = 56 \text{ см}^3$  и к.п.д.  $\eta_{ГМ} = 0,91$  через цепную передачу с передаточным отношением  $i = 0,33$ .



Рис. 1. Комплекс путевой универсальный КПУ-1 с блоком очистки верхней постели



Рис.2. Блок очистки верхней постели шпал

Привод транспортеров осуществляется аналогичными гидромоторами, установленными непосредственно на оси приводных барабанов.

Щеточный подборщик может иметь конструктивное исполнение в трёх вариантах:

- с тросовыми щетками;

- с резино-тканевыми лопастями;
- комбинированный вариант [2, 4].

Устройство подборщика приведено на рис. 3. Подборщик состоит из корпуса 2, роликов направляющих 8, роликов опорных 4, щетки 12, привода щетки 16, лопастей 14 и 15, цепной передачи 17, конвейера 3, заслонку 5.

Направляющие ролики 8 установлены в поворотных кронштейнах 7 на осях 9. Поворотные кронштейны 7 через оси 6 установлены в кронштейнах корпуса. Направляющие ролики обеспечивают постоянное положение подборщика относительно оси пути и могут переустанавливаться на колею 1435 мм.

В кронштейнах корпуса крепятся безбородные опорные ролики 4. Они устанавливаются на осях 22 через подшипники 21. Опорные ролики предназначены для опоры корпуса подборщика на рельсы. Они благодаря своей длине могут работать с колеями 1520 мм и 1435 мм.

На ребрах вала щетки установлены с помощью болтов 13 и специальных гаек 11 ло-

пасти 14 и 15. Лопастей изготовлены из армированной транспортерной ленты. На щетке установлены лопасти для работы с железобетонными шпалами.

Лопастей для работы на деревянных шпалах прилагаются в комплекте ЗИПа.

Щетка 12 установлена на фланцах, смонтированных на боковинах корпуса, с помощью болтов 18.

Привод вала щетки 12 производится с помощью цепной передачи 17. Натяжение цепей осуществляется за счет поворота опоры привода 16 относительно оси 20. Поворот опоры производится путем закручивания винта 10 в опору. Регулировка положения ведущей звездочки цепной передачи относительно ведомой производится набором шайб 19.

Заслонка 5 установлена на корпусе подборщика. Она обеспечивает регулировку дальности выброса щебня конвейером на плечо балластной призмы.

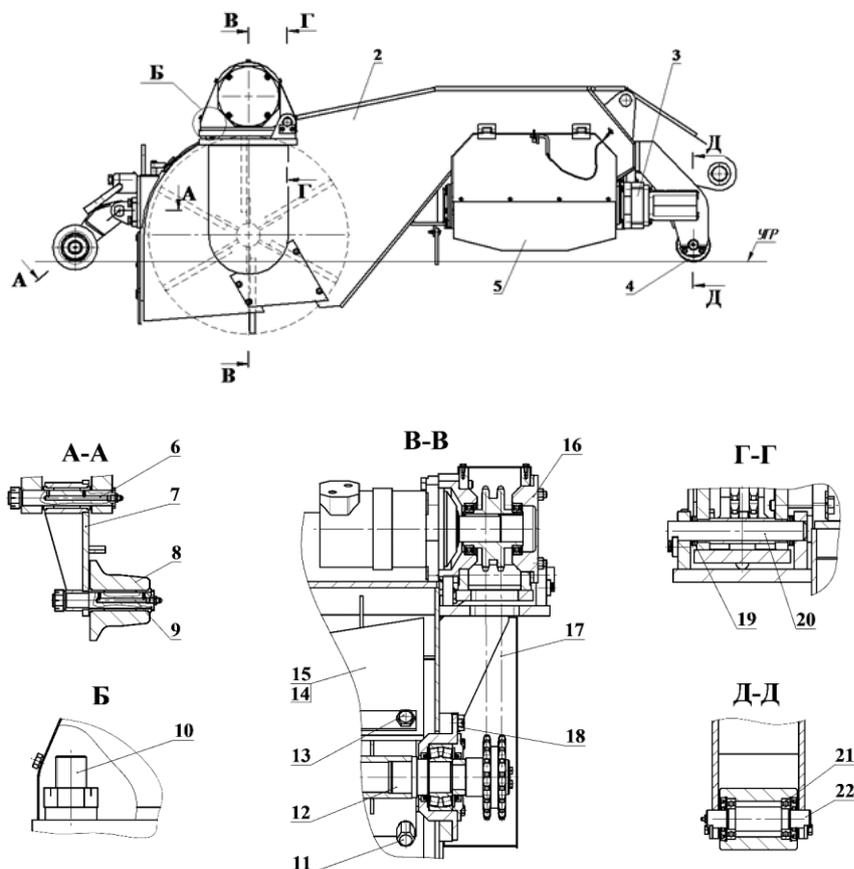


Рис. 3. Щеточный подборщик путевого комплекса

Проанализировав технические характеристики комплекса путевого универсального на комбинированном ходу КПУ-1, можно сказать, что для механизированных работ на строящихся, ремонтируемых или реконструируемых железнодорожных путях данный комплекс является одним из лучших образцов на сегодняшний день.

## 2. Экспериментальные исследования работы щеточного подборщика

Целью проведения экспериментальных исследований являлось изучение процессов взаимодействия вышеуказанных трех основных вариантов конструкции рабочего органа с очищаемой поверхностью, получение данных об энергоемкости процесса очистки поверхности и сравнение качества очистки.

Частота вращения подборщика составляла при холостом режиме работы 250 об/мин, а с включенными транспортерами – 230 об/мин.

Для измерения частоты вращения на испытываемом образце был установлен датчик числа оборотов (рис. 4).

Измерение частоты вращения подборщика и давления в магистралях производилось в рабочем режиме очистки верхних постелей деревянных шпал от излишков песчано-гравийного балласта при толщине слоя от 2,5 до 5 см. При этом были установлены минимально возможные обороты гидромотора привода передвижения машины.

Для измерения давления в напорной и сливной магистралях привода транспортеров установлен датчики давления ЛХ412/150 (рис.5).

В ходе испытаний установлено следующее. В холостом режиме работы с включенными транспортерами частота вращения щетки составила  $4,1 \text{ с}^{-1}$  (246 об/мин), а в рабочем режиме - от  $2,33$  до  $2,67 \text{ с}^{-1}$  (от 140 до 160 об/мин) при проектном значении 320 об/мин.



а)



б)

Рис. 4 . Установка датчика частоты вращения на привод щетки:  
а - общий вид; б - размещение датчиков



а)



б)

Рис. 5. Установка датчиков давления в напорную и сливную магистрали гидравлического мотора привода: а) общий вид; б) размещение датчиков

Ранее проведенные исследования показали, что для достижения эффективности очистки верхнего строения пути от излишков балласта имеющейся частоте вращения щетки должна соответствовать скорость передвижения от 400 до 500 м/ч.

Измерение давления в напорных и сливных магистралях привода транспортера производилось одновременно с измерением давления в магистралях перемещения машины и частоты вращения щетки.

В напорных магистралях гидромоторов привода передвижения машины рабочее давление находится в пределах 90...104 бар (кгс/см<sup>2</sup>) кратковременно повышаясь до 115 бар (кгс/см<sup>2</sup>).

Характерные осциллограммы приведены на рис. 6 - 8.

### 3. Заключение

По результатам расшифровки и анализа осциллограмм установлено, что в напорной магистрали гидромоторов привода транспортеров и щетки рабочее давление не превышает 45 бар (кгс/см<sup>2</sup>). При максимально измеренной частоте вращения щеточного подборщика 160 об/мин гидромоторы (2 шт.) привода вращаются с частотой 480 об/мин. При этом для аксиально-поршневого гидромотора 3102.56.00У1 соответствует потребляемая мощность 1,94 кВт на один гидромотор или 3,88 кВт на весь подборщик.

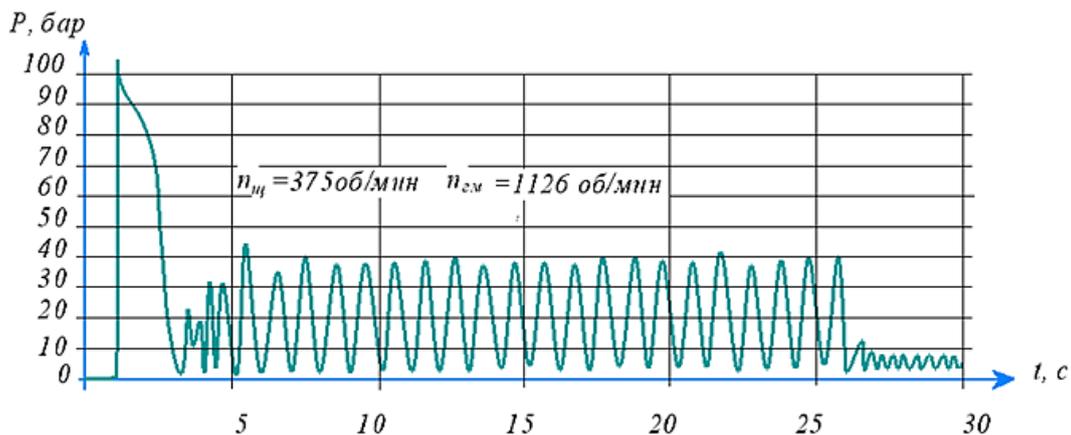


Рис. 6. Осциллограмма изменения давления в напорной магистрали гидромотора привода подборщика в холостом режиме работы ( $n_{щ}$  – частота вращения щеточного подборщика;  $n_{зм}$  – частота вращения вала гидромотора)

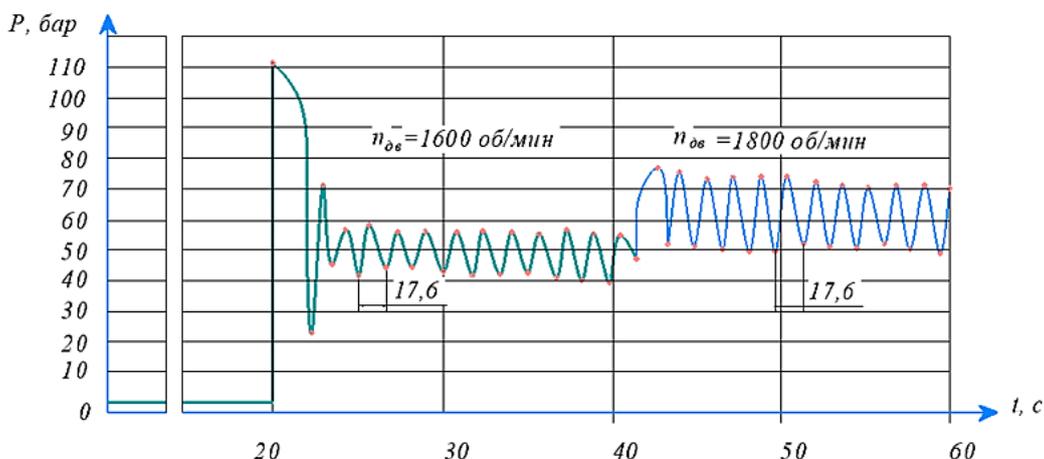


Рис. 7. Осциллограмма изменения давления в напорной магистрали гидромотора привода блока очистки с лопастями из армированной резиновой ленты

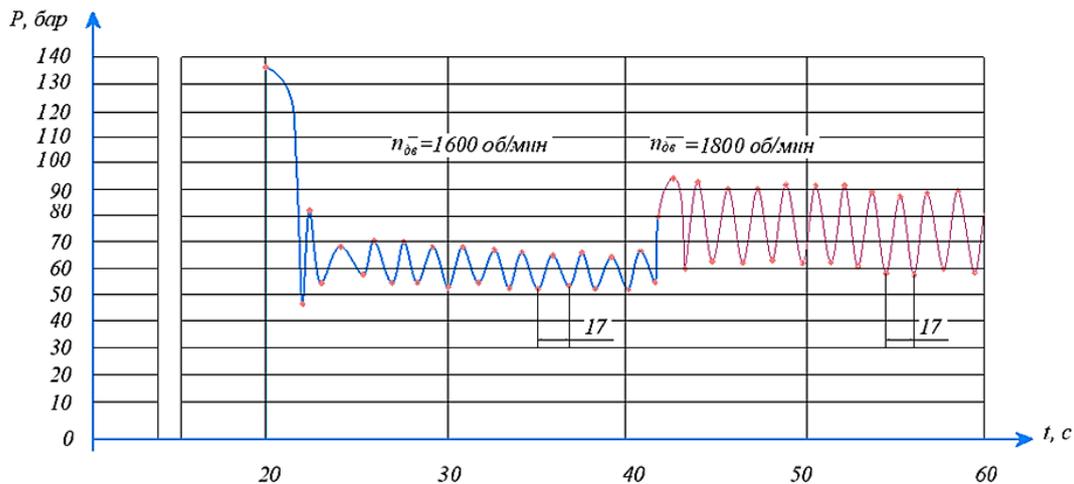


Рис. 8. Осциллограмма изменения давления в напорной магистрали гидромотора привода блока очистки с лопастями комбинированного типа

Необходимо отметить, что при использовании комбинированного варианта щеток подборщика рабочее давление в напорной магистрали гидромотора повышается с 60 бар до 70 бар при частоте вращения 1600 об/мин. и с 75 бар до 95 бар при частоте вращения 1800 об/мин. Соответственно потребляемая мощность возрастает на 16% (в первом случае) и 26% (во втором случае). Тем не менее, учитывая, что при стандартном рабочем процессе потребляемая мощность составляет около 4 кВт, и, принимая во внимание установочную мощность дизеля 220 кВт, такое увеличение потребляемой мощности можно считать несущественным. Отметим также, что номинальное рабочее давление гидромоторов привода подборщика составляет 320 бар ( $\text{кгс/см}^2$ ).

Давление в напорной магистрали имеет пульсирующий характер (рис. 7, 8) со средним размахом до 12 бар ( $\text{кгс/см}^2$ ).

Данное обстоятельство нельзя считать благоприятным с точки зрения надежности и долговечности работы гидропривода [5]. В связи с этим, по результатам испытаний бы-

ло рекомендовано установить гидропневмоаккумулятор в напорной магистрали гидромотора.

Одной из основных целей испытания щеточного подборщика КПУ-1 была оценка качества очистки рельсошпальной решетки от щебня и загрязнителей. Результаты визуально представлены на рис. 9.

Из фотографий (рис. 9) видно, что применение щеточного подборщика с комбинированным типом лопастей дает наилучший результат за один проход.

Более точный подсчет остатков щебня после прохода КПУ-1 на участке длиной 50 м показал, что качество и объем очистки рельсошпальной решетки подборщиком с комбинированным типом лопастей составляет 95%, подборщиком с резинотканевым типом лопастей – 80% и с тросовым (канатным) типом лопастей – 75%. Соответственно, несмотря на некоторое повышение энергоемкости процесса, предпочтительным типом конструкции лопастей щеточного подборщика следует считать комбинированный вариант.

### Список литературы

1. Попович М.В., Бугаенко В.М. Путевые машины. М.: УМЦ по образованию на железнодорожном транспорте, 2019. 960 с.

### References

1. Popovich M.V., Bugaenko V.M. *Travel machines*. Moscow, UMTS po obrazovaniyu na zhelezнодорожном транспорте, 2019. 960 p. (In Russian).



а)



б)



в)



г)

Рис. 9. Качество очистки рельсошпальной решетки щеточным рабочим органом с различными типами лопастей: а - до очистки; б - после очистки щеточным рабочим органом с комбинированным типом лопастей; в - после очистки щеточным рабочим органом с тросовым (канатным) типом лопастей; г - после очистки щеточным рабочим органом с резиновым типом лопастей

2. Гринчар Н.Г., Быков А.Ю., Капустин Н.И. Современные и перспективные машины легкого типа для очистки рельсошпальной решетки // Путь и путевое хозяйство. 2019. № 9. С. 18-21.

3. Быков А.Ю. Специальная техника Железнодорожных войск // Грузовик: транспортный комплекс, спецтехника. 2016. Вып. 8. С. 15-21.

4. Патент РФ № 189746. Рабочий орган универсальных путевых машин легкого типа // Быков А.Ю., Гринчар Н.Г. Заявл. 02.10.2018, опубл. 31.05.2019.

5. Гринчар Н.Г. Надежность гидроприводов строительных, путевых и подъемно-транспортных машин. М.: ООО «Издательский дом «Автограф», 2016. 368 с.

2. Grinchar N.G., Bykov A.Yu., Kapustin N.I. Modern and promising light-type machines for cleaning the rail-sleeper grid. *Put i putevoye khozyaystvo*, 2019, No. 9, pp. 18-21. (In Russian).

3. Bykov A.Yu. Special equipment of railway troops. *Gruzovik: transportnyy kompleks, spetstekhnika*, 2016, Vol. 8, pp. 15-21. (In Russian).

4. Patent RU 189746. A working body for lightweight universal track machines. Bykov A.Yu., Grinchar N.G. Declared 02.10.2018. Published 31.05.2019. (In Russian).

5. Grinchar N.G. *Reliability of hydraulic drives of construction, traveling and hoisting-and-transport machines*. Moscow, ООО «Izdatelskiy dom «Avtograf», 2016. 368 p. (In Russian).

УДК (UDC) 625.144

УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ВЫРЕЗАЮЩЕГО  
УСТРОЙСТВА СОВРЕМЕННЫХ ЩЕБНЕОЧИСТИТЕЛЬНЫХ МАШИНREFINED CALCULATION OF DRIVE POWER CUTTING DEVICE MODERN  
MACHINESГринчар Н.Г., Федасов Д.С., Чалова М.Ю.  
Grinchar N.G., Fedasov D.S., Chalova M. Yu.Российский университет транспорта (Москва, Россия)  
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

**Аннотация.** В настоящее время на железных дорогах России наибольшее распространение получили щебнеочистительные машины с баровым рабочим органом для вырезания балласта из-под рельсоопальной решетки. Такое положение дел обусловлено тем, что только машины такого типа имеют возможность осуществлять глубокую вырезку балласта (до 1 м глубины и более) в отличие от ранее применявшихся машин. Баровый рабочий орган является основным потребителем мощности при работе машины на перегоне. Основная мощность привода баровой цепи расходуется на вырезание балласта и, в свою очередь, определяется преимущественно расходом мощности на преодоление сил, возникающих в процессе взаимодействия рабочего органа с щебеночным балластом (силы резания). При определении силы резания обычно пользуются формулой Н.Г. Домбровского, что, однако, дает не полностью корректный результат (как показали исследования, проводившиеся в Российском университете транспорта). Из теории резания грунтов известно также, что для режущих периметров с зубьями более корректный результат дает формула А.Н. Зеленина при определении сил резания. Это можно объяснить тем, что формула А.Н. Зеленина учитывает конструктивные особенности режущего органа, в частности, влияние зубьев. Выполненные расчеты показали, что использование формул А.Н. Зеленина взамен формулы Н.Г. Домбровского при оценке силы резания щебеночного балласта является более приемлемым при выполнении проектных расчетов мощности вырезающего устройства.

**Ключевые слова:** щебнеочистительная машина, щебеночный балласт, режущий периметр, вырезающее устройство, сила резания.

**Дата принятия к публикации:** 26.02.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Сведения об авторах:**

**Гринчар Николай Григорьевич** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: nggrin@yandex.ru.

**Abstract.** Currently, rubble-cleaning machines with a bar working body for cutting ballast from under the rail-sleeper grid are most widely used on Russian railways. This state of affairs is due to the fact that only machines of this type have the ability to carry out deep cutting of ballast (up to 1 m depth or more), in contrast to previously used machines. The bar working body is the main consumer of power when the machine is operating on a stretch. Structurally, the bar working body of crushed stone cleaning machines is a chain with scrapers with teeth placed on it. The main drive power of the bar chain in this case is naturally spent on cutting the ballast, and, in turn, is determined mainly by the power consumption to overcome the forces arising in the process of interaction of the working body with crushed stone ballast (cutting forces). When determining the cutting force, the formula N.G. Dombrowski, which, however, does not give a completely correct result (as shown by studies conducted at the Russian University of Transport). From the theory of soil cutting it is also known that for cutting perimeters with teeth a more correct result is given by A.N. Zelenin in determining the cutting forces. This can be explained by the fact that the formula A.N. Zelenin takes into account the design features of the cutting organ, in particular the influence of the teeth. The performed calculations showed that the use of the formulas of A.N. Zelenin instead of the formula N.G. Dombrowski in assessing the cutting force of crushed stone ballast is more acceptable when performing design calculations of the power of the cutting device.

**Keywords:** rubble-cleaning machine, rubble ballast, cutting perimeter, cutting device, cutting force.

**Date of acceptance for publication:** 26.02.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**Authors' information:**

**Nikolay G. Grinchar** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department «Ground transportation and technological means» at Russian University of Transport, e-mail: nggrin@yandex.ru.

**Федасов Дмитрий Сергеевич** – главный инженер, Проектно-конструкторское бюро по инфраструктуре–филиал ОАО «РЖД»,  
*e-mail: fedasovds@gmail.com.*

**Чалова Маргарита Юрьевна** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»,  
*e-mail: margarita\_chalova@mail.ru.*

**Dmitry S. Fedasov** – Chief Engineer, Design Bureau of Infrastructur–branch of JSC Russian Railways,  
*e-mail: fedasovds@gmail.com.*

**Margarita Yu. Chalova** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department «Ground transportation and technological means» at Russian University of Transport,  
*e-mail: margarita\_chalova@mail.ru.*

## 1. Введение

Балластный слой железнодорожного пути воспринимает нагрузку, создаваемую поездами, обеспечивает отвод воды, а также устойчивое положение рельсошпальной решетки. Однако в процессе эксплуатации он теряет свои свойства, что может крайне негативно сказаться на безопасности движения поездов и стабильности перевозочного процесса.

Балластная призма предназначена для обеспечения вертикальной и горизонтальной устойчивости рельсошпальной решетки при воздействии на нее поездной нагрузки [1].

В процессе эксплуатации железнодорожного пути происходит засорение балласта, вызванное измельчением щебня под действием динамической поездной нагрузки, процессом вымывания подбалластного слоя, естественными загрязнителями (просыпание грузов и т.д.). Восстановление физико-механических свойств балластного слоя происходит путем его очистки специальной техникой – щебнеочистительными машинами и комплексами, или же полной его заменой.

Периодическое восстановление несущей способности пути одна из основных задач ОАО «РЖД», которую невозможно представить без машин глубокой очистки балласта.

Машины глубокой очистки балласта (щебнеочистительные машины), так как в настоящее время используется только этот класс щебнеочистительных машин, обеспечивают вырезку, очистку и возврат в путь балласта из-под рельсошпальной решетки без ее демонтажа.

В общем виде щебнеочистительная машина представлена на рис. 1.

## 2. Цель исследования

Целью настоящего исследования является совершенствование методики расчета потребной мощности вырезающего устройства щебнеочистительных машин с учетом конструктивных особенностей вырезающего устройства, в частности таких, как конструкция скребка – одного из двух основных конструктивных элементов баровой цепи.

Общий вид вырезающего устройства представлен на рис. 2. Стрелками обозначено направление движения скребковой цепи.

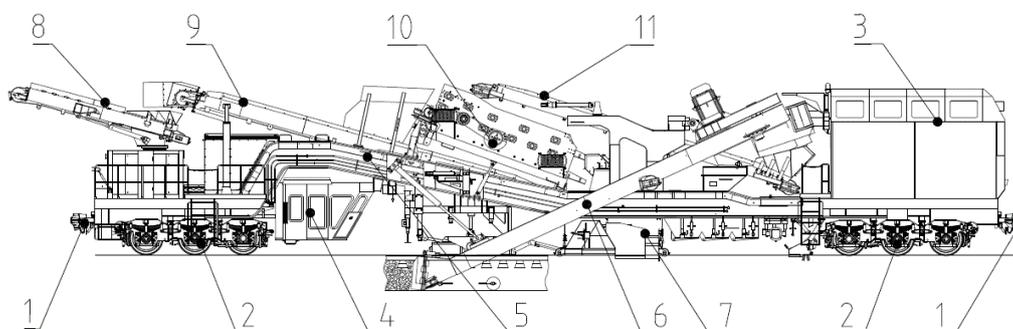


Рис.1. Типовая компоновка щебнеочистительной машины:

1 – автосцепное устройство; 2 – экипажная часть; 3 – силовая установка; 4 – кабина управления; 5 – несущая рама; 6 – вырезающее устройство; 7 – бункер-дозатор чистого щебня; 8 – поворотный конвейер (выброс засорителей); 9 – конвейер отбора засорителей; 10 – вибропрохот; 11 – конвейер подачи вырезанного балласта

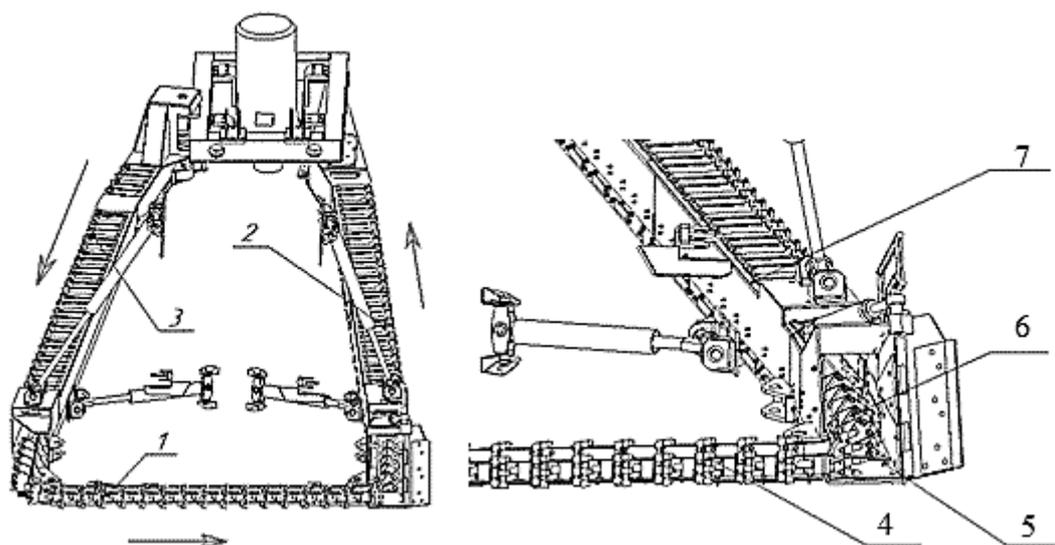


Рис. 2. Общий вид вырезающего устройства щебнеочистительных машин:

1 – участок вырезки балласта; 2 – участок подъема щебня (рабочий желоб);

3 – участок возврата скребковой цепи (холостой желоб); 4 – скребковая цепь (участок вырезки); 5 – футеровочные заходные листы рабочего желоба (точка смены направления цепи); 6 – межскребковое пространство; 7 – рабочий желоб

### 3. Теоретические основы расчета мощности привода баровой цепи и их анализ

На вырезающее устройство щебнеочистительной машины действуют различные комбинации сил, которые непосредственно влияют на мощность.

В работах [2, 3] для расчета силы сопротивления балласта резанию используются формула В.П. Горячкина [4] применительно к резанию грунта плугом

$$F = G + \mu_1 + khb + ehbV^2 \quad (1)$$

и формула Н.Г. Домбровского [4] (на основе формулы В.П. Горячкина) применительно к резанию грунта ковшом экскаватора

$$F_1 = \mu_1 N + kbh + \omega(1 + q_{ГР})qk_H, \quad (2)$$

где  $G$  – сила тяжести плуга, кгс;  $\mu_1$  – коэффициент трения металла о грунт;  $k$  – удельное сопротивление грунта резанию, кгс/см<sup>2</sup>;  $h$  – толщина вырезаемого пласта грунта для плуга, см;  $b$  – ширина резания, см;  $e$  – коэффициент, учитывающий сопротивление, возникающее при отбрасывании вырезанного пласта грунта (в среднем  $e = 0,1k$ );  $V$  – скорость движения плуга, м/с;  $N$  – сила давления ковша на грунт, кгс;  $\omega$  – коэффициент сопротивления грунта наполнению ковша и

перемещению призмы волочения;  $q_{ГР}$  – объем призмы волочения в частях от вместимости ковша, см<sup>3</sup>;  $q$  – вместимость ковша, см<sup>3</sup>;  $k_H$  – коэффициент наполнения ковша.

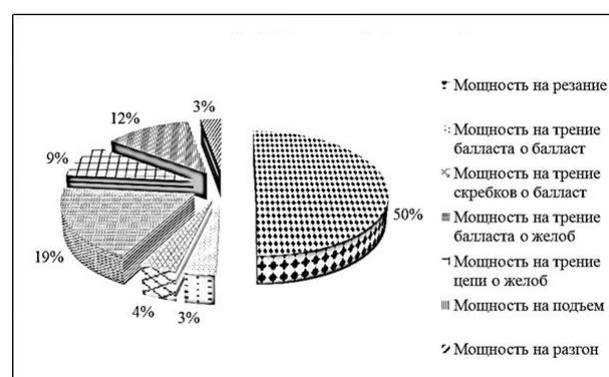


Рис. 3. Диаграмма мощности вырезающего устройства щебнеочистительных машин

Проведенный анализ мощности вырезающего устройства щебнеочистительных машин, представленный на рис. 3, позволяет сделать вывод, что 50 % всей мощности, затрачиваемой на вырезку и дальнейшую экскавацию балласта, расходуется на преодоление сопротивления балласта резанию. Соответственно, это усилие можно считать основополагающим фактором, влияющим на мощность.

Для расчета сил сопротивления резанию вырезающих устройств щебнеочистительных машин применяется следующая формула [3]:

$$F_1 = k_1 k_\beta \frac{S_{скр} k_4}{k_p} k_2, \quad (3)$$

где  $F_{ск}$  – площадь скребка, см<sup>2</sup>;  $k_1$  – расчетное удельное сопротивление балласта резанию, кН/м<sup>2</sup>;  $k_\beta$  – коэффициент учитывающий угол резания;  $k_p$  – коэффициент разрыхления загрязненного щебня;  $k_2$  – коэффициент разрыхления щебня в шпальных ящиках.

Данное выражение основано на формуле Н.Г. Домбровского, разработанной для одноковшовых экскаваторов с канатно-механическим приводом.

$$N_{ЗВ} = (k, k_1, k_\beta, k_p, f_1, f_2, f_1^1, B, h, V_{ц}, V_M, S_{скр}, \alpha_{жс}, \eta_{скр}) = \sum_{i=1}^7 N_i = \frac{F_1(k, k_1, k_\beta, k_p, k_2, S_{скр}) V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{F_2(B, V_{ц}, Q, f_2) V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{F_3(B, f_1) V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{F_4(k, S_{скр}, f_1, \alpha_{жс}) V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{F_5(f_1^1, \alpha_{жс}) V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{\rho g Q (k, V_{ц}, S_{скр}) H_{жс}}{\eta_{скр}} + \frac{\rho Q (k, V_{ц}, S_{скр}) V_{ц}^2}{\eta_{скр}} = \frac{k_1 k_\beta \frac{S_{скр} k}{k_p} k_2 V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{\rho g B Q f_2 V_{ц}}{2 V_{ц}} + \frac{f_1 G_{ц} \frac{B}{L_{ц}} V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{\rho g S_{скр} k L_{жс} (\sin \alpha_{жс} + f_1 \cos \alpha_{жс}) V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{2 f_1^1 G_{ц} \frac{L_{жс}}{L_{ц}} \cos \alpha_{жс} V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{\rho g Q H_{жс}}{\eta_{скр}} + \frac{\rho Q V_{ц}^2}{\eta_{скр}}. \quad (5)$$

Следует отметить, что формулы (1) - (3) дают предварительную оценку и не учитывают форму режущей поверхности, число скребков, толщину срезаемой стружки балласта.

Однако известно, что силы сопротивления резанию зависят не только от грунтовых условий и площади поперечного сечения стружки, а также от соотношения между шириной и глубиной резания, угла резания, формы и расположения зубьев, участия в процессе резания боковых стенок ковша и ряда других факторов [4].

Наибольший интерес для расчета сил резания баровой цепи вырезающего устройства щебнеочистительных машин представляет

Сопротивление волочению балластной призмы при расчете вырезающего устройства щебнеочистительных машин учитывается следующим уравнением [2] (кН):

$$F_2 = 0,5 \rho g B_p \frac{Q f_2}{V_2}, \quad (4)$$

где  $Q$  – производительность машины по разрыхленному щебню, м<sup>3</sup>/ч;  $f_2$  – коэффициент трения балласта по балласту;  $V_2$  – скорость цепи м/с;  $B_p$  – ширина вырезки щебня, м;  $\rho$  – плотность разрыхленного балласта, т/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Общая формула мощности вырезающего устройства в этом случае представляет из себя следующее выражение (кВт/ч):

следующая формула, предложенная А.Н. Зелениным (дН):

$$F_1 = W_p = C_y h^{1,35} (1 + 2,6l)(1 + 0,0075\delta) z, \quad (6)$$

где  $C_y$  – число ударов динамического плотного номера;  $h$  – глубина резания, см;  $\delta$  – угол резания, град;  $l$  – длина горизонтальной режущей кромки рабочего органа, м;  $z$  – коэффициент, учитывающий влияние зубьев.

Формула (6) позволяет учитывать такие параметры, как толщина стружки срезаемого материала углы резания и профиль режущей кромки.

Произведя необходимую подстановку, получаем следующую зависимость (кВт/ч):

$$N_{ЗВ} = (k, h, C_y, l, z, \delta, f_1, f_2, f_1^1, B, h, V_{ц}, V_M, S_{скр}, \alpha_{жс}, \eta_{скр}) = \sum_{i=1}^7 N_i = \frac{F_1(h, C_y, l, z, \delta) V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{F_2(B, V_{ц}, Q, f_2) V_{ц}}{\eta_{скр}} +$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{F_3(B, f_1)V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{F_4(k, S_{\text{скр}}, f_1, \alpha_{\text{ж}})V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{F_5(f_1^1, \alpha_{\text{ж}})V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{\rho g Q(k, V_{\text{Ц}}, S_{\text{скр}})H_{\text{ж}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{\rho Q(k, V_{\text{Ц}}, S_{\text{скр}})V_{\text{Ц}}^2}{\eta_{\text{скр}}} = \\
& = \frac{(C_y h^{1,35} (1 + 2,6l)(1 + 0,0075\delta)z)V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{\frac{\rho g B Q f_2}{2V_{\text{Ц}}} V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{f_1 G_{\text{Ц}} \frac{B}{L_{\text{Ц}}} V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{\rho g S_{\text{скр}} k L_{\text{ж}} (\sin \alpha_{\text{ж}} + f_1 \cos \alpha_{\text{ж}}) V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \\
& + \frac{2 f_1^1 G_{\text{Ц}} \frac{L_{\text{ж}}}{L_{\text{Ц}}} \cos \alpha_{\text{ж}} V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{\rho g Q H_{\text{ж}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{\rho Q V_{\text{Ц}}^2}{\eta_{\text{скр}}}. \quad (7)
\end{aligned}$$

Результаты расчета мощности по формулам (5) и (7) представлены на рис. 4.

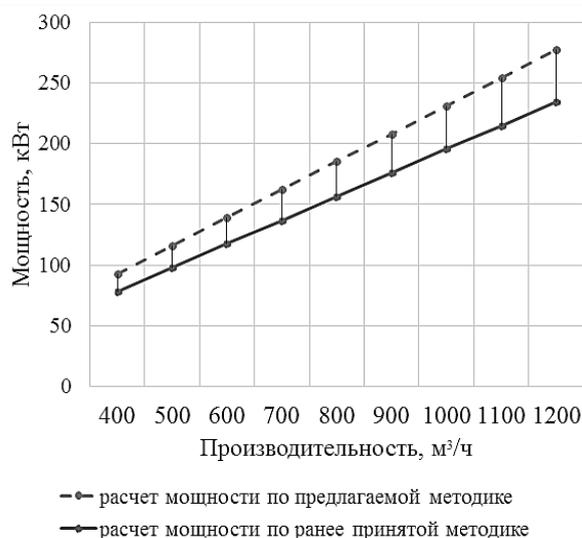


Рис. 4. Сравнение показателей мощности

Из расчетов следует, что результат, полученный по формуле А.Н. Зеленина, учитывающей конструктивные особенности режущего органа, отличается от результата, полученного с помощью ранее использованных формул, в большую сторону.

На рис. 4 можно заметить возникновение коридора колебаний мощности вырезающего устройства, составляющего от 10 до 50 кВт (с учетом наиболее неблагоприятных комбинаций параметров формулы (6)), что играет значительную роль в определении мощности вырезающего устройства и определения режимов работы привода.

Разность  $\Delta N = N_2 - N_1$  (где  $N_1$  – мощность, рассчитанная по предлагаемой методике;  $N_2$  – мощность привода баровой цепи, рассчитанная по ранее принятой методике) имеет четкую тенденцию к возрастанию с ростом производительности машины (рис. 5).

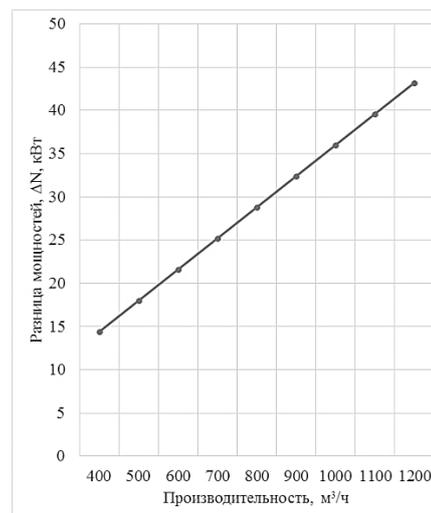


Рис.5. Разность мощностей

#### 4. Заключение

Принимая во внимание случаи заклинивания вырезающего устройства (особенно на машинах с гидравлическим приводом), можно сделать вывод, что методика расчета баланса мощности основных приводов щебнеочистительных машин требует определенной корректировки.

Учитывая тот факт, что на сегодняшний день ввод в эксплуатацию машин с повышенной производительностью является основной технической политики ОАО «РЖД» (в настоящее время в эксплуатации находятся машины ЩОМ-2000 с вырезающим устройством, оснащенным электроприводом, и ЩОМ-1400 с вырезающим устройством, оснащенным гидроприводом, с проектной производительностью 2000 и 1400 м³/час соответственно) необходимость учета конструктивных особенностей режущего органа возрастает одновременно с ростом производительности машин.

### Список литературы

1. Попович М.В., Бугаенко В.М. Путевые машины. М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2009. 820 с.
2. Ковальский В.Ф. Системный анализ и синтез статических и динамических параметров гидрообъемного привода скребковой цепи щебнеочистительных машин: дис.. д-ра. техн. наук. М., 2005. 240 с.
3. Чалова М.Ю. Совершенствование метода расчета параметров скребково-цепного исполнительного устройства щебнеочистительных машин нового поколения: дис.. канд. техн. наук. М., 2015. 144 с.
4. Алексеева Т.В. Дорожные машины. Часть I. Машины для земляных работ. М.: Машиностроение, 1972. 504 с.

### References

1. Popovich M.V., Bugaenko V.M. *Travel machines*. Moscow, GOU «Uchebno-metodicheskiy tsentr po obrazovaniyu na zheleznodorozhnom transporte», 2009. 820 p. (In Russian).
2. Kovalsky V.F. System analysis and synthesis of static and dynamic parameters of the hydrostatic drive of the scraper chain of crushed stone cleaning machines. Diss. Dr. Sci. (Engineering). Moscow, 2005. 240 p. (In Russian).
3. Chalova M.Yu. Improving the method for calculating the parameters of the scraper-chain actuator of the new generation of rubble-cleaning machines. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow, 2015. 144 s. (In Russian).
4. Alekseeva T.V. *Road cars. Part I. Machines for earthworks*. Moscow, Mashinostroyeniye, 1972. 504 p. (In Russian).

УДК (UDC) 621.431

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ  
НА БЫСТРОДЕЙСТВИЕ ЭЛЕКТРОННО-УПРАВЛЯЕМОЙ ФОРСУНКИNUMERICAL INVESTIGATION OF INFLUENCE OF THE DESIGN PARAMETERS ON  
THE OPERATING SPEED OF THE ELECTRONICALLY CONTROLLED INJECTORКеримов З.Х., Джафарли М.К.  
Kerimov Z.Kh., Jafarli M.K.Азербайджанский Технический Университет (Баку, Азербайджан)  
Azerbaijan Technical University (Baku, Azerbaijan)

**Аннотация.** Одной из актуальных проблем транспортной энергетики является удовлетворение требованиям, предъявляемым как к экологическим, так и к технико-экономическим показателям автомобильных двигателей. Поэтому для удовлетворения этим требованиям был предложен новый рабочий процесс двигателя внутреннего сгорания и разработана новая конструкция электронно-управляемой форсунки двигателя. Одним из существенных требований, предъявляемых к разработанной конструкции электронно-управляемой форсунки, является высокое быстродействие. Поэтому целью настоящей работы является проведение исследований по повышению быстродействия форсунки. С помощью математического моделирования исследовано влияние различных конструктивных параметров на работоспособность и быстродействие форсунки. Приведены и проанализированы результаты численных исследований. В результате определены рациональные значения конструктивных параметров разработанной электронно-управляемой форсунки.

**Ключевые слова:** аккумуляторная топливная система, непосредственный впрыск бензина, электронно-управляемая форсунка.

**Дата принятия к публикации:** 05.05.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Сведения об авторах:**

**Керимов Зияфат Хейрулла оглу** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобильная техника», Азербайджанский Технический Университет, e-mail: kerimov\_z@yahoo.com

**Джафарли Мирали Камран оглу** – старший преподаватель кафедры «Автомобильная техника», Азербайджанский Технический Университет, e-mail: mkceferli@gmail.com

ORCID: 0000-0001-6942-8863

**Abstract.** One of the actual problems of transport energetic is to meet the requirements for both environmental and technical and economic characteristics of automobile engines. Therefore, to meet these requirements, a new working process for the internal combustion engine was proposed and a new design of the electronically controlled injector was developed in accordance with the requirements of the new working process. One of the essential requirements for the developed design of an electronically controlled injector is high operating speed. Therefore, the objective of this work is the implementation of research to improve the operating speed of the injector. By the method of mathematical modeling investigated the influence of various design parameters on the performance and the operating speed of the injector. The results of the numerical investigations are presented and analyzed. As a result, the rational values of the design parameters of the developed electronically controlled injector are determined.

**Keywords:** accumulator fuel system, direct petrol injection, electronically controlled injector.

**Date of acceptance for publication:** 05.05.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**Authors' information:**

**Kerimov Ziyafat Kheyruulla ogly** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Chair «Automotive Engineering», Azerbaijan Technical University, e-mail: kerimov\_z@yahoo.com

**Jafarli Mirali Kamran ogly** – senior teacher of the Chair «Automotive Engineering», Azerbaijan Technical University, e-mail: mkceferli@gmail.com

ORCID: 0000-0001-6942-8863

**1. Введение**

В последние несколько десятилетий как к экологическим, так и к технико-экономическим показателям автомобильных двигателей

предъявляются все более жесткие требования. Для удовлетворения этим требованиям на кафедре «Автомобильная техника» Азербайджанского Технического Университета (АзТУ) был предложен новый рабочий процесс

двигателя с непосредственным впрыском бензина в цилиндр, расслоенным зарядом и форкамерно-факельным зажиганием [1].

За счет особенностей организации рабочего процесса двигателя предусматривается повышение удельной мощности, топливной экономичности двигателя, снижение количества токсичных продуктов сгорания в выхлопных газах, а также значительное повышение детонационной стойкости рабочего процесса. Особенности предложенного рабочего процесса предъявляют к системе впрыска бензина некоторые повышенные требования, основными из которых являются осуществление двухэтапного впрыска с возможностью отдельного регулирования момента начала и продолжительности каждого этапа, а также возможность впрыска малых доз топлива для формирования запального заряда в полости форкамеры [2]. Для удовлетворения этим требованиям в [3] была разработана конструкция электронно-управляемой форсунки, предназначенной для работы в составе электронно-управляемой топливной системы с аккумулятором давления автомобильного двигателя.

## 2. Постановка задачи

В большинстве современных автомобильных дизельных двигателей и двигателей с непосредственным впрыском бензина применяются электронно-управляемые топливные системы с аккумулятором давления. Для реализации преимуществ этих топливных систем, таких как многоэтапное и многоступенчатое впрыскивание за отводимое короткое время для подачи топлива, электронно-управляемые форсунки этих систем должны иметь высокое быстродействие [4-8].

Под быстродействием электронно-управляемой, то есть электрогидравлической форсунки подразумевается время от начала подачи управляющего электрического импульса на управляющий элемент (электромагнит или пьезо-актюатор) до начала подъема иглы (или впрыскивающего клапана) форсунки и время от снятия управляющего электрического импульса до посадки иглы (или впрыскивающего клапана) форсунки [9]. Поэтому

быстродействие электрогидравлической форсунки зависит от быстродействия управляющего клапана и гидравлической системы форсунки [10].

Следует отметить, что конструкции электромагнитных приводов, являющихся одними из управляющих элементов форсунок, постоянно совершенствуются [11]. Однако несмотря на это, пьезоэлектрические приводы, используемые в качестве управляющего элемента, несомненно, обладают в несколько раз более высоким быстродействием [12-14]. Поэтому в рассматриваемой конструкции форсунки в качестве управляющего элемента применен пьезо-актюатор.

Что касается быстродействия гидравлической системы форсунки, то этот вопрос сложнее, так как большинство электрогидравлических форсунок, применяемых в автомобильных двигателях, имеют достаточно сложную гидромеханическую систему. Это обусловлено тем, что по ряду определенных причин управление распыливающей иглой (или впрыскивающим клапаном) осуществляется не непосредственно от управляющего элемента (электромагнита, пьезо-актюатора и др.), а через гидравлическую систему, состоящую из жиклеров, каналов и полостей [9]. Поэтому быстродействие гидравлической системы форсунки зависит от конструкции и параметров этой системы [10].

Процессы, происходящие в каналах и полостях форсунки, характеризуются не только сложным характером протекания этих процессов, но и их воздействием друг на друга. Сам же характер протекания процессов определяется конструктивными параметрами – диаметрами и длинами каналов, размерами полостей, объемами и площадями, а также параметрами механической части – массами, жесткостями и перемещениями иглы (или впрыскивающего клапана) и управляющего клапана [9].

Вследствие взаимовлияния и взаимосвязи процессов, имеющих место при работе электрогидравлической форсунки, набор конструктивных параметров должен быть таким, чтобы обеспечивать работоспособность и большое быстродействие форсунки в широком диапазоне режимов (от минимального до

максимального значения давления топлива в аккумуляторе и продолжительности управляющего импульса) [9]. Следует отметить, что электрогидравлическая форсунка, имеющая даже самую простую конструкцию, для обеспечения работоспособности и, тем более эффективности, тоже обязательно требует рационализации конструктивных параметров [15].

### 3. Цель и задачи исследования

Целью настоящей работы является повышение быстродействия разработанной электронно-управляемой форсунки.

Для достижения поставленной цели необходимо проведение следующих исследований:

- исследование влияния конструктивных параметров на работоспособность и быстродействие форсунки;

- определение рациональных значений конструктивных параметров, обеспечивающих повышение быстродействия разработанной электронно-управляемой форсунки.

### 4. Решение задачи

На рис. 1 представлена конструктивная схема исследуемой электронно-управляемой форсунки. В форсунке использована сопловая часть обычной клапанно-сопловой форсунки с гидравлическим управлением впрыскивающего клапана, которая изначально предусматривалась для применения в составе системы с плунжерным насосом высокого давления. Полость управляющего клапана с помощью трубопровода высокого давления и входного канала сообщается с полостью аккумулятора давления.

При поступлении управляющего напряжения от блока электронного управления пакет пьезоэлементов расширяется и воздействует на управляющий клапан, последний открывается и в камеру управления поступает топливо под высоким давлением. Впрыскивающий клапан открывается и начинается впрыск топлива [3, 16].

С прекращением управляющего электрического импульса управляющий клапан под

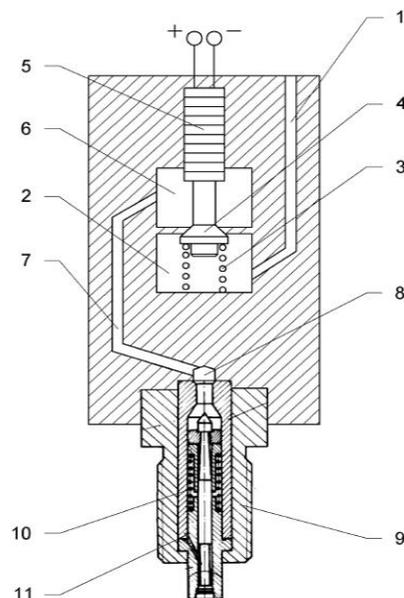


Рис. 1. Принципиальная схема электронно-управляемой форсунки [3, 16]:  
1 - входной канал; 2 - полость управляющего клапана; 3 - пружина управляющего клапана; 4 - управляющий клапан; 5 - пакет пьезоэлементов; 6 - камера управления; 7 - соединительный канал; 8 - полость клапанно-сопловой форсунки; 9 - сопловая часть клапанной форсунки; 10 - пружина впрыскивающего клапана; 11 - впрыскивающий клапан

действием пружины возвращается в исходное (закрытое) состояние, прекращая поступление топлива в камеру управления. В результате продолжения истечения топлива из полости клапанно-сопловой форсунки давление топлива в полости клапанно-сопловой форсунки падает, впрыскивающий клапан закрывается, прекращая впрыск топлива. В полостях управления и клапанно-сопловой форсунки, а также в канале управления устанавливается некоторое остаточное давление, ниже давления открытия впрыскивающего клапана. Подробно работа форсунки описана в [3, 16].

Основными конструктивными параметрами гидравлической системы форсунки, влияющими на ее работоспособность и быстродействие являются:

- диаметр и длина входного канала;
- объем полости управляющего клапана;
- жесткость пружины управляющего клапана;

- масса управляющего клапана;
- эффективное проходное сечение управляющего клапана;
- объем камеры управления;
- диаметр и длина соединительного канала;
- объем полости клапанно-соплового распылителя;
- жесткость пружины впрыскивающего клапана;
- масса впрыскивающего клапана.

Как было отмечено, конструкция форсунки разработана на основе сопловой части уже существующей клапанной форсунки и проведенные первичные численные исследования показали целесообразность использования этой сопловой части [17-19]. Поэтому не предусматривалось исследование конструктивных параметров сопловой части форсунки, таких как жесткость пружины и масса впрыскивающего клапана. Минимальное значение жесткости пружины управляющего клапана было определено из условия не отрывания конца клапана от конца пакета пьезоэлементов актюатора при прекращении управляющего электрического импульса и обратном перемещении конца пакета.

Управляющий клапан должен иметь, по возможности, большее проходное сечение при малом его ходе, чтобы не оказывать дросселирующего действия на проходящее топливо и способствовать более полной передаче давления из аккумулятора в полость впрыскивающего клапана [16]. Однако ограниченные размеры и жесткие условия компоновки форсунки не позволяют осуществить это требование в полной мере и приходится принимать компромиссное решение, выбирая по возможности большее эффективное проходное сечение управляющего клапана.

В результате вышеизложенного, можно сделать вывод о необходимости исследования влияния следующих конструктивных параметров на работоспособность и быстродействие форсунки:

- диаметра и длины входного канала;
- объема полости управляющего клапана;
- объема камеры управления;
- диаметра и длины соединительного канала;

- объема полости клапанно-соплового распылителя.

Были проведены расчетные исследования с применением математической модели, представленной в [20]. При математическом моделировании гидродинамических процессов в аккумуляторной системе впрыска бензина за основу была принята методика моделирования, предложенная в [21, 22]. Ее адекватность ранее многократно проверялась на различных системах впрыска топлива.

Для проведения численных исследований математическая модель была реализована в виде компьютерной программы. Длина входного канала  $L_{TP}$  изменялась в пределах 0,1...0,4 м с шагом 0,1 м; длина соединительного канала  $L_{TPO}$  – в пределах 0,035...0,095 м с шагом 0,02 м; диаметр входного канала  $D_{TPB}$  – в пределах 0,002...0,004 м с шагом 0,001 м; диаметр соединительного канала  $D_{TPBO}$  – в пределах 0,001...0,004 м с шагом 0,001 м; объем полости управляющего клапана  $V_f$  – в пределах 800...1600 мм<sup>3</sup> с шагом 200 мм<sup>3</sup>; объем камеры управления  $V_U$  – в пределах 300...1100 мм<sup>3</sup> с шагом 200 мм<sup>3</sup>; объем полости клапанно-соплового распылителя  $V_S$  – в пределах 240...560 мм<sup>3</sup> с шагом 80 мм<sup>3</sup>.

В результате численных исследований для различных конструктивных параметров разработанной форсунки была получена исчерпывающая информация об изменении давлений и скоростей топлива во всех полостях системы и сечениях трубопроводов и каналов, а также о кривых движения клапанов в зависимости от времени или угла поворота коленчатого вала двигателя. На рис. 2-8 приведены некоторые результаты численных исследований – кривые изменения давления топлива в полостях аккумулятора давления  $P_{akk}$ , управляющего клапана  $P_f$  камеры управления  $P_U$  и клапанно-соплового распылителя  $P_S$ , а также кривые перемещений пьезоэлектрического актюатора вместе с

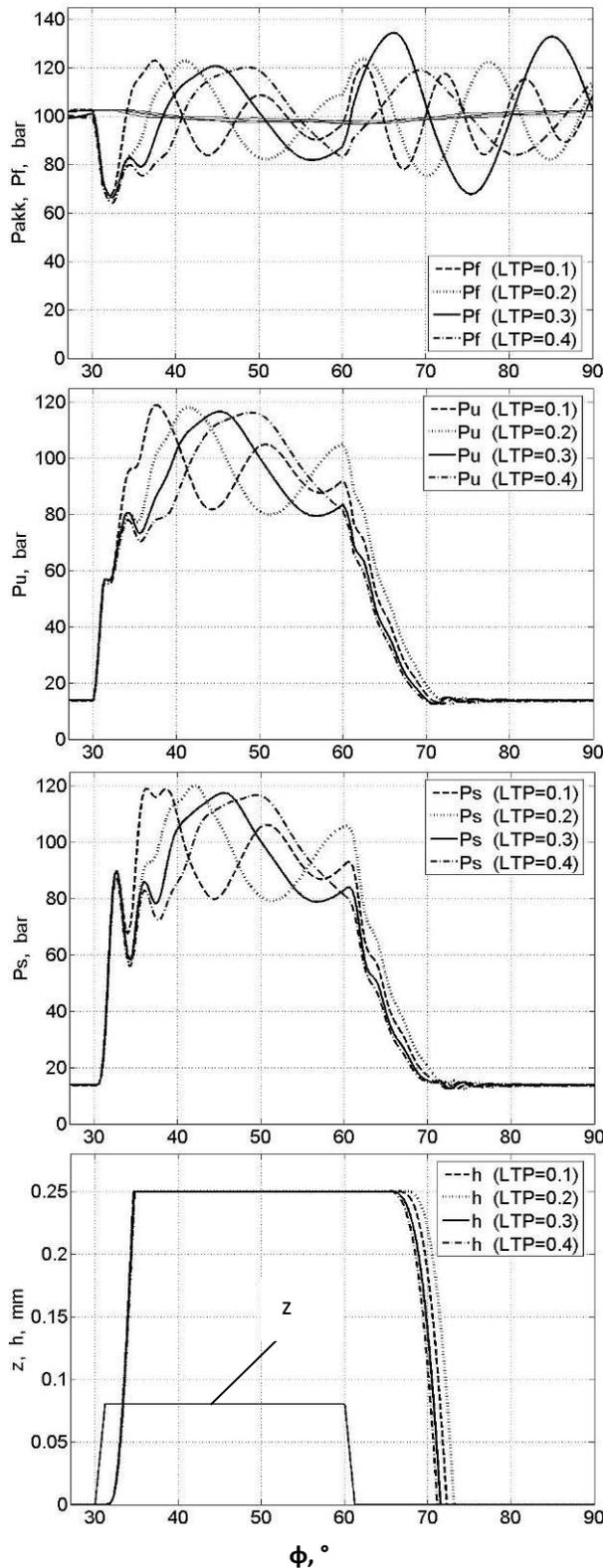


Рис. 2. Влияние длины входного канала  $L_{TP}$  на работоспособность и быстродействие форсунки

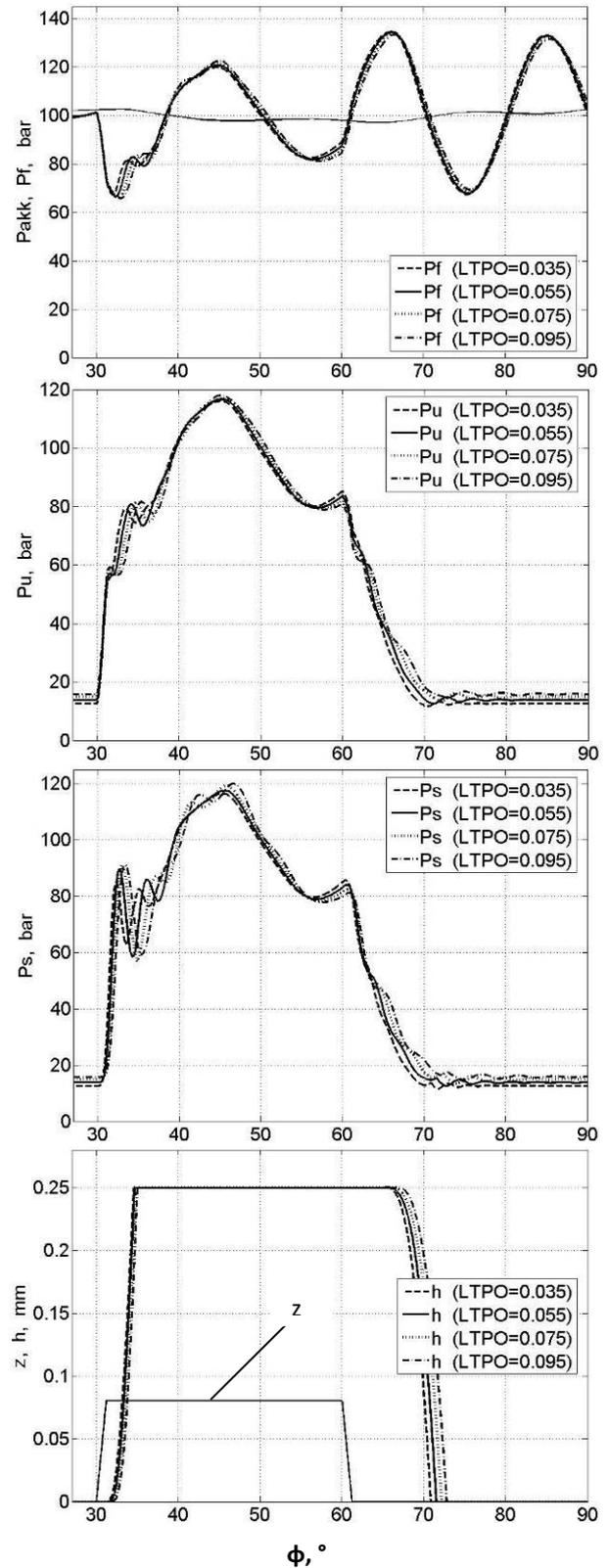


Рис. 3. Влияние длины соединительного канала  $L_{TPO}$  на работоспособность и быстродействие форсунки

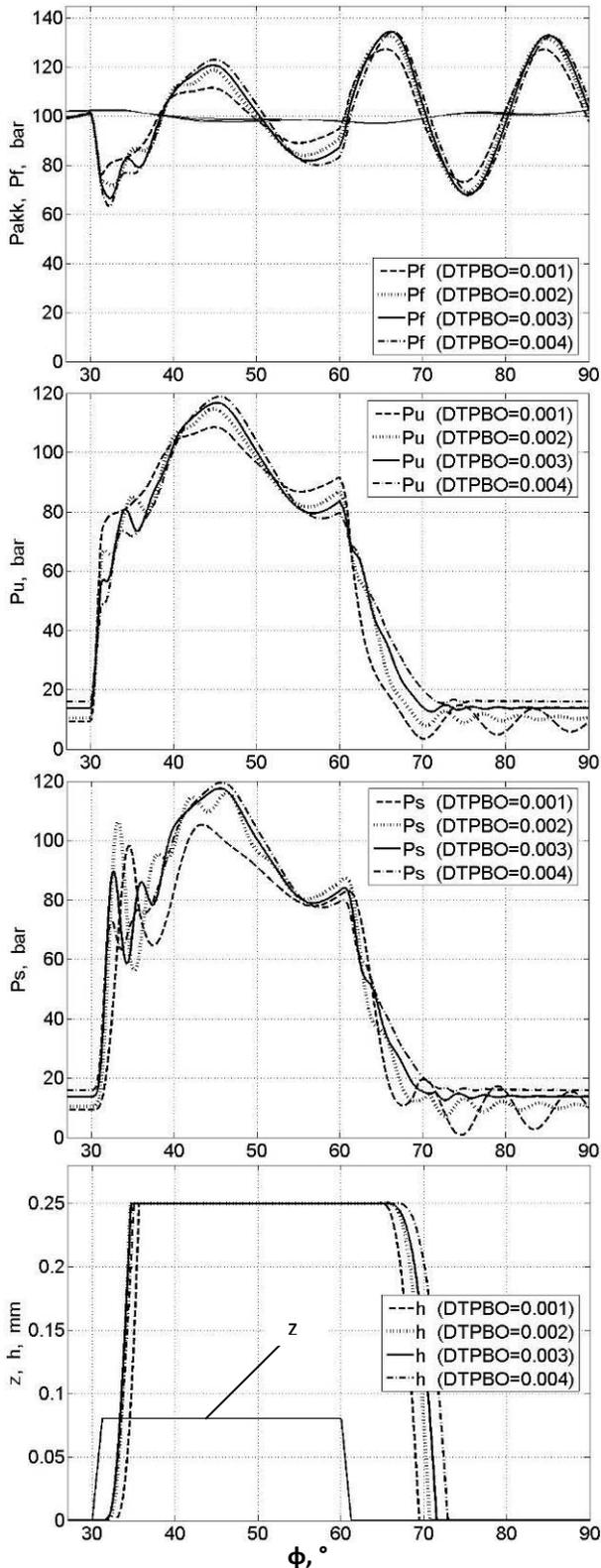


Рис. 4. Влияние диаметра соединительного канала  $D_{TPBO}$  на работоспособность и быстродействие форсунки

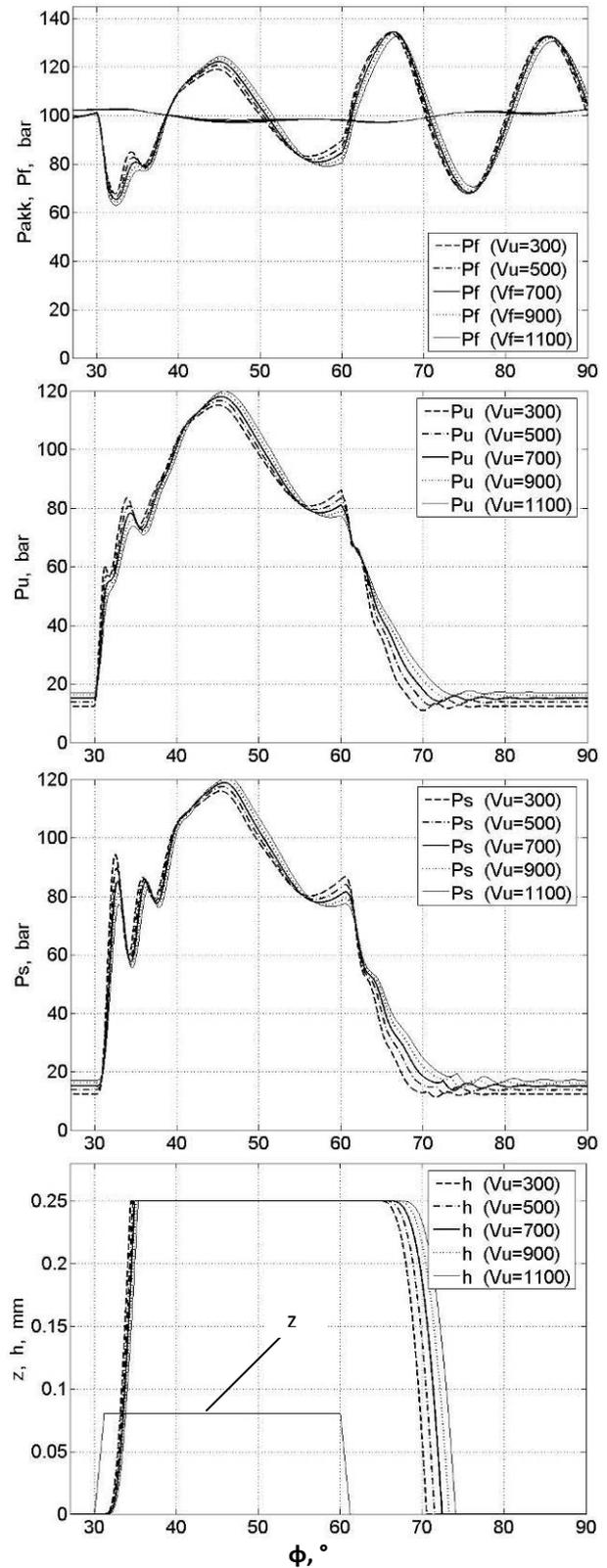


Рис. 5. Влияние объема камеры управления  $V_u$  на работоспособность и быстродействие форсунки

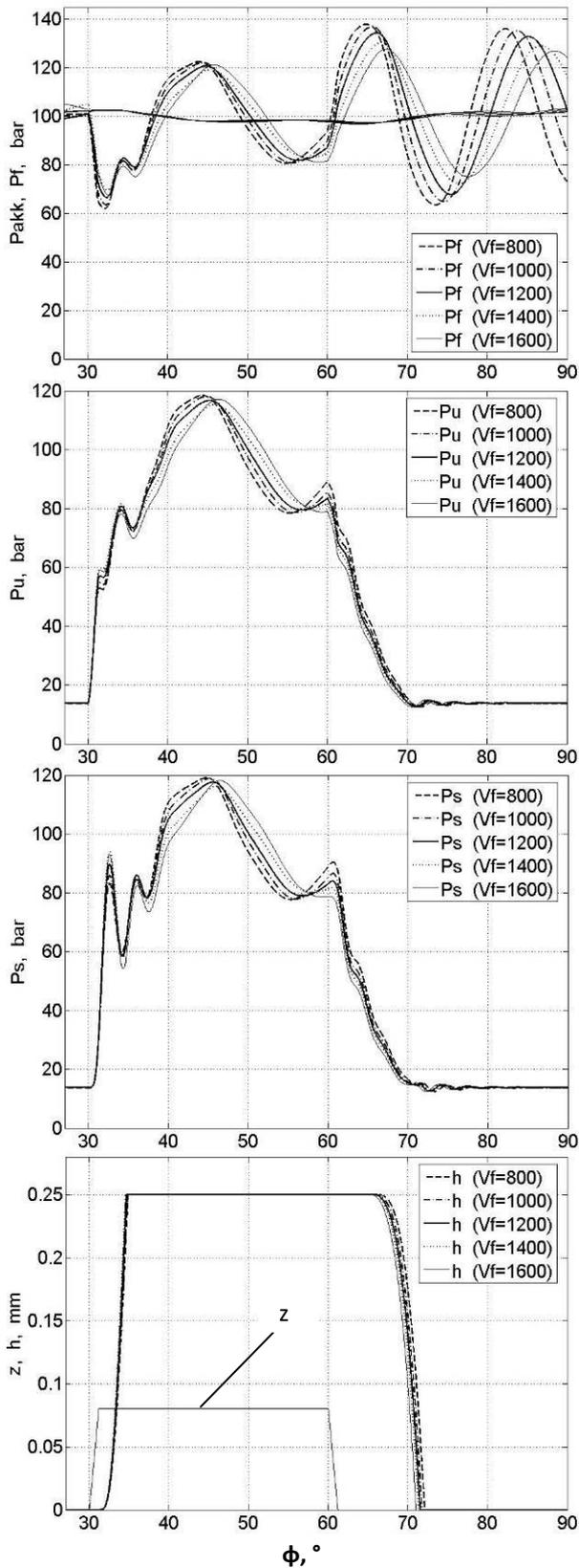


Рис. 6. Влияние объема полости управляющего клапана  $V_f$  на работоспособность и быстродействие форсунки

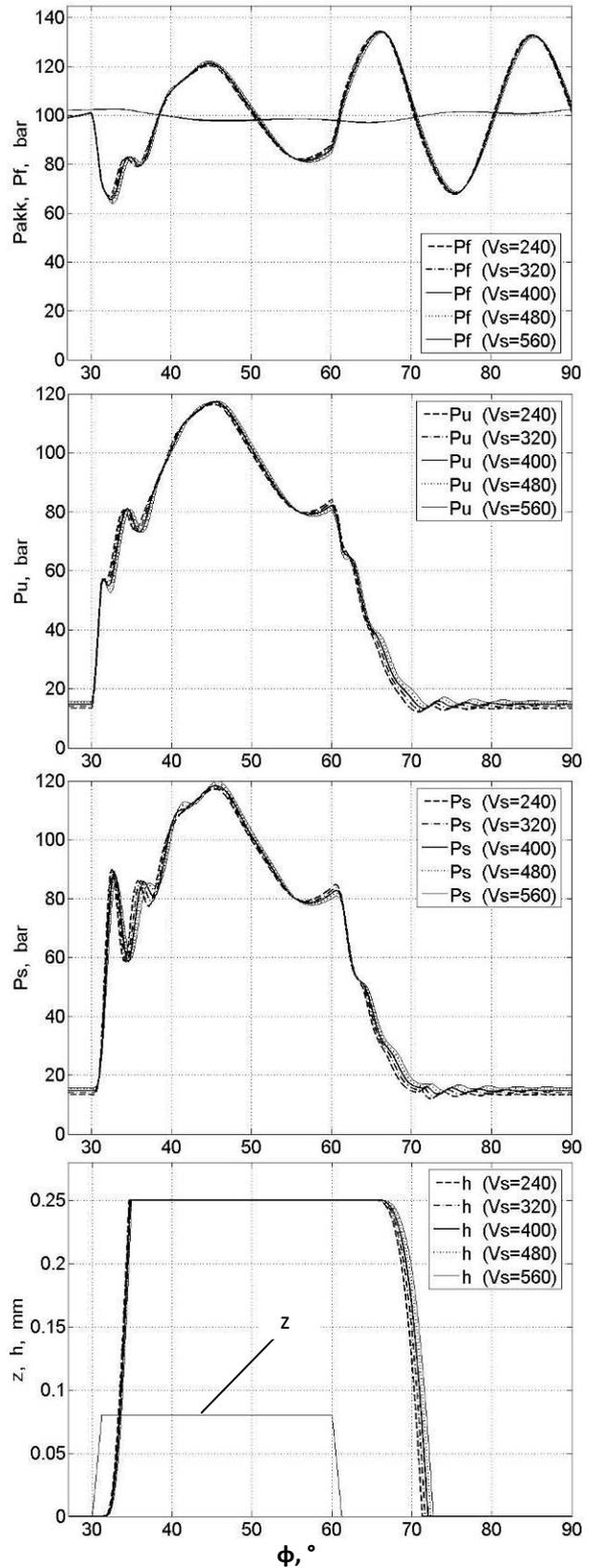


Рис. 7. Влияние объема полости клапанно-сопловой распылителя  $V_s$  на работоспособность и быстродействие форсунки

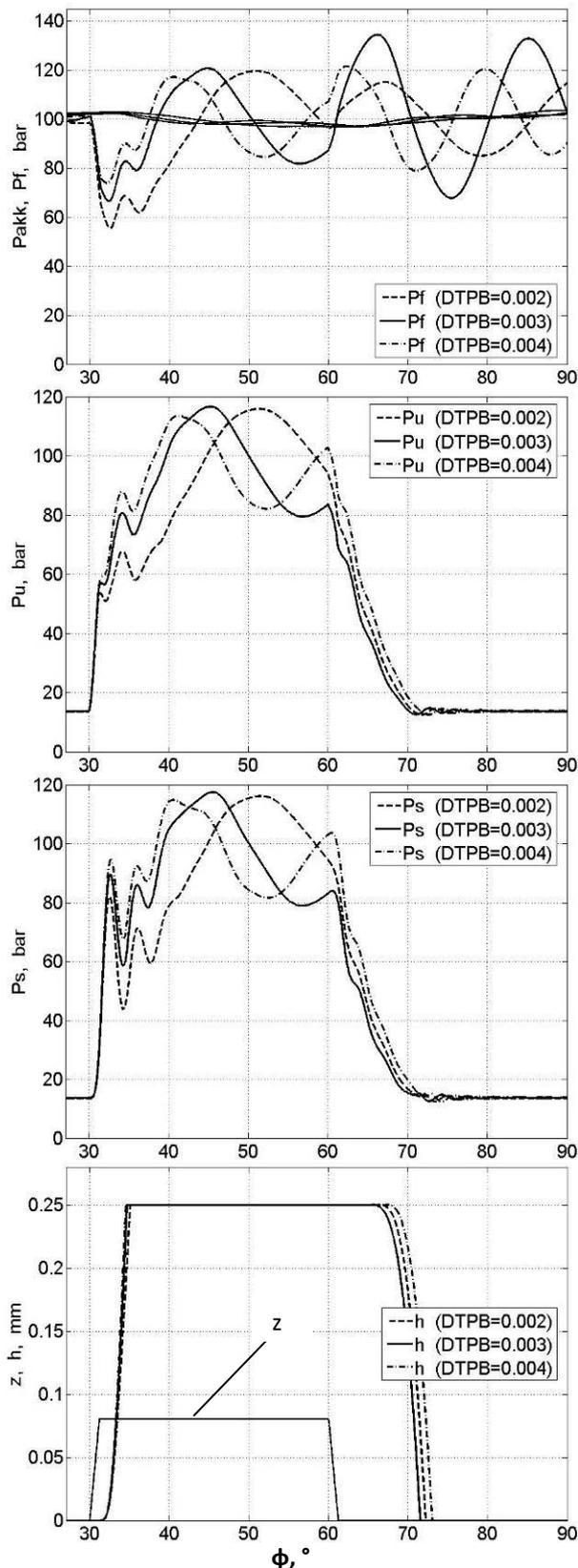


Рис. 8. Влияние диаметра входного канала  $D_{TPB}$  на работоспособность и быстродействие форсунки

управляющим клапаном  $z$  и впрыскивающего клапана  $h$  в зависимости от угла поворота газораспределительного вала  $\varphi$  в сочетании с различными значениями конструктивных параметров форсунки. Расчеты были проведены для частоты вращения коленчатого вала двигателя  $4000 \text{ мин}^{-1}$ , продолжительности управляющего импульса актюатора  $2,5 \text{ мс}$  и давления топлива на выходе топливного насоса высокого давления  $P_n$ , т.е. практически давления в аккумуляторе  $100 \text{ бар}$ .

Кривые, приведенные на рис. 2-8, свидетельствуют о том, что форсунка является работоспособной при всех исследуемых значениях каждого из конструктивных параметров. Также видно, что с началом подъема управляющего клапана и перетекания топлива из полости управляющего клапана в полость управления в последней наблюдается спад давления с последующими сильными колебаниями давления топлива. Колебания давления через трубопровод высокого давления передаются и обратно в полость аккумулятора, в которой из-за значительного объема полости колебания имеют меньшую амплитуду и частоту. При различных значениях конкретных конструктивных параметров разработанной форсунки кривые не отличаются по характеру, изменяются лишь их абсолютные значения.

Как видно из кривых изменений давления топлива в полостях камеры управления  $P_U$  и клапанно-соплового распылителя форсунки  $P_S$ , наблюдаются характерные формы кривых давления для полостей распылителей форсунок с электронным управлением. Давление начинает нарастать со значения давления, оставшегося от впрыска предыдущего цикла, равного примерно  $10 \dots 15 \text{ бар}$ , которое можно назвать остаточным давлением. Небольшой перепад давлений и различия в форме этих кривых при конкретных значениях конструктивных параметров естественны в силу сообщения этих полостей через управляющий канал с небольшим проходным сечением. После закрытия управляющего клапана и прекращения подачи топлива в полость клапанно-соплового распылителя, по мере вытекания из этой полости впрыски-

ваемого через впрыскивающий клапан топлива, последний закрывается, прекращая впрыск топлива. По завершении процесса впрыска в обеих полостях давления выравниваются и прекращается процесс колебания на том же остаточном значении.

Как видно из кривых перемещений пьезоэлектрического актюатора вместе с управляющим клапаном  $z$  и впрыскивающего клапана  $h$ , после срабатывания управляющего клапана вместе с актюатором почти сразу же начинается перемещение впрыскивающего клапана. Это свидетельствует о достаточной эффективности предложенной конструкции с точки зрения быстродействия конструкции. Однако при прекращении подачи управляющим клапаном закрытие впрыскивающего клапана немного запаздывает, так как последний начинает закрываться после вытекания части топлива из полости клапанно-сопловой распылителя и падения в ней давления до давления закрытия впрыскивающего клапана. Это обстоятельство делает конечную фазу процесса впрыска менее быстрой по сравнению с начальной фазой. Поэтому рационализация конструктивных параметров должна ориентироваться на более быстрое реагирование впрыскивающего клапана форсунки в конечной фазе процесса впрыска, то есть на уменьшение задержки закрытия впрыскивающего клапана после закрытия управляющего клапана.

Анализ рис. 2 показывает, что длина входного канала не влияет на быстродействие открытия форсунки. Но этот параметр оказывает влияние на быстродействие закрытия форсунки. Так, наибольшее быстродействие закрытия клапана форсунки достигается при  $L_{TP} = 0,4$  м, а наименьшее быстродействие – при  $L_{TP} = 0,2$  м. Таким образом, хотя  $L_{TP} = 0,4$  м является рациональным значением с точки зрения быстродействия форсунки, однако с точки зрения конструкции и компоновки это значение слишком велико. Поэтому было принято компромиссное решение считать рациональным значением  $L_{TP} = 0,3$  м.

Результаты расчетов, приведенные на рис. 3, показывают, что с увеличением длины со-

единительного канала быстродействие открытия и закрытия форсунки уменьшается. Так, при  $L_{TPO} = 0,035$  м быстродействие открытия и закрытия форсунки являются самыми высокими. Таким образом, хотя  $L_{TPO} = 0,035$  м является рациональным значением с точки зрения быстродействия, однако с точки зрения конструкции и компоновки это значение слишком мало. Поэтому, было принято компромиссное решение считать рациональным значением  $L_{TPO} = 0,055$  м.

Из рис. 8 видно, что с увеличением диаметра впускного канала быстродействие открытия форсунки увеличивается и при значении  $D_{TPB} = 0,004$  м оно достигает максимального значения. Быстродействие закрытия форсунки становится максимальным при  $D_{TPB} = 0,003$  м. Однако учитывая тот факт, что быстродействие закрытия форсунки намного меньше при  $D_{TPB} = 0,004$  м, было принято компромиссное решение считать рациональным значением  $D_{TPB} = 0,003$  м.

Анализ рис. 4 показывает, что при значении  $D_{TPBO} = 0,003$  м быстродействие открытия форсунки становится самым высоким. С увеличением диаметра соединительного канала быстродействие закрытия форсунки уменьшается и, таким образом, является максимальным при  $D_{TPBO} = 0,001$  м. Учитывая тот факт, что быстродействие открытия форсунки намного меньше при  $D_{TPBO} = 0,001$  м, было принято компромиссное решение считать рациональным значением  $D_{TPBO} = 0,003$  м.

Из рис. 5 видно, что с увеличением объема камеры управления быстродействие открытия и закрытия форсунки уменьшается. Так, при  $V_U = 300$  мм<sup>3</sup> быстродействие открытия и закрытия форсунки являются максимальными. Таким образом, хотя  $V_U = 300$  мм<sup>3</sup> является рациональным значением с точки зрения быстродействия форсунки, однако с точки зрения конструкции и компоновки это значение слишком мало. Поэтому было принято компромиссное решение считать рациональным значением  $V_U = 700$  мм<sup>3</sup>.

Из рис. 6 видно, что объем полости управляющего клапана не влияет на быстродействие открытия форсунки. Но с увеличением значения этого параметра быстродействие закрытия форсунки повышается. Наибольшее значение достигается при  $V_f = 1600 \text{ мм}^3$ . Следует отметить, что полость управляющего клапана выполняет роль внутреннего аккумулятора, размещенного внутри самой форсунки. Поэтому неудивительно положительное влияние большого объема этой полости. Однако по конструктивным соображениям невозможно чрезмерное увеличение объема этой полости. Поэтому  $V_f = 1200 \text{ мм}^3$  принято в качестве рационального значения.

Рассмотрение рис. 7 показывает, что объем полости клапанно-соплового распылителя не оказывает существенного влияния на быстродействие открытия форсунки. Но с увеличением значения этого параметра быстродействие закрытия форсунки уменьшается. Таким образом, наибольшее быстродействие закрытия форсунки наблюдается при

$V_s = 240 \text{ мм}^3$ . Хотя  $V_s = 240 \text{ мм}^3$  является рациональным значением с точки зрения быстродействия форсунки, однако по конструктивным соображениям рациональным значением было принято считать  $V_s = 320 \text{ мм}^3$ .

## 5. Заключение

В результате проведенных расчетных исследований влияния конструктивных параметров на работоспособность и быстродействие форсунки с использованием ее математической модели были определены рациональные значения конструктивных параметров исследованной электронно-управляемой форсунки.

В дальнейшем предусматривается практическая реализация конструкции форсунки с рациональными конструктивными параметрами, а также проведение экспериментальных исследований гидродинамических процессов в составе аккумуляторной системы непосредственного впрыска бензина.

## Список литературы

1. Евразийский патент № 023968, МПК F02B 19/10; F02B 17/00. Форкамерный двигатель с непосредственным впрыском топлива в цилиндр и принудительным зажиганием / Керимов З.Х., Мамедзаде Х.Ш., Джафарли М.К.; патентовладелец Керимов З.Х. Заявка № 201400220; заявл. 17.12.13; опубл. 29.07.16. Бюллетень Евразийского патентного ведомства № 7'2016. С. 659-660.
2. Керимов З.Х., Джафарли М.К. Особенности рабочих процессов двигателей с непосредственным впрыском бензина и расслоенным зарядом и пути их дальнейшего развития // Научные труды Азербайджанской Государственной Морской Академии. 2016. № 1. С. 93-102.
3. Керимов З.Х., Джафарли М.К. Разработка новой конструкции электронно-управляемой форсунки для двигателя с непосредственным впрыском бензина и форкамерно-факельным зажиганием // Известия высших технических учебных заведе-

## References

1. Eurasian Patent № 023968. *Forkamernyy dvigate' s neposredstvennym vpryskom topliva v tsilindr i prinuditel'nyy zazhiganiem* [Pre-chamber spark ignition engine with direct fuel injection into the cylinder]. Kerimov Z.Kh., Mammedzade Kh.Sh., Jafarli M.K. Declared 17.12.13. Published 29.07.16. Bulletin No. 7'2016. (in Russian)
2. Kerimov Z.Kh., Jafarli M.K. The features of the working processes of the direct petrol injection and stratified charge engines and their further development ways. *Nauchnye trudy Azerbajdzhanskoy Gosudarstvennoy Morskoy Akademii*, 2016, No. 1, pp. 93-102. (in Russian)
3. Kerimov Z.Kh., Jafarli M.K. Elaboration of new construction of the electronic controlled injector for the direct petrol injection and pre chamber-torch ignition engine. *Izvestiya vysshikh tekhnicheskikh uchebnykh zavedeniy Azerbaydzhana*, 2017, Vol. 19, No. 3 (107), pp. 63-71. (in Russian)

ний Азербайджана. 2017. Т. 19. № 3 (107). С. 63–71.

4. Пойда А.Н., Сивых Д.Г., Капустин Д.А. Выбор материала для пьезоэлектрического привода управляющего клапана электрогидравлической форсунки автотракторного дизеля // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2011. Вип. 107. Том 2. С. 69-76.

5. Драган Ю.Е. Методика учета сжимаемости топлива и деформации штанги при математическом моделировании электрогидравлических форсунок // Двигатели внутреннего сгорания. 2007. № 2. С. 35-39.

6. Ефимов К.В. Оптимизация параметров электрогидравлической форсунки для дизеля с микропроцессорной системой управления: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 2004. 23 с.

7. Абаляев А.Ю., Пигарина А.А. Как увеличить быстродействия электрогидравлической форсунки? // Автомобильная промышленность. – 2000. – № 9. – С. 10-11.

8. Абаляев А.Ю., Пигарина А.А. Методы и результаты расчета гидравлических трактов электрогидравлических форсунок // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. Харків, 2001. Вип. 23. Двигуни та енергоустановки. С. 56-59.

9. Прохоренко А.А., Самойленко Д.Е., Мешков Д.В. Оптимизация конструктивных параметров пьезоэлектрической дизельной форсунки // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. 2010. № 1 (10). С. 47-53.

10. Козеев А.А. Оптимизация рабочего процесса электрогидроуправляемой форсунки // Состояние, проблемы и перспективы развития АПК. Материалы междунар. научно-практ. конф., посвященной 80-летию Башкирского ГАУ, часть II. Уфа: Башкирский ГАУ, 2010. С. 50-54.

11. Врублевский А.Н., Грицюк А.В., Воронков А.И., Бовда А.М. Результаты испытаний новых материалов для электромагнитов системы топливоподачи дизеля // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2009. Вып. 46. С. 126-130.

4. Poyda A.N. Sivikh D.G., Kapustin D.A. The choice of material for the piezoelectric actuator of the control valve of the electrohydraulic injector of autotractor diesel engine. *Visnik Kharkivskogo Natsionalnogo Tekhnichnogo Universitetu silskogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka*, 2011, Vol. 2, No. 107, pp. 69-76. (in Russian)

5. Dragan U.E. Technique of the compressibility fuel account and deformation of a bar at mathematical modelling electrohydraulic nozzles. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2007, No. 2, pp. 35-39. (in Russian)

6. Efimov K.V. *Optimizacija parametrov jelektrogidravlicheskoj forsunki dlja dizelja s mikroprocessornoj sistemoj upravlenija* [Optimization of parameters of electro-hydraulic injection for a diesel engine with microprocessor control system]. Abstract of Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow. 2004. 23 p. (in Russian)

7. Abalyaev A.Yu., Pigarina A.A. How to increase the operating speed of the electrohydraulic injector? *Avtomobilnaja promyshlennost*, 2000, No. 9, pp. 10-11. (in Russian)

8. Abalyaev A.Yu., Pigarina A.A. Methods and results of calculation of hydraulic paths of electro-hydraulic injectors. In: *Aviacijno-kosmichna tehnika i tehnologija: Zb. nauk. prats* [Aerospace technic and technology: collection of scientific papers]. Kharkov, 2001, Issue. 23. Engines and power plants, pp. 56-59. (in Russian)

9. Prochorenko A.A. Samojlenko D.E., Meshkov D.V. Optimization of design parameters of a piezoelectric diesel injector. *Visti Avtomobilno-dorozhnogo institutu*, 2010, No. 1 (10), pp. 47-53. (in Russian)

10. Kozeev A.A. Optimization of the working process of an electro-hydraulic controlled injector. *Sostoyanie, problemy i perspektivy razvitiya APK. Materialy mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, posvyashchennoy 80-letiyu Bashkirskogo GAU* [Status, problems and prospects of development of the agricultural sector. *Materials of the international scientific-practical conference dedicated to the 80th anniversary of the Bashkir State Agrarian University*]. Ufa, 2010, Part

12. Прохоренко А.А. Самойленко Д.Е., Мешков Д.В. Математическая модель процесса топливоподачи системой Common Rail с пьезоэлектрической форсункой // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. 2009. № 1 (8). С. 6-12.
13. Иващенко Н.А. Грехов Л.В., Чжао Цзяньхуэй. Методика расчета быстродействующего привода управляющего клапана топливоподающей аппаратуры // Двигатели внутреннего сгорания. 2012. № 1. С. 65-69.
14. Куклиновский В.В. Пьезоэлектрический привод топливных форсунок микропроцессорных систем управления автомобильными дизельными двигателями: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.09.03: защищена 12.11.09 / Куклиновский Виктор Владимирович. М., 2009. 24 с.
15. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. М.: Легион-Автодата, 2004. 344 с.
16. Джафарли М.К. Анализ конструктивных особенностей электронно-управляемой форсунки, разработанной для двигателя с непосредственным впрыском бензина и форкамерно-факельным зажиганием // Международный научно-исследовательский журнал. 2019. №9 (87), Ч. 1 С. 30-35.
17. Джафарли М.К. Некоторые результаты численного исследования гидродинамических процессов в аккумуляторной топливной системе непосредственного впрыска бензина с новой конструкцией электронно-управляемой форсунки / Материалы IX Междунар. молодежной научн. конф. «Молодежь и XXI век–2019», Курск, Юго-Западный государственный университет. Курск: Из-во ЗАО «Университетская книга», 2019. Т. 5. С. 103-108.
18. Керимов З.Х., Джафарли М.К. Гидродинамическая математическая модель аккумуляторной топливной системы непосредственного впрыска бензина с новой конструкцией электронно-управляемой форсунки и некоторые результаты ее применения // Сб. статей участников XII Междунар. научно-практ. конф. «Инновации в технологиях и образовании», Белово, филиал, pp. 50-54. (in Russian)
11. Vrublevsky A.N., Gritsyuk A.V., Voronkov A.I., Bovda A.M. The results of tests of new materials for electromagnets of the diesel fuel system. *Vestnik Kharkovskogo nacionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta*, 2009, Vol. 46, pp. 126-130. (in Russian)
12. Prochorenko A.A. Samojlenko D.E., Meshkov D.V. Mathematical model of the fuel feed process by the system of Common Rail with the piezoelectric injector. *Visti Avtomobilno-dorozhnogo institutu*, 2009, No. 1 (8), pp. 6-12. (in Russian)
13. İvaschenko N.A. Grekhov L.V., Zhao Jianhui. The method of calculating for high-speed actuator of control valve for fuel injection system. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2012, No.1, pp. 65-69. (in Russian)
14. Kuklinovsky V.V. *Pezoelektricheskiy privod toplivnykh forsunok mikroprotsessornykh sistem upravleniya avtomobilnymi dizelnymi dvigatelyami* [The piezoelectric drive of fuel injectors of microprocessor control systems for automotive diesel engines]. Abstract of Diss. Cand. Sci. (Eng.). Moscow. 2009. 24 p. (in Russian)
15. Grekhov L.V. Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel equipment and control systems of diesel engines]. Moscow, 2005. 344 p. (in Russian)
16. Jafarli M.K. Analysis of the constructive features of the electronically controlled injector developed for the direct petrol injection and pre chamber-torch ignition engine. *Mezhdunarodnyy nauchno-issledovatel'skiy zhurnal*, 2019, Vol. 1, No. 9 (87), pp. 30-35. (in Russian)
17. Jafarli M.K. Some results of numerical investigation of hydrodynamic processes in the accumulator direct petrol injection system with new designed electronically controlled injector. In: *Materialy IX Mezhdunarodnoy molodezhnoy nauchnoy konferentsii «Molodezh i XXI vek–2019»* [Materials of the IX Int. Youth Scientific Conf. «Youth and the XXI Century–2019»]. Kursk, Publishing Company «University Book», 2019, Vol. 5, pp. 103-108. (in Russian)

ал Кузбасского государственного технического университета в г. Белово. Белово: Изд-во КузГТУ, Изд-во филиала КузГТУ в г. Белово, Изд-во университета Св. Кирилла и Св. Мефодия. 2019. Ч. 1. С. 295-301.

19. Керимов З.Х., Джафарли М.К. Численное исследование работы аккумуляторной системы непосредственного впрыска бензина с новой конструкцией электронно-управляемой форсунки в зависимости от управляющих параметров // Материалы Междунар. научно-практ. конф. «Автомобиле- и тракторостроение», Минск, Белорусский национальный технический университет. Минск: БНТУ, 2019. Т. 1. С. 181-184.

20. Керимов З.Х., Джафарли М.К. Особенности математической модели гидродинамических процессов в аккумуляторной системе непосредственного впрыска бензина с новой конструкцией электронно-управляемой форсунки // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2019. Т. 23. № 1 (83). – С. 3-10.

21. Керимов З.Х. Математическое моделирование гидродинамических процессов с учетом двухфазной среды в граничных полостях дизельной системы впрыска топлива // Авиационно-космическая техника и технология. 2004. Вып. 8 (16). С. 63–69.

22. Керимов З.Х. Некоторые результаты математического моделирования волновых процессов в двухфазной среде в дизельной топливовпрыскивающей системе // Двигатели внутреннего сгорания. 2004. №1. С. 20–24.

18. Kerimov Z.Kh. Jafarli M.K. Hydrodynamic mathematical model of the accumulator direct petrol injection system with new designed electronically controlled injector and some results of its application. In: *Sbornik statey uchastnikov XII Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Innovatsii v tekhnologiyakh i obrazovanii»* [Collection of articles of participants of the XII Int.l scientific-practical conf. «Innovation in technology and education»]. Belovo, Kemerovo, Veliko Tarnovo, 2019, Vol.1, pp. 295-301. (in Russian)

19. Kerimov Z.Kh., Jafarli M.K. Numerical investigation of operation of the common rail direct petrol injection system with a new designed electronically controlled injector depending on the control parameters. In: *Materialy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Avtomobile- i traktorostroenie»* [Materials of the Int. scientific-practical conf. «Automotive and tractor manufacturing»]. Minsk, BNTU, 2019, Vol. 1, pp. 181-184. (in Russian)

20. Kerimov Z.Kh., Jafarli M.K. The features of the mathematical model of the hydrodynamic processes in the accumulator direct petrol injection system with new designed electronically controlled injector. *Vestnik Ufimskogo Gosudarstvennogo Aviacionnogo Tehnicheskogo Universiteta*, 2019, Vol. 23, No. 1 (83), pp. 3-10. (in Russian)

21. Kerimov Z.Kh. Mathematical modeling of hydrodynamic processes taking into account a two-phase medium in the boundary volumes of the diesel fuel injection system. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2004, No. 8 (16), pp. 63-69. (in Russian)

22. Kerimov Z.Kh. Some results of mathematical modeling of wave processes in the two-phase medium in the diesel fuel-injection system. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2004, No. 1, pp. 20-24. (in Russian)

УДК (UDC) 62-82:681.581.5

**ВЕРОЯТНОСТНО-ВРЕМЕННОЙ АНАЛИЗ КИНЕТИКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ  
НАДЕЖНОСТИ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КАНАТНОЙ СИСТЕМЫ  
МОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНОГО КАНАТНОГО КОМПЛЕКСА****PROBABILITY-TEMPORAL ANALYSIS OF RELIABILITY INDICATORS KINETICS  
AT THE STAGE OF DESIGNING A ROPE SYSTEM OF A MOBILE TRANSPORT  
AND RELOADING ROPEWAY**Лагерев А.В.<sup>1</sup>, Таричко В.И.<sup>2</sup>, Лагерев И.А.<sup>1</sup>  
Lagerev A.V.<sup>1</sup>, Tarichko V.I.<sup>2</sup>, Lagerev I.A.<sup>1</sup><sup>1</sup> - Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)<sup>2</sup> - АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)<sup>1</sup> - Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)<sup>2</sup> - Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** В статье представлен метод компьютерного моделирования протекания во времени процесса изменения показателей надежности ключевого структурного элемента мобильного канатного комплекса – канатной системы в целом. Метод базируется на разработанной вероятностной математической модели. На стадии проектирования мобильного канатного комплекса она позволяет прогнозировать кинетику показателей надежности при эксплуатации канатной системы как в целом, так и ее отдельных подсистем и конструктивных элементов с учетом сроков и объемов проведения ремонтно-восстановительных работ, а также проводить моделирование эксплуатационной стадии жизненного цикла. Расчет вероятности нахождения канатной системы в возможных сочетаниях ее состояний в произвольный момент времени основан на решении системы линейных дифференциальных уравнений Колмогорова-Чепмена, которая периодически перестраивается в моменты времени проведения плановых ремонтов мобильного канатного комплекса. Представлены результаты тестового примера расчета применительно к конкретному проектируемому мобильному канатному комплексу.

**Ключевые слова:** мобильный канатный комплекс, канатная система, надежность, вероятностно-временной анализ

**Дата принятия к публикации:** 15.03.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Сведения об авторах:**

**Лагерев 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](mailto:bsu-avl@yandex.ru).  
ORCID: 0000-0003-0380-5456

**Таричко Вадим Игоревич** – кандидат технических наук, заместитель генерального директора –

**Abstract.** The article presents a method of computer simulation of the process of time-varying reliability indicators of a key structural element of a mobile ropeway - the rope system as a whole. The method is based on the developed probabilistic mathematical model. At the design stage of the mobile ropeway, it allows predicting the kinetics of reliability indicators during operation of the rope system as a whole, as well as its individual subsystems and structural elements, taking into account the timing and volume of repair and restoration work. She also conduct modeling of the operational stage of the life cycle. The calculation of the probability of finding the rope system in possible combinations of its states at an arbitrary point in time is based on the solution of the Chapman-Kolmogorov linear differential equation system, which is periodically rebuilt at the time moments of scheduled repairs of the mobile ropeway. The results of a test example of calculation in relation to a specific designed mobile ropeway are presented.

**Keywords:** mobile ropeway, rope system, reliability, probability-time analysis

**Date of acceptance for publication:** 15.03.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**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](mailto:bsu-avl@yandex.ru).  
ORCID: 0000-0003-0380-5456

**Vadim I. Tarichko** – Candidate of Technical Sciences, Deputy general director – General designer, Bry-



Основная проблема успешного применения этого метода заключается в том, что количественные расчеты вероятностей наступления отказов технических систем канатных дорог и комплексов требуют знания вероятностей индивидуальных отказов всех конструктивных элементов этих систем. Такая информация крайне ограничена, так как она находится путем статистической обработки имеющихся данных о произошедших отказах и не учитывает продолжительность эксплуатации до отказа. Как следствие, необходимые для прогнозирования риска возникновения аварийных ситуаций данные о вероятности безотказной работы конструктивных элементов носят осредненный характер и не отражают в полной мере индивидуальные особенности конструкции, режимов и продолжительности работы канатных дорог и комплексов, а также эффективность проводимых ремонтных мероприятий.

В любом случае в основе расчета технического риска лежит количественная оценка вероятности наступления аварийных событий. Это требует разработки расчетных методик прогнозирования изменения во времени показателей надежности и, в первую очередь, вероятностей критических отказов при работе исследуемого технического устройства, с учетом конкретных особенностей его конструкции и режимов эксплуатации.

В рамках данного исследования разработан метод компьютерного моделирования протекания во времени процесса изменения показателей надежности ключевого структурного элемента мобильного транспортно-перегрузочного комплекса – его канатной системы.

### 3. Структура канатной системы

Канатная система мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса состоит из трех структурных подсистем:

- гидравлической подсистемы, обеспечивающей гидравлический привод механизмов движения канатной системы: механизма движения несущего каната, механизма установки концевой опоры в рабочее положение и механизма ориентации канатного шкива;

- механической подсистемы, обеспечивающей передачу и преобразование вращательного движения и крутящего момента на выходном валу гидромотора в линейное перемещение и тяговое усилие несущего каната;

- информационно-управляющей подсистемы, обеспечивающей управление работой структурных элементов канатной системы, а также сбор, обработку, отображение и анализ в реальном режиме времени контролируемых количественных параметров функционального состояния канатной системы, формирование необходимых управляющих воздействий.

На рис. 1 показана обобщенная структурная схема канатной системы, включающая структурные схемы указанных подсистем, а в табл. 1 приведен примерный перечень структурных элементов этих подсистем и дана их нумерация, которая далее используется в расчетных зависимостях математической модели.

Структурные элементы разбиты на две подгруппы в зависимости от степени тяжести последствий их отказа на работоспособность канатной системы в целом:

- элементы, приводящие к критическому отказу;

- элементы, не приводящие к критическому отказу.

Под критическим отказом понимается такой отказ, который приводит к потере работоспособности канатной системы (ее переходу в неработоспособное состояние) и требует немедленной остановки работы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса. Под некритическим отказом понимается такой отказ, который не приводит к потере работоспособности канатной системы, а лишь обуславливает ее переход в неисправное состояние, что не требует немедленной остановки работы комплекса.

### 4. Математическая модель

С точки зрения теории надежности в процессе своего функционирования канатная система мобильного канатного комплекса может находиться в одном из трех возмож-

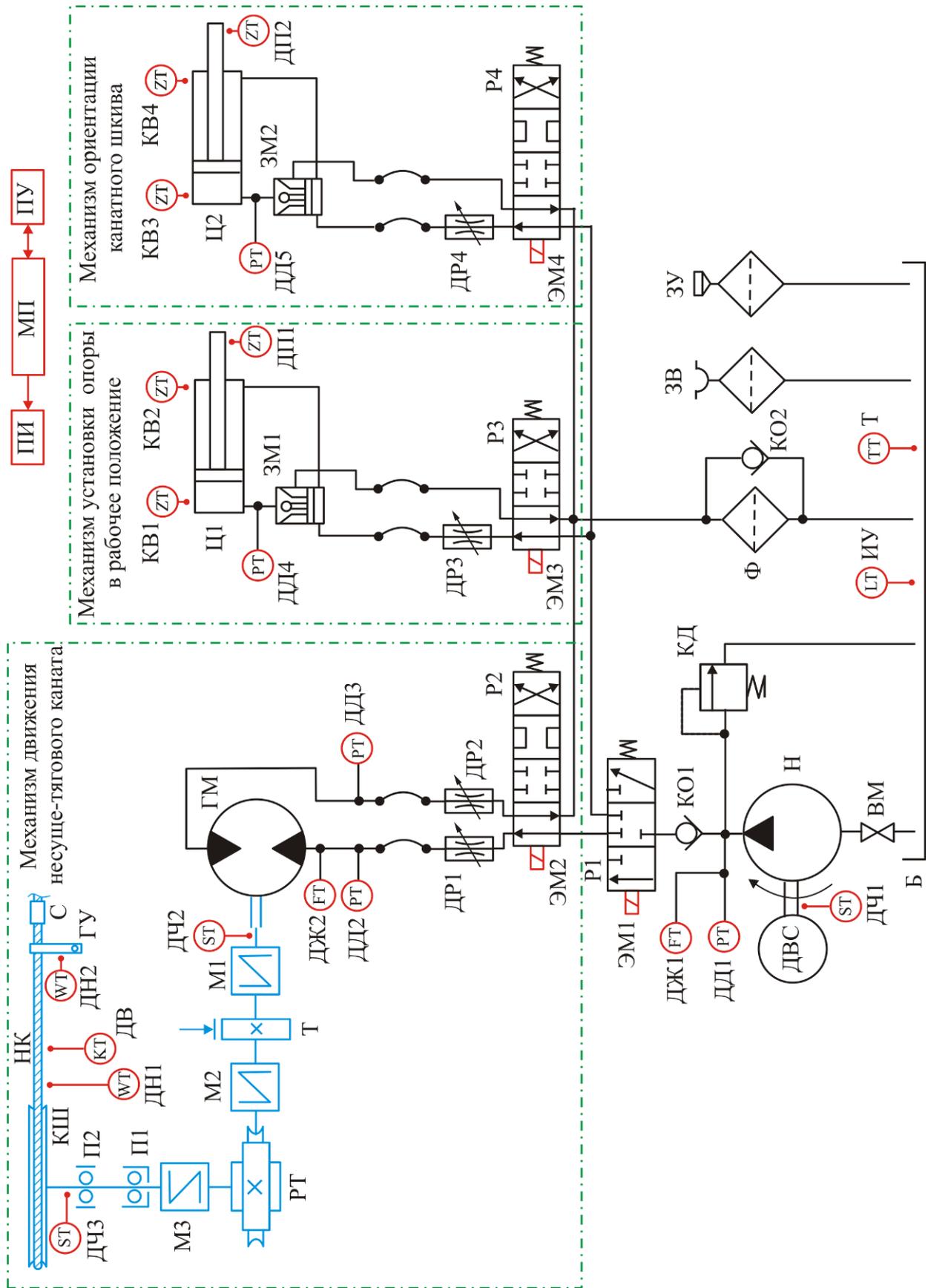


Рис. 2. Обобщенная структурная схема канатной системы

Таблица 1

Перечень обозначений и нумерация элементов структурных подсистем канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса

Обозначение	Номер	Описание структурного элемента
<b>Гидравлический привод механизмов движения канатной системы</b>		
<i>Элементы, приводящие к критическому отказу</i>		
Н	<i>h1,1</i>	Объемный нерегулируемый насос
ГМ	<i>h1,2</i>	Гидромотор механизма движения несущего каната
Ц1	<i>h1,3</i>	Поршневой гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком механизма установки опоры в рабочее положение
Ц2	<i>h1,4</i>	Поршневой гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком механизма ориентации канатного шкива
Б	<i>h1,5</i>	Гидробак для работы под атмосферным давлением
КД	<i>h1,6</i>	Предохранительный клапан прямого действия
Ф	<i>h1,7</i>	Сливной фильтр
Р1	<i>h1,8</i>	Входной гидрораспределитель
Р2	<i>h1,9</i>	Гидрораспределитель механизма движения несущего каната
Р3	<i>h1,10</i>	Гидрораспределитель механизма установки опоры в рабочее положение
Р4	<i>h1,11</i>	Гидрораспределитель механизма ориентации канатного шкива
ДР1, ДР2	<i>h1,12</i>	Регулируемые дроссели механизма движения несущего каната
ЗМ1	<i>h1,13</i>	Односторонний гидрозамок фиксации опоры в рабочем положении
ЗМ2	<i>h1,14</i>	Односторонний гидрозамок фиксации канатного шкива
	<i>h1,15</i>	Гидролинии (металлические трубопроводы)
	<i>h1,16</i>	Гидролинии (гибкие рукава)
	<i>h1,17</i>	Устройства соединения гидролиний - частично
<i>Элементы, приводящие к некритическому отказу</i>		
ВМ	<i>h2,1</i>	Входной вентиль
КО1	<i>h2,2</i>	Клапан обратный в напорной гидролинии
КО2	<i>h2,3</i>	Клапан обратный в сливной гидролинии
ЗУ	<i>h2,4</i>	Заливное устройство
ЗВ	<i>h2,5</i>	Воздухозаборное устройство с фильтром
ДР3	<i>h2,6</i>	Регулируемый дроссель механизма установки опоры в рабочее положение
ДР4	<i>h2,7</i>	Регулируемый дроссель механизма ориентации канатного шкива
	<i>h2,8</i>	Устройства соединения гидролиний - частично
	<i>h2,9</i>	Рабочая жидкость
<b>Механический привод механизма движения несущего каната</b>		
<i>Элементы, приводящие к критическому отказу</i>		
КШ	<i>m1,1</i>	Канатный шкив
НК	<i>m1,2</i>	Несущий стальной канат
ГУ	<i>m1,3</i>	Грузозахватное устройство для подвешивания груза
С	<i>m1,4</i>	Счалочное устройство

Продолжение табл. 1

Обозначение	Номер	Описание структурного элемента
РТ	m1,5	Редуктор червячный или планетарный
Т	m1,6	Тормоз
M1, M2, M3	m1,7	Упругие соединительные муфты
П1	m1,8	Упорно-радиальный сферический роликоподшипник
П2	m1,9	Радиальный сферический шарикоподшипник
	m1,10	Передаточные валы
<b>Информационно-управляющая система</b>		
<i>Элементы, приводящие к критическому отказу</i>		
МП	e1,1	Управляющий микропроцессор
ПУ	e1,2	Панель управления работой канатной системы
ПИ	e1,3	Панель информации о количественных параметрах текущего состояния исполнительных подсистем канатной системы
ЭМ1	e1,4	Электромагнит управления входным гидрораспределителем
ЭМ2	e1,5	Электромагнит управления гидрораспределителем механизма движения несущего-тягового каната
ЭМ3	e1,6	Электромагнит управления гидрораспределителем механизма установки опоры в рабочее положение
ЭМ4	e1,7	Электромагнит управления гидрораспределителем механизма ориентации канатного шкива
ДЧ1 (ST)	e1,8	Датчик частоты вращения входного вала насоса (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)
ДЧ3 (ST)	e1,9	Датчик частоты вращения вала канатного шкива (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)
ДН1 (WT)	e1,10	Датчик натяжения несущего-тягового каната (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)
ДН2 (WT)	e1,11	Датчик веса транспортируемого груза (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)
ДВ (КТ)	e1,12	Датчик отсчета времени движения несущего-тягового каната (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)
<i>Элементы, приводящие к некритическому отказу</i>		
ДД1 (РТ)	e2,1	Датчик давления на выходе насоса (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)
ДД2, ДД3 (РТ)	e2,2	Датчики давления в подводящих гидролиниях гидромотора (бесшкальные, с дистанционной электропередачей показаний)
ДД4 (РТ)	e2,3	Датчик давления на входе гидроцилиндра установки опоры в рабочее положение (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)
ДД5 (РТ)	e2,4	Датчик давления на входе гидроцилиндра ориентации канатного шкива (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)
ДЖ1 (FT)	e2,5	Датчик объемной подачи насоса (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)
ДЖ2 (FT)	e2,6	Датчик объемного расхода гидромотора (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)
ДЧ2 (ST)	e2,7	Датчик частоты вращения выходного вала гидромотора (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)

Окончание табл. 1

Обозначение	Номер	Описание структурного элемента
ДП1 (ZT)	e2,8	Датчик углового положения опоры (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)
ДП2 (ZT)	e2,9	Датчик углового положения канатного шкива (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)
KB1 (ZT)	e2,10	Концевой выключатель для крайнего нижнего положения опоры
KB2 (ZT)	e2,11	Концевой выключатель для крайнего верхнего положения опоры
KB3 (ZT)	e2,12	Концевой выключатель для крайнего нижнего положения канатного шкива
KB4 (ZT)	e2,13	Концевой выключатель для крайнего верхнего положения канатного шкива
ИУ (LT)	e2,14	Измеритель уровня жидкости в гидробаке (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)
Т (ТТ)	e2,15	Датчик температуры жидкости в гидробаке (бесшкальный, с дистанционной электропередачей показаний)

ных сочетаний состояний:

1) исправном и работоспособном состояниях;

2) неисправном и работоспособном состояниях;

3) неисправном и неработоспособном состояниях.

Первый случай полностью соответствует штатной работе комплекса. Во втором случае работа комплекса вполне возможна, хотя и требуется предусмотреть проведение во время одного из ближайших плановых перерывов в работе необходимых восстановительных операций для тех элементов, у которых произошел некритический отказ (табл. 1). В третьем случае работа комплекса оказывается невозможной и требует немедленной остановки и проведения восстановительных операций, как минимум, для того элемента, у которого произошел критический отказ. Очевидно, количественные показатели надежности, характеризующие переход канатной системы в третье сочетание возможных состояний, должны быть использованы для оценки технического риска.

Канатная система мобильного канатного комплекса состоит из значительного числа элементов (табл. 1), которые являются потенциально опасными с точки зрения возможности их отказа в процессе эксплуатации. Гидравлическая подсистема включает  $n_{h1} = 17$  элементов, приводящих к критическому отка-

зу, и  $n_{h2} = 9$  элементов, приводящих к некритическому отказу. Для механической подсистемы число элементов, приводящих к критическому отказу, составляет  $n_{m1} = 10$ . В состав информационно-управляющей подсистемы входят  $n_{e1} = 12$  элементов, приводящих к критическому отказу, и  $n_{e2} = 15$  элементов, приводящих к некритическому отказу. Таким образом, общее число элементов, приводящих к критическому отказу, составляет  $N_1 = 39$ , а общее число элементов, приводящих к некритическому отказу, -  $N_2 = 24$ .

При анализе вероятности нахождения канатной системы в процессе ее эксплуатации в неработоспособном состоянии следует учитывать, что в произвольный момент времени она может находиться в одном из следующих возможных состояний:

- одном работоспособном состоянии  $S_0$  (оно характеризуется нахождением всех потенциально опасных элементов в работоспособном);

- одном из нескольких неработоспособных состояний  $S_1, S_2, \dots, S_m, \dots, S_{N_1}$  (каждое состояние характеризуется нахождением одного соответствующего  $m$ -го элемента в неработоспособном состоянии при работоспособном состоянии всех остальных  $N_1 - 1$  элементов).

При анализе вероятности нахождения канатной системы в процессе ее эксплуатации в неисправном состоянии следует учитывать, что в произвольный момент времени она может находиться в одном из следующих возможных состояний:

- одном исправном состоянии  $T_0$  (оно характеризуется нахождением всех потенциально опасных элементов в исправном состоянии и соответствием свойств рабочей жидкости требованиям эксплуатационной документации);
- одном из нескольких неисправных состояний  $T_1, T_2, \dots, T_n, \dots, T_{N_2}$  (каждое состояние характеризуется нахождением одного соответствующего  $m$ -го элемента в неисправном состоянии при исправном состоянии всех остальных  $N_2 - 1$  элементов).

Таким образом, общее число возможных состояний канатной системы составляет:

- при анализе вероятности нахождения канатной системы в неработоспособном состоянии

$$M_1 = n_{h1} + n_{m1} + n_{e1} + 1. \quad (1)$$

- при анализе вероятности нахождения канатной системы в неисправном состоянии

$$M_2 = n_{h2} + n_{e2} + 1. \quad (2)$$

В качестве допущения примем, что вероятность наступления последующего отказа произвольного  $q$ -го элемента до момента восстановления произошедшего отказа  $m$ -го элемента является пренебрежимо малой величиной. Применительно к критическим отказам это допущение является полностью корректным, применительно к некритическим отказам – приближенно корректным, так как при возникновении таких отказов ка-

натная система может эксплуатироваться в течение еще какого-то промежутка времени до проведения восстановительных мероприятий во время планового перерыва в работе мобильного канатного комплекса.

С учетом данного допущения на рис. 3 построены графы возможных состояний и связывающих их переходов при эксплуатации канатной системы в целом. Они представляют собой композицию соответствующих графов (рис. 4 и 5) отдельных подсистем.

На рис. 4 приведены графы возможных состояний и связывающих их переходов при эксплуатации периодически восстанавливаемых подсистем канатной системы, а на рис. 5 - графы возможных состояний и связывающих их переходов периодически ремонтируемых подсистем.

Количественной характеристикой перехода  $v$ -й подсистемы из работоспособного состояния  $S_{v,0}$  в неработоспособное  $S_{v,m}$ , вызванного отказом  $m$ -го элемента, является интенсивность отказов  $\lambda_{v1,m}$  этого элемента. Количественной характеристикой обратного перехода из неработоспособного состояния  $S_{v,m}$  в работоспособное  $S_{v,0}$ , вызванного восстановлением или заменой ранее отказавшего  $m$ -го элемента, является интенсивность восстановления  $\mu_{v1,m}$  этого элемента. Аналогично количественно характеризуются переходы из исправного состояния  $T_{v,0}$  в неисправное  $T_{v,m}$  - интенсивностью отказов  $\lambda_{v2,m}$  и интенсивностью восстановления  $\mu_{v2,m}$ .

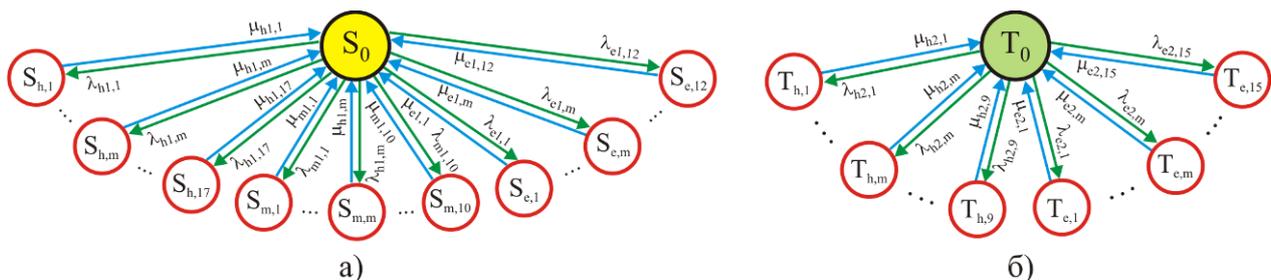


Рис. 3. Графы возможных состояний и связывающих их переходов при эксплуатации канатной системы: а – при критических отказах; б – при некритических отказах

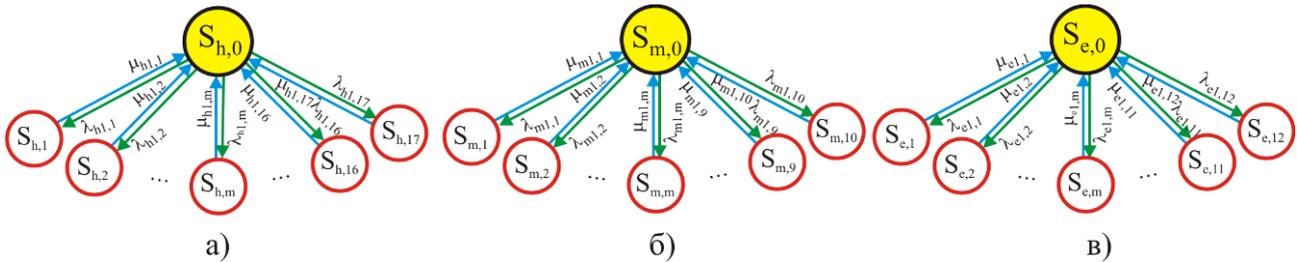


Рис. 4. Графы возможных состояний и связывающих их переходов при эксплуатации периодически восстанавливаемых подсистем канатной системы: а – гидравлической; б – механической; в – информационно-управляющей

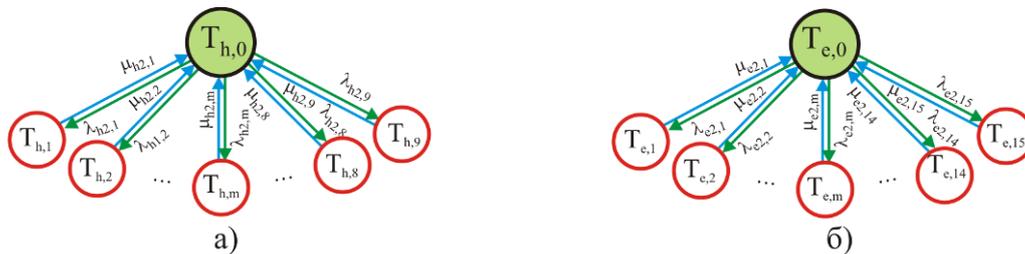


Рис. 5. Графы возможных состояний и связывающих их переходов при эксплуатации периодически ремонтируемых подсистем канатной системы: а – гидравлической; б – информационно-управляющей

Вероятности  $P_0, P_1, \dots, P_m, \dots, P_{M_1}$  ( $U_0, U_1, \dots, U_m, \dots, U_{M_2}$ ) нахождения канатной системы в произвольный момент времени эксплуатации во всех возможных состояниях  $S_0, S_1, \dots, S_m, \dots, S_{M_1}$  ( $T_0, T_1, \dots, T_m, \dots, T_{M_2}$ ) могут быть определены с помощью системы уравнений Колмогорова-Чепмена [7]. Она явля-

ется системой обыкновенных дифференциальных уравнений I порядка. Для графов на рис. 3 эта система выражается следующим образом:

- при анализе перехода канатной системы из работоспособного в неработоспособное состояние

$$\begin{pmatrix} \dot{P}_0 \\ \dot{P}_{h,1} \\ \dots \\ \dot{P}_{h,17} \\ \dot{P}_{m,1} \\ \dots \\ \dot{P}_{m,10} \\ \dot{P}_{e,1} \\ \dots \\ \dot{P}_{e,12} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} -A_1 & \mu_{h1,1} & \dots & \mu_{h1,17} & \mu_{m1,1} & \dots & \mu_{m1,10} & \mu_{e1,1} & \dots & \mu_{e1,12} \\ \lambda_{h1,1} & -\mu_{h1,1} & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots \\ \lambda_{h1,17} & 0 & \dots & -\mu_{h1,17} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \lambda_{m1,1} & 0 & \dots & 0 & -\mu_{m1,1} & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \lambda_{m1,10} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & -\mu_{m1,10} & 0 & \dots & 0 \\ \lambda_{e1,1} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & -\mu_{e1,1} & \dots & 0 \\ \dots & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \lambda_{e1,12} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & -\mu_{e1,12} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} P_0 \\ P_{h,1} \\ \dots \\ P_{h,17} \\ P_{m,1} \\ \dots \\ P_{m,10} \\ P_{e,1} \\ \dots \\ P_{e,12} \end{pmatrix}; \quad (3)$$

- при анализе перехода канатной системы из исправного в неисправное состояние

$$\begin{Bmatrix} \dot{U}_0 \\ \dot{U}_{h,1} \\ \dots \\ \dot{U}_{h,9} \\ \dot{U}_{e,1} \\ \dots \\ \dot{U}_{e,15} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\Lambda_2 & \mu_{h1,1} & \dots & \mu_{h1,9} & \mu_{e1,1} & \dots & \mu_{e1,15} \\ \lambda_{h2,1} & -\mu_{h1,1} & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{h2,1} & 0 & \dots & -\mu_{h1,9} & 0 & \dots & 0 \\ \lambda_{h2,1} & 0 & \dots & 0 & -\mu_{e1,1} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{h2,1} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & -\mu_{e1,15} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} U_0 \\ U_{h,1} \\ \dots \\ U_{h,9} \\ U_{e,1} \\ \dots \\ U_{e,15} \end{Bmatrix}, \quad (4)$$

где  $\Lambda_1 = \sum_{m=1}^{m=n_{h1}} \lambda_{h1,m} + \sum_{m=1}^{m=n_{m1}} \lambda_{m1,m} + \sum_{m=1}^{m=n_{e1}} \lambda_{e1,m}$ ;  $\Lambda_2 = \sum_{m=1}^{m=n_{h2}} \lambda_{h2,m} + \sum_{m=1}^{m=n_{e2}} \lambda_{e2,m}$ .

Аналогичным образом можно вычислить вероятности нахождения отдельных подсистем канатной системы в произвольный момент времени эксплуатации во всех возможных состояниях:

- при анализе перехода гидравлической подсистемы из работоспособного в неработоспособное состояние

$$\begin{Bmatrix} \dot{P}_{h,0} \\ \dot{P}_{h,1} \\ \dots \\ \dot{P}_{h,m} \\ \dots \\ \dot{P}_{h,17} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sum_{m=1}^{m=n_{h1}} \lambda_{h1,m} & \mu_{h1,1} & \dots & \mu_{h1,m} & \dots & \mu_{h1,17} \\ \lambda_{h1,1} & -\mu_{h1,1} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{h1,m} & 0 & \dots & -\mu_{h1,m} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{h1,17} & 0 & \dots & 0 & \dots & -\mu_{h1,17} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} P_{h,0} \\ P_{h,1} \\ \dots \\ P_{h,m} \\ \dots \\ P_{h,17} \end{Bmatrix}; \quad (5)$$

- при анализе перехода гидравлической подсистемы из исправного в неисправное состояние

$$\begin{Bmatrix} \dot{U}_{h,0} \\ \dot{U}_{h,1} \\ \dots \\ \dot{U}_{h,m} \\ \dots \\ \dot{U}_{h,9} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sum_{m=1}^{m=n_{h2}} \lambda_{h2,m} & \mu_{h2,1} & \dots & \mu_{h2,m} & \dots & \mu_{h2,9} \\ \lambda_{h2,1} & -\mu_{h2,1} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{h2,m} & 0 & \dots & -\mu_{h2,m} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{h2,9} & 0 & \dots & 0 & \dots & -\mu_{h2,9} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} U_{h,0} \\ U_{h,1} \\ \dots \\ U_{h,m} \\ \dots \\ U_{h,9} \end{Bmatrix}; \quad (6)$$

- при анализе перехода механической подсистемы из работоспособного в неработоспособное состояние

$$\begin{Bmatrix} \dot{P}_{m,0} \\ \dot{P}_{m,1} \\ \dots \\ \dot{P}_{m,m} \\ \dots \\ \dot{P}_{m,10} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sum_{m=1}^{m=n_{m1}} \lambda_{m1,m} & \mu_{m1,1} & \dots & \mu_{m1,m} & \dots & \mu_{m1,10} \\ \lambda_{m1,1} & -\mu_{m1,1} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{m1,m} & 0 & \dots & -\mu_{m1,m} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{m1,10} & 0 & \dots & 0 & \dots & -\mu_{m1,10} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} P_{m,0} \\ P_{m,1} \\ \dots \\ P_{m,m} \\ \dots \\ P_{m,10} \end{Bmatrix}; \quad (7)$$

- при анализе перехода информационно-управляющей подсистемы из работоспособного в неработоспособное состояние

$$\begin{pmatrix} \dot{P}_{e,0} \\ \dot{P}_{e,1} \\ \dots \\ \dot{P}_{e,m} \\ \dots \\ \dot{P}_{e,12} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} -\sum_{m=1}^{m=n_{e1}} \lambda_{e1,m} & \mu_{e1,1} & \dots & \mu_{e1,m} & \dots & \mu_{e1,12} \\ \lambda_{e1,1} & -\mu_{e1,1} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{e1,m} & 0 & \dots & -\mu_{e1,m} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{e1,12} & 0 & \dots & 0 & \dots & -\mu_{e1,12} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} P_{e,0} \\ P_{e,1} \\ \dots \\ P_{e,m} \\ \dots \\ P_{e,12} \end{pmatrix}; \quad (8)$$

- при анализе перехода информационно-управляющей подсистемы из исправного в неисправное состояние

$$\begin{pmatrix} \dot{U}_{e,0} \\ \dot{U}_{e,1} \\ \dots \\ \dot{U}_{e,m} \\ \dots \\ \dot{U}_{e,15} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} -\sum_{m=1}^{m=n_{e2}} \lambda_{e2,m} & \mu_{e2,1} & \dots & \mu_{e2,m} & \dots & \mu_{e2,15} \\ \lambda_{e2,1} & -\mu_{e2,1} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{e2,m} & 0 & \dots & -\mu_{e2,m} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{e2,15} & 0 & \dots & 0 & \dots & -\mu_{e2,15} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} U_{h,0} \\ U_{h,1} \\ \dots \\ U_{h,m} \\ \dots \\ U_{h,15} \end{pmatrix}. \quad (9)$$

Для решения систем дифференциальных уравнений (3) – (9) необходимо задать начальные условия. Они включают множество значений вероятностей  $P_m$  или  $U_m$  в момент

ввода канатной системы и ее подсистем в эксплуатацию (при  $\tau = \tau_0=0$ ).

Векторы начальных условий для систем дифференциальных уравнений (3) – (9) имеют соответственно следующий вид:

$$\begin{pmatrix} P_0(\tau=0) \\ P_{h,1}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{h,17}(\tau=0) \\ P_{m,1}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{m,10}(\tau=0) \\ P_{e,1}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{e,12}(\tau=0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad \begin{pmatrix} U_0(\tau=0) \\ U_{h,1}(\tau=0) \\ \dots \\ U_{h,9}(\tau=0) \\ U_{e,1}(\tau=0) \\ \dots \\ U_{e,15}(\tau=0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad \begin{pmatrix} P_{h,0}(\tau=0) \\ P_{h,1}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{h,m}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{h,17}(\tau=0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad \begin{pmatrix} U_{h,0}(\tau=0) \\ U_{h,1}(\tau=0) \\ \dots \\ U_{h,m}(\tau=0) \\ \dots \\ U_{h,9}(\tau=0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix};$$

$$\begin{pmatrix} P_{m,0}(\tau=0) \\ P_{m,1}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{m,m}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{m,10}(\tau=0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad \begin{pmatrix} P_{e,0}(\tau=0) \\ P_{e,1}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{e,m}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{e,12}(\tau=0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad \begin{pmatrix} U_{e,0}(\tau=0) \\ U_{e,1}(\tau=0) \\ \dots \\ U_{e,m}(\tau=0) \\ \dots \\ U_{e,15}(\tau=0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (10)$$

Системы уравнений (3), (5), (7) и (8) позволяют прогнозировать процесс изменения во времени вероятности безотказной работы канатной системы  $P_{rs}(\tau)$  и ее подсистем  $P_h(\tau)$ ,  $P_m(\tau)$  и  $P_e(\tau)$ , так как

$$\begin{aligned} P_{rs}(\tau) &= P_0(\tau); \quad P_h(\tau) = P_{h,0}(\tau); \\ P_m(\tau) &= P_{m,0}(\tau); \quad P_e(\tau) = P_{e,0}(\tau). \end{aligned} \quad (11)$$

Сумма всех остальных вероятностей выражает вероятность нахождения канатной системы  $Q_{rs}(\tau)$  и ее подсистем  $Q_h(\tau)$ ,  $Q_m(\tau)$  и  $Q_e(\tau)$  в неработоспособном состоянии:

$$\begin{aligned} Q_{rs}(\tau) &= 1 - P_{rs}(\tau) = \\ &= \sum_{m=1}^{m=n_{h1}} P_{h,m}(\tau) + \sum_{m=1}^{m=n_{m1}} P_{m,m}(\tau) + \sum_{m=1}^{m=n_{e1}} P_{e,m}(\tau); \end{aligned} \quad (12)$$

$$Q_h(\tau) = 1 - P_h(\tau) = \sum_{m=1}^{m=n_{h1}} P_{h,m}(\tau);$$

$$Q_m(\tau) = 1 - P_m(\tau) = \sum_{m=1}^{m=n_{m1}} P_{m,m}(\tau);$$

$$Q_e(\tau) = 1 - P_e(\tau) = \sum_{m=1}^{m=n_{e1}} P_{e,m}(\tau).$$

Отношение  $P_m(\tau)/Q_{rs}(\tau)$  можно рассматривать как относительный индивидуальный вклад критического отказа  $m$ -го элемента канатной системы в снижение общего уровня ее надежности в произвольный момент времени  $\tau$ . Отношения  $P_{h,m}(\tau)/Q_h(\tau)$ ,  $P_{m,m}(\tau)/Q_m(\tau)$  и  $P_{e,m}(\tau)/Q_e(\tau)$  можно рассматривать как относительный индивидуальный вклад критического отказа  $m$ -го элемента подсистемы канатной системы в снижение общего уровня надежности этой подсистемы в произвольный момент времени  $\tau$ .

Системы уравнений (4), (6) и (9) позволяют прогнозировать процесс изменения во времени вероятности исправной работы канатной системы  $U_{rs}(\tau)$  и ее подсистем  $U_h(\tau)$ ,  $U_m(\tau)$  и  $U_e(\tau)$ , так как

$$\begin{aligned} U_{rs}(\tau) &= U_0(\tau); \quad U_h(\tau) = U_{h,0}(\tau); \\ U_e(\tau) &= U_{e,0}(\tau). \end{aligned} \quad (13)$$

Сумма всех остальных вероятностей выражает вероятность нахождения канатной системы  $V_{rs}(\tau)$  и ее подсистем  $V_h(\tau)$  и  $V_e(\tau)$  в неисправном состоянии:

$$\begin{aligned} V_{rs}(\tau) &= 1 - U_{rs}(\tau) = \sum_{m=1}^{m=n_{h2}} U_{h,m}(\tau) + \sum_{m=1}^{m=n_{e2}} U_{e,m}(\tau); \\ V_h(\tau) &= 1 - U_h(\tau) = \sum_{m=1}^{m=n_{h2}} U_{h,m}(\tau); \\ V_e(\tau) &= 1 - U_e(\tau) = \sum_{m=1}^{m=n_{e2}} U_{e,m}(\tau). \end{aligned} \quad (14)$$

Решение систем (3) - (9) при начальных условиях (10) адекватно характеризует изменение во времени показателей надежности до момента первого планового ремонта или планового технического обслуживания  $\tau_{r,1}$ . Моменты плановых ремонтов и технических обслуживаний  $\tau_{r,n}$  устанавливаются еще на этапе проектирования мобильного канатного комплекса и, таким образом, связаны с ремонтом тех структурных элементов канатной системы и ее подсистем, которые не приводят к критическому отказу, влекущему за собой немедленную остановку работы и проведение восстановительных операций.

На рис. 6 приведен график изменения во времени вероятности исправной работы канатной системы  $U_{rs}(\tau)$  при наличии периодических ремонтов и при их отсутствии. Аналогичные формы имеют также графики изменения во времени вероятностей исправной работы гидравлической и информационно-управляющей подсистем.

В момент времени  $\tau_{r,1}$  производится ремонт (или настройка) одного или нескольких структурных элементов. Поэтому вероятность нахождения произвольного  $m$ -го элемента в неисправном состоянии скачкообразно уменьшаются от  $U_m(\tau_{r,1} - 0) = U_m(\tau_{r,1})$  до значения  $U_m(\tau_{r,1} + 0) = 0$ . Вероятность нахождения канатной системы и ее подсистем в исправном состоянии скачкообразно увеличивается с  $U_0(\tau_{r,1} - 0) = U_0(\tau_{r,1})$  на величину суммы вероятностей  $U_m(\tau_{r,1})$  отремонтированных элементов. Поэтому с момента времени  $\tau_{r,1}$  интегрирование систем дифференциальных уравнений (4), (6) и (9) должно осуществляться при новых векторах начальных условий, принимающих соответственно следующий вид:

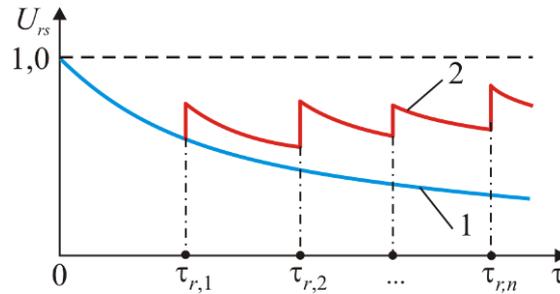


Рис. 6. Кинетика вероятности исправной работы канатной системы: 1 – без проведения ремонтов; 2 – с проведением ремонтов

$$\begin{pmatrix} U_0(\tau_{r,1} + 0) \\ U_{h,1}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{h,m}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{h,9}(\tau_{r,1} + 0) \\ U_{e,1}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{e,m}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{e,15}(\tau_{r,1} + 0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_0(\tau_{r,1}) + \sum_{m=1}^{m=n_{h2,r,1}} U_{h,m}(\tau_{r,1}) + \sum_{m=1}^{m=n_{e2,r,1}} U_{e,m}(\tau_{r,1}) \\ U_{h,1}(\tau_{r,1}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ U_{h,9}(\tau_{r,1}) \\ U_{e,1}(\tau_{r,1}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ U_{e,15}(\tau_{r,1}) \end{pmatrix}; \quad (15)$$

$$\begin{pmatrix} U_{h,0}(\tau_{r,1} + 0) \\ U_{h,1}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{h,m}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{h,9}(\tau_{r,1} + 0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_{h,0}(\tau_{r,1}) + \sum_{m=1}^{m=n_{h2,r,1}} U_{h,m}(\tau_{r,1}) \\ U_{h,1}(\tau_{r,1}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ U_{h,9}(\tau_{r,1}) \end{pmatrix}; \quad \begin{pmatrix} U_{e,0}(\tau_{r,1} + 0) \\ U_{e,1}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{e,m}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{e,15}(\tau_{r,1} + 0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_{e,0}(\tau_{r,1}) + \sum_{m=1}^{m=n_{e2,r,1}} U_{e,m}(\tau_{r,1}) \\ U_{e,1}(\tau_{r,1}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ U_{e,15}(\tau_{r,1}) \end{pmatrix},$$

где  $n_{h2,r,1}$ ,  $n_{e2,r,1}$  - число элементов гидравлической и информационно-управляющей подсистем, которые были планово отремонтированы в момент времени эксплуатации мобильного канатного комплекса, соответствующего моменту времени планового ремонта  $\tau_{r,1}$ .

Необходимость ремонта  $m$ -го элемента  $v$ -й подсистемы во время  $i$ -го планового ремонта  $\tau_{r,i}$  определяется устанавливаемой эксплуатационной документацией периодичностью его ремонта или настройки  $\Delta T_{v,m}$ .

Аналогично изменяются векторы начальных условий (15) для других моментов времени  $\tau_{r,n}$ . Таким образом, процесс прогнозирования изменения во времени показателей надежности канатной системы и ее подсистем, определяющих их нахождение в исправном или неисправном состояниях, при проведении плановых ремонтных мероприятий элементов после некритического отказа (кривая 2 на рис. 6) сводится к поочередному интегрированию систем дифференциальных уравнений (4), (6) и (9) в пределах последовательно расположенных временных интер-

валов  $\tau_{r,n} \leq \tau \leq \tau_{r,n+1}$  при периодическом реформировании векторов начальных условий (15) в начальной точке каждого такого интервала  $\tau_{r,n}$ .

Несмотря на проведение плановых ремонтов и технических обслуживаний, в реальных условиях эксплуатации наблюдаются случайные критические отказы структурных элементов транспортно-перегрузочных машин и оборудования [8], приводящие к невозможности дальнейшей их работы. Это требует проведения немедленного внепланового восстановления или замены отказавших элементов. Такие критические отказы случайных структурных элементов канатной системы являются случайными событиями, вследствие чего моменты времени их наступления являются случайными величинами. Поэтому учет влияния таких отказов на изменение показателей надежности требует применения имитационного моделирования работы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [9, 10], что выходит за рамки данного исследования.

Возможным подходом, направленным на обеспечение безопасности работы канатной системы в условиях возможных критических отказов, может являться упреждающая замена структурных элементов с критическими отказами в моменты времени плановых ремонтов мобильного канатного комплекса. В качестве критерия необходимости восстановления или замены потенциально опасного элемента в момент времени  $\tau_{r,i}$  целесообразно принять достижение произвольным  $m$ -м элементом предельно допустимого значения вероятности отказа:

$$P_{h,m}(\tau_{r,i}) \geq [P_{h,m}], \quad P_{m,m}(\tau_{r,i}) \geq [P_{m,m}]$$

или

$$P_{e,m}(\tau_{r,i}) \geq [P_{e,m}], \quad (16)$$

где  $[P_{v,m}]$  - предельно допустимого значения вероятности отказа  $m$ -го элемента  $v$ -й подсистемы.

Величины  $[P_{v,m}]$  индивидуальны для каждого структурного элемента канатной системы. Их меньшие значения должны соответствовать наиболее ответственным и дорогостоящим элементам, критический отказ которых способен привести к большому ущербу как вследствие повышенной длительности, так и вследствие повышенных затрат на проведение восстановительных операций. Задание малых значений  $[P_{v,m}]$  будет приводить к необходимости более частого восстановления структурных элементов и, таким образом, к повышенным трудовым и материально-финансовым затратам, хотя величина технического риска  $R_t$  для канатной системы будет низкой. В противном случае, при допущении более высоких значений  $[P_{v,m}]$  затраты на восстановительные работы будут снижаться, однако величина технического риска будет возрастать. Таким образом, обоснованное задание предельных вероятностей  $[P_{v,m}]$  является важной технической задачей и требует оценки на основе технико-экономической оптимизации.

Учет факта восстановления ряда структурных элементов канатной системы, приводящих к критическим отказам, во время планового ремонта  $\tau_{r,i}$  требует выявления тех элементов, которые удовлетворяют критериям (16) и выполнить корректировку векторов начальных условий для дальнейшего интегрирования дифференциальных уравнений (3), (5), (7) и (8) на очередной межремонтный период  $\tau \in (\tau_{r,i}; \tau_{r,i+1}]$ . Корректировка выполняется аналогично рассмотренной выше применительно к учету ремонта структурных элементов канатной системы, приводящих к некритическим отказам.

Таким образом, векторы начальных условий принимают следующий вид (в них принято, что восстанавливаются  $m$ -е элементы):

$$\begin{aligned}
 & \left\{ \begin{array}{l} P_0(\tau_{r,i} + 0) \\ P_{h,1}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{h,m}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{h,17}(\tau_{r,i} + 0) \\ P_{m,1}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{m,m}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{m,10}(\tau_{r,i} + 0) \\ P_{e,1}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{e,m}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{e,12}(\tau_{r,i} + 0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} P_0(\tau_{r,i}) + \sum_{m=1}^{m=n_{h1,r,i}} P_{h,m}(\tau_{r,i}) + \sum_{m=1}^{m=n_{m1,r,i}} P_{m,m}(\tau_{r,i}) + \sum_{m=1}^{m=n_{e1,r,i}} P_{e,m}(\tau_{r,i}) \\ P_{h,1}(\tau_{r,i}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_{h,17}(\tau_{r,i}) \\ P_{m,1}(\tau_{r,i}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_{m,10}(\tau_{r,i}) \\ P_{e,1}(\tau_{r,i}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_{e,1}(\tau_{r,i}) \end{array} \right\} \\
 & \left\{ \begin{array}{l} P_{h,0}(\tau_{r,i} + 0) \\ P_{h,1}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{h,m}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{h,17}(\tau_{r,i} + 0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} P_{h,0}(\tau_{r,i}) + \sum_{m=1}^{m=n_{h1,r,i}} P_{h,m}(\tau_{r,i}) \\ P_{h,1}(\tau_{r,i}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_{h,17}(\tau_{r,i}) \end{array} \right\}; \quad \left\{ \begin{array}{l} P_{m,0}(\tau_{r,i} + 0) \\ P_{m,1}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{m,m}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{m,10}(\tau_{r,i} + 0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} P_{m,0}(\tau_{r,i}) + \sum_{m=1}^{m=n_{m1,r,i}} P_{m,m}(\tau_{r,i}) \\ P_{m,1}(\tau_{r,i}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_{m,10}(\tau_{r,i}) \end{array} \right\}; \\
 & \left\{ \begin{array}{l} P_{e,0}(\tau_{r,i} + 0) \\ P_{e,1}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{e,m}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{e,12}(\tau_{r,i} + 0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} P_{e,0}(\tau_{r,i}) + \sum_{m=1}^{m=n_{e1,r,i}} P_{e,m}(\tau_{r,i}) \\ P_{e,1}(\tau_{r,i}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_{e,12}(\tau_{r,i}) \end{array} \right\}, \quad (17)
 \end{aligned}$$

где  $n_{v1,r,i}$  - число элементов с критическими отказами  $v$ -й подсистемы, которые были восстановлены в момент времени эксплуатации мобильного канатного комплекса, соответствующего моменту времени  $i$ -го планового ремонта  $\tau_{r,i}$ .

Графики изменения во времени вероятности безотказной работы канатной системы в

целом и ее отдельных подсистем аналогичны показанному на рис. 6.

#### 4. Компьютерная реализация математической модели

Разработанная методика прогнозирования изменения во времени эксплуатации показателей надежности канатной системы мо-

бильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса была реализована в виде компьютерной программы «Моделирование кинетики показателей надежности механизма движения канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса».

Структурная схема программы включает в себя главную процедуру *Kinetics\_of\_Reability\_of\_Rope\_System* и 5 процедур типа *Procedure*:

- *Det\_DetP* – вычисление правой части уравнений Колмогорова-Чепмена (3) – (9) – умножение матрицы на вектор;

- *Kinetica* - решение системы уравнений Колмогорова-Чепмена методом Рунге-Кутты IV порядка;

- *Matrix* - построение матрицы системы дифференциальных уравнений (5) – (9) для подсистемы;

- *MatrixPrs* - построение матрицы системы дифференциальных уравнений (3) для канатной системы при безотказной работе;

- *MatrixUrs* - построение матрицы системы дифференциальных уравнений (4) для канатной системы при исправной работе.

Результатом выполнения компьютерной программы является расчет изменения во времени в течение нормативного срока службы канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса следующих данных:

- 1) вероятностей нахождения канатной системы в безотказном состоянии и в возможных состояниях, соответствующих критическим отказам структурных элементов, с учетом восстановления отдельных элементов, достигших допустимого значения вероятности отказа к моменту времени проведения очередного планового ремонта;

- 2) вероятностей нахождения канатной системы в исправном состоянии и в возможных состояниях, соответствующих некритическим отказам структурных элементов, с учетом ремонта отдельных элементов, исчерпавших допустимый срок эксплуатации к моменту времени проведения очередного планового ремонта;

- 3) вероятностей нахождения отдельных подсистем канатной системы в безотказном

состоянии и в возможных состояниях, соответствующих критическим отказам структурных элементов, с учетом восстановления отдельных элементов этих подсистем, достигших допустимого значения вероятности отказа к моменту времени проведения очередного планового ремонта;

- 4) вероятностей нахождения отдельных подсистем канатной системы в исправном состоянии и в возможных состояниях, соответствующих некритическим отказам структурных элементов, с учетом ремонта отдельных элементов этих подсистем, исчерпавших допустимый срок эксплуатации к моменту времени проведения очередного планового ремонта.

## 5. Тестовый анализ математической модели

Тестовая оценка особенностей ее использования для анализа надежности и адекватность получаемых результатов были проведены применительно к конструкции механизма движения мобильного комплекса протяженностью 200 м с гидравлическим частотно-дрессельным регулированием скорости перемещения груза весом до 100 кН [11]. Периодичность плановых ремонтов принята в размере 4000 ч, заданного срока эксплуатации мобильного канатного комплекса - 40000 ч. Значения интенсивности отказов  $\lambda_m$  структурных элементов, входящих в конструкцию канатной системы (табл. 1), приведены в табл. 2. Используемые для тестового расчета данные были приняты с учетом рекомендаций [10, 12-14].

На рис. 7 показаны кинетические кривые изменения вероятностей безотказной и исправной работы канатной системы в течение заданного срока эксплуатации мобильного транспортно-перегрузочного комплекса, а на рис. 8 – ее отдельных структурных подсистем.

Наличие в составе канатной системы в целом большого числа структурных элементов, вызывающих критические отказы, а также достаточно большие значения интенсивности отказов отдельных из них обуславливают более низкие показатели надежности для безотказной работы. Применительно к

анализу отдельных подсистем такая тенденция не проявляется, так как для каждой из них характерно собственное соотношение

структурных элементов, вызывающих критические и некритические отказы.

Таблица 2

Интенсивность отказов структурных элементов канатной системы

Номер	Интенсивность отказа $\lambda_m \cdot 10^6, \text{ч}^{-1}$	Номер	Интенсивность отказа $\lambda_m \cdot 10^6, \text{ч}^{-1}$	Номер	Интенсивность отказа $\lambda_m \cdot 10^6, \text{ч}^{-1}$
<b>Гидравлический привод механизмов движения канатной системы</b>					
<i>h1,1</i>	3,3	<i>h1,12</i>	0,1	<i>h2,4</i>	0,02
<i>h1,2</i>	1,45	<i>h1,13 ; h1,14</i>	0,2	<i>h2,5</i>	0,1
<i>h1,3 ; h1,4</i>	0,005	<i>h1,15</i>	0,06	<i>h2,6 ; h2,7</i>	0,1
<i>h1,5</i>	0,48	<i>h1,16</i>	0,157	<i>h2,8</i>	0,056
<i>h1,6</i>	2,24	<i>h1,17</i>	0,056	<i>h2,9</i>	30,0
<i>h1,7</i>	0,045	<i>h2,1</i>	1,33		
<i>h1,8 - h1,11</i>	1,12	<i>h2,2 ; h2,3</i>	3,2		
<b>Механический привод механизма движения несущего-тягового каната</b>					
<i>m1,1</i>	0,01	<i>m1,5</i>	0,011	<i>m1,9</i>	0,07
<i>m1,2</i>	1,5	<i>m1,6</i>	1,7	<i>m1,10</i>	0,3
<i>m1,3</i>	1,0	<i>m1,7</i>	0,06		
<i>m1,4</i>	1,5	<i>m1,8</i>	0,02		
<b>Информационно-управляющая система</b>					
<i>e1,1</i>	0,4	<i>e1,10</i>	1,4	<i>e2,7</i>	1,4
<i>e1,2</i>	0,02	<i>e1,11</i>	1,4	<i>e2,8 ; e2,9</i>	1,4
<i>e1,3</i>	0,01	<i>e1,12</i>	1,5	<i>e2,10 - e2,13</i>	0,5
<i>e1,4 - e1,7</i>	0,42	<i>e2,1 - e2,4</i>	1,41	<i>e2,14</i>	1,7
<i>e1,8 ; e1,9</i>	1,4	<i>e2,5 ; e2,6</i>	1,0	<i>e2,15</i>	0,52

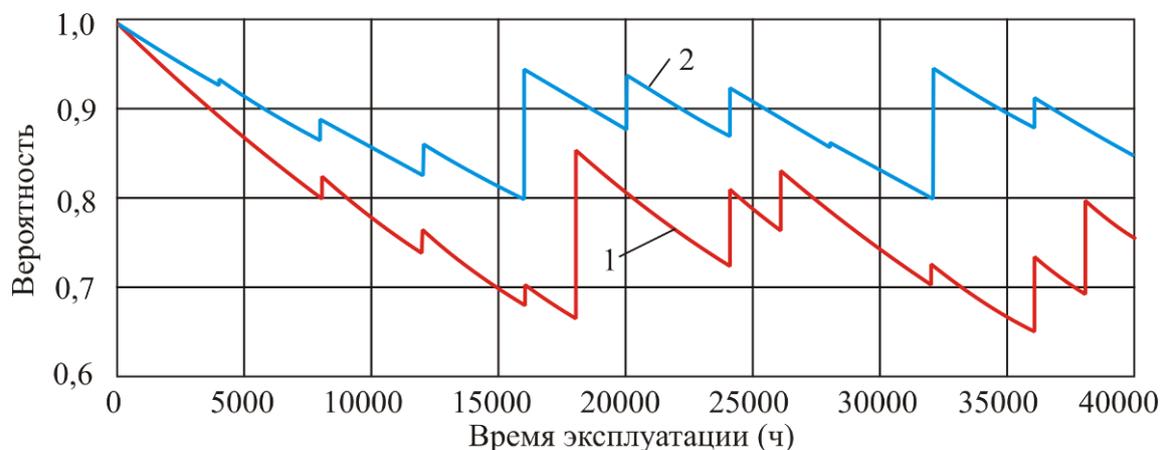
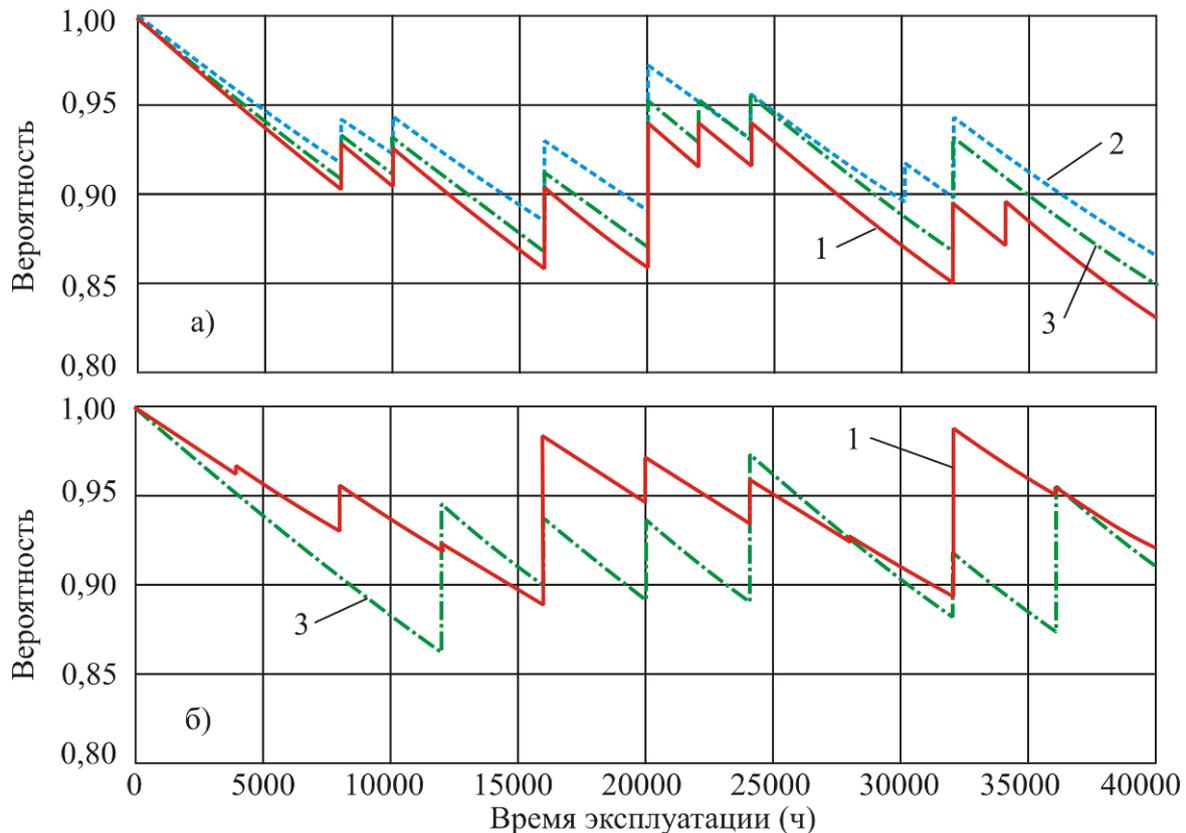


Рис. 7. Кинетические кривые изменения показателей надежности канатной системы: 1 - вероятность безотказной работы; 2 - вероятность исправной работы



**Рис. 8.** Кинетические кривые изменения показателей надежности подсистем канатной системы: а - вероятность безотказной работы; б - вероятность исправной работы (1 – гидравлическая; 2 – механическая; 3 - информационно-управляющая)

## 6. Заключение

Применение представленной математической модели может оказаться достаточно эффективным на стадии проектирования канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса. Компьютерное прогнозирование кинетики показателей надежности позволяет ответить на ряд важных технико-экономических вопросов, связанных с дальнейшей эксплуатацией спроектированной машины, а именно:

1) оценить максимальное снижение вероятности безотказной работы в течение заданного срока службы мобильного комплекса при заданном графике проведения плановых ремонтов;

2) оценить влияние периодичности плановых ремонтов на снижение показателей надежности канатной системы и ее отдельных подсистем с целью обеспечения требуемого уровня вероятности безотказной работы;

3) определить для каждого планового ремонта объем необходимых восстановительных работ и перечень подлежащих восстановлению структурных элементов канатной системы, приводящих к критическим отказам;

4) получить исходные данные для расчета и оптимизации технического риска эксплуатации канатной системы в соответствии с известными подходами [15-18].

## Список литературы

1. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ,

## References

1. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and ma-

2019. 268 с.

DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132>

2. Таричко В.И., Химич А.В. Комплексная математическая модель мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С. 523-532. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-523-532

3. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе технологии канатного метро. - Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2017. 344 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311913>

4. Макурин А.Н., Обрядин В.П. К вопросу об использовании мобильных воздушных канатных дорог для аварийно-спасательных работ // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. 2015. № 4. С. 73-77.

5. Beňo P., Krilek J., Kováč J., Kozak D., Fragassa C. The Analysis of the New Conception Transportation Cableway System Based on the Tractor Equipment // FME Transactions. 2018. Vol. 46. P. 17-22.

6. Težak S, Toš Z. Reliability analysis of operation for cableways by FTA (fault tree analysis) method // Promet-Traffic & Transportation. 2000. Vol. 22. P. 163-173. DOI: <https://doi.org/10.7307/ptt.v22i3.272>

7. Вентцель А.Д. Курс теории случайных процессов. М.: Наука, 1996. 400 с.

8. Анцев В.Ю., Витчук П.В., Крылов К.Ю. Классификация дефектов и отказов грузоподъемных машин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2015. № 10. С. 121-128.

9. Лагерева Е.А., Лагерев А.В., Лагерев И.А. Вероятностная оценка надежности гидропривода кранов-манипуляторов путем имитационного моделирования потока отказов элементов // Приводы и компоненты машин. 2012. № 2-3. С. 2-5.

10. Лагерев А.В., Аверченков В.И., Лагерева Е.А. Прогнозирование кинетики показателей надежности гидроприводов подъемно-транспортной техники на основе имитационного моделирования потока от-

† chines for the digital urban environment]. Rostov-on-Don, Don State Technical University, 2019. 268 p.

† DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132>

† 2. Tarichko V.I., Khimich A.V. Comprehensive model of the mobile transport and overloading rope complex. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 523-532. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-523-532 (In Russian)

† 3. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V. *Razvitie transportnoy infrastruktury krupnykh gorodov i territoriy na osnove tekhnologii kanatnogo metro* [The development of transport infrastructure of large cities and territories on the basis of technology of passenger ropeways]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2017. 344 p. ISBN 978-5-7890-1378-6

† DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311913>

† 4. Makurin A.N., Obryadin V.P. K voprosu ob ispolzovanii mobilnykh vozdushnykh kanatnykh dorog dlya avariyno-spasatelnykh rabot (On the use of mobile aerial ropeways for rescue operations). *Nauchnye i obrazovatelnye problemy grazhdanskoj zashchity*, 2015, No. 4, pp. 73-77. (In Russian)

† 5. Beňo P., Krilek J., Kováč J., Kozak D., Fragassa C. The Analysis of the New Conception Transportation Cableway System Based on the Tractor Equipment. *FME Transactions*, 2018, Vol. 46, pp. 17-22.

† 6. Težak S, Toš Z (2010) Reliability analysis of operation for cableways by FTA (fault tree analysis) method. *Promet-Traffic & Transportation* 22: 163-173.

† DOI: <https://doi.org/10.7307/ptt.v22i3.272>

† 7. Venttsel A.D. *Kurs teorii sluchaynykh protsessov* [Random Theory Course]. Moscow, Nauka, 1996. 400 p. (In Russian)

† 8. Antsev V.Yu., Vitchuk P.V., Krylov K.Yu. Classification of defects and failure of lifting machines. *Izvestiya Tulsogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2015, No.10, pp. 121-128. (In Russian)

† 9. Lagereva E.A., Lagerev A.V., Lagerev I.A. Probabilistic estimation of reliability of the hydraulic drive of crane-manipulators simulation-based flow of element failures.

казов элементов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2012. № 2 (34). С. 8-16.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302021>

11. Лагереv А.В., Таричко В.И., Лагереv И.А. Моделирование режимов работы гидроприводов с частотно-дрессельным регулированием мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С. 462-480. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480>

12. Denson W., Chandler G., Crowell W., Wanner R. Nonelectronic Parts Reliability Data. Chicago: IIT Research Institute, 1991. 632 p.

13. Сырицин Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1990. 248 с.

14. Интенсивность отказов элементов: справочник [Электронный ресурс]. – URL: <https://areliability.com/intensivnost-otkazov-elementov-spravochnik/> (дата обращения 15.03.2020).

15. Вишняков Я.Д., Радаев Н.Н. Общая теория рисков. М.: Академия, 2008.

16. Котельников В.С., Короткий А.А., Павленко А.Н., Еремин И.И. Диагностика и риск-анализ металлических конструкций грузоподъемных кранов. Новочеркасск: ЮРГТУ (НПИ), 2006. 315 с.

17. 10. ГОСТ Р 54124-2010 Безопасность машин и оборудования. Оценка риска. Дата введения 2012-06-01. М.: Стандартинформ, 2013.

18. Лагереv А.В., Лагереvа Е.А. Оптимальное управление техническим риском при проектировании гидропривода грузоподъемных машин // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. Т.1. № 3 (25). С. 60-66.

*Pryvody i komponenty mashin*, 2012, No.2-3, pp. 2-5. (In Russian)

10. Lagerev A.V., Averchenkov V.I., Lagereva E.A. Prediction of kinetics of dependability indices hydraulic drive of load-haul-dump machines simulation-based flow of element failures. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2012, No.2, pp. 8-16.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302021> (In Russian)

11. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Modeling operation modes of hydraulic drives with frequency-throttle regulation of mobile transport and overloading ropes complexes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 462-480.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480> (In Russian)

12. Denson W., Chandler G., Crowell W., Wanner R. Nonelectronic Parts Reliability Data. Chicago: IIT Research Institute, 1991. 632 p.

13. Syritysyn T.A. Ekspluatatsiya i nadezhnost gidro- i pnevmoprivodov [Operation and reliability of hydraulic and pneumatic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1990. 248 p. (In Russian)

14. 1. *Intensivnost otkazov elementov: spravochnik* [Element Failure Rate: Reference]. Available at: <https://areliability.com/intensivnost-otkazov-elementov-spravochnik/>

15. Vishnyakov Ya.D., Radaev N.N. *Obshchaya teoriya riskov* [General theory of risks]. Moscow, Akademiya, 2008. 368 p. (In Russian)

16. Kotelnikov V.S., Korotkiy A.A., Pavlenko A.N., Eremin I.I. *Diagnostika i risk-analiz metallicheskih konstruktsiy gruzopodemnykh kranov* [Diagnostics and risk analysis of metal structures of hoisting cranes]. Novocherkassk, YuRGTU (NPI), 2006. 315 p. (In Russian)

17. GOST R 54124-2010 Safety of machinery and equipment. Risk assessment. Moscow, Standartinform, 2015. (In Russian)

18. Lagerev A.V., Lagereva E.A. Optimal management of technical risk the design of the hydraulic lifting machines drive. *Izvestiya MGTU "MAMI"*, 2015, Vol.1, No.3, pp. 60-66.

УДК (UDC) 62-82:681.581.5

ФОРМИРОВАНИЕ СТРАТЕГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ КАНАТНОЙ СИСТЕМЫ  
МОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНОГО КАНАТНОГО КОМПЛЕКСА  
В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИFORMATION OF THE STRATEGY FOR RESTORING THE ROPE SYSTEM OF THE  
MOBILE TRANSPORT AND RELOADING ROPE COMPLEX DURING OPERATIONЛагерев И.А.<sup>1</sup>, Таричко В.И.<sup>2</sup>, Лагерев А.В.<sup>1</sup>  
Lagerev I.A.<sup>1</sup>, Tarichko V.I.<sup>2</sup>, Lagerev A.V.<sup>1</sup><sup>1</sup> - Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)<sup>2</sup> - АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)<sup>1</sup> - Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)<sup>2</sup> - Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** В статье рассматривается разработка на стадии проектирования мобильных канатных комплексов методики формирования эффективной технико-экономической стратегии восстановления критически опасных структурных элементов канатной системы во время плановых ремонтов. Методика базируется на прогнозировании кинетики вероятности безотказной работы канатной системы в целом в течение всего срока ее эксплуатации, исходя из прогнозирования безотказной работы тех структурных элементов системы, отказ которых приводит к аварийному нарушению работы мобильного канатного комплекса. Моделирование включает интегрирование системы дифференциальных уравнений Колмогорова-Чепмена, модифицированной в связи с необходимостью дискретного изменения вероятности безотказной работы элементов, подлежащих замене в моменты времени проведения плановых ремонтов. В качестве технико-экономического критерия эффективности стратегии восстановления канатной системы принято условие получения минимально возможной суммарной стоимости ремонтов канатной системы в течение всего срока ее эксплуатации при обеспечении среднего значения вероятности безотказной работы в течение всего срока эксплуатации, нормируемого в техническом задании на проектирование мобильного канатного комплекса. Формирование указанной стратегии включает планирование графиков проведения, числа, моментов времени, объемов и стоимости плановых ремонтно-восстановительных мероприятий канатной системы. Дано описание компьютерной программы, которая реализует разработанную методику восстановления работоспособности канатной системы. Представлены результаты тестового примера расчета применительно к конкретному проектируемому мобильному канатному комплексу.

**Ключевые слова:** мобильный канатный комплекс, канатная система, планирование ремонта, стоимость ремонта.

‡ The article discusses the development at the design stage of mobile rope complexes of a methodology for the formation of an effective technical and economic strategy for the restoration of critical structural elements of the rope system during scheduled repairs. The technique is based on predicting the kinetics of the probability of failure of the rope system as a whole during its entire life, based on predicting the failure operation of those structural elements of the system whose failure leads to an emergency malfunction of the mobile rope complex. Modeling includes the integration of the Kolmogorov-Chapman system of differential equations, modified due to the need for a discrete change in the probability of failure-free operation of elements to be replaced at the time of scheduled repairs. As a technical and economic criterion for the effectiveness of the rope system recovery strategy, the condition for obtaining the lowest possible total cost of repairs of the rope system throughout the entire period of its operation, while ensuring the average probability of failure-free operation during the entire period of operation was adopted. The formation of this strategy includes planning the schedules, number, time points, volumes and cost of planned repair and restoration measures of the rope system. A description is given of a computer program that implements the developed technique for restoring the operability of a rope system. The results of a test example of calculation in relation to a specific designed mobile rope complex are presented.

**Keywords:** mobile rope complex, rope system, repair planning, repair costs.

Дата принятия к публикации: 15.04.2020 † Date of acceptance for publication: 15.04.2020  
Дата публикации: 25.06.2020 † Date of publication: 25.06.2020

#### Сведения об авторах:

**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

**Таричко Вадим Игоревич** – кандидат технических наук, заместитель генерального директора – главный конструктор АО «Брянский автомобильный завод», e-mail: 32.6909@mail.ru

**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

#### Authors' information:

**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

**Vadim I. Tarichko** – Candidate of Technical Sciences, Deputy general director – General designer, Bryansk Automobile Plant JSC, e-mail: 32.6909@mail.ru.

**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

#### Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8

#### Acknowledgements

The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

## 1. Введение

Мобильные транспортно-перегрузочные канатные комплексы, реализующие принципы работы грузовых подвесных канатных дорог на принципиально иной базе – специальных колесных или гусеничных шасси высокой грузоподъемности и проходимости, являются перспективным направлением развития быстроразвертываемого технологического оборудования для эксплуатации в сложных условиях – на неподготовленных и труднодоступных территориях или территориях, подвергшихся деструктивному воздействию природных или техногенных факторов [1, 2].

Основным конструктивным узлом мобильных канатных комплексов, определяющим их функциональное назначение и основные технические характеристики, является канатная система. Конструктивно она состоит из трех взаимосвязанных подсистем [3]:

- гидравлической (формирует гидропривод механизмов движения канатной системы, включая механизм движения несущего тягового каната, механизм установки конце-

вой опоры в рабочее положение и механизм ориентации канатного шкива);

- механической (обеспечивающей передачу и преобразование вращательного движения и крутящего момента на выходном валу гидромотора в линейное перемещение и тяговое усилие несущего-тягового каната);

- информационно-управляющей подсистемы (обеспечивает управление работой структурных элементов канатной системы, а также сбор, обработку, отображение и анализ в реальном режиме времени контролируемых количественных параметров функционального состояния канатной системы, формирование необходимых управляющих воздействий).

Указанные подсистемы включают достаточно большое число конструктивных элементов, подверженных отказам [1], являющимся случайными событиями с соответствующими законами распределения моментов времени их возникновения [4-6]. Для части конструктивных элементов канатной системы нарушение их работоспособности приводит к формированию критических отказов, т.е. таких отказов, которые приводят к поте-

ре работоспособности канатной системы (ее переходу в неработоспособное состояние) в целом. Для других конструктивных элементов, отказ которых расценивается как критический, нарушение их работоспособности не способно приводить к потере работоспособности канатной системы в целом.

Эффективным инструментом прогнозирования изменения количественных показателей надежности в течение времени эксплуатации сложных технических устройств и систем является подход [7] на основе использования [8], отражающей возможные (с точки зрения надежности) состояния, в которых может находиться исследуемый объект, и возможные переходы между ними. Как показано в [9], указанный подход целесообразно использовать для планирования ремонтов машин и сложного технологического оборудования: определения моментов времени проведения ремонтно-восстановительных операций, их объема, стоимости, потребного наименования и числа запасных частей.

В [10, 11] подход на основе использования системы уравнений Колмогорова-Чепмена был реализован при построении математической модели кинетики надежности гидропривода кранов-манипуляторов и оптимального управления техническим риском при проектировании гидропривода грузоподъемных машин. В [10] также была разработана методика определения на стадии проектирования кранов-манипуляторов мобильных транспортно-технологических машин графиков и объемов ремонта их гидроприводов. Позже указанный подход был развит в [3] применительно к моделированию кинетики показателей надежности канатной системы мобильных транспортно-перевозочных канатных комплексов.

## 2. Постановка задачи

Сложные условия эксплуатации могут являться не только причиной ускоренного снижения количественных показателей работоспособного состояния канатных систем мобильных канатных комплексов по сравнению с условиями работы грузовых или пассажирских подвесных канатных дорог, но

они также объективно усложняют проведение необходимых ремонтно-восстановительных мероприятий в неподготовленных полевых условиях. Несмотря на проведение плановых ремонтов и технических обслуживаний, которые приурочиваются к моментам времени нахождения мобильных канатных комплексов в режиме ожидания в местах их постоянной дислокации, в условиях эксплуатации могут происходить случайные критические отказы структурных элементов канатных систем. Их возникновение требует немедленной остановки работы мобильного транспортно-перевозочного канатного комплекса и проведения мероприятий по внеплановому восстановлению работоспособного состояния аварийного канатного комплекса в полевых условиях. Очевидно, такая ситуация оказывается весьма нежелательной как с точки зрения перерыва в выполнении транспортно-перевозочных операций в условиях возможного дефицита времени, так и усложнения проведения ремонтно-восстановительных операций по сравнению с проведением ремонта специализированными эксплуатационно-ремонтными службами в стационарных условиях. Очевидно, целесообразным выходом из указанной ситуации является эффективная стратегия проведения ремонтно-восстановительных мероприятий конструктивных элементов канатной системы мобильных канатных комплексов. Ее формирование является актуальной инженерной задачей, имеющей технико-экономический характер.

Одним из возможных подходов к снижению негативных последствий случайных критических отказов конструктивных элементов канатной системы в условиях эксплуатации и, таким образом, к формированию эффективной стратегии их восстановления является упреждающая замена во время планового ремонта в стационарных условиях тех элементов, у которых вероятность потери работоспособного состояния достигает к моменту такого ремонта определенного, заданного на этапе проектирования предельно допустимого значения вероятности критического отказа [3].

В рамках данного исследования разработан метод технико-экономического оптимального планирования на стадии проектирования мобильных канатных комплексов графиков проведения, числа, объемов и стоимости плановых ремонтно-восстановительных операций канатной системы.

### 3. Анализ взаимосвязи показателей кинетики надежности канатной системы с характеристиками графиков плановых ремонтов

Для данного анализа была использована математическая модель и реализующая ее

компьютерная программа «Моделирование кинетики показателей надежности механизма движения канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса», разработанные в [3]. Использованная для анализа обобщенная структурная схема канатной системы, включающая структурные схемы ее подсистем (гидравлической, механической и информационно-управляющей) приведена на рис. 1. Обозначения элементов обобщенной структурной схемы и используемая далее в расчетных зависимостях нумерация элементов, приводящих к критическим отказам, приведены в подрисуночной надписи к рис. 1.

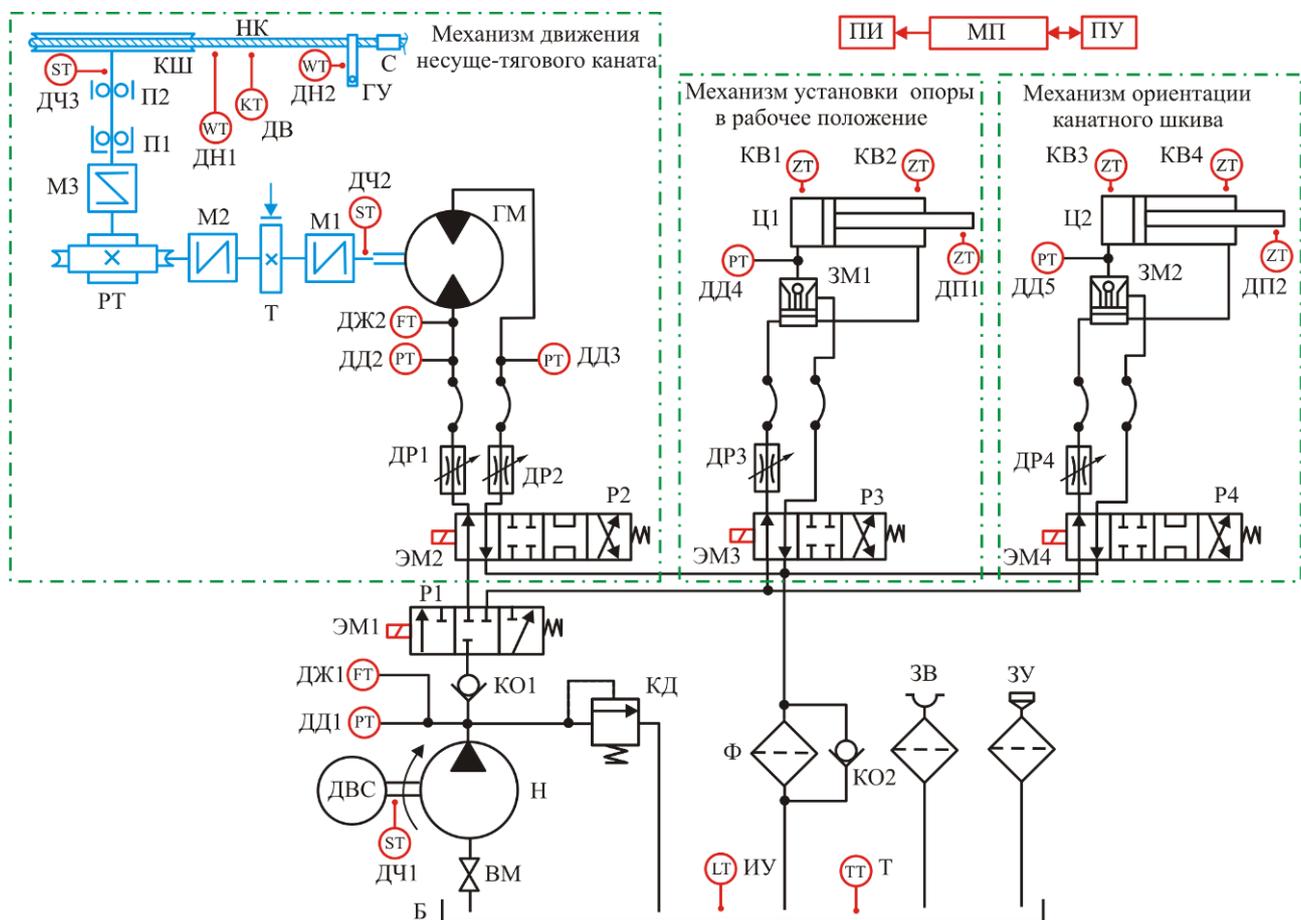


Рис. 1. Используемая для анализа обобщенная структурная схема канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [3]

(Элементы, приводящие к критическому отказу: Н (h1,1) - объемный нерегулируемый насос; ГМ (h1,2) - гидромотор механизма движения несуще-тягового каната; Ц1 (h1,3) - поршневой гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком механизма установки опоры в рабочее положение; Ц2 (h1,4) - поршневой гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком механизма ориентации канатного шкива; Б (h1,5) - гидробак для работы под атмосферным давлением; КД (h1,6) - предохранительный клапан прямого действия; Ф (h1,7) - сливной фильтр; П1 (h1,8) - входной

гидрораспределитель; P2 (h1,9) - гидрораспределитель механизма движения несущего-тягового каната; P3 (h1,10) - гидрораспределитель механизма установки опоры в рабочее положение; P4 (h1,11) - гидрораспределитель механизма ориентации канатного шкива; ДР1 (h1,12), ДР2 (h1,13) - регулируемые дроссели механизма движения несущего-тягового каната; ЗМ1 (h1,14) - односторонний гидрозамок фиксации опоры в рабочем положении; ЗМ2 (h1,15) - односторонний гидрозамок фиксации канатного шкива; (h1,16) - гидролинии (металлические трубопроводы); h1,17 - гидролинии (гибкие рукава); h1,18 - устройства соединения гидролиний – частично; КШ (m1,1) - канатный шкив; НК (m1,2) - несущий-тяговый стальной канат; ГУ (m1,3) - грузозахватное устройство для подвешивания груза; С (m1,4) - счалочное устройство; РТ (m1,5) - редуктор червячный или планетарный; Т (m1,6) - тормоз; М1, М2, М3 (m1,7) - упругие соединительные муфты; П1 (m1,8) – упорно-радиальный сферический роликоподшипник; П2 (m1,9) - радиальный сферический шарикоподшипник; (m1,10) - передаточные валы; МП (e1,1) - управляющий микропроцессор; ПУ (e1,2) - панель управления работой канатной системы; ПИ (e1,3) - панель информации о количественных параметрах текущего состояния исполнительных подсистем канатной системы; ЭМ1 (e1,4) - электромагнит управления входным гидрораспределителем; ЭМ2 (e1,5) - электромагнит управления гидрораспределителем механизма движения несущего-тягового каната; ЭМ3 (e1,6) - электромагнит управления гидрораспределителем механизма установки опоры в рабочее положение; ЭМ4 (e1,7) - электромагнит управления гидрораспределителем механизма ориентации канатного шкива; ДЧ1 (e1,8) - датчик частоты вращения входного вала насоса; ДЧ3 (e1,9) - датчик частоты вращения вала канатного шкива; ДН1 (e1,10) - датчик натяжения несущего-тягового каната; ДН2 (e1,11) - датчик веса транспортируемого груза; ДВ (e1,12) - датчик отсчета времени движения несущего-тягового каната.

*Элементы, приводящие к некритическому отказу:* ВМ - входной вентиль; КО1 - обратный клапан в напорной гидролинии; КО2 - обратный клапан в сливной гидролинии; ЗУ - заливное устройство; ЗВ - воздухозаборное устройство с фильтром; ДР3 - регулируемый дроссель механизма установки опоры в рабочее положение; ДР4 - регулируемый дроссель механизма ориентации канатного шкива; ДД1 - датчик давления на выходе насоса; ДД2, ДД3 - датчики давления в подводящих гидролиниях гидромотора; ДД4 - датчик давления на входе гидроцилиндра установки опоры в рабочее положение; ДД5 - датчик давления на входе гидроцилиндра ориентации канатного шкива; ДЖ1 - датчик объемной подачи насоса; ДЖ2 - датчик объемного расхода гидромотора; ДЧ2 - датчик частоты вращения выходного вала гидромотора; ДП1 - датчик углового положения опоры; ДП2 - датчик углового положения канатного шкива; КВ1 - концевой выключатель для крайнего нижнего положения опоры; КВ2 - концевой выключатель для крайнего верхнего положения опоры; КВ3 – концевой выключатель для крайнего нижнего положения канатного шкива; КВ4 - концевой выключатель для крайнего верхнего положения канатного шкива; ИУ - измеритель уровня жидкости в гидробаке; Т - датчик температуры жидкости в гидробаке)

В ходе дальнейшего анализа учитывались только те структурные элементы, которые приводят к критическим отказам. Считалось, что восстановление элементов, приводящих к некритическим отказам, производится во время плановых ремонтов в соответствии с периодичностью, установленной эксплуатационной документацией, и не влияет на работоспособность канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса при его непосредственной работе.

Как было предложено в [3], критерием необходимости восстановления или замены потенциально опасного элемента в момент времени  $\tau_{r,i}$  проведения планового  $i$ -го ремонта является достижение произвольным  $m$ -м элементом  $v$ -й подсистемы предельно допустимого значения вероятности отказа  $[P_{v,m}]$ :

$$P_{v,m}(\tau_{r,i}) \geq [P_{v,m}].$$

В общем случае величины  $[P_{v,m}]$  могут быть индивидуальны для разных структурных элементов канатной системы. Можно предполагать, что их меньшие значения должны соответствовать наиболее ответственным и дорогостоящим элементам, критический отказ которых способен привести к большему ущербу как вследствие повышенной длительности, так и вследствие повышенных затрат на проведение восстановительных операций. Задание малых значений  $[P_{v,m}]$  будет приводить к необходимости более частого восстановления структурных элементов и, таким образом, к повышению стоимости единичного  $i$ -го ремонта  $c_{rp,i}$  и суммарной стоимости всех ремонтов  $C_r$  в течение заданного срока эксплуатации мо-

бильного канатного комплекса. Однако в этом случае следует ожидать повышение уровня надежности при эксплуатации и снижение уровня технического риска канатной системы. В противном случае, при допущении более высоких значений  $[P_{v,m}]$  стоимость ремонтов будет снижаться при одновременном снижении уровня надежности и возрастании уровня технического риска эксплуатации канатной системы.

Поэтому первостепенной инженерной задачей, которую необходимо решить при формировании эффективной стратегии ремонта канатной системы, является взаимная увязка как технического аспекта данной задачи, т.е. обеспечение приемлемо высокого уровня надежности и технического риска, так и ее экономического аспекта – обеспечения приемлемо низкого уровня суммарной стоимости и числа ремонтов в течение всего заданного срока эксплуатации мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса.

Анализ математической модели [3] позволяет сделать вывод, что исходными факторами, определяющими эффективность стратегии ремонтов канатной системы при неизменном наборе ее структурных элементов и подлежащими рассмотрению, являются два фактора:

- общее число плановых ремонтов  $N_{rp}$  в течение заданного срока эксплуатации  $T_{op}$ ;
- предельно допустимое значение вероятности критического отказа  $[P_{v,m}]$ .

При рассмотрении этих факторов были введены следующие допущения:

- в течение срока эксплуатации  $T_{op}$  моменты времени проведения плановых ремонтов  $\tau_{r,i}$  распределены равномерно с периодичностью  $\Delta T_{op} = T_{op} / N_{rp}$ ;
- все критически опасные структурные элементы канатной системы имеют одинаковое значение предельно допустимой вероятности критического отказа  $[P_{v,m}] = [P]$ .

Приведенные в [3] кинетические кривые изменения показателей надежности канатной системы в течение срока эксплуатации сви-

детельствуют о том, что эти показатели и, в частности, характеризующая работоспособность данного объекта вероятность безотказной работы  $P_0(\tau)$ , переменны во времени, причем графически кинетические кривые имеют пилообразную форму с резкими скачками в моменты проведения плановых ремонтов.

Поэтому в качестве исследуемых факторов, количественно характеризующих эффективность стратегии ремонтов канатной системы и подлежащих определению, целесообразно использовать следующие технические и экономические факторы:

- минимальное значение вероятности безотказной работы в течение всего срока эксплуатации канатной системы

$$(P_0)_{\min} = \min_{0 \leq \tau \leq T_{op}} [P_0(\tau)];$$

- среднее значение вероятности безотказной работы в течение всего срока эксплуатации канатной системы

$$(P_0)_{av} = T_{op}^{-1} \int_0^{T_{op}} P_0(\tau) d\tau; \quad (1)$$

- суммарная стоимость ремонтов канатной системы в течение всего срока ее эксплуатации

$$C_{rp} = \sum_{i=1}^{i=N_{rp}} c_{rp,i}; \quad (2)$$

- относительная суммарная стоимость ремонтов канатной системы в течение всего срока ее эксплуатации

$$\bar{C}_{rp} = C_{rp} / C_{1set}, \quad (3)$$

где  $\min_{\Delta B}(A)$  - операция поиска минимального значения параметра  $A$  на интервале  $\Delta B$ ;  $C_{1set}$  - стоимость одного комплекта потенциально опасных структурных элементов канатной системы.

Оценку экономических факторов  $C_{rp}$  и  $\bar{C}_{rp}$  можно выполнять как в абсолютных, так и относительных (условных) единицах стоимости, однако при этом важно соблюсти правильное соотношение между стоимостями отдельных структурных элементов.

На рис. 2 приведены графики изменения вероятности безотказной работы канатной

системы  $P_0(\tau)$  в течение заданного срока эксплуатации  $T_{op} = 40000$  ч в зависимости от принятого значения предельно допустимой вероятности критического отказа  $[P]$  и числа ремонтов  $N_{rp}$ . Эти графики свидетельствуют о существенном и неоднородном влиянии исходных факторов на кинетику количественных показателей надежности канатной системы. В целом, наблюдается тенденция, что уменьшение  $N_{rp}$  и увеличение  $[P]$  обу-

славливают повышение неоднородности графиков  $P_0(\tau)$  и расширение диапазона значений, в пределах которого происходят колебания вероятности безотказной работы. Однако при равных значениях  $[P]$  наибольший диапазон колебаний  $P_0(\tau)$  характерен для промежуточных значений  $N_{rp}$ : по данным рис. 2 он максимален при  $N_{rp} = 10$  и снижается для  $N_{rp} = 5$  и  $N_{rp} = 20$ .

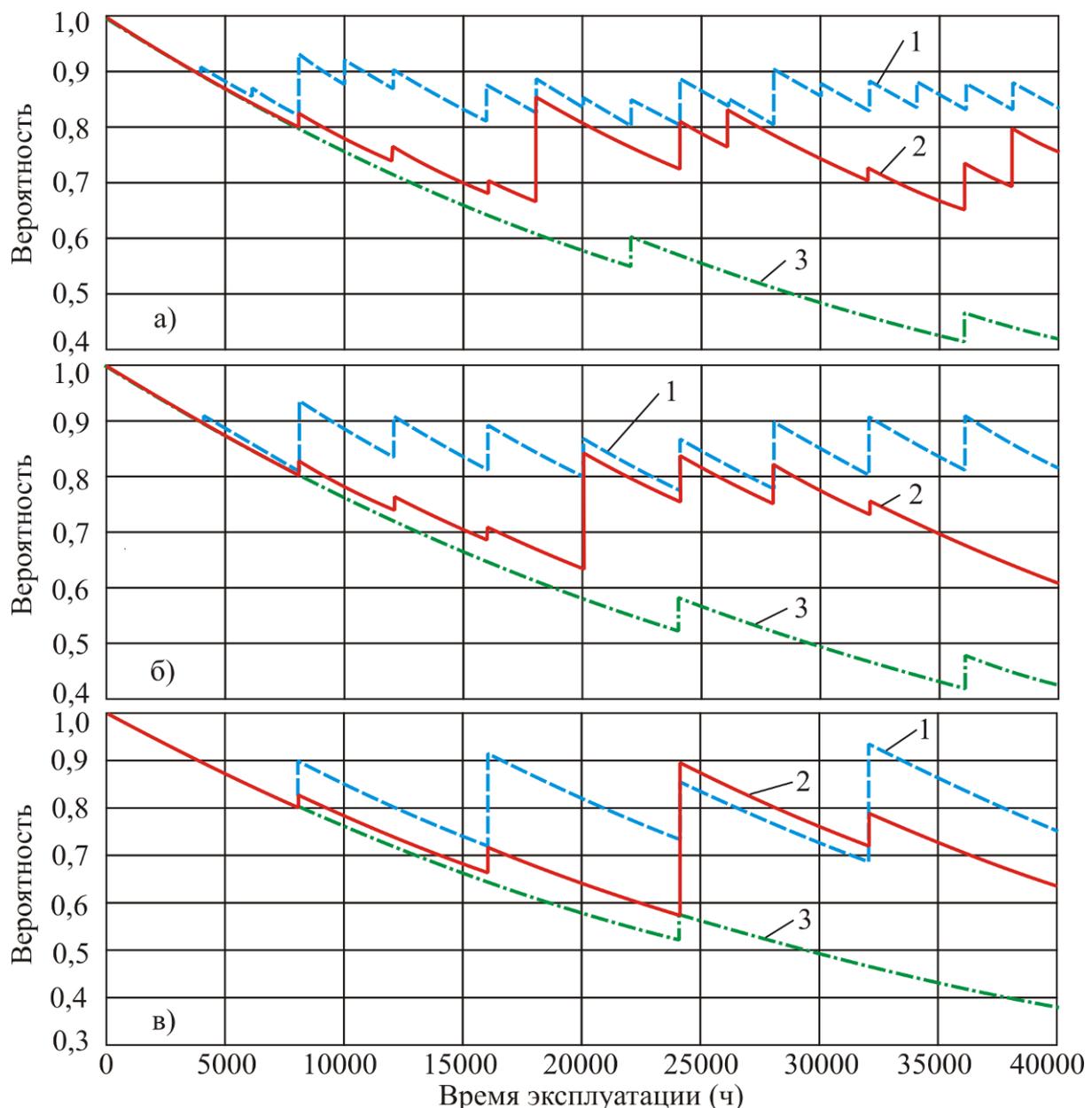


Рис. 2. Изменение вероятности безотказной работы канатной системы в течение заданного срока эксплуатации: а -  $[P] = 0,01$ ; б -  $[P] = 0,02$ ; в -  $[P] = 0,05$   
 (1 -  $N_{rp} = 20$ ; 2 -  $N_{rp} = 10$ ; 3 -  $N_{rp} = 5$ )

Рис. 3 и 4 дают представление о влиянии принятого значения предельно допустимой вероятности критического отказа  $[P]$  и числа ремонтов  $N_{rp}$  на характеристики различных стратегий ремонта канатной системы - минимальное  $(P_0)_{\min}$  и среднее  $(P_0)_{av}$  значения вероятности безотказной работы, суммарную стоимость ремонтов  $C_{rp}$ . Анализ графиков на этих рисунках показывает, что четко прослеживается тенденция снижения количественных значений рассмотренных характеристик с увеличением предельно допустимой вероятности критического отказа  $[P]$ . Однако графики, соответствующие различным числам ремонтов  $N_{rp}$ , могут пересекаться.

Графики  $(P_0)_{\min}$  и  $(P_0)_{av}$  (рис. 4, а, б), соответствующие значению  $[P] = 0$ , не имеют практического значения, так как предусматривают полную замену всех критически

опасных структурных элементов при каждом плановом ремонте, что является чрезмерно затратным и нереальным. Однако они служат ориентиром того, какие максимальные значения минимальной  $(P_0)_{\min}$  и средней  $(P_0)_{av}$  вероятности безотказной работы теоретически можно получить при том или ином числе ремонтов канатной системы. Видно, что с увеличением числа ремонтов в стратегии восстановления канатной системы наблюдается некоторый рост величин  $(P_0)_{\min}$  и  $(P_0)_{av}$ . Однако их постоянный рост характерен для малых значений  $[P] \leq 0,01 \dots 0,02$ . При больших значениях наблюдается практически равные значения  $(P_0)_{\min}$  и  $(P_0)_{av}$  при числе ремонтов  $N_{rp} \geq 4 \dots 8$ .

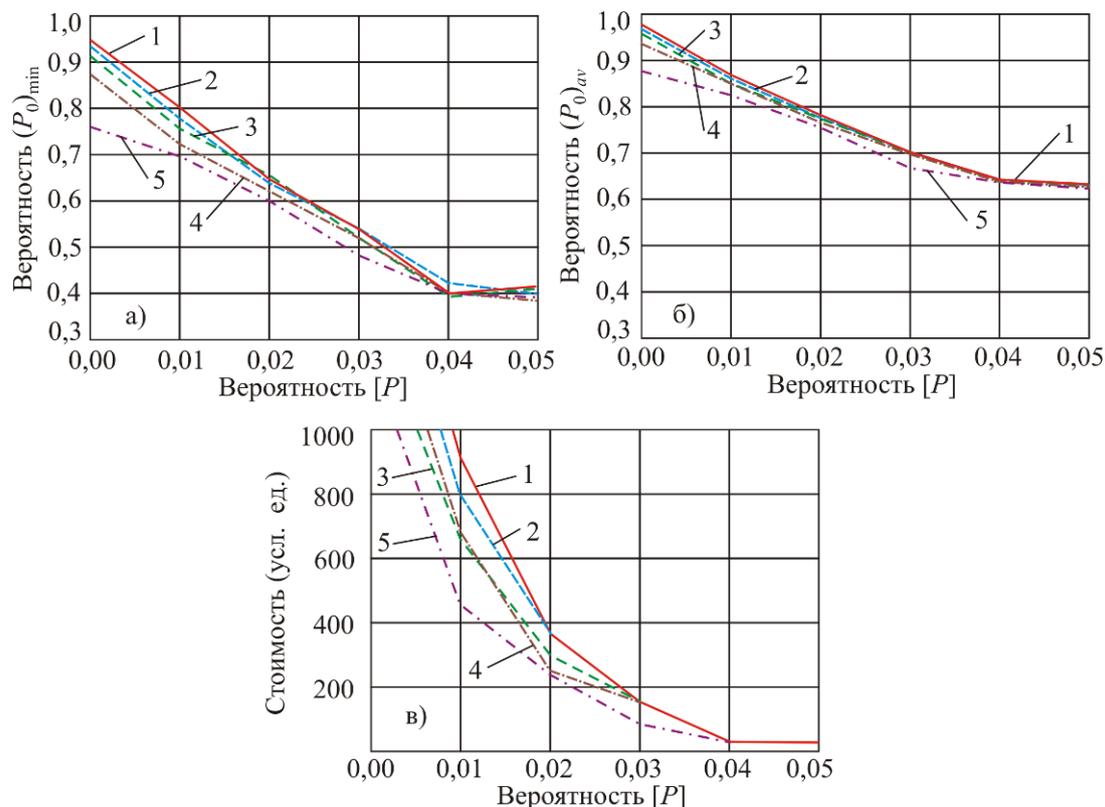


Рис. 3. Характеристики различных стратегий восстановления канатной системы:  
а – минимальное значение вероятности безотказной работы за весь срок эксплуатации;  
б - среднее значение вероятности безотказной работы за весь срок эксплуатации; в – суммарная стоимость ремонтов (1 -  $N_{rp} = 20$ ; 2 -  $N_{rp} = 16$ ; 3 -  $N_{rp} = 12$ ; 4 -  $N_{rp} = 8$ ; 5 -  $N_{rp} = 4$ )

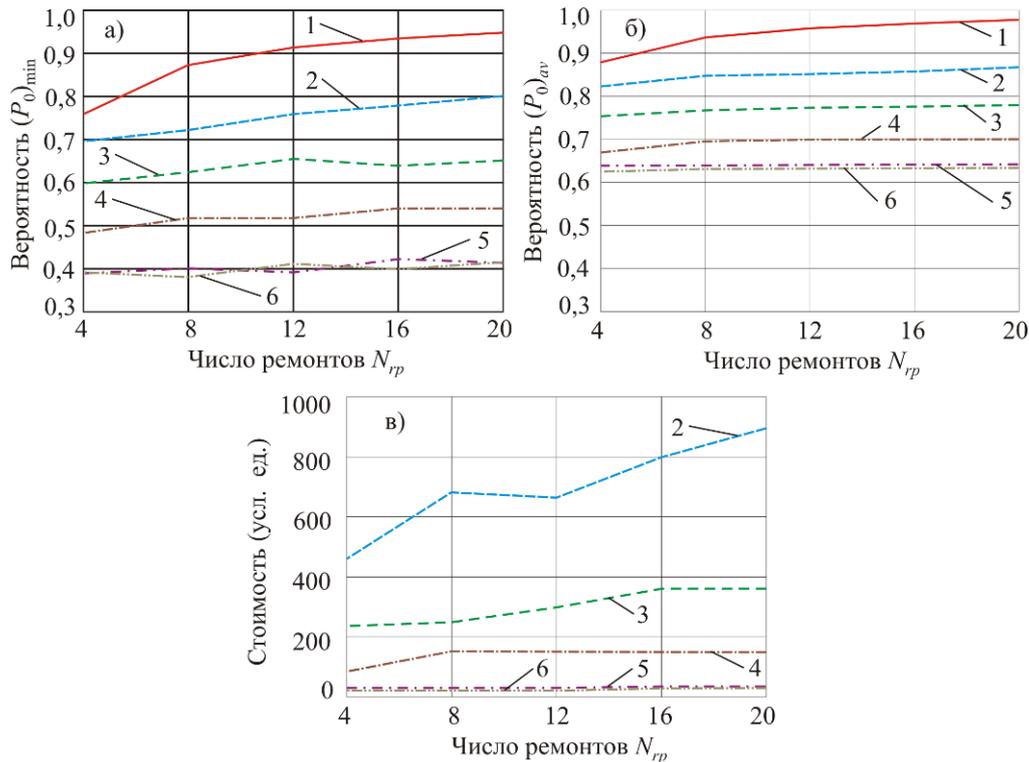


Рис. 4. Характеристики различных стратегий восстановления канатной системы:  
 а – минимальное значение вероятности безотказной работы за весь срок эксплуатации;  
 б - среднее значение вероятности безотказной работы за весь срок эксплуатации;  
 в – суммарная стоимость ремонтов (1 -  $[P] = 0$ ; 2 -  $[P] = 0,01$ ; 3 -  $[P] = 0,02$ ; 4 -  $[P] = 0,03$ ;  
 5 -  $[P] = 0,04$ ;  $[P] = 0,05$ )

На рис. 5 показаны графики  $\bar{\tau} = \bar{\tau}(P_0)$ , характеризующие относительную продолжительность времени эксплуатации канатной системы  $\bar{\tau} = \Delta\tau(P_0)/T_{op}$  с величиной вероятности безотказной работы, превышающей  $P_0$  (т.е. лежащей в интервале  $P_0 \dots 1,0$ ). Точки  $P_0$  на этих графиках, удовлетворяющие условию  $\bar{\tau}(P_0) = 1$  (т.е. крайние левые точки графиков), соответствуют минимальным значениям вероятности безотказной работы в течение всего срока эксплуатации канатной системы. Очевидно, та стратегия восстановления работоспособности канатной системы, при которой канатная система большую часть времени эксплуатации работает с повышенными значениями вероятности безотказной работы является более благоприятной. С этой точки зрения график 2 на рис. 5, имеющий более выпуклую форму кривой  $\bar{\tau} = \bar{\tau}(P_0)$ , более благоприятен, чем график 3.

#### 4. Методика формирования стратегии восстановления канатной системы

В качестве технико-экономического критерия эффективности стратегии восстановления канатной системы принято условие получения минимально возможной суммарной  $C_{rp}$  или относительной суммарной  $\bar{C}_{rp}$  стоимости ремонтов канатной системы в течение всего срока ее эксплуатации при обеспечении среднего значения вероятности безотказной работы в течение всего срока эксплуатации  $[P_{av}]$ , нормируемого в техническом задании на проектирование комплекса.

Задание требуемого среднего значения вероятности безотказной работы  $(P_0)_{av}$  более предпочтительно, чем нормирование минимального значения вероятности безотказной работы  $(P_0)_{min}$ , так как в первом случае обеспечивается приемлемый уровень надежности канатной системы в течение всего сро-

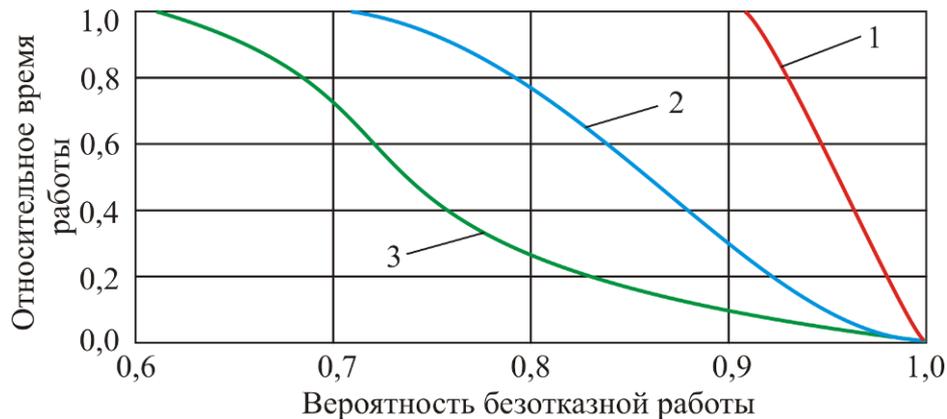


Рис. 5. Относительная продолжительность времени эксплуатации с произвольной вероятностью безотказной работы: 1 -  $(P_0)_{av} = 0,95$ ; 2 -  $(P_0)_{av} = 0,85$ ; 3 -  $(P_0)_{av} = 0,75$

ка эксплуатации, а во втором случае – только для локального момента времени.

Формирование стратегии восстановления канатной системы на основе принятого критерия эффективности основано на нахождении наилучшего сочетания двух исходных факторов – числа плановых ремонтов  $N_{rp}$  и предельно допустимой вероятности критического отказа  $[P]$ . Процесс нахождения наилучшего сочетания построен на переборе нескольких значений числа ремонтов  $N_{rp}$  из интервала  $N_{rp,min} \leq N_{rp} \leq N_{rp,max}$ . Для каждого рассматриваемого значения  $N_{rp}$  необходимо выполнить следующие расчетные действия.

1. Определение порогового (максимального) значения  $[P]$ , при котором соблюдается условие

$$(P_0)_{av} = [P_{av}]. \quad (4)$$

Для этого удобно использовать подход [12], основанный на определении средней вероятности безотказной работы  $(P_0)_{av}$  в дискретном числе точек  $[P]_1, \dots, [P]_K$  в пределах возможного изменения порогового значения  $0 \dots [P]_{max} = 0,04 \dots 0,07$ , а затем аппроксимировать полученную дискретную функцию с помощью одномерной сплайн-интерполяции вида  $(P_0)_{av} = (P_0)_{av}([P])$  (рис. 6).

Одномерная сплайн-интерполяция позволяет аппроксимировать функцию  $(P_0)_{av} = (P_0)_{av}([P])$  на каждом  $k$ -м участке между соседними опорными дискретными

точками  $[P]_k$  и  $[P]_{k+1}$  кубическим полиномом вида [13]:

$$(P_0)_{av}([P]) = (P_0)_{av,k} + b_{P,k}([P] - [P]_k) + c_{P,k}([P] - [P]_k)^2 + d_{P,k}([P] - [P]_k)^3,$$

где  $[P]_k$  - абсциссы опорных точек сплайн-интерполяции;  $(P_0)_{av,k}$  - ординаты опорных точек сплайн-интерполяции.

Искомое пороговое значение  $[P]$  определяется решением нелинейного алгебраического уравнения

$$(P_0)_{av,k} + b_{P,k}([P] - [P]_k) + c_{P,k}([P] - [P]_k)^2 + d_{P,k}([P] - [P]_k)^3 - [P_{av}] = 0$$

одним из известных методов численного анализа.

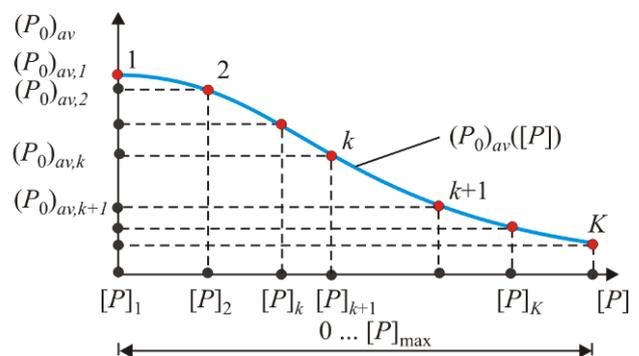


Рис. 6. Сплайн-интерполяция предварительно определенных значений средней вероятности безотказной работы  $(P_0)_{av}$  в дискретном числе точек  $[P]_1, \dots, [P]_K$

2. Построение кинетической кривой изменения вероятности безотказной работы

канатной системы в течение заданного срока эксплуатации, аналогичной кривым на рис. 2, с помощью изложенного в [3] метода и определение суммарной  $C_{rp}$  или относительной суммарной  $\bar{C}_{rp}$  стоимости ремонтов по зависимостям (2) и (3).

3. Сравнение характеристик  $C_{rp}$  или  $\bar{C}_{rp}$ , соответствующих кинетическим кривым  $P_0(\tau)$  для разных значений числа плановых ремонтов, и выбор той стратегии, которая имеет наименьшую величину  $C_{rp}$  или  $\bar{C}_{rp}$ . Такая стратегия восстановления канатной системы является наиболее эффективной, а характеризующее ее сочетание исходных факторов  $N_{rp}$  и  $[P]$  является наилучшим.

4. Уточняющий расчет наиболее эффективной стратегии восстановления канатной системы. Он необходим в связи с тем, что для определения порогового значения  $[P]$  использовалась процедура приближенного представления функции  $(P_0)_{av} = (P_0)_{av}([P])$ .

В основе уточняющего расчета лежит процедура построения с помощью метода, изложенного в [3], кинетической кривой изменения вероятности безотказной работы  $P_0(\tau)$  канатной системы в течение заданного срока эксплуатации при установленном наилучшем сочетании исходных факторов  $N_{rp}$  и  $[P]$ . При этом выполняется определение моментов времени проведения плановых ремонтов  $\tau_{rp,i} (1 \leq i \leq N_{rp})$ , минимальной  $(P_0)_{\min}$  и фактической средней  $(P_0)_{av}$  вероятности безотказной работы, суммарной  $C_{rp}$  и относительной суммарной  $\bar{C}_{rp}$  стоимости всех плановых ремонтов и стоимости отдельных ремонтов  $c_{rp,i} (1 \leq i \leq N_{rp})$ , а также для каждого планового ремонта определяется перечень критически опасных структурных элементов, подлежащих восстановлению во время каждого планового ремонта.

## 5. Компьютерная реализация методики

Разработанная методика формирования стратегии восстановления канатной системы

мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса была реализована в виде компьютерного программы «Планирование стратегии ремонтов канатной системы мобильного канатного комплекса».

Структурная схема программы включает в себя главную процедуру `Planning_of_Repairs_of_Rope_System`, 5 процедур типа `Procedure`:

- *Det\_DetP* – вычисление правой части уравнений Колмогорова-Чепмена – умножение матрицы на вектор;

- *DetermPoPt* - расчет предельно допустимой вероятности критического отказа  $[P]$ , обеспечивающей реализацию нормированной средней вероятности безотказной работы в течение всего срока эксплуатации канатной системы  $[P_{av}]$ ;

- *Kinetica* - решение системы уравнений Колмогорова-Чепмена методом Рунге-Кутты IV порядка для произвольного момента времени эксплуатации;

- *MatrixPrs* - построение матрицы системы дифференциальных уравнений Колмогорова-Чепмена для канатной системы при безотказной работе;

- *SplInt* - кубическая сплайн-интерполяция одномерного полинома, заданного набором опорных точек; а также 1 процедуры типа `Function`:

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

Результатом выполнения компьютерной программы является формирование эффективной стратегии восстановления канатной системы мобильного транспортно-технологического комплекса, характеризующейся минимальной суммарной стоимостью ремонтно-восстановительных операций за весь срок эксплуатации. В результате расчетом определяются следующие количественные параметры и характеристики стратегии:

- 1) число  $N_{rp}$  и моменты времени  $\tau_{rp,i} (1 \leq i \leq N_{rp})$  проведения плановых ремонтов;

- 2) значения минимальной  $(P_0)_{\min}$ , фактической (уточненной) средней  $(P_0)_{av}$  и пре-

дельно допустимой  $[P]$  вероятности безотказной работы канатной системы в течение всего срока эксплуатации;

3) значения суммарной  $C_{rp}$  и относительной суммарной  $\bar{C}_{rp}$  стоимости ремонтов канатной системы в течение всего срока ее эксплуатации, стоимости отдельных ремонтов  $c_{rp,i}$  ( $1 \leq i \leq N_{rp}$ );

4) перечень структурных элементов, подлежащих восстановлению во время каждого планового ремонта.

## 6. Тестовый анализ методики

Тестовая оценка особенностей использования разработанной методики для формирования эффективной стратегии восстановления структурных элементов канатной системы и адекватность получаемых результатов были проведены применительно к конструкции механизма движения мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса протяженностью 200 м с гидравлическим частотно-дрессельным регулированием скорости перемещения груза весом до 100 кН [12]. Заданный срок эксплуатации мобильного канатного комплекса - 40000 ч, число плановых ремонтов варьировалось в интервале 4...20. Расчеты проводились для трех уровней нормированной вероятности

безотказной работы канатной системы  $[P_{av}]$ : 0,95; 0,85 и 0,75. Значения интенсивности отказов структурных элементов, входящих в конструкцию канатной системы, взяты из работы [3].

На рис. 7 представлены кинетические кривые вероятности безотказной работы канатной системы в течение заданного срока эксплуатации при наиболее эффективных стратегиях восстановления работоспособности канатной системы в зависимости от нормированного значения  $[P_{av}]$ . В табл. 1 и на рис. 8 приведены значения параметров, характеризующих эти стратегии. Видно (рис. 8, в), что до нормированного значения  $[P_{av}] \sim 0,92$  имеет место линейный рост суммарной стоимости ремонтов, а затем он сменяется резко нелинейным ростом. Вследствие этого для рассматриваемой канатной системы при принятой интенсивности отказов и стоимости критически опасных структурных элементов достижение более высокого уровня надежности является, очевидно, экономически неприемлемой задачей. Очевидно, при использовании в составе канатной системы структурных элементов, имеющих другие значения интенсивности отказов, это значение нормированной вероятности  $[P_{av}]$  может сдвигаться.

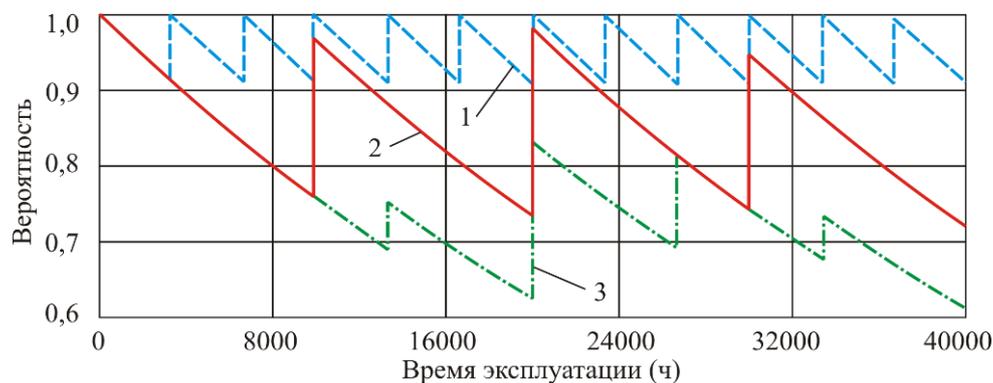


Рис. 7. Изменение вероятности безотказной работы канатной системы в течение заданного срока эксплуатации при наиболее эффективных стратегиях ремонта:

1 -  $[P_{av}] = 0,95$ ; 2 -  $[P_{av}] = 0,85$ ; 3 -  $[P_{av}] = 0,75$

В табл. 2 - 4 для трех нормированном значения средней вероятности безотказной работы  $[P_{av}] = 0,95$ ; 0,90 и 0,85 для каждого

критически опасного  $m$ -го элемента  $v$ -й подсистемы канатной системы показано, к каким моментам времени проведения плано-

вых ремонтов  $\tau_{rp,i}$  их вероятность безотказной работы снижается до значения  $(P_0)_{m,v}(\tau_{rp,i}) \leq 1 - [P_{av}]$ . Во время этих ремонтов соответствующие элементы должны быть восстановлены, что позволяет для каж-

дого  $i$ -го планового ремонта составить перечень восстанавливаемых элементов, оценить объем и стоимость  $i$ -го ремонта, а также сформировать заявку на потребность в запасных частях.

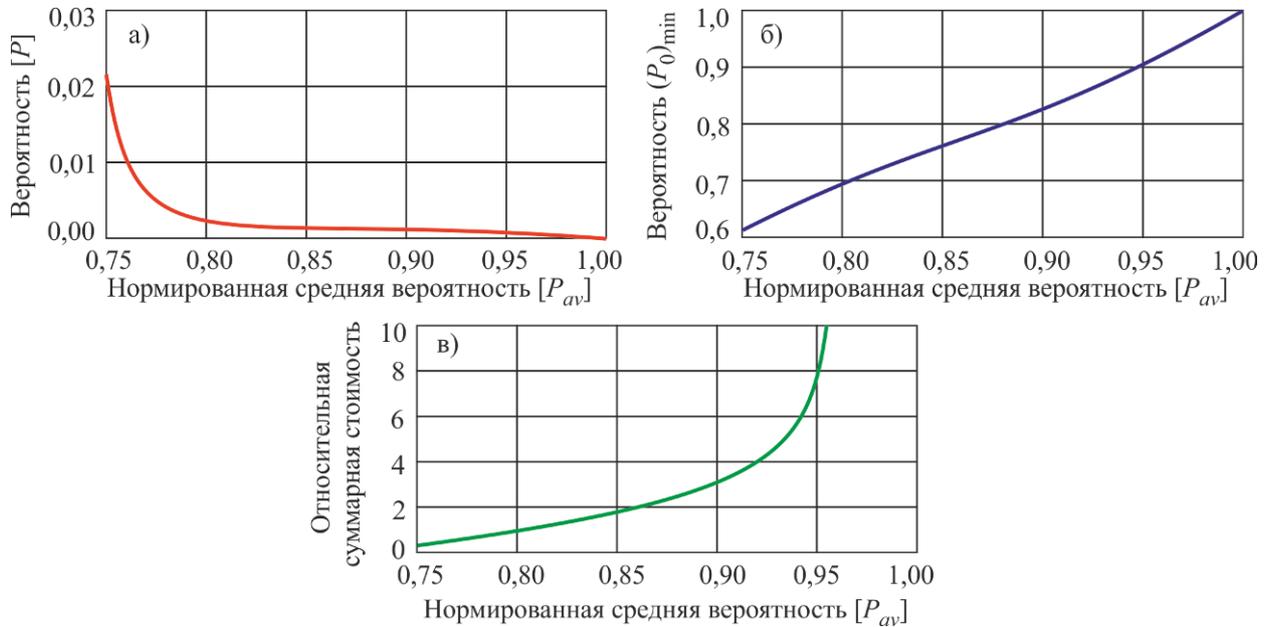


Рис. 8. Характеристики наиболее эффективных стратегий восстановления в зависимости от нормированной вероятности  $[P_{av}]$ : а - предельно допустимая вероятность критического отказа  $[P]$ ; б - минимальная вероятность безотказной работы  $(P_0)_{min}$ ; в - относительная суммарная стоимость ремонтов  $\bar{C}_{rp}$

Таблица 1

Расчетные параметры наиболее эффективных стратегий восстановления работоспособности канатной системы

Наименование параметра	Значение параметра при $[P_{av}]$				
	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75
Число плановых ремонтов $N_{rp}$	11	11	11	10	5
Предельно допустимая вероятность критического отказа $[P]$	0,0005	0,0005	0,0099	0,0155	0,0214
Фактическая средняя вероятность безотказной работы $(P_0)_{av}$	0,9524	0,9003	0,8517	0,8050	0,7547
Минимальная вероятность безотказной работы $(P_0)_{min}$	0,9066	0,8204	0,7588	0,6998	0,6109
Относительная суммарная стоимость ремонтов $\bar{C}_{rp}$	7,62	3,14	1,72	1,08	0,53
Разброс относительной суммарной стоимости ремонтов $\bar{C}_{rp}$	7,62...9,44	3,14...3,86	1,72...2,08	1,08...1,08	0,53...0,60

Таблица 2

Объем плановых ремонтов для наиболее эффективной стратегии восстановления канатной системы при нормированном значении средней вероятности безотказной работы [ $P_{av}$ ]=0,95

Обозначение элемента	Номер планового ремонта										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
H(h1,1)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
ГМ(h1,2)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Ц1(h1,3)											
Ц2(h1,4)											
Б(h1,5)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
КД(h1,6)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Ф(h1,7)				x				x			
P1(h1,8)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
P2(h1,9)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
P3(h1,10)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
P4(h1,11)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
ДР1(h1,12)		x		x		x		x		x	
ДР2(h1,13)		x		x		x		x		x	
ЗМ1(h1,14)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
ЗМ2(h1,15)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
h1,16			x			x			x		
h1,17	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
h1,18			x			x			x		
КШ(m1,1)											
НК(m1,2)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
ГУ(m1,3)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
С(m1,4)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
РТ(m1,5)											
Т(m1,6)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
М1-3(m1,7)			x			x			x		
П1(m1,8)								x			
П2(m1,9)			x			x			x		
m1,10		x		x		x		x		x	
МП(e1,1)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
ПУ(e1,2)								x			
ПИ(e1,3)								x			
ЭМ1(e1,4)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
ЭМ2(e1,5)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
ЭМ3(e1,6)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
ЭМ4(e1,7)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
ДЧ1(e1,8)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
ДЧ3(e1,9)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
ДН1(e1,10)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
ДН2(e1,11)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
ДВ(e1,12)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Число элементов, шт.	25	28	29	29	25	32	25	31	29	28	28
Относительная стоимость ремонта	0,667	0,699	0,689	0,711	0,667	0,721	0,667	0,744	0,689	0,699	0,699

Таблица 3

Объем плановых ремонтов для наиболее эффективной стратегии восстановления канатной системы при нормированном значении средней вероятности безотказной работы [ $P_{av}$ ]=0,90

Обозначение элемента	Номер планового ремонта										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
H(h1,1)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
ГМ(h1,2)		x		x		x		x		x	
Ц1(h1,3)											
Ц2(h1,4)											
Б(h1,5)				x				x			
КД(h1,6)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Ф(h1,7)											
P1(h1,8)		x		x		x		x		x	
P2(h1,9)		x		x		x		x		x	
P3(h1,10)		x		x		x		x		x	
P4(h1,11)		x		x		x		x		x	
ДР1(h1,12)											
ДР2(h1,13)											
ЗМ1(h1,14)									x		
ЗМ2(h1,15)									x		
h1,16											
h1,17											x
h1,18											
КШ(m1,1)											
НК(m1,2)		x		x		x		x		x	
ГУ(m1,3)		x		x		x		x		x	
С(m1,4)		x		x		x		x		x	
РТ(m1,5)											
Т(m1,6)	x		x		x		x		x		x
М1-3(m1,7)											
П1(m1,8)											
П2(m1,9)											
m1,10											
МП(e1,1)					x					x	
ПУ(e1,2)											
ПИ(e1,3)											
ЭМ1(e1,4)				x				x			
ЭМ2(e1,5)				x				x			
ЭМ3(e1,6)				x				x			
ЭМ4(e1,7)				x				x			
ДЧ1(e1,8)		x		x		x		x		x	
ДЧ3(e1,9)		x		x		x		x		x	
ДН1(e1,10)		x		x		x		x		x	
ДН2(e1,11)		x		x		x		x		x	
ДВ(e1,12)		x		x		x		x		x	
Число элементов, шт.	3	15	3	20	4	15	3	20	5	16	4
Относительная стоимость ремонта	0,086	0,453	0,086	0,495	0,209	0,446	0,086	0,495	0,120	0,569	0,093

Таблица 4

Объем плановых ремонтов для наиболее эффективной стратегии восстановления канатной системы при нормированном значении средней вероятности безотказной работы [ $P_{av}$ ]=0,85

Обозначение элемента	Номер планового ремонта										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
H(h1,1)	x		x	x		x		x		x	
ГМ(h1,2)			x			x			x		
Ц1(h1,3)											
Ц2(h1,4)											
Б(h1,5)								x			
КД(h1,6)		x		x		x		x		x	
Ф(h1,7)											
P1(h1,8)			x				x				x
P2(h1,9)			x				x				x
P3(h1,10)			x				x				x
P4(h1,11)			x				x				x
ДР1(h1,12)											
ДР2(h1,13)											
ЗМ1(h1,14)											
ЗМ2(h1,15)											
h1,16											
h1,17											
h1,18											
КШ(m1,1)											
НК(m1,2)						x			x		
ГУ(m1,3)				x				x			
С(m1,4)						x			x		
РТ(m1,5)											
Т(m1,6)		x			x			x			x
М1-3(m1,7)											
П1(m1,8)											
П2(m1,9)											
m1,10											
МП(e1,1)									x		
ПУ(e1,2)			x								
ПИ(e1,3)											
ЭМ1(e1,4)			x						x		
ЭМ2(e1,5)									x		
ЭМ3(e1,6)									x		
ЭМ4(e1,7)									x		
ДЧ1(e1,8)			x			x			x		
ДЧ3(e1,9)			x			x			x		
ДН1(e1,10)			x			x			x		
ДН2(e1,11)			x			x			x		
ДВ(e1,12)			x			x			x		
Число элементов, шт.	1	2	13	3	1	10	4	5	13	2	5
Относительная стоимость ремонта	0,064	0,022	0,394	0,115	0,007	0,301	0,108	0,147	0,370	0,079	0,115

## 7. Заключение

Формирование уже на этапе проектирования эффективной стратегии восстановления работоспособности важнейшего элемента мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов – канатной системы – является перспективным направлением совершенствования эксплуатационных показателей указанного технологического оборудования.

Предложенный в работе подход позволяет поддерживать исходно заданный при проектировании уровень надежности канатной системы на основе упреждающей замены во

время планового ремонта в стационарных условиях тех ее структурных элементов, у которых вероятность потери работоспособного состояния достигает к моменту такого ремонта определенного, заданного на этапе проектирования предельно допустимого значения вероятности критического отказа. При этом решается двуединая технико-экономическая задача: обеспечение приемлемо высокого уровня надежности и технического риска при одновременном обеспечении минимально возможной суммарной стоимости и числа ремонтов в течение всего заданного срока эксплуатации мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса.

### Список литературы

1. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с.

DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132>

2. Лагереv А.В., Таричко В.И., Солдатов С.П. Обеспечение общей устойчивости базовых колесных станций мобильных канатных дорог // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 210-220. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-210-220>

3. Лагереv А.В., Таричко В.И., Лагереv И.А. Вероятностно-временной анализ кинетики показателей надежности на стадии проектирования канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 256-275. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2020-06-02-256-275>

4. Брауде В.И., Семенов Л.Н. Надежность подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1986. 183 с.

5. Проников А.С. Параметрическая надежность машин. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 560.

6. Анцев В.Ю., Витчук П.В., Крылов К.Ю. Классификация дефектов и отказов

### References

1. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urban environment]. Rostov-on-Don, DGTU, 2019. 268 p. (In Russian)

2. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P. General stability of a base vehicle of a mobile ropeway. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 210-220. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-209-220> (In Russian)

3. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Probability-temporal analysis of reliability indicators kinetics at the stage of designing a rope system of a mobile transport and reloading ropeway. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 256-275. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2020-06-02-256-275> (In Russian)

4. Braude V.I., Semenov L.N. *Nadezhnost podemno-transportnykh mashin* [Reliability of carrying and lifting machines]. Leningrad, Mashinostroenie, 1986. 183 p. (In Russian)

5. Pronikov A.S. *Parametricheskaya nadezhnost mashin* [Machine parametric reliability]. Moscow, MGTU imeni N.E. Bauman, 2002. 560 p. (In Russian)

6. Antsev V.Yu., Vitchuk P.V., Krylov

грузоподъемных машин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2015. № 10. С. 121-128.

7. Надежность теплоэнергетического оборудования ТЭС и АЭС / Под ред. А.И. Андрющенко. М.: Высшая школа, 1991. 303 с.

8. Вентцель А.Д. Курс теории случайных процессов. М.: Наука, 1996. 400 с.

9. Хазов Б.Ф., Дидусев Б.А. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.

10. Лагерева А.В., Лагерева Е.А., Лагерева И.А. Вероятностная оценка надежности гидропривода кранов-манипуляторов путем имитационного моделирования потока отказов элементов // Приводы и компоненты машин. 2012. № 2-3. С. 2-5.

11. Лагерева А.В., Лагерева Е.А. Оптимальное управление техническим риском при проектировании гидропривода грузоподъемных машин // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. Т.1. № 3 (25). С. 60-66.

12. Лагерева А.В., Таричко В.И., Лагерева И.А. Моделирование режимов работы гидроприводов с частотно-дрессельным регулированием мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С. 462-480. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480

13. Поллард Дж. Справочник по вычислительным методам статистики. М.: Финансы и статистика, 1982. 344 с.

K.Yu. Classification of defects and failure of lifting machines. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2015, No.10, pp. 121-128. (In Russian)

7. *Nadezhnost teploenergeticheskogo oborudovaniya TES i AES* [Reliability of heat power equipment of TPPs and NPPs]. Moscow, Vysshaya shkola, 1991. 303 p. (In Russian)

8. Venttsel A.D. *Kurs teorii sluchaynykh protsessov* [Random Theory Course]. Moscow, Nauka, 1996. 400 p. (In Russian)

9. Khazov B.F., Didusev B.A. *Spravochnik po raschetu nadezhnosti mashin na stadii proektirovaniya* [Handbook for calculating the reliability of machines at the design stage]. Moscow, Mashinostroenie, 1986. 224 p. (In Russian)

10. Lagereva E.A., Lagerev A.V., Lagereva I.A. Probabilistic estimation of reliability of the hydraulic drive of crane-manipulators simulation-based flow of element failures. *Pryvody i komponenty mashin*, 2012, No.2-3, pp. 2-5. (In Russian)

11. Lagerev A.V., Lagereva E.A. Optimal management of technical risk the design of the hydraulic lifting machines drive. *Izvestiya MGTU "MAMI"*, 2015, Vol.1, No.3, pp. 60-66. (In Russian)

12. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Modeling operation modes of hydraulic drives with frequency-throttle regulation of mobile transport and overloading ropes complexes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 462-480.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480> (In Russian)

13. Pollard J.H. A handbook of numerical and statistical techniques. Cambridge University Press, 1977.

УДК (UDC) 621.833.15

## АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ С ПОВЕРХНОСТНЫМ КОНТАКТОМ ВЫПУКЛО-ВОГНУТЫХ ЗУБЬЕВ

## ANALYSIS OF TECHNICAL CAPABILITIES OF CYLINDRICAL STRAIGHT-TOOTH GEARS WITH SURFACE CONTACT OF CONVEX-CONCAVE TEETH

Мирчук М.А., Волков Г.Ю.  
Mirchuk M.A., Volkov G.YuКурганский государственный университет (Курган, Россия)  
Kurgan State University (Kurgan, Russian Federation)

**Аннотация.** В статье рассмотрены достоинства и недостатки шарнирно-зубчатой передачи – прямозубой цилиндрической передачи, в которой зубья имеют выпукло-вогнутые профили и взаимодействуют друг с другом по поверхности. Поверхностный контакт зубьев этой передачи обеспечивает снижение контактных напряжений в зацеплении в 7...50 раз по сравнению с эвольвентными. Установлено, что шарнирно-зубчатая передача обеспечивает достаточно плавное вращение ведомого колеса: коэффициент неравномерности хода не превышает 0,012. Главным недостатком передачи является удары в радиальном направлении, вызванные колебанием межосевого расстояния. Поэтому исследованную шарнирно-зубчатую передачу следует использовать при малых скоростях вращения, например, в ручных приводах.

**Ключевые слова:** прямозубая зубчатая передача, шарнирное зацепление, контактные давления.

**Дата принятия к публикации:** 26.02.2020  
**Дата публикации:** 26.06.2020

**Сведения об авторах:**

**Мирчук Мария Александровна** – аспирант, кафедра «Механики машин и основы конструирования», ФГБОУ ВПО «Курганский государственный университет», e-mail: www.mirchukMA@mail.ru

**Волков Глеб Юрьевич** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Механики машин и основы конструирования», ФГБОУ ВПО «Курганский государственный университет», e-mail: www.vlkv48@mail.ru

**Abstract.** The article deals with the advantages and disadvantages of articulated gear – straight-toothed cylindrical transmission, in which the teeth have convex-concave profiles and interact with each other on the surface. The surface contact of teeth of this transmission provides reduction of contact stresses in gearing in 7-50 times in comparison with involute. It is established that the articulated gear provides a fairly smooth rotation of the driven wheel: the coefficient of unevenness of the stroke is not higher than 0.012. The main disadvantage of this transmission is the radial shocks caused by the oscillation of the center distance. Therefore, gearshifts are recommended for use only at minimum speeds, for example in manual drives.

**Keywords:** cylindrical gear, hinge gear, contact pressure.

**Date of acceptance for publication:** 26.02.2020  
**Date of publication:** 26.06.2020

**Authors' information:**

**Maria A. Mirchuk** – postgraduate student, Department of «Mechanics of machines and fundamentals of design», Kurgan State University, e-mail: www.mirchukMA@mail.ru

**Gleb Yu. Volkov** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department «Mechanics of machines and fundamentals of design», Kurgan State University, e-mail: www.vlkv48@mail.ru

**Благодарности**

*Исследование выполнено при поддержке РФФИ и правительства Курганской области (проект No. 19-48-450001/19)*

**Acknowledgements**

*The study was supported by the grant the Russian Fund for Fundamental Research and the government of Kurgan Oblast within the framework of research (project No. 19-48-450001/19)*

## 1. Введение

Передачи Новикова-Вильдгабера [1-3] являются альтернативой наиболее распространенным в настоящее время, эвольвентным передачам. Потенциальные возможности использования зубьев с выпукло-вогнутыми рабочими поверхностями не исчерпываются косозубыми передачами и нуждаются в дальнейшем анализе и развитии.

## 2. Кинематика зацепления с поверхностным контактом выпукло-вогнутых зубьев (шарнирно-зубчатого зацепления)

Если профиль зубьев близкий к профилю зубьев передачи Новикова с двумя линиями зацепления [4] (рис. 1) использовать в прямозубой цилиндрической передаче, то можно обеспечить исключительно поверхностный контакт зубьев. Для этого нужно цилиндрические рабочие поверхности зубьев на вершинах и во впадинах выполнить строго одинакового радиуса ( $\rho_a = \rho_f$ ), а также создать силовое замыкание зубчатых венцов в радиальном направлении за счет плавающего межосевого расстояния  $a_w$ . Это можно реализовать, например, разместив ось шестерни на коромысле 3, как показано на рис. 2.

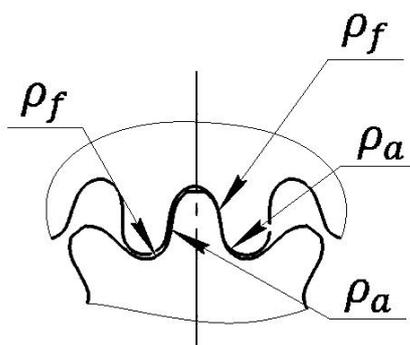


Рис. 1 Профиль зубьев зацепления Новикова с двумя линиями зацепления

При частом упоминании рассматриваемого объекта – зацепления с поверхностным контактом выпукло-вогнутых зубьев, желательно использовать его более короткое название. В качестве такового предлагается ввести термин «шарнирно-зубчатое зацепле-

ние». Зубчатым зацеплением принято называть [5] высшую кинематическую пару с последовательно взаимодействующими элементами двух звеньев. Низшую кинематическую пару с последовательно взаимодействующими выпуклыми и вогнутыми круговыми профилями зубьев логично будет называть шарнирно-зубчатым зацеплением.

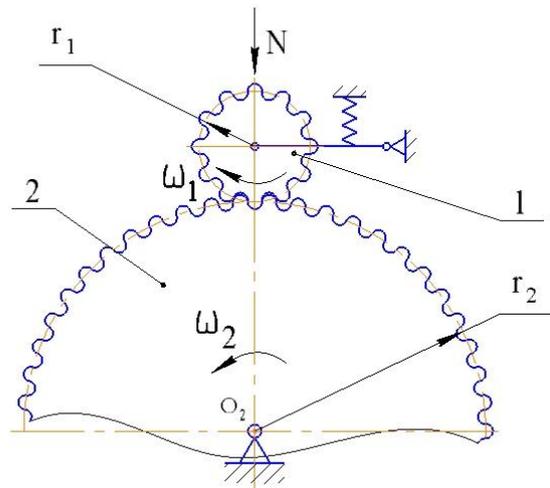


Рис. 2 Силовое замыкание шарнирно-зубчатого зацепления

Радиусы сопряженных поверхностей зубьев в таком зацеплении целесообразно принять равными  $1/4$  окружного шага  $\rho_a = \rho_f = \pi m/4$ .

При исследовании кинематики механизма поворотом коромысла 3 можно пренебречь и рассмотреть векторный контур, показанный на рис. 3:

$$\vec{r}_1 - \vec{r}_2 - \vec{a}_w = 0. \quad (1)$$

Проецируя векторы на оси  $X$  и  $Y$ , получим соответственно:

$$r_1 \cos \varphi_1 - r_2 \cos \varphi_2 - a_w = 0; \quad (2)$$

$$r_1 \sin \varphi_1 - r_2 \sin \varphi_2 = 0. \quad (3)$$

Продифференцируем систему уравнений (2) и (3) по времени:

$$-r_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + r_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - \dot{a}_w = 0; \quad (4)$$

$$r_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 - r_2 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 = 0. \quad (5)$$

Из уравнения (5) следует

$$i_{12} = \frac{\dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_2} = \frac{r_2 \cdot \cos \varphi_2}{r_1 \cdot \cos \varphi_1} = U \cdot \frac{\cos \varphi_2}{\cos \varphi_1}, \quad (6)$$

где  $i_{12}$  – мгновенное передаточное отношение;  $U = r_2/r_1$  – постоянное передаточное число.

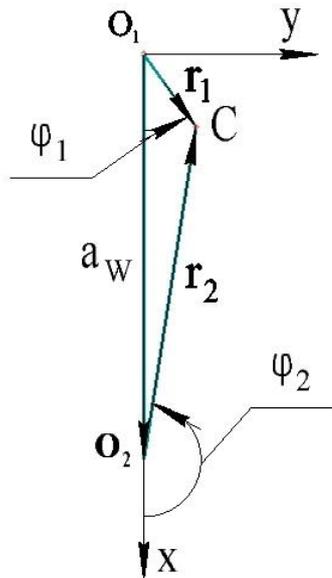


Рис. 3. Векторная модель механизма

Заметим, что присутствующее в выражении (6) отношение косинусов углов равно отношению мгновенной окружной скорости  $V_2$  расчетной точки  $C_2$ , принадлежащей колесу 2, к постоянной окружной скорости  $V_1$  точки  $C_1$ :

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi_2}. \quad (7)$$

Из уравнения (4) выразим мгновенную скорость  $a'_W$  изменения межосевого расстояния:

$$a'_W = -r_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 + r_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2. \quad (8)$$

Отношение этой скорости к постоянной скорости  $V_1$  с учетом (7):

$$\frac{a'_W}{V_1} = \cos \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi_2 - \sin \varphi_1. \quad (9)$$

Предельные значения углов  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , при которых мгновенные кинематические характеристики принимают экстремальные значения, зависят от чисел зубьев  $z_1$  и  $z_2$ . С учетом того, что речь идет о передачах с выпукловогнутыми зубьями кругового профиля, где пересопряжение зубьев происходит в два раза чаще, чем в обычных (например, в эвольвентных) передачах:

$$\varphi_{1max} = \frac{360^\circ}{4z_1};$$

$$\varphi_{2max} = \frac{360^\circ}{4z_2}.$$

Рассмотрим пример. Исходные данные: модуль  $m = 1$ ;  $z_1 = 10$  ( $r_1 = 5$ );  $z_2 =$

40 ( $r_2 = 20$ ). Соответствующие расчетные значения мгновенных кинематических параметров механизма показаны на рис. 4 и 5.

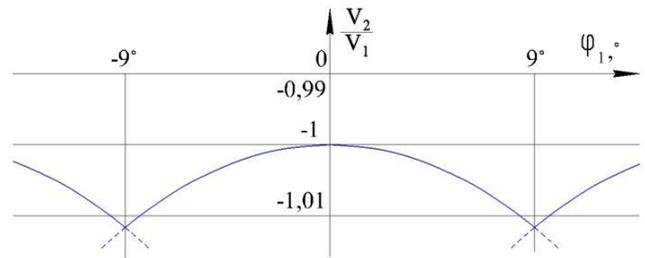


Рис. 4. Диаграмма  $\frac{V_2}{V_1}(\varphi_1)$

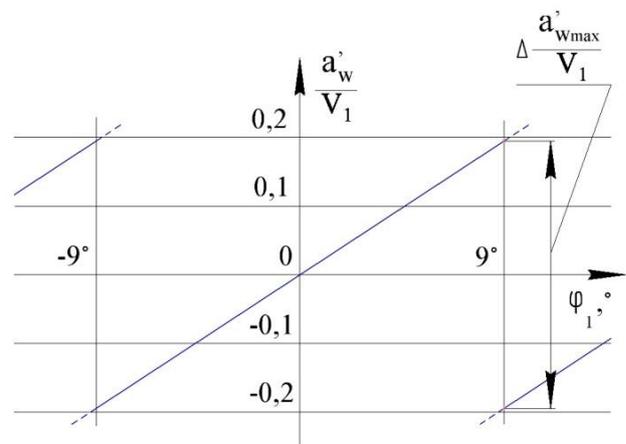


Рис. 5. Диаграмма  $\frac{a'_W}{V_1}(\varphi_1)$

Итоговую неравномерность вращения ведомого звена удобно характеризовать коэффициентом  $\delta$ , близким по смыслу к коэффициенту неравномерности хода [6]:

$$\delta = \frac{i_{12max} - U}{U} = 1 - \left| \frac{\cos \varphi_{2max}}{\cos \varphi_{1max}} \right|. \quad (10)$$

В примере этот параметр составляет  $\delta = 0,0117$ , что является неплохим показателем и соответствует требованиям [6], предъявляемых к автомобильным и судовым двигателям, компрессорам и другим механизмам.

Обратим внимание на то, что на диаграмме  $\frac{V_2}{V_1}(\varphi_1)$  кривые, соответствующие работе соседних зубьев, пересекают друг друга, не образуя разрыва. Это значит, что в точках пересопряжения нет жесткого удара, вызванного изменением окружной скорости. На диаграмме  $\frac{a'_W}{V_1}(\varphi_1)$  аналогичные кривые в точках пересопряжения имеют разрывы,

$$\Delta \frac{a_{Wmax}}{V_1} = 2(|\cos \varphi_{1max} \operatorname{tg} \varphi_{2max}| + |\sin \varphi_{1max}|) \quad (11) \quad \Delta \frac{a_{Wmax}}{V_1} \text{ для передач с разными числами зубьев представлены в табл. 1.}$$

Это свидетельствует о наличии жестких ударов. Расчетные значения параметров  $\delta$  и

Таблица 1

Значения кинематических параметров  $\delta$  и  $\Delta \frac{a_{Wmax}}{V_1}$  для шарнирных передач с разными числами зубьев

Числа зубьев	Коэффициент неравномерности вращения ведомого звена, $\delta$			Коэффициент радиальной скорости соударения колес в момент пересопряжения зубьев, $\Delta \frac{a_{Wmax}}{V_1}$		
	$z_1 = 10$	$z_1 = 15$	$z_1 = 20$	$z_1 = 10$	$z_1 = 15$	$z_1 = 20$
$z_2$						
10	0	-	-	0,62572	0,52409	0,47271
20	0,009355	0,002409	0	0,46832	0,36559	0,31384
40	0,011685	0,004734	0,002319	0,39047	0,28721	0,23526
60	0,012118	0,005164	0,002748	0,36457	0,26114	0,20913
80	0,012270	0,005315	0,002898	0,35112	0,24759	0,19555
100	0,012339	0,005384	0,002968	0,34389	0,24030	0,18824
рейка	0,012500	0,005500	0,003100	0,31287	0,20906	0,15692

Тем не менее, при минимальных скоростях вращения звеньев шарнирно-зубчатые передачи вполне работоспособны.

### 3. Статика, потери энергии и контактные давления в шарнирно-зубчатой передаче

В статике контакт зубьев рассматриваемой передачи (рис. 6) нагружен только внешней приложенной силой  $N$  и тангенциальной силой  $F$ .

В случае, когда второе колесо вырождается в рейку, формулы (10) и (11) упрощаются:

$$\delta = \frac{i_{12} - U}{U} = 1 - \left| \frac{1}{\cos \varphi_{1max}} \right|; \quad (12)$$

$$\Delta \frac{a_{Wmax}}{V_1} = 2(\sin \varphi_{1max}). \quad (13)$$

Анализируя результаты расчета, замечаем:

- коэффициент  $\delta$  снижается с ростом  $z_1$  и несколько увеличивается с ростом  $z_2$ , но в целом он сравнительно невелик;

- удары, вызванные скачком радиальной скорости  $\Delta \frac{a_{Wmax}}{V_1}$ , растут с уменьшением чисел зубьев  $z_1$  и  $z_2$ . Именно эти удары являются главным фактором, ограничивающим область применения таких передач.

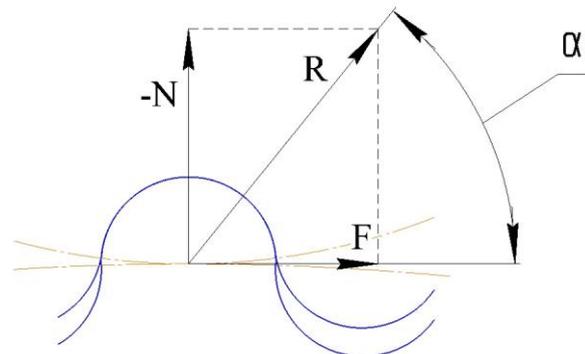


Рис. 6. Расчетная схема статического силового анализа

При эксплуатации передачи заранее заданной постоянной величиной является сила  $N$ . Тангенциальная (окружная) сила  $F$  и результирующая реакция  $R$  связаны с этой силой зависимостями

$$F = \frac{N}{\operatorname{tg} \alpha};$$

$$R = \frac{N}{\sin \alpha}.$$

Между собой тангенциальная сила  $F$  и результирующая реакция  $R$  связаны зависимостью:

$$R = \frac{F}{\cos \alpha}.$$

где  $\alpha$  – угол давления.

Желательная (рекомендуемая) величина этого угла:  $\alpha = 25 \dots 35^\circ$ .

Когда крутящий момент на колесе (а, следовательно, и сила  $F$ ) снижается, угол давления  $\alpha$  увеличивается. Если сила  $F$  возрастает выше номинального значения, то угол давления  $\alpha$  уменьшается до тех пор, пока не достигнет некоторого предельного значения  $\alpha = \alpha^{min}$ . После чего зубья выходят из зацепления. Таким образом, передача одновременно выполняет функцию предохранительной муфты. При необходимости эту функцию можно «отключить», ограничив упорами максимальное увеличение межосевого расстояния  $a_w$ .

Сравним потери энергии в шарнирно-зубчатой и эвольвентной передачах, например, реечных. Мощность потерь в зацеплении определяем по формуле вида

$$P_{poti} = V_{cp} \cdot f \cdot R, \quad (14)$$

где:  $f$  – расчетный коэффициент трения (примем  $f = 0,1$ );  $V_{cp}$  – средняя скорость скольжения в зацеплении.

Для эвольвентной реечной передачи скорость скольжения в зацеплении приближенно [7, 8] можно оценить по формуле

$$V_{cp} = \frac{2V_1}{z_1}. \quad (15)$$

Скорость в контакте зубьев для шарнирно-зубчатого зацепления

$$V_{cp} = \frac{V_1 \cdot \rho_a}{r_1} = \frac{V_1 \cdot \pi}{2z_1}. \quad (16)$$

Сравнивая потери шарнирно-зубчатого и эвольвентного зацеплений, рассчитанные по формуле (8), приходим к выводу, что при характерных (расчетных) углах давления ( $\alpha = 20^\circ$  для эвольвентной передачи и  $\alpha = 30^\circ$  для шарнирно-зубчатой передачи) потери на трение в шарнирно-зубчатой передаче на 30% ниже. Однако «недогруженная» шарнирно-зубчатая передача за счет увеличения угла давления  $\alpha$  будет несколько уступать эвольвентной передаче по энергетическим потерям.

Давление в контакте шарнирно-зубчатой передачи распределено по поверхности. Найдем его по формуле, применяемой для расчетов на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{R}{b \cdot \rho_a} = \frac{4F}{b \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \frac{2F \cdot z_1 (1 + U)}{\pi \cdot b \cdot a_w \cdot \cos \alpha'} \quad (17)$$

где  $b$  – ширина колеса (например,  $b = 50$  мм).

Наглядное представление о контактных давлениях в шарнирно-зубчатой передаче дает ее сравнение с эвольвентной передачей.

Используя формулы [9] для расчета на контактную прочность стальных эвольвентных цилиндрических прямозубых зубчатых колес, выразим окружную силу  $F$  в зацеплении:

$$F = \frac{b \cdot a_w \cdot \sigma_H^2 \cdot U}{49,5^3 \cdot k_{H\beta} \cdot (U + 1)^2}, \quad (18)$$

где  $a_w$  – межосевое расстояние (например,  $a_w = 200$  мм);  $U$  – передаточное число (например,  $U = 4$ );  $\sigma_H$  – допускаемое контактное напряжение (примем для нетермообработанной стали  $45 \sigma_H = 400$  МПа);  $k_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки вдоль зуба (примем  $k_{H\beta} = 1$ ).

В примере после подстановки в (18) принятых значений параметров получаем  $F = 1832$  Н.

Далее по формуле (17) рассчитаем, какое контактное давление будет в аналогичной шарнирной передаче.

Для числа  $z_1 = 10$ , получаем:

$$\sigma_{cm} = \frac{2F \cdot z_1 (1 + U)}{\pi \cdot b \cdot a_w \cdot \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 42,2 \cdot 10(1 + 5)}{\pi \cdot 200 \cdot \cos 30^\circ} = 7,72 \text{ МПа}.$$

Таким образом, по сравнению с эвольвентной передачей ( $[\sigma_H] = 400$  МПа) контактная нагрузка снизилась более, чем в 50 раз. Результаты расчетов  $\sigma_{cm}$  для других значений параметров  $z_1$ ,  $U$ ,  $[\sigma_H]$  приведены в табл. 2.

#### 4. Заключение

Главным достоинством шарнирно-зубчатого зацепления в сравнении с эвольвентным является многократный выигрыш в контактном давлении. Для закаленных сталей давление в контакте снижается не менее, чем в 7...13 раз, для мягких нетермообработанных сталей – в 13 раз. Нагрузочная способность эвольвентных зубчатых колес, изготовлен-

Таблица 2  
Расчетные давления  $\sigma_{см}$  (МПа) в шарнирно-зубчатом зацеплении

Контактные давления, МПа				
Эвольвентное зацепление, $\sigma_H$	Шарнирно-зубчатое зацепление, $\sigma_{см}$			
	$z_1 = 10$		$z_1 = 40$	
	$u = 4$	$u = 1$	$u = 4$	$u = 1$
400	7,7	4,8	30,9	19,3
800	27,7	19,4	110,9	77,3

ных из мягких сталей, ограничивает именно контактное напряжение. Поэтому можно утверждать, что шарнирно-зубчатые зацепления, выполненные по крайней мере из этих сталей, выдержат существенно более высокую нагрузку, чем эвольвентные зацепления.

#### Список литературы

1. Пат. US1601750 Helical Gearing / Wildhaber E.; опубл. 5.10.1926.
2. А.С. СССР 109113 Зубчатые передачи, а также кулачковые механизмы с точечной системой зацепления // Новиков М.Л.; заявл. 19.04.1956, опубл. 1957.
3. Пат. РФ № 2057267 Зубчатая передача // Гребенюк Г.П.; заявл. 07.04.1993, опубл. 1996.
4. ГОСТ 15023-76. Передача Новикова с двумя линиями зацепления. Исходный контур.
5. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. М.: Машиностроение, 1987. 560 с.
6. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. 640 с.
7. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.
8. Волков Г.Ю. Повышение технических характеристик безводильной планетарной передачи за счёт увеличения коэффициента смещения на внутренних зубьях // Вестник Курганского государственного университета. Серия Технические науки. 2013. № 2. С. 5-9.
9. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые

По энергоэффективности (коэффициенту полезного действия) шарнирно-зубчатые зацепления не уступают эвольвентным.

Удары в момент пересопряжения зубьев – это, несомненно, недостаток шарнирно-зубчатых передач. Однако остается область малых скоростей, ручные приводы. Дополнительное достоинство – эти передачи могут выполнять функцию предохранительной муфты.

При разработке конструкций устройств, содержащих шарнирно-зубчатое зацепление, нужно иметь в виду, что в них приведенный момент инерции системы вращающихся звеньев может быть сравнительно большим, но масса звеньев, вовлеченных в радиальное колебательное движение, обеспечивающее силовое замыкание шарнирно-зубчатого зацепления, жестко ограничена.

#### References

1. Pat. US1601750. Helical Gearing / Wildhaber E.; publ. 5.10.1926.
2. A.S. SU 109113. *Zubchatye peredachi, a takzhe kulachkovye mehanizmy s tochechnoy sistemoy zatsepleniya* [Gear transmissions and Cam mechanisms with a point system of meshing]. Novikov M.L., 1957. (In Russian)
3. Pat. RU 2057267. *Zubchataya peredacha* [Gear transmissions]. Grebenyuk G.P., 1996. (In Russian)
4. GOST 15023-76. *Peredacha Novikova s dvumya liniyami zatsepleniya. Iskhodnyy kontur* [Novikov spur gears with double line of action. Basic rack]. (In Russian)
5. Kraynev A.F. *Slovar-spravochnik po mekhanizmam* [Dictionary-a guide to the mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie, 1987. 560 p. (In Russian)
6. Artobolevskiy I.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka, 1988. 640 p. (In Russian)
7. Kudryavtsev V.N. *Planetarnye peredachi* [Planetary gears]. Leningrad, Mashinostroenie, 1966. 308 p. (In Russian)
8. Volkov G.Yu. *Povyshenie tekhnicheskikh kharakteristik bezvodilnoy planetarnoy peredachi za schet uvelicheniya koeffitsienta*

цилиндрические эвольвентные внешнего  
зацепления. Расчет на прочность.

† *smeshchenia na vnutrennikh zubyakh* [Improv-  
† ing the technical characteristics of a planetless  
† gearless drive due to an increase in the dis-  
† placement coefficient on the internal teeth].  
† *Vestnik Kurganskogo gosudarstvennogo*  
† *universiteta*, 2013, No. 2, pp. 5-9. (In Russian)  
† 9. GOST 21354-87. *Peredachi zubchatye*  
† *tsilindricheskie evolventnye vneshnego*  
† *zatsepleniya. Raschet na prochnost* [Cylindri-  
† cal evolvent gears of external engagement.  
† Strength calculation] (In Russian)

УДК (UDC) 621.86/.87

## ОПЫТ МОДЕРНИЗАЦИИ ТРАВЕРСЫ ПОКРАСОЧНОЙ КАМЕРЫ

## EXPERIENCE IN UPGRADING THE TRAVERSE OF THE PAINT CHAMBER

Прусов А.Ю., Мельников А.Н.  
Prusov A.Yu., Melnikov A.N.Ярославский государственный технический университет (Ярославль, Россия)  
Yaroslavl state technical University (Yaroslavl, Russia)

**Аннотация.** Траверсы являются отдельной группой грузозахватных приспособлений, используемых грузоподъемными машинами для работы со всевозможными грузами. Конструктивно они представляют собой линейную или пространственную (рамную) металлоконструкцию с различными дополнительными элементами (ветвями, захватами). Благодаря траверсам можно исключить возникновение сжимающих (сдавливающих) усилий грузов, снизить высоту подъема крюка грузоподъемного механизма и сократить сроки выполнения грузоподъемной операции. В статье приведен краткий анализ существующих конструкций траверс и методов их расчета. Описана задача по конструированию пространственной траверсы для применения в покрасочной камере машиностроительного предприятия. Рассмотрен практический пример развески грузов на симметричной траверсе как обязательный элемент выполнения технологической операции. Подчеркивается необходимость применения требований «культуры безопасности» для всех этапов грузоподъемной операции. Указывается на необходимость предварительной подготовки конструкторской и эксплуатационной документации во взаимосвязи с технологическими особенностями и возможностями конкретного производства. Достигнут положительный результат по внедрению в эксплуатацию конструкции рамной траверсы для покрасочной камеры 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 траверс, а также на необходимости систематизации и обобщения полученного опыта, накопления статистических данных.

**Ключевые слова:** траверса, модернизация, камера покрасочная, культура безопасности, грузозахватное приспособление

**Дата принятия к публикации:** 17.04.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Сведения об авторах:**

**Прусов Андрей Юрьевич** – кандидат технических наук, доцент, доцент, кафедра «Строительные и дорожные машины», Ярославский государственный технический университет, e-mail: ay@prusov.info.

**Annotation.** Traverses are a separate group of General classification of load-grabbing devices used by lifting machines to work with all kinds of goods. Structurally, they represent a linear or spatial (frame) metal structure with various additional elements (branches, grips). Thanks to the traverses, it is possible to eliminate the occurrence of compressive (squeezing) forces of loads, reduce the lifting speed of the hook of the lifting mechanism and reduce the time of the lifting operation. The article presents a brief analysis of existing traverse designs and methods of their calculations. The problem of designing a spatial traverse for use in the painting chamber of a machine-building enterprise is described. A practical example of cargo hanging on a symmetrical traverse is considered as a mandatory element of the technological operation. The necessity of applying the requirements of "safety culture" for all stages of lifting operation is emphasized. The necessity of preliminary preparation of design and operational documentation in connection with the technological features and capabilities of a particular production is indicated. A positive result has been achieved in the implementation of the design of the frame traverse for the painting chamber in conjunction with the safe working methods reflected in the product data sheet and in the operation manual. The conclusions focus on the need to expand the experience to other types and types of traverse, as well as the need for systematization and generalization of the experience, the accumulation of statistical data.

**Keywords:** traverse, modernization, painting chamber, safety culture, load-handling device

**Date of acceptance for publication:** 17.04.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**Authors' information:**

**Andrey Yu. Prusov** - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Department "Construction and road machines", Yaroslavl State Technical University, e-mail: ay@prusov.info.

ORCID: 0000-0002-3853-0416

**Мельников Артём Николаевич** – студент, кафедры «Строительные и дорожные машины», Ярославский государственный технический университет, e-mail: Tema66650@mail.ru

ORCID: 0000-0002-1780-1301

†  
†  
†  
†  
†  
†  
†

ORCID: 0000-0002-3853-0416

**Artem N. Melnikov** - student, Department "Construction and road machines", Yaroslavl State Technical University, e-mail: Tema66650@mail.ru

ORCID: 0000-0002-1780-1301

## 1. Введение

На промышленных предприятиях машиностроительного профиля всегда существует необходимость окраски и сушки деталей всевозможного назначения, от кузовных до деталей трансмиссии различной массы и геометрического профиля. Для этой цели применяют специальные камеры для покраски, представляющие собой несколько последовательно расположенных камер (помещений), через которые в непрерывном ритме с заранее установленной скоростью перемещаются окрашиваемые детали. Последние подвешены при помощи специальных грузозахватных приспособлений на крюки грузоподъемных машин, перемещающихся по замкнутому подвесному пути, состоящего, как правило, из тавровых балок.

Производительность работы покрасочной камеры зависит от количества загруженных на линию деталей и скорости (ритма) её движения, определяемой строгими требованиями выполнения технологических операций по зачистке, подготовке, окраске и сушке изделий.

Производительность покрасочной камеры можно определить по формуле для машин непрерывного действия, если одним из параметров является скорость движения окрашиваемых деталей в непрерывном потоке, и (или) по формуле для машин циклического действия, если важнейшим параметром является время цикла покраски. В обоих случаях вторым параметром является окрашиваемая поверхность деталей, выраженная через площадь, объем или массу с учетом шага распределения груза.

В общем виде производительность машин непрерывного действия определяется как

$$P_{\text{м.н.д.}} = F \cdot v,$$

где  $F$  - окрашиваемая площадь груза в определённый момент времени,  $\text{м}^2$ ;  $v$  - скорость движения груза,  $\text{м/с}$ .

В общем виде производительность машин циклического действия определяется как

$$P_{\text{м.ц.д.}} = v / t_{\text{ц}},$$

где  $v$  - объем груза,  $\text{м}^3$ ;  $t_{\text{ц}}$  - время цикла, с.

Учитывая жесткие ограничения по скорости и времени выполнения операций, обособленные регламентом технологического процесса, единственной возможностью увеличить производительность камеры является необходимость увеличения загрузки линии дополнительными деталями.

В большинстве случаев для навески грузов в подобных покрасочных камерах используют траверсы. В литературе встречаются различные конструктивные исполнения и классификации траверс [1-3].

В [3] термин «траверса» не используется, вместо него применяется термин «подвеска», а в работе [1] даётся описание нескольких траверс и используется своя оригинальная терминология. Например, традиционные траверсы в виде жесткой балки описаны в разделе «Многоветвевые стропы на траверсе» и «Рамно-строповые захваты». Это означает, что основным признаком, по мнению разработчиков, является не конструктивное исполнение грузозахватного приспособления, а их назначение.

В работе [2] делается попытка систематизации траверс (рис. 1). Подробно рассматриваются две схемы подвеса траверсы к крюку грузоподъемной машины: с одной точкой подвеса и с двумя точками подвеса при помощи двух ветвей. Отмечается, что линейная траверса за две точки подвеса может использоваться для работы с грузами с незначительно смещённым центром тяжести поднимаемого груза относительно продольной оси траверсы. В этом случае гибкий тяговый орган исключает перевешивание груза на одну сторону при подъеме. Обратная ситуация происходит с траверсой с одной точкой крепления - возможно отклонение траверсы,

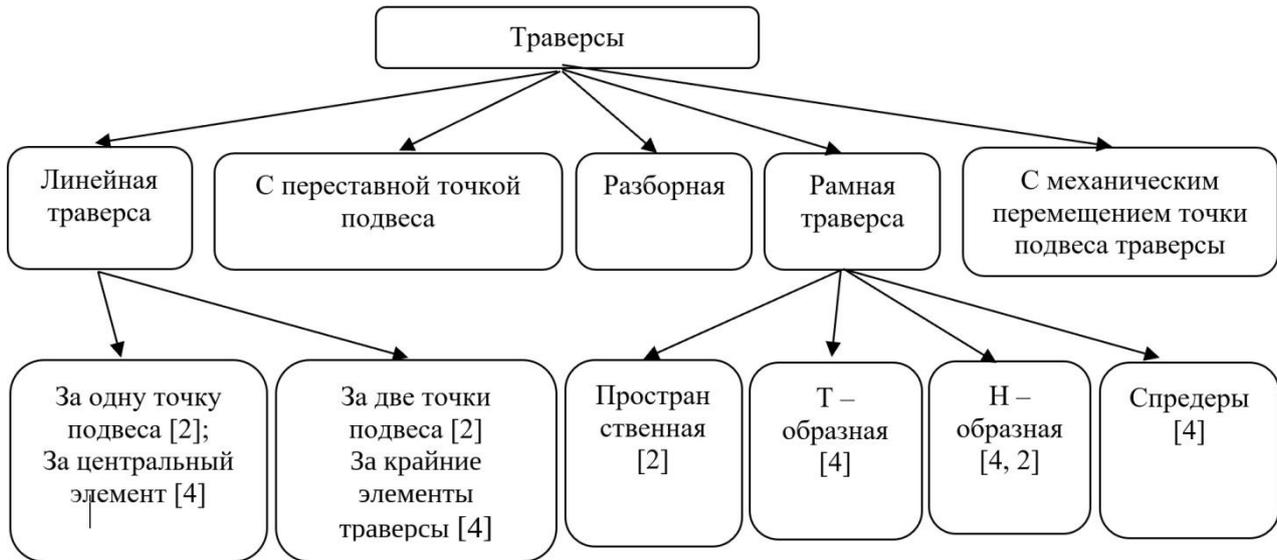


Рис.1. Систематизация траверс

и, как результат, возможна её неустойчивость. Аналогичным недостатком обладают и рамные траверсы. Задачу предотвращения отклонения траверсы в условиях неопределённости груза решить имеющимися способами невозможно. Некоторые авторы предлагают использовать механический привод для согласованного перемещения точки подвеса траверсы во время подъема [2].

Современные производители применяют собственные системы индексации для упорядочивания каталожных изданий потребителям - маркировку. Это удобно и упрощает понимание конструкции траверсы, её возможностей и технических параметров, по этому пути пошли компании Майна-Вира [4], Tractel [5], Самсон [6].

Система маркировки, как правило, включает в себя:

- тип траверсы;
- маркировку производителя;
- номер концевого элемента;
- обозначение центрального элемента;
- грузоподъемность траверсы;
- длину траверсы.

Теоретическими подходами при определении прочности и надёжности изделий являются классические методы расчета из раздела сопротивления материалов и исследования современных ученых в этой области. Справочный материал, обобщающий и систематизирующий существующую гамму рассматриваемого оборудования опублико-

ван в работах Вайнсона А.А., Андреева А.Ф. [7], Козлова Ю.Т., Обермейстера А.М. [8], Хальфина М.Н., Иванова Б.Ф., Харьковского Е.В. [9, 10]. Среди актуальных исследований данного направления существуют работы Ивановой В.А. [11], Минько В.М. [12], Анцева В.Ю. [13].

## 2. Постановка задачи

Целью работы является конструирование и создание грузозахватных приспособлений для линии покрасочной камеры с возможностью размещения большого количества деталей. Ориентированный целевой показатель – увеличение производительности всей линии в 2...2,5 раза.

Методами исследования является теоретическое изучение и обоснование решаемой проблемы, опытно-конструкторские работы в системе автоматизированного проектирования «КомпасV8.1» и эмпирический анализ результатов внедрения новой конструкции траверсы на производстве.

Исходная схема существующих траверс представлена на рис. 2. На нижней полке траверс установлены передвижные кронштейны для продольной навески окрашиваемых деталей. Всего траверс на линии покрасочной камеры расположено восемь штук.

Результатом данной опытно-конструкторской работы является создание новой конструкции грузозахватного приспособления и



Рис.2. Существующая траверса покрасочной камеры

методика размещения груза на ней, являющаяся обязательным условием обеспечения безопасной работы, подтвержденная теоретическим расчетом и экспериментальным внедрением.

### 3. Теоретические исследования

Отдельным вопросом, определяющим требования к разрабатываемым траверсам, являлась принадлежность их к грузозахватным приспособлениям. Покрасочные камеры, представляющие собой в большинстве случаев схемы конвейерного типа со специальными поддерживающими устройствами (каретками, подвесками), не относятся к поднадзорному оборудованию. На них не распространяются специальные правила, на загрузке линии не работают стропальщики и нет крановщика, управляющего грузоподъемным краном. Поэтому и термин «грузозахватные приспособления» с необходимостью выполнения обязательных процедур в большинстве случаев не применяется. Подобный подход является ошибочным, так как исключает возможность применения специальных требований, например, обеспечение запаса прочности к таким изделиям или регламентирование периодичности контроля, включая ежегодные испытания и т.д. Кроме того, любые приспособления для грузоподъемных операций [14] несут в себе определенные риски, которые должны анализироваться и фиксироваться при оформлении деклараций и обосновании безопасности [15].

По описанным причинам следует все поддерживающие устройства в подобных конвейерных системах определять как грузозахватное приспособление и применять к ним соответствующие нормативно-технические требования или разрабатывать новые.

Вторым вопросом теоретических исследований являлся подбор варианта новых гру-

зозахватных приспособлений. По экономическим причинам из всего разнообразия существующих приспособлений [1, 7, 12, 13, 16] было принято решение идти по пути модернизации существующих линейных траверс к пространственным (рамным) путем размещения дополнительных поперечных балок [2, 4, 6]. Идея увеличения общей производительности покрасочной камеры заключается в создании дополнительного места для крепления листовых деталей в подвешенном состоянии и размещение их не только в продольном, но и в поперечном положении.

В случае с линейной траверсой полезная площадь, используемая для навески деталей, определялась длиной траверсы  $l_{mp}$  и высотой навески груза  $h$ , ограниченной ростом оператора, осуществляющего навеску груза (рис. 3).

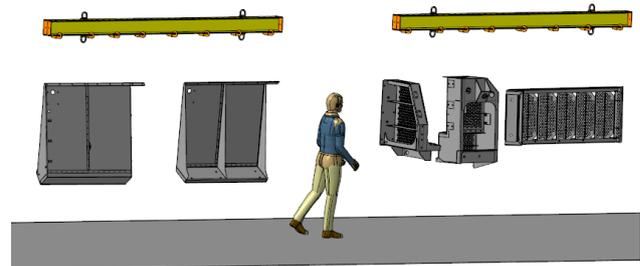


Рис.3. Текущая схема навески грузов для покраски

В конкретном рассматриваемом случае полезная площадь одной траверсы равна  $2,45 \text{ м}^2$  и определяется как

$$F = l_{mp} \cdot h \cdot k_3,$$

где  $l_{mp}$  - длина траверсы, м;  $h$  - высота навески груза, м;  $k_3$  - коэффициент заполнения траверсы (принимается равным 0,7).

В системе автоматизированного проектирования «КомпасV8.1» была создана цифровая модель модернизируемой траверсы с увеличенной полезной площадью и возможностью развеса груза (рис. 4). Для этого на продольную траверсу были установлены три поперечные балки. Длины этих балок подбились в соответствии с шириной проёма входных ворот покрасочной камеры. Рас-

стояние между балками должно обеспечить свободный проход маляру для выполнения своих функций.

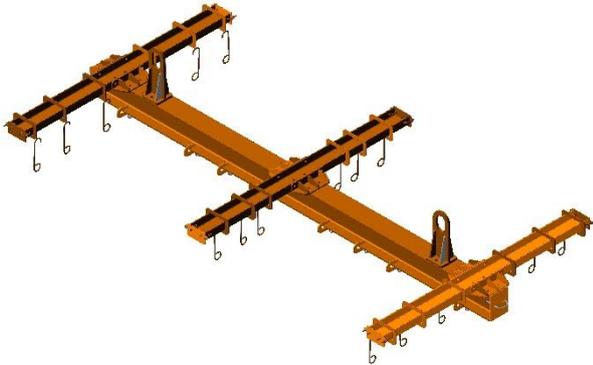


Рис.4. Модель модернизированной траверсы

После модернизации полезная площадь для развески груза составила  $6,23 \text{ м}^2$  и рассчитывалась по формуле:

$$F = (l_{mp} \cdot h + 3l_{non} \cdot h) \cdot k_3,$$

где  $l_{non}$  - длина поперечной балки, м.

Как видно из полученного результата, полезная площадь для развески груза увеличилась в 2,5 раза, что соответствует поставленной задаче.

Используя возможности электронной визуализации проектирования, была создана модель участка технологической линии с целью анализа габаритных размеров, условий взаимного соударения и взаимодействия с частями помещения в момент изменения траектории движения (рис. 5) окрашиваемых деталей.

Используя методику анализа рисков [15, 17-21] была проведена всесторонняя оценка вероятности возникновения опасных ситуаций и определена степень безопасности в конкретном процессе производственной деятельности. По результатам этой работы идентифицированы опасности и разработаны меры по их устранению.

Особое внимание уделялось вероятному отклонению новой траверсы от положения равновесия относительно продольной оси. Для предотвращения этого необходимо было решить две задачи:

1) составить схему навески грузов, обеспечивающую равновесие траверсы;

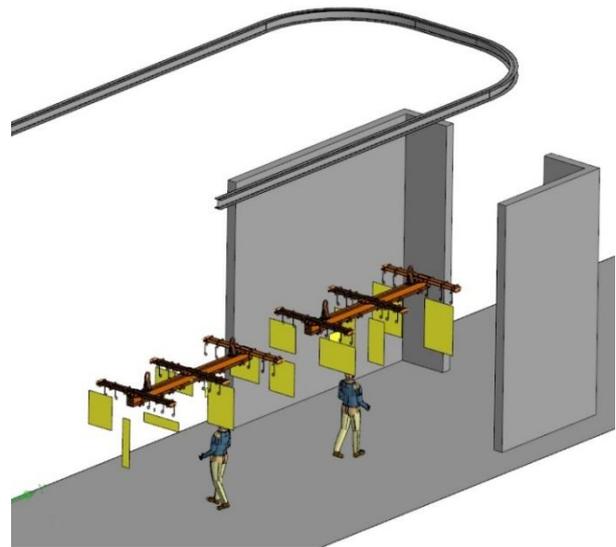


Рис. 5. Визуализация схемы развеса груза и пути поворота траверс

2) максимально снизить вероятность поворота траверсы путем размещения центра тяжести груза ниже точки крепления траверсы.

Дальнейшая работа проводилась с учетом [22, 23]. Зная размеры и массу деталей, первую задачу можно решить, составив соответствующую таблицу (табл. 1) и обеспечив условие равновесия (рис. 6):

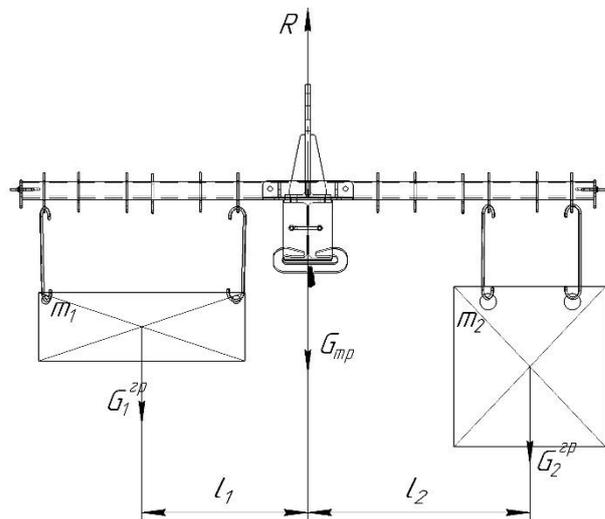


Рис. 6. Схема обеспечения равновесия траверсы

$$G_1 \cdot l_1 = G_2 \cdot l_2;$$

$$R = G_{mp} + G_1 + G_2,$$

где  $G_1$  - сила тяжести левой стороны поперечной балки, Н;  $l_1$  - расстояние от оси подвеса до центра масс левой поперечной балки,

м;  $G_2$  - сила тяжести правой стороны поперечной балки, Н;  $l_2$  - расстояние от оси подвеса до центра масс правой поперечной балки, м;  $G_{mp}$  - сила тяжести продольной балки траверсы;  $R$  - натяжение ветви грузоподъемной машины, Н.

Заранее рассчитывалась суммарная масса грузов, навешиваемых на три поперечные балки (рис. 4) относительно продольной оси траверсы (табл. 1). Причем расчет велся отдельно по левой и правой стороне траверсы. Для контроля и проверки расчетов, в средней части таблицы, приводятся конкретные артикулы или номера окрашиваемых деталей.

Таблица 1

Расчет развески грузов для фиксации требований в руководстве по эксплуатации

	Левая сторона		Правая сторона	
	артикул	масса, кг	артикул	масса, кг
1 попер. балка	Кроншт. 785Т45	7,48	Рукоять R21	6,89
2 попер. балка	Корпус 921L79	10,2	Кроншт. 785Т38	10,4
3 попер. балка	Косынка 325W76	6,25	Кроншт. 785Т24	6,8
Масса		23,9		24,1

Решение второй задачи производилось с учетом рекомендаций [5], исходя из условий:

- центр тяжести загруженной траверсы расположен на оси симметрии грузозахватного устройства;

- очередность навески грузов осуществляется последовательно с двух сторон для постоянного контроля за равновесием траверсы;

- первоначально навешивается груз, отклоняющий траверсу на угол  $\beta$  (рис. 7), который (для удобства навески) не должен превышать 20...25 град.

Из расчетной схемы (рис. 7) видно, что отклонению траверсы будет способствовать момент, создаваемый грузом, а противодействовать ему момент от вертикальной составляющей натяжения каната или цепи грузоподъемной машины. Зная длину последней, геометрические размеры грузозахватного приспособления и массу его отдельных

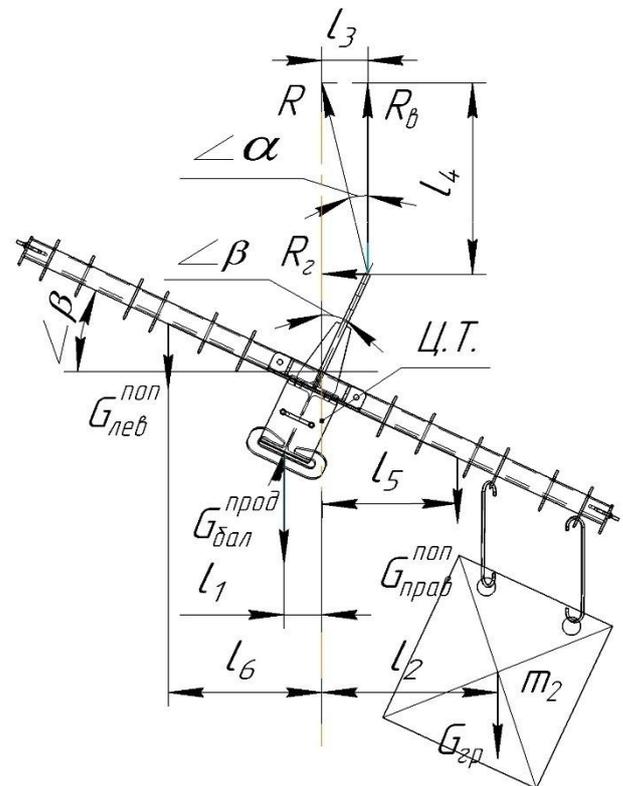


Рис.7. Первоначальное положение траверсы после навески первого груза

элементов, можно определить условие безопасного отклонения траверсы в момент навески груза:

$$\sum Y = 0; \quad G_{лев}^{non} + G_{прав}^{non} + G_{бал}^{prod} + G_{зр} = R_{\beta};$$

$$\sum M_0 = 0; \quad G_{прав}^{non} \cdot l_5 - G_{лев}^{non} \cdot l_6 + G_{зр} \cdot l_2 -$$

$$G_{бал}^{prod} \cdot l_1 + R_{\beta} \cdot l_4 - R \cdot l_3 = 0,$$

где  $G_{лев}^{non}$  - сила тяжести левой стороны поперечной балки, Н;  $l_1$  - смещение силы тяжести продольной балки, м;  $l_2, l_3, l_4$  - плечи составляющих моментов, м;  $G_{прав}^{non}$  - сила тяжести правой стороны поперечной балки, Н;  $l_5$  - расстояние от оси подвеса до центра масс правой стороны поперечной балки, м;  $l_6$  - расстояние от оси подвеса до центра масс левой стороны поперечной балки, м;  $G_{бал}^{prod}$  - сила тяжести продольной балки, Н;  $R_{\beta}, R_{\beta}$  - горизонтальная и вертикальная составляющие реакции натяжения ветви подвеса траверсы, определяемые  $R_{\beta} = R \cdot \cos \alpha$ ;  $R_{\beta} = R \cdot \sin \alpha$ , Н;  $G_{зр}$  - сила тяжести груза, Н.

Для определения геометрических размеров  $l_1, \dots, l_6$  используются известные величины:

- линейные размеры траверсы;
- допустимый угол разворота траверсы вдоль продольной оси – угол  $\beta$ ;
- угол  $\alpha$ , определяемый через исходную величину высоты подвеса траверсы к самому грузоподъемному механизму.

Силы тяжести балок также являются известными исходными величинами.

Для практического выполнения условия равновесия необходимо постоянно следить за правильностью размещения грузов, регулируя расстояние  $l_1$  и  $l_2$  (рис. 7) путем перемещения сдвижных кронштейнов. В этой связи на первое место выходят личностные качества оператора, его внимательность и дисциплина. Речь идет о выполнении комплекса мероприятий, закрепленного в инструкции по эксплуатации, но реализуемая в полном объеме только благодаря высокой культуре безопасности на производстве [15].

#### 4. Практическое внедрение

После всестороннего анализа спроектированной конструкции траверсы была изготовлена опытная модель для апробации, показавшая хорошие результаты. В дальнейшем для последующего внедрения в производство на покрасочной камере были заменены восемь модернизированных траверс. На рис. 8 показано фото опытного образца траверсы с размещенными листовыми деталями.

В процессе проведения работы по модернизации грузоподъемной траверсы покрасочной камеры были получены следующие результаты.

#### Список литературы

1. Вайнсон А.А., Андреев А.Ф. Специализированные крановые грузозахваты для штучных грузов. М.: Машиностроение, 1972. 200 с.
2. Жуков М.И., Бурнашов М.А. Систематизация траверс для подъема и перемещения крупногабаритных грузов // Мир транспорта и технологических машин. 2012. №2(37). С.96-99.



Рис.8. Опытный образец и результат внедрения траверсы на производстве

1. Проведён анализ классификационных подходов к систематизации траверс.
2. Спроектирована, изготовлена и испытана тестовой эксплуатацией опытная модель траверсы.
3. Проведена идентификация опасности диагонального перекоса траверсы и разработаны методы для снижения вероятности возникновения опасной ситуации.
4. Осуществлено внедрение на производстве восьми модернизированных траверс для полной загрузки покрасочной камеры, увеличившей пропускную способность в 2,5 раза.
5. Даны практические рекомендации по содержательной части Руководства по эксплуатации траверсы, в том числе рекомендации по внедрению подходов «Фиксируй и сообщай».

В дальнейшей исследовательской работе предстоит обобщить классификацию траверс, систематизировать модельные ряды и предложить конструкции универсальных траверс.

#### References

1. Vaynson A.A., Andreev A.F. *Specializirovannyye kranovyye gruzozahvaty dlya shtuchnyh gruzov*. Moscow, Mashinostroenie, 1972. 200 p. (In Russian)
2. Zhukov M.I., Burnashov M.A. Systematization of traverse for lifting and moving large-sized cargo. *Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin*, 2012, No.2, pp. 96-99. (In Russian)

3. РД 31.45.03-83. Устройства грузозахватные крановые. Типовые расчеты. Методика. М.: В/О Мортехинформреклама. 1984. 152 с.
4. Майна Вира. Траверсы: сайт. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.maina-vira.ru/> (дата обращения: 14.12.2019).
5. Tractel. Грузоподъемное оборудование: сайт. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.tractel.com/ru> (дата обращения: 14.12.2019).
6. Самсон. Траверсы: сайт. [Электронный ресурс]. URL: <https://samson-td.ru/katalog/traversyi/> (дата обращения: 14.12.2019).
7. Вайнсон А.А., Андреев А.Ф. Крановые грузозахватные устройства: Справочник. М.: Машиностроение, 1982. 304 с.
8. Козлов Ю.Т., Обермейстер А.М., Протасов Л.П., Стрекалов Б.Н., Андреев А.Ф. Грузозахватные устройства: Справочник. М.: Транспорт, 1980. 223 с.
9. Хальфин М.Н., Иванов Б.Ф., Короткий А.А. Грузозахватные приспособления и тара. Ростов н/Д.: Феникс, 2006. 144 с.
10. Хальфин М.Н., Иванов Б.Ф., Харьковский Е.В. Оценка несущей способности специального грузозахватного приспособления для перегрузки длинномерных грузов // Известия ТулГУ. Технические науки. 2017. № 6. С.109-115.
11. Прусов А.Ю., Иванова В.А. Необходима ревизия существующей терминологии и понятийного аппарата грузозахватных приспособлений // Подъемно-транспортное дело. 2013. №2. С.19-22.
12. Дьяченко П.А., Колдина Е.В., Пилипчук Д.А., Минько В.М. К проектированию съемных грузозахватных приспособлений для подъема длинномерных грузов // Вестник молодёжной науки. 2016. №5(7). С. 1-5.
13. Анцев В.Ю., Витчук П.В., Крылов К.Ю. Классификация дефектов и отказов грузоподъемных машин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2015. №10. С.121-128.
14. Технический регламент Таможенного союза «О безопасности машин и оборудования» № ТР ТС 010/2011: сайт Евразий-
3. RD 31.45.03-83. *Ustrojstva gruzozahvatnye kranovye. Tipovye raschety. Metodika* [Load-handling crane devices. The model calculations. Method]. Moscow, V/O Mortechnikinformreklama, 1984. 152 p. (In Russian)
4. *Majna Vira. Traversy* (website: <http://www.maina-vira.ru/>). (In Russian)
5. *Tractel* (website: <https://www.tractel.com/ru>). (In Russian)
6. *Samson. Traversy* (website: <https://samson-td.ru/katalog/traversyi/>). (In Russian)
7. Vaynson A.A., Andreev A.F. *Kranovye gruzozahvatnye ustroystva*. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 304 p. (In Russian)
8. Kozlov Yu.T., Obermeister A.M., Protasov L.P., Strekalov B.N., Andreev A.F. *Gruzozahvatnye ustroystva*. Moscow, Transport, 1980. 223 p. (In Russian)
9. Halfin M.N., Ivanov B.F., Korotkij A.A. *Gruzozahvatnye prispособleniya i tara*. Rostov on Don, Feniks, 2006. 144 p. (In Russian)
10. Halfin M.N., Ivanov B.F., Harkovskij E.V. Evaluation of the load-carrying capacity of a special load-handling device for long-length cargo reloading. *Izvestiya TulGU. Tekhnicheskie nauki*, 2017, No. 6, pp. 109-115. (In Russian)
11. Prusov A.Yu., Ivanova V.A. It is necessary to revise the existing terminology and conceptual apparatus of cargo handling devices. *Podemnotransportnoe delo*, 2013, No.2, pp. 19-22. (In Russian)
12. Dyachenko P.A., Koldina E.V., Pilipchuk D.A., Minko V.M. To the design of removable lifting devices for lifting long loads. *Vestnik molodyozhnoj nauki*, 2016, No. 5, pp.1-5. (In Russian)
13. Antsev V.Yu., Vitchuk P.V., Krylov K.Yu. Classification of defects and failures of lifting machines. *Izvestiya Tuskogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2015, No. 10, pp.121-128. (In Russian)
14. *Tekhnicheskij reglament Tamozhennogo soyuza «O bezopasnosti mashin i oborudovaniya» TR TS 010/2011* (website: <http://www.eurasiancommission.org/ru/act/txnreg/deptex-reg/tr/Pages/bezopMashines.aspx>). (In Russian)

ской экономической комиссии. URL: <http://www.eurasiancommission.org/ru/act/textnreg/deptextreg/tr/Pages/bezopMashines.aspx> (дата обращения: 14.12.2019).

15. Прусов А.Ю. Оценка риска и «культура безопасности» грузозахватных приспособлений // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. № 3. С. 396-406.

16. Барсов И.П., Абрамович И.И., Альперович А.И. Грузозахватные устройства для строительно-монтажных работ. М: Госстройиздат, 1957. 120 с.

17. Чичерин С.С. Повышение безопасности мостовых кранов на основе анализа и оценки риска эксплуатации конструктивных элементов металлоконструкции: дис. ... канд. техн. наук. Новочеркасск, 2002, 174 с.

18. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с.

19. Горынин А.Д. Анализ риска эксплуатации грузоподъемных машин на стадии проектирования: дис. ... канд. техн. наук. М., 2018. 173 с.

20. Зорин В.А., Севрюгина Н.С. Развитие теории и практики обеспечения технической и технологической безопасности транспортных средств // Информационные технологии и инновации на транспорте: материалы 2-й Междунар. научно-практ. конф., г. Орел. ОГУ, 2016. С. 294-305.

21. Одершев А.В. Методика оценки живучести перегрузочных порталных кранов: дис. ... канд. техн. наук. СПб, 2001. 159 с.

22. Флюгель Ф. Методика построения обобщенных математических моделей грузоподъемных кранов с грузом на пространственном канатном подвесе: дис. ... канд. техн. наук. 2002. 182 с.

23. Орлов А.Н. Основы теории динамического расчета грузоподъемных кранов с пространственными канатными подвесами груза: дис. ... д-ра техн. наук. СПб, 1993. 215 с.

15. Prusov A.Yu. Risk assessment and "safety culture" of load-handling devices. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.3, pp. 396-406. (In Russian)

16. Barsov I.P., Abramovich I.I., Alperovich A.I. *Gruzozahvatnye ustroystva dlya stroitelno-montazhnykh работ*. Moscow, Gosstroyizdat, 1957. 120 p. (In Russian)

17. Chicherin S.S. *Povyshenie bezopasnosti mostovykh kranov na osnove analiza i otsenki riska ekspluatatsii konstruktivnykh elementov metallokonstruktsii* [Improving the safety of bridge cranes based on the analysis and assessment of the risk of operation of structural elements of metal structures]. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Novocherkassk, 2002. 174 p. (In Russian)

18. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya cifrovoj urbanizirovan-noj sredy* [Transport and logistics technologies and machines for digital urban environment]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2019. 268 p. (In Russian)

19. Gorynin A.D. *Analiz riska ekspluatatsii gruzopodemnykh mashin na stadii proektirovaniya* [Analysis of the risk of operating lifting machines at the design stage]. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow, 2018. 173 p. (In Russian)

20. Zorin V.A., Sevryugina N.S. Development of the theory and practice of ensuring technical and technological safety of vehicles. *Informatsionnye tekhnologii i innovatsii na transporte: materialy 2 Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, Orel*. Orlovskiy gosudarstvennyy universitet im. I.S. Turgeneva, 2016, pp. 294-305. (In Russian)

21. Odershev A.V. *Metodika otsenki zhivuchesti peregruzochnykh portalnykh kranov* [Methods for assessing the survivability of re-loading gantry cranes]. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Sankt-Petersburg, 2001. 159 p. (In Russian)

22. Flyugel F. *Metodika postroeniya obobshchennykh matematicheskikh modelej gruzopodyemnykh kranov s gruzom na prostranstvennom kanatnom podvese* [Method for constructing generalized mathematical models of lifting cranes with a load on a spatial

- ‡ rope suspension]. Diss. Cand. Sci. (Engineering). 2002, 182 p. (In Russian)
- ‡ 23. Orlov A.N. *Osnovy teorii*  
‡ *dinamicheskogo rascheta gruzopodemnykh*  
‡ *kranov s prostranstvennymi kanatnymi*  
‡ *podvesami gruza* [Fundamentals of the theory  
‡ of dynamic calculation of lifting cranes with  
‡ spatial rope suspensions of cargo]. Diss. Cand.  
‡ Sci. (Engineering). Sankt-Petersburg, 1993.  
‡ 215 p. (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

ИЗМЕНЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ СТРЕЛОВОГО КРАНА ПРИ ПРОВЕДЕНИИ  
ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ РАБОТCHANGING THE LOAD OF A ARROW CRANE WHILE CARRYING OUT LOADING  
AND UNLOADING WORKSСладкова Л.А., Крылов В.В., Горелова М.В.  
Sladkova L.A., Krylov V.V., Gorelova M.V.Российский университет транспорта (Москва, Россия)  
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

**Аннотация.** Устойчивость стреловых самоходных кранов является ключевой задачей в процессе их эксплуатации. Разработанная расчетная схема стрелового самоходного крана и ограничения, накладываемые на ее перемещения во времени и пространстве, позволили получить математические зависимости траектории движения центра тяжести стрелы, изменение скорости его перемещения при произвольном повороте стрелы, а также кинематические и энергетические характеристики перемещения груза при совмещении операций в процессе работы крана. Совмещение операций подъема-опускания груза и разворота к месту выгрузки способствует повышению производительности при эксплуатации стреловых самоходных кранов. Полная энергия системы (крановой конструкции) при рассматриваемых условиях эксплуатации зависит не только от положения центра тяжести стрелы и груза, а также от угла наклона стрелы к горизонту. При этом зависимость величины полной энергии системы от углов поворота как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях является прямо пропорциональной. Полученные в результате теоретических исследований зависимости позволяют определить энергию, затрачиваемую на подъем-опускание груза и траекторию его перемещения в пределах изменения угла поворота стрелы в вертикальной плоскости.

**Ключевые слова:** нагруженность, стреловой кран, устойчивость, траектория движения.

**Дата принятия к публикации:** 27.04.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Сведения об авторах:**

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

**Крылов Вадим Викторович** – аспирант кафедры «Наземные транспортно-технологические средства» ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: vadimkrylov96@yandex.ru.

**Горелова Мария Витальевна** – магистр кафедры «Наземные транспортно-технологические сред-

**Abstract.** The stability of self-propelled jib cranes is a key task in the process of their operation. The developed calculation scheme of the arrow self-propelled crane and the restrictions imposed on its movement in time and space, allowed to obtain mathematical dependence of the trajectory of the center of gravity of the arrow, a change in the speed of its movement at the arbitrary turn of the arrow, as well as cinematic and energy characteristics of the movement of cargo when combining operations during the operation of the crane. The combination of lifting and lowering cargo and a turn to the unloading place helps to increase productivity during the work of self-propelled jib cranes. Moreover, the full energy of the system (crane structure) depends not only on the position of the center of gravity of the arrow and cargo, but also on the angle of the arrow to the horizon. Moreover, the amount of full energy of the system is directly proportional to the angle of rotation in vertical and horizontal planes. The resulting theoretical dependence studies allow to determine the energy spent on lifting and lowering the load and the trajectory of its movement within the change of the angle of the arrow in the vertical plane.

**Keywords:** load, arrow crane, stability, trajectory.

**Date of acceptance for publication:** 27.04.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**Authors' information:**

**Lubov A. Sladkova** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department “Ground transportation and technological means” at Russian University of Transport, e-mail: rich.cat2012@yandex.ru.

**Vadim V. Krylov** – Graduate student of the Department “Ground transportation and technological means” at Russian University of Transport, e-mail: vadimkrylov96@yandex.ru.

**Maria V. Gorelova** – Master of the Department “Ground transportation and technological means” at

ства» ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: marusalen@mail.ru.

‡ Russian University of Transport,  
 ‡ e-mail: marusalen@mail.ru.

## 1. Введение

Расчетная схема любой конструкции и ограничения, накладываемые на ее перемещения в пространстве и времени, во многом определяют изменение степени ее нагруженности, которая влияет на устойчивую работу всей системы. Типовая расчетная схема стрелового самоходного крана при проведении погрузочно-разгрузочных работ представлена на рис. 1.

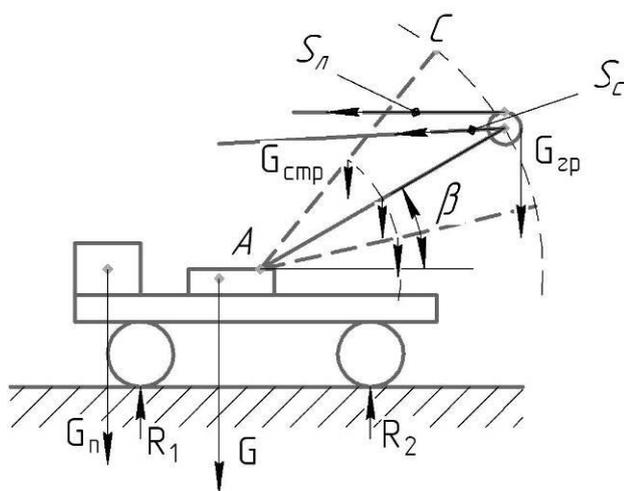


Рис. 1. Расчетная схема стрелового самоходного крана

При ее разработке учитывался рабочий процесс машины, связанный с совмещением операций подъема-опускания груза и разворота стрелы к месту выгрузки. С одной стороны, такое совмещение способствует повышению производительности труда, а с другой ведет к увеличению нагруженности элементов металлоконструкции стрелы из-за возникновения дополнительных динамических нагрузок. На рис. 1 видно, что перемещение центра тяжести стрелы в проекции на горизонтальную ось  $x$  будет изменяться в зависимости от угла  $\beta$ . В соответствии с этим будут изменяться и величины опорных реакций под опорами.

Из теории расчета крановых конструкций известно, что в вертикальной плоскости на стрелу действуют силы тяжести груза  $G_{zp}$  и элементов конструкции - противовеса  $G_{cn}$ ,

стрелы  $G_{cmp}$ , крановой тележки  $G$ , силы реакций  $R_1, R_2$  со стороны грунта на опоры, (ходовое оборудование), усилия в грузовом канате  $S_n$  и канате подъема стрелы  $S_c$ . В горизонтальной плоскости – это силы инерции со стороны стрелы и груза и ветровые нагрузки. Как правило, расчет крановых конструкций ведется при самом неблагоприятном сочетании нагрузок - в статическом режиме нагружения при заданной грузоподъемности. Угол наклона стрелы к горизонту  $\beta$  выбирается, как правило, по грузовой характеристике крана [1].

## 2. Исследование кинематических и энергетических характеристик системы

Задачу по определению изменения нагруженности стрелы крана и совокупного с ней оборудования при оценке устойчивости работы крана при совмещении операций при проведении погрузочно-разгрузочных работ решим методами аналитической механики. Для этого стрелу крана (рис. 2) представим в виде стержня, наклоненного под углом  $\beta$  к горизонту (оси  $x$ ), который вращается вокруг вертикальной оси  $z$ . Отклонение при вращении в произвольный момент времени от оси  $x$  на угол  $\beta$  происходит одновременно с изменением угла  $\alpha$ , который характеризует отклонение (подъем-опускание) стрелы от начального положения в вертикальной плоскости (рис. 2).

Очевиден факт изменения нагруженности стрелы крана при изменении угла ее поворота  $\alpha$  относительно вертикальной оси.

Для построения траекторий движения точек стрелы при совмещении операций во время погрузочно-разгрузочных работ крана, т.е. при одновременном изменении углов  $\alpha$  и  $\beta$ , использовался графоаналитический метод. Видно, что рассматриваемые точки перемещаются по поверхностям сфер (рис.3).

Для нахождения траектории перемещения точек системы, т.е. для определения характера движения точек системы, показан-

ной на рис. 2 представленную задачу, решим методами аналитической механики. Очевидно, что представленная на рис. 2 система имеет три степени свободы. Ее обобщенными координатами в полярной системе координат являются величины  $r, \alpha, \beta$ .

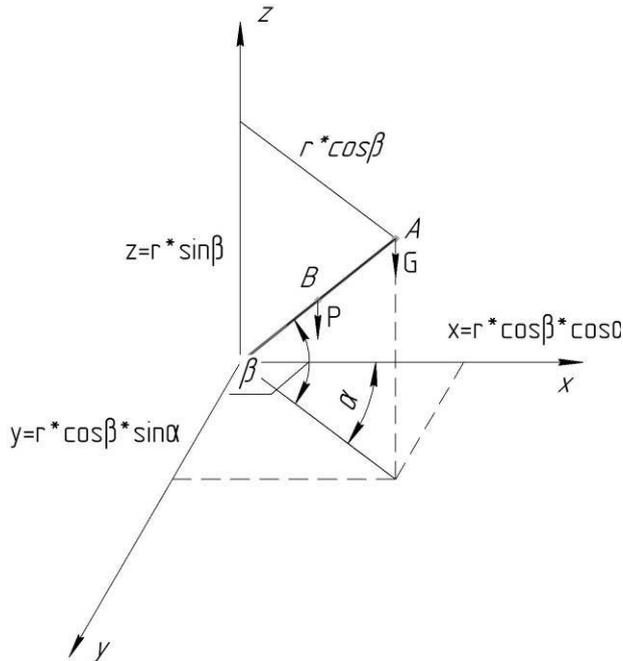


Рис.2. Расчетное положение стрелы крана в сферической системе координат

Для нахождения траектории перемещения точек системы, т.е. для определения характера движения точек системы, показанной на рис. 2, представленную задачу решим методами аналитической механики. Очевидно, что представленная на рис. 2 система имеет три степени свободы. Ее обобщенными координатами в полярной системе координат являются величины  $r, \alpha, \beta$ .

Из курса теоретической механики известно, что кинетическая энергия системы равна [2, 3]:

$$T = T_{cmp} + T_{zp},$$

где  $T_{cmp}$ , – кинетическая энергия перемещения центра тяжести стрелы;  $T_{zp}$  – кинетическая энергия перемещения центра тяжести груза, закрепленного на конце стрелы.

С другой стороны, учитывая инерционность системы, скоростей подъема-опускания груза и поворота стрелы в вертикальной и горизонтальной плоскостях (рис.2), получим

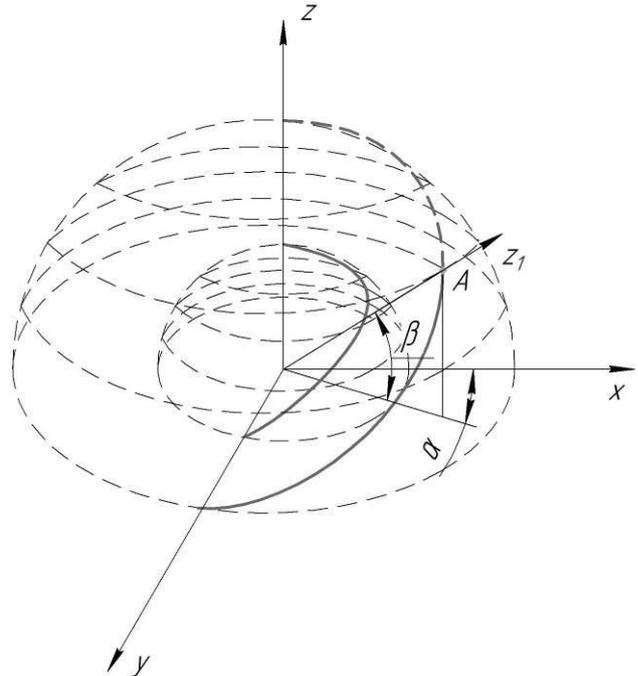


Рис. 3. Траектории движения центра тяжести стрелы и оголовка стрелы

$$T_{zp} = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} I_z \cdot \omega_z^2 + I_x \cdot \omega_x^2 + I_y \cdot \omega_y^2 - \\ - 2 \cdot I_{yz} \cdot \omega_y \cdot \omega_z - 2 \cdot I_{xz} \cdot \omega_x \cdot \omega_z - \\ - 2 \cdot I_{xy} \cdot \omega_x \cdot \omega_y \end{pmatrix},$$

где  $I_z, I_y, I_x$  – осевые моменты инерции стрелы на рис. 2;  $I_{yz}, I_{xz}, I_{xy}$  – центробежные моменты инерции стрелы.

Стрела крана симметрична относительно оси, совпадающей с осью ее симметрии, тогда ее центробежный момент инерции равен 0, т.е.  $I_{yz} = I_{xz} = I_{xy} = 0$ .

Тогда кинетическая энергия стрелы будет равна

$$T_{zp} = \frac{I_z \cdot \omega_z^2 + I_x \cdot \omega_x^2 + I_y \cdot \omega_y^2}{2}. \quad (1)$$

Запишем кинетическое уравнение Эйлера при вращении стержня (рис. 3) в трехмерном пространстве. Учитывая симметричность сечения, т.е. при  $I_x = I_y$ , получим:

$$\begin{cases} \omega_x^2 + \omega_y^2 = \dot{\alpha}^2 \sin^2 \beta + \dot{\beta}^2 \\ \omega_z = \dot{\alpha} \cdot \cos \beta + \dot{\beta} \cdot \dot{\alpha} \end{cases}. \quad (2)$$

Подставив выражение (2) в (1), получим:

$$T_{cp} = \frac{(I_x[\omega_x^2 + \omega_y^2] + I_z \cdot \omega_z^2)}{2} = \frac{1}{2} \left[ I_x(\dot{\alpha}^2 \sin^2 \beta + \dot{\beta}^2) + I_z(\dot{\alpha} \cdot \cos \beta + \dot{\beta} \cdot \dot{r})^2 \right] \quad (3)$$

Здесь величины  $\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{r}$  характеризуют скорости изменения углов поворота и подъема, и изменения положения центра тяжести в неустановившемся режиме движения.

Потенциальная энергия системы, изображенной на рис. 1, равна:

$$\Pi = m_{cp} \cdot g \cdot z + m_{cmp} \cdot g \cdot \frac{z}{2} = g \cdot r \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta \left( m_{cp} + \frac{m_{cmp}}{2} \right) \quad (4)$$

Здесь  $z = r$  – координата положения центра тяжести стрелы по радиус-вектору  $r$ . Для заданного типа стрелы  $r = \text{const}$ .

Уравнение Лагранжа в общем виде представим как сумму кинетической и потенциальной энергий:

$$L = T - \Pi = \frac{1}{2} \left[ I_x(\dot{\alpha}^2 \sin^2 \beta + \dot{\beta}^2) + I_z(\dot{\alpha} \cdot \cos \beta + \dot{\beta} \cdot \dot{r})^2 \right] + g \cdot r \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta \left( m_{cp} + \frac{m_{cmp}}{2} \right) \quad (5)$$

Для нахождения величин  $\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{r}$  воспользуемся решением, приведенным в [4-6].

Здесь

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \sqrt{\frac{2}{I_x} - \frac{\alpha_2 - \alpha_1 \cos \beta}{I_x^2 \sin^2 \beta} - \frac{2mgh \cos \beta}{I_x}} \\ \dot{\alpha} = \frac{\alpha_2 - \alpha_1 \cos \beta}{I_x \sin^2 \beta} \\ \dot{r} = \frac{\alpha_1}{I_x} - \frac{(\alpha_2 - \alpha_1 \cos \beta) \cos \beta}{I_x \sin^2 \beta} \end{cases} \quad (6)$$

где

$$\alpha_i = \frac{\partial L}{\partial q_i} \quad (7)$$

Здесь  $q_i$  – текущая координата величин  $r, \alpha, \beta$ , изменяющаяся во времени  $t$ .

Тогда в общем виде величины  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  будут равны [5, 7, 8]:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= I_z(\dot{\alpha} \cdot \cos \beta + \dot{\beta} \cdot \dot{r})^2; \\ \alpha_2 &= \dot{\alpha} \cdot I_x \sin^2 \beta + I_z(\dot{\alpha} \cdot \cos \beta + \dot{r}) \cos \beta. \end{aligned} \quad (8)$$

Подставив значения в выражении (8) в (6), получим

$$\begin{aligned} \dot{r} &= \frac{I_z}{I_x}(\dot{\alpha} \cdot \cos \beta + \dot{r}) \left[ 1 + \frac{\cos^2 \beta}{\sin^2 \beta} \right] - \\ &- \left[ \dot{\alpha} + \frac{I_z \cos \beta}{I_x \sin^2 \beta}(\dot{\alpha} \cdot \cos \beta + \dot{r}) \right] \\ \dot{\alpha} &= \frac{(\dot{\alpha} \cdot I_x \sin^2 \beta + I_z(\dot{\alpha} \cdot \cos \beta + \dot{r}) \cos \beta)}{I_x \sin^2 \beta} + \\ &+ \frac{I_z(\dot{\alpha} \cdot \cos \beta + \dot{r}) \cos^2 \beta}{I_x \sin^2 \beta}. \end{aligned} \quad (9)$$

С другой стороны, скорость перемещения центра тяжести при произвольном повороте стрелы будет равна:

$$v^2 = \dot{r}^2 + r^2 \dot{\alpha}^2 \sin^2 \beta + r^2 \dot{\beta}^2. \quad (10)$$

Известно, что этим координатам соответствуют импульсы сил  $p_r, p_\alpha, p_\beta$ , которые в проекции на полярные координаты представим в виде [2, 9, 10]:

$$p_r = \frac{\partial T}{\partial \dot{r}}; p_\alpha = \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}}; p_\beta = \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} \quad (11)$$

В свою очередь, кинетическая энергия  $T$  равна:

$$T = \frac{mv^2}{2} \quad (12)$$

Используя (11) и (12), определим величины импульсов сил:

$$\begin{cases} p_r = m \cdot \dot{r} \\ p_\alpha = m \dot{r}^2 \sin^2 \beta \\ p_\beta = m r^2 \dot{\beta} - I_\beta \dot{\beta} \end{cases} \quad (13)$$

Откуда:

$$\begin{cases} \dot{r} = \frac{p_r}{m} \\ \dot{\alpha} = \frac{p_\alpha}{m \dot{r}^2 \sin^2 \beta} \\ \dot{\beta} = \frac{p_\beta}{m r^2 - I_\beta} \end{cases} \quad (14)$$

Потенциальная энергия равна

$$\Pi = m \cdot g \cdot r \cdot \cos \beta \quad (15)$$

Полная механическая энергия системы равна

$$H = T + \Pi = \frac{1}{2} m (\dot{r}^2 + r^2 \dot{\alpha}^2 \sin^2 \beta + r^2 \dot{\beta}^2) + m \cdot g \cdot r \cdot \cos \beta. \quad (16)$$

Тогда с учетом (10), (12), (14) и (15) полная энергия системы будет равна

$$H = \frac{1}{2m} \left( p_r^2 + \frac{p_\alpha^2}{r^2 \sin^2 \beta} + \frac{p_\beta^2}{r^2} \right). \quad (17)$$

Учитывая, что импульс силы равен

$$\begin{cases} \dot{p}_x = m\ddot{x} \\ \dot{p}_y = m\ddot{y} \\ \dot{p}_z = m\ddot{z} \end{cases}. \quad (18)$$

При переходе к декартовым системам координат получим изменение скоростей перемещения стрелы крана с грузом

$$\begin{cases} \dot{x} = \frac{\partial H}{\partial p_x} \\ \dot{y} = \frac{\partial H}{\partial p_y} \\ \dot{z} = \frac{\partial H}{\partial p_z} \end{cases}. \quad (19)$$

Для упрощения выражение (13) подставим в уравнение (17). Величина полной энергии системы будет равна

$$H = \frac{1}{2} (\dot{r}^2 + r^2 \sin^2 \beta + \dot{\beta}^2). \quad (20)$$

Из выражений (9) и (20) видно, полная энергия системы зависит от положения центра тяжести стрелы и груза (рис. 3), а также от угла наклона стрелы к горизонту. Причем величина полной энергии системы связана прямо пропорциональной зависимостью с углом  $\beta$ , положением центра тяжести стрелы и углом ее наклона к оси вращения. Очевидно, что при увеличении угла  $\beta$  и линейных параметров стрелы увеличивается величина полной энергии системы.

Очевидно, что для снижения полной энергии необходимо чтобы величина  $\beta$  стремилась к нулю. Исходя из этих положений, при горизонтальном расположении стрелы (башенный кран), т.е. при  $\beta = 0$ , величина полной энергии стрелы крана будет равна:

$$H = \frac{1}{2} \dot{r}^2. \quad (21)$$

Пример аналогичной задачи разобран в [5]. Траектория движения точки по поверхности сферы (рис. 3) определяется из уравнения движения

$$\frac{r\dot{\beta}}{r \cos \gamma \dot{\beta}} = ctg \gamma, \quad (22)$$

где  $\gamma$  – угол, образованный скоростью с меридианом (является постоянной величиной [5]).

Решение дифференциального уравнения при начальных условиях (при  $t = 0$ ,  $\beta = 0$ ,  $\alpha = 0$ ) позволяет получить выражение

$$\int_0^\beta \frac{d\beta}{\cos \beta} = ctg \gamma \int_0^\alpha d\alpha. \quad (23)$$

Откуда

$$\ln tg \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\beta}{2} \right) = ctg \alpha \gamma \quad (24)$$

или

$$tg \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\beta}{2} \right) = \exp(\alpha \gamma). \quad (25)$$

Таким образом, полученные зависимости (20) и (25) позволяют определить энергию, затрачиваемую на подъем-опускание груза и траекторию его перемещения (рис. 4) в пределах изменения углов  $\alpha$  при заданных выше граничных условиях.

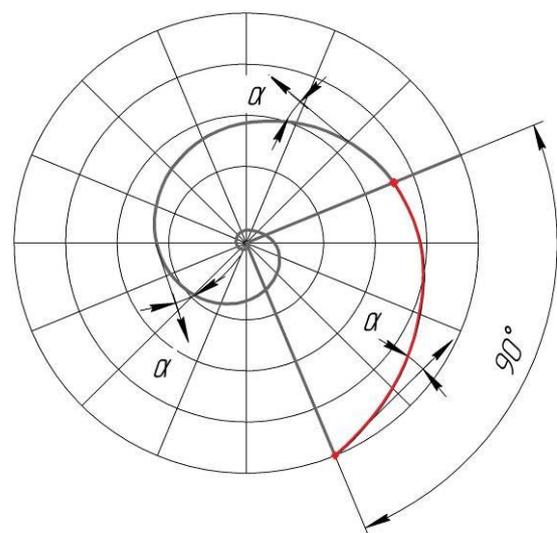


Рис. 4. Траектории движения центра тяжести стрелы и оголовка стрелы, вид сверху

Кроме того, полученные зависимости позволяют более точно оценивать распределение усилий под опорами крана при повороте его стрелы в вертикальной плоскости и в связи с этим разрабатывать рекомендации по разработке автоматических систем слежения за устойчивой работой стреловых самоходных кранов.

Полученная зависимость (25) соответствует графической интерпретации [6] и позволяет определять кинематические характеристики перемещения груза при совмещении операций в процессе работы крана.

#### 4. Заключение

При проведении теоретических исследований было установлено, что полная энергия системы зависит от положения центра тяжести стрелы и угла наклона стрелы к горизонту. Величина полной энергии системы прямо пропорциональна изменению угла наклона стрелы в вертикальной плоскости, положе-

нию центра тяжести стрелы и угла ее поворота в горизонтальной плоскости. При увеличении угла наклона стрелы в вертикальной плоскости и ее линейных параметров увеличивается величина полной энергии системы.

Полученные аналитические зависимости позволяют:

- изучить траекторию движения характерных точек стрелы крана, что дает возможность оценить кинематику и динамику ее движения, влияющих на устойчивую работу крана в целом;

- определить кинематические характеристики перемещения груза при совмещении операций в процессе работы крана;

- оценивать с высокой точностью распределение усилий под опорами крана при повороте его стрелы в вертикальной плоскости;

- разрабатывать рекомендации по созданию автоматических систем слежения за устойчивой работой стреловых самоходных кранов.

#### Список литературы

1. Александров М.П. Грузоподъемные машины. М.: МГТУ; Высшая школа, 2000. 552 с.
2. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. М.: Высш. шк., 1990. 607 с.
3. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. М.: Высш. шк., 2010. 416 с.
4. Яблонский А.Я. Сборник заданий для курсовых работ по теоретической механике. М.: Интеграл-Пресс, 2002. 384 с.
5. Бать М.И. Теоретическая механика в примерах и задачах. В 2-х т. Т.1. М.: Наука, 1972. 512 с.
6. Бать М.И. Теоретическая механика в примерах и задачах. В 2-х т. Т.2. М.: Наука, 1972. 542 с.
7. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т.2. СПб.: Лань, 2008. 544 с.
8. Файн А.М. Сборник задач по теоретической механике. М.: Высш. шк., 1978. 190 с.
9. Самарский А.А., Михайлов А.П. Математическое моделирование: Идеи. Методы.

#### References

1. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnyye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU, 2000. 552 p. (In Russian)
2. Nikitin N.N. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki* [Course of Theoretical Mechanics]. Moscow, Vysshaya shkola, 1990. 607 p. (In Russian)
3. Targ S.M. *Kratkiy kurs teoreticheskoy mekhaniki* [Short course of theoretical mechanics]. Moscow, Vysshaya shkola, 2010. 416 p. (In Russian)
4. Yablonsky A.Ya. *Sbornik zadaniy dlya kursovykh rabot po teoreticheskoy mekhanike* [Collection of tasks for course work by theoretical mechanics]. Moscow, Integral-Press, 2002. 384 p. (In Russian)
5. Bat M.I. *Teoreticheskaya mekhanika v primerakh i zadachakh* [Theoretical mechanics in examples and tasks. In 2 volumes. Vol. 1]. Moscow, Nauka, 1972. 512 p. (In Russian)
6. Bat M.I. *Teoreticheskaya mekhanika v primerakh i zadachakh* [Theoretical mechanics in examples and tasks. In 2 volumes. Vol. 2]. Moscow, Nauka, 1972. 542 p. (In Russian)



УДК (UDC) 621.86

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ  
МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ БАЗОВОЙ СТАНЦИИ  
МОБИЛЬНОЙ КАНАТНОЙ ДОРОГИDYNAMICS SIMULATION AND EXPERIMENTAL ANALYSIS  
OF A MOBILE CABLE CAR BASE STATION'S MECHANICAL TRANSMISSIONSТаричко В.И.<sup>1</sup>, Лагереv И.А.<sup>2</sup>  
Tarichko V.I.<sup>1</sup>, Lagerev I.A.<sup>2</sup><sup>1</sup> – АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)<sup>2</sup> – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)<sup>1</sup> – Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)<sup>2</sup> – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** В статье представлены результаты расчетно-экспериментальных исследований рабочих процессов трансмиссий базовых станций мобильных канатных дорог. Мобильные канатные дороги на базе специальных колесных или гусеничных шасси предназначены для перевозки грузов в сложных условиях. Рассмотрены основные схемы трансмиссий мобильных канатных дорог. Представлена математическая модель рабочих процессов трансмиссии. Выполнено сравнение результатов моделирования с использованием различных математических моделей. Для подтверждения адекватности представленной математической модели выполнены экспериментальные исследования редуктора трансмиссии колесного шасси высокой грузоподъемности.

**Ключевые слова:** мобильная канатная дорога, базовая станция, шасси, трансмиссия, динамика, моделирование, эксперимент.

**Дата принятия к публикации:** 07.03.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Сведения об авторах:**

**Таричко Вадим Игоревич** – кандидат технических наук, заместитель генерального директора – главный конструктор АО «Брянский автомобильный завод», e-mail: 32.6909@mail.ru.

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

ORCID: 0000-0002-0921-6831.

**Abstract.** The article presents the results of simulation and experimental studies of the working processes of transmissions of base stations of mobile cable cars. Mobile cable cars based on special wheeled or tracked chassis are designed for transportation of goods in difficult conditions. Considered the basic scheme of the mobile transmission cable cars. The mathematical model of transmission working processes is presented. The results of modeling with the use of different mathematical models are compared. To confirm the adequacy of the presented mathematical model, experimental studies of transmission reducer of wheeled chassis of high load capacity were performed.

**Keywords:** mobile ropeway, base station, chassis, transmission, dynamics, simulation, experiment.

**Date of acceptance for publication:** 07.03.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**Authors' information:**

**Vadim I. Tarichko** – Candidate of Technical Sciences, Deputy general director – General designer, Bryansk Automobile Plant JSC, e-mail: 32.6909@mail.ru.

**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 финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8

**Acknowledgements**

The study was supported by President Grant for Government Support of Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

## 1. Введение

Мобильные канатные дороги на базе различных мобильных машин предназначены для перевозки грузов и пассажиров через естественные и искусственные преграды (реки, овраги, болота) [1-4].

Привод исполнительных механизмов мобильных канатных дорог осуществляется через трансмиссию базовой машины. Наиболее перспективным является применение для привода мобильной канатной дороги комбинированной гидромеханической трансмиссии, в которой гидронасосы приводятся в движение от механической трансмиссии базовой машины через коробку отбора мощности. Такой подход получил широкое распространение для привода навесного оборудования автомобильных кранов, кранов манипуляторов, экскаваторов [5].

## 2. Структурные схемы трансмиссии мобильных канатных дорог

При исследовании рабочих процессов трансмиссии мобильных канатных дорог динамические процессы в двигателе базовой машины детально не рассматриваются. Двигатель внутреннего сгорания представлен в модели своей внешней скоростной характеристикой, которая представляет собой детерминированную зависимость крутящего момента  $M_D$  или мощности  $N_D$  от частоты вращения двигателя  $n_D$  [6]. Аналогичный подход используется и для моделирования работы электродвигателей в составе экспериментальных стендов.

В состав трансмиссий колесных базовых станций мобильных канатных дорог (рис. 1), передающих движение от двигателя внутреннего сгорания к движителю входят:

- сцепления, предназначенные для кратковременного отключения двигателя внутреннего сгорания от трансмиссии с целью переключения передач, подключения коробок отбора мощности, кратковременной остановки машины;

- коробки переключения передач, предназначенные для изменения передаточного соотношения трансмиссии с целью получения

оптимальных условий работы двигателя и трансмиссии при текущем режиме движения колесной машины;

- раздаточные коробки, предназначенные для деления потока мощности между осями колесной машины с несколькими (со всеми) ведущими осями;

- коробки отбора мощности, предназначенные для привода навесного оборудования (насосов гидросистем, лебедок, оборудования канатной дороги);

- главные передачи, предназначенные для повышения крутящих моментов на колесах машины при снижении скорости их вращения, обеспечения требуемых скоростей вращения колес при штатных режимах движения, а также для передачи крутящего момента от карданных валов к полуосям;

- передачи промежуточных мостов, предназначенные для привода колес промежуточного моста и передачи крутящего момента на последующий мост;

- карданные передачи, предназначенные для передачи крутящего момента между несоосными валами элементов трансмиссии, как правило расположенными на больших (по сравнению с размерами агрегатов трансмиссии) расстояниях.

Также в трансмиссии устанавливаются межколесные и межосевые дифференциалы. Первые из них, как правило, монтируются вместе с главными передачами, а вторые – с раздаточными коробками. Если полный привод задних колес является подключаемым, то вместо раздаточной коробки и межосевого дифференциала используется вязкая управляемая муфта. Неуправляемые ведущие колеса подключены к главным передачам с дифференциалами с помощью полуосей. Управляемые колеса – через шарниры угловых скоростей.

Механическая часть гидромеханической трансмиссии привода оборудования Мобильной канатной дороги выглядит следующим образом (рис. 2). Отбор мощности для привода канатной дороги выполняется через коробку отбора мощности, установленную на коробке переключения передач или на раздаточной коробке базовой машины. При этом базовая машина неподвижна.

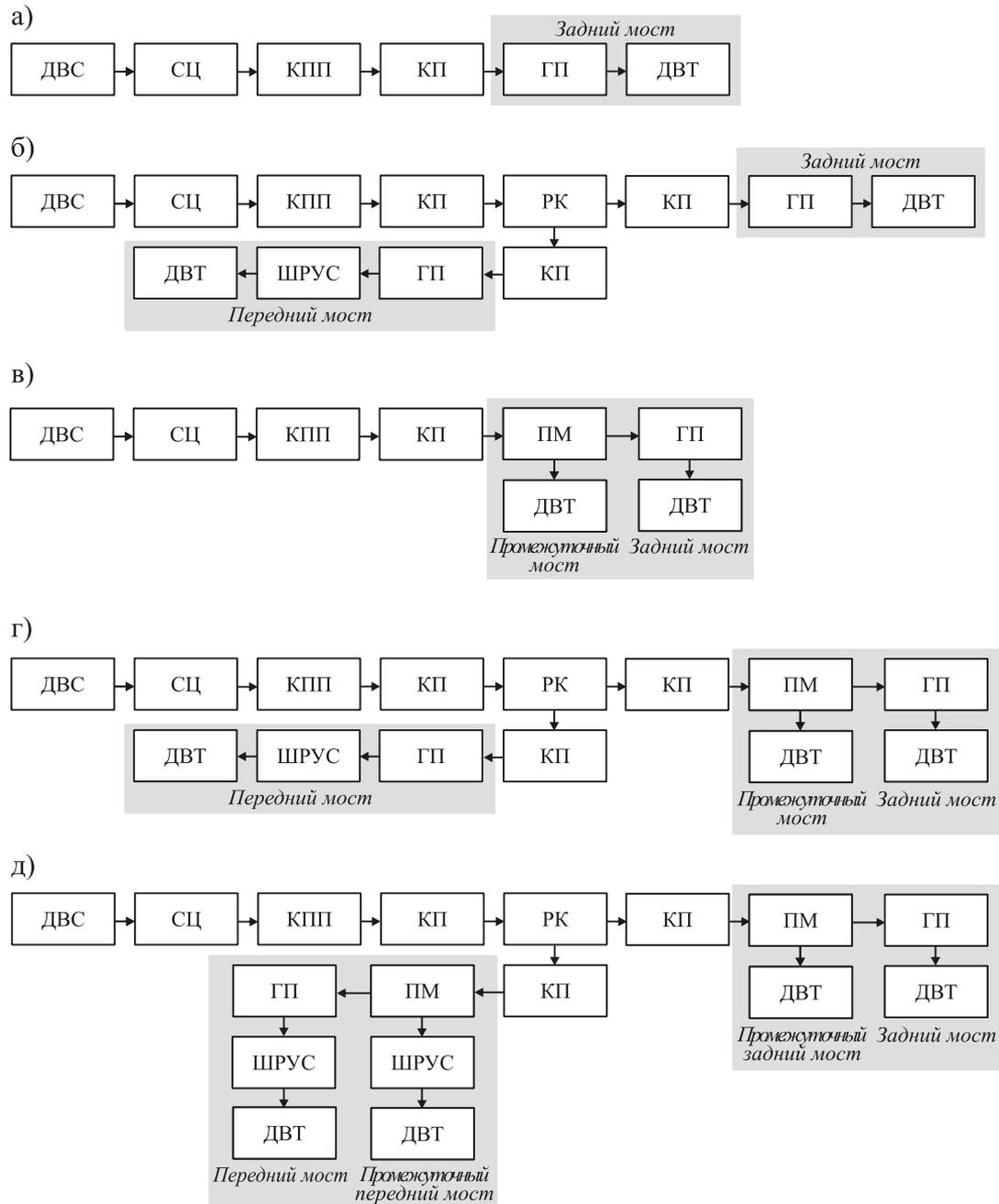


Рис. 1. Структурные схемы механической трансмиссии базовой станции мобильной канатной дороги на колесном шасси: а – шасси 4x2; б – шасси 4x4; в – шасси 6x4; г – шасси 6x6; д – шасси 8x8; ДВС – двигатель внутреннего сгорания; СЦ – сцепление; КПП – коробка переключения передач; РК – раздаточная коробка; КП – карданная передача; ГП – главная передача; ШРУС – шарнир равных угловых скоростей; ПМ – передача промежуточного моста; ДВТ – движитель

От коробки отбора мощности приводятся в движение гидронасосы (гидронасос) гидропривода оборудования канатной дороги и аутригеров базового шасси.

Привод канатной дороги может также включать в себя коробку передач оборудования канатной дороги, раздаточную коробку

оборудования канатной, рычажные механизмы. В составе привода канатной дороги также должен быть механический тормоз. Гидропривод может приводить в движение вспомогательное оборудование для загрузки и разгрузки мобильной канатной дороги (краны-манипуляторы, конвейеры и т.п.).

На судах и железнодорожном транспорте отсутствует возможность подключения к основной трансмиссии базовой машины, в основном, из-за значительного удаления двигателя от места установки оборудования мобильной канатной дороги. Поэтому для его привода необходимо устанавливать отдельный двигатель и трансмиссию. При этом двигатель подключается к входу привода канатной дороги, который должен содержать коробку переключения передач (рис. 2, в), а использование гидропривода не обязательно.

Следует отметить, что у конкретной базовой машины трансмиссия может отличаться от схем, приведенных на рис. 2. Однако это не носит принципиального значения, так как разработанная математическая подмодель является универсальной. Тем более, что при работе канатной дороги базовая машина неподвижна, а, значит, не действует часть трансмиссии, отвечающая за движение базовой машины (расположенная после места отбора мощности на привод канатной дороги), и в расчетах может не рассматриваться.

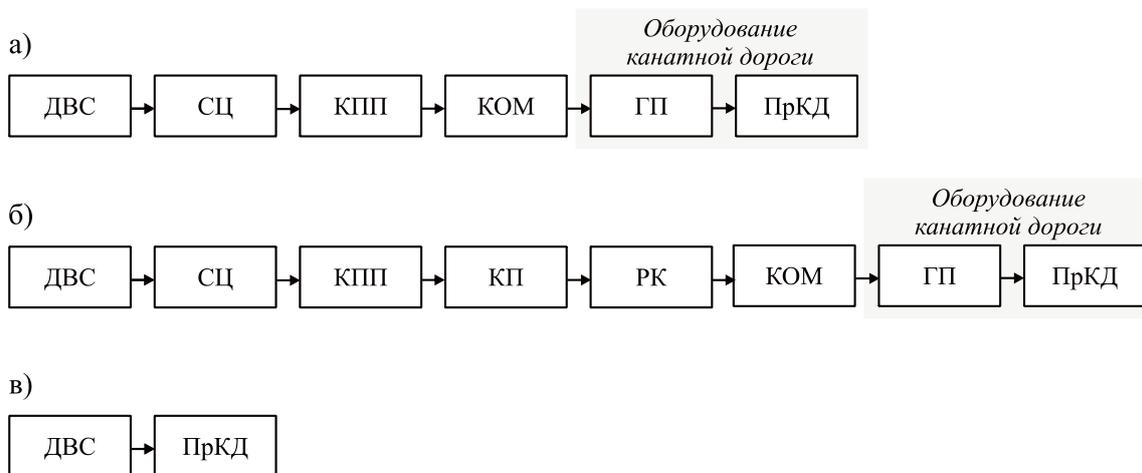


Рис. 2. Структурные схемы гидромеханической трансмиссии привода оборудования мобильной канатной дороги: а – отбор мощности через коробку отбора мощности, установленную на коробке переключения передач; б – отбор мощности через раздаточную коробку, установленную на коробке переключения передач; в – собственный привод мобильной канатной дороги (механическая трансмиссия); ПрКД – привод канатной дороги; ГП – гидравлическая часть гидромеханической трансмиссии

### 3. Математическое моделирование динамики механической части трансмиссии базовой станции мобильной канатной дороги

Целью работы является разработка и экспериментальная верификация математической модели для исследования динамики механической части трансмиссии базовой станции мобильной канатной дороги. Соответствующие модели гидравлической части трансмиссии будут разработаны в ходе дальнейших исследований.

Расчетная схема для построения математической модели механической части транс-

миссии приводной базовой станции мобильной канатной дороги показана на рис. 3. Она представляет собой совокупность инерционных вращающихся элементов, соединенных упруго-диссипативными связями. Крутящий момент  $M_{D0}$  передается через сцепление от двигателя к исполнительным механизмам мобильной канатной дороги (гидронасосу или напрямую к механическому приводу канатной дороги).

Математическая модель механической части трансмиссии учитывает процессы преобразования зубчатыми передачами частоты вращения и крутящего момента [7].

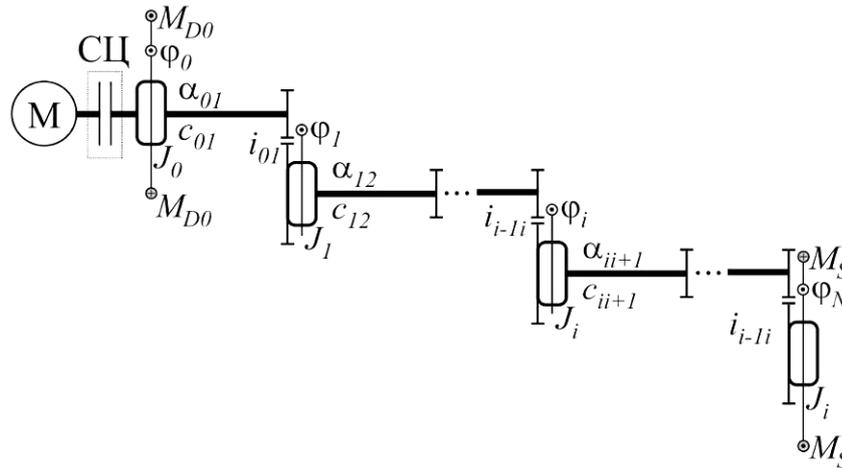


Рис. 3. Расчетная схема механической трансмиссии приводной базовой станции:  
 М – двигатель; СЦ – сцепление [7]

Выражения (1) представляют собой уравнения движения отдельных частей системы, с помощью которых исследуется динамика механической трансмиссии.

$$\begin{cases}
 J_0 \ddot{\varphi}_0 + c_{01} \left( \varphi_0 - \frac{\varphi_1}{i_{01}} \right) + \alpha_{01} \left( \dot{\varphi}_0 - \frac{\dot{\varphi}_1}{i_{01}} \right) = M_{D0}; \\
 J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} \left( \varphi_1 - \frac{\varphi_2}{i_{12}} \right) + \alpha_{12} \left( \dot{\varphi}_1 - \frac{\dot{\varphi}_2}{i_{12}} \right) - \frac{c_{01}}{i_{01}} \left( \varphi_0 - \frac{\varphi_1}{i_{01}} \right) - \frac{\alpha_{01}}{i_{01}} \left( \dot{\varphi}_0 - \frac{\dot{\varphi}_1}{i_{01}} \right) = 0; \\
 \dots \\
 J_i \ddot{\varphi}_i + c_{ii+1} \left( \varphi_i - \frac{\varphi_{i+1}}{i_{ii+1}} \right) + \alpha_{ii+1} \left( \dot{\varphi}_i - \frac{\dot{\varphi}_{i+1}}{i_{ii+1}} \right) - \frac{c_{i-1i}}{i_{i-1i}} \left( \varphi_{i-1} - \frac{\varphi_i}{i_{i-1i}} \right) - \frac{\alpha_{i-1i}}{i_{i-1i}} \left( \dot{\varphi}_{i-1} - \frac{\dot{\varphi}_i}{i_{i-1i}} \right) = 0; \\
 \dots \\
 J_N \ddot{\varphi}_N - \frac{c_{N-1N}}{i_{N-1N}} \left( \varphi_{N-1} - \frac{\varphi_N}{i_{N-1N}} \right) - \frac{\alpha_{N-1N}}{i_{N-1N}} \left( \dot{\varphi}_{N-1} - \frac{\dot{\varphi}_N}{i_{N-1N}} \right) = -M_S,
 \end{cases} \quad (1)$$

где  $i=0\dots N$  – порядковый номер элемента трансмиссии;  $J_i$  – момент инерции  $i$ -го элемента трансмиссии, приведенный к его входному валу;  $\varphi_i$  – угол поворота  $i$ -го элемента трансмиссии;  $c_{ij}$  – крутильная жесткость элемента трансмиссии;  $\alpha_{ij}$  – коэффициент вязкости элемента трансмиссии;  $M_{D0}$  – движущий момент, передаваемый от двигателя на входное звено трансмиссии через сцепление;  $M_S$  – момент сопротивления, создаваемый приводимыми в движение исполнительными механизмами или насосами гидравлической части гидромеханической трансмиссии оборудования канатной дороги;  $i_{ij}$  – передаточные значения элементов трансмиссии ( $i_{ij} < 1$ ) [7].

В ряде работ [8, 9] при составлении уравнений движения (1) не учитываются передаточные числа. Считается, что динамические составляющие передаваемых моментов на ведущем и ведомом валу равны, а передаточные отношения влияют только на кинематику трансмиссии.

Справедливость использования данного подхода проанализируем на примере трехмассовой системы со следующими параметрами:  $J_0=2000$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_1=5000$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_2=10000$  кг·м<sup>2</sup>;  $c_{01}=10$  кН/м;  $c_{12}=20$  кН/м;  $\alpha_{01}=50$  Н·с/м;  $\alpha_{12}=50$  Н·с/м;  $M_{D0}=1000$  Нм;  $M_S=995$  Нм;  $i_{01}=i_{12}=0,6$ . Результаты моделирования динамики передачи с учетом и без учета передаточных чисел трансмиссии показаны на рис. 4 [7].

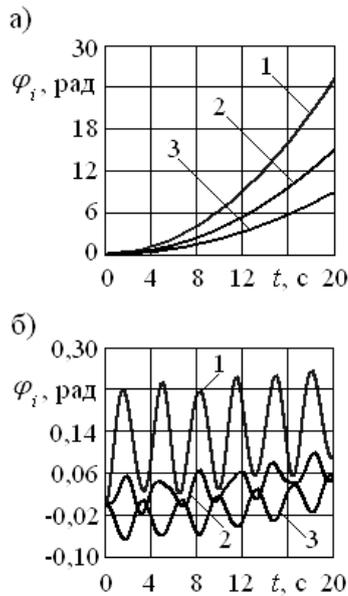


Рис. 4. Сравнение подходов к моделированию динамики трансмиссии:  
 а – результаты моделирования с учетом передаточных чисел трансмиссии;  
 б – результаты моделирования без учета передаточных чисел трансмиссии;  
 1 –  $\varphi_0$ ; 2 –  $\varphi_1$ ; 3 –  $\varphi_2$  [7]

Согласно полученным результатам моделирования, если не учитываются передаточные числа трансмиссии, то при отсутствии существенного запаса движущего момента  $M_{D0}$  над моментом сопротивления  $M_S$  привод не может сдвинуть трансмиссию с места, так как не происходит повышение момента. В результате энергия двигателя расходуется в большей степени не на разгон вращающихся частей (рис. 4, а), а на колебательные движения (рис. 4, б) [7].

#### 4. Экспериментальные исследования динамики механической части трансмиссии базовой станции мобильной канатной дороги

Для подтверждения адекватности представленной математической модели выполнены экспериментальные исследования редукторов трансмиссии колесного шасси.

Схема использованного испытательного стенда для одноступенчатого редуктора показана на рис. 5.

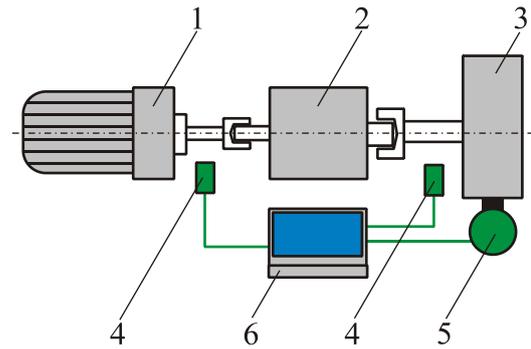


Рис. 5. Схема испытательного стенда:  
 1 – электродвигатель; 2 – испытуемый редуктор; 3 – нагрузочное устройство;  
 4 – датчики числа оборотов;  
 5 – силоизмерительное устройство;  
 6 – измерительная система

Методика испытаний составлена с учетом рекомендаций [10]. Измерительная система позволяет зафиксировать скорости вращения и моменты на первичном и вторичном валу редуктора в процессе разгона и работы в номинальном режиме. Момент на первичном валу редуктора определяется согласно известной скоростной характеристике электродвигателя.

Выполнено моделирование рабочих процессов в данном редукторе с использованием модели (1). Расчетная схема редуктора показана на рис. 6.

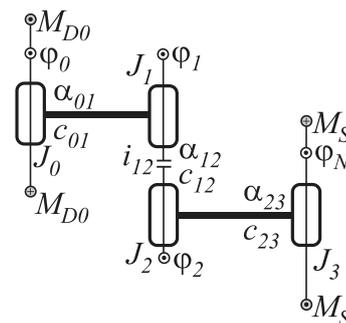


Рис. 6. Расчетная схема редуктора

Были приняты следующие параметры расчетной схемы:  $J_0=0,019$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_1=0,036$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_2=0,0999$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_3=0,167$  кг·м<sup>2</sup>;  $c_{01}=1165$  кН/м;  $c_{12}=500$  кН/м;  $c_{23}=855$  кН/м;  $\alpha_{01}=3$  Н·с/м;  $\alpha_{12}=1$  Н·с/м;  $\alpha_{23}=3$  Н·с/м;  $M_S = 215$  Нм;  $i_{12} = 0,298$ .

Уравнения движения системы выглядят следующим образом:

$$\begin{cases} J_0 \ddot{\varphi}_0 + c_{01}(\varphi_0 - \varphi_1) + \alpha_{01}(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) = M_{D0}(\dot{\varphi}_1); \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} \left( \varphi_1 - \frac{\varphi_2}{i_{12}} \right) + \alpha_{12} \left( \dot{\varphi}_1 - \frac{\dot{\varphi}_2}{i_{12}} \right) - \\ - c_{01}(\varphi_0 - \varphi_1) - \alpha_{01}(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) = 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + \alpha_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - \\ - \frac{c_{12}}{i_{12}} \left( \varphi_1 - \frac{\varphi_2}{i_{12}} \right) - \frac{\alpha_{12}}{i_{12}} \left( \dot{\varphi}_1 - \frac{\dot{\varphi}_2}{i_{12}} \right) = 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - \alpha_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = -M_s. \end{cases}$$

Закон изменения  $M_{D0}(\dot{\varphi}_1)$  определяется силовой характеристикой электродвигателя. Чем выше скорость вращения, тем ниже движущий момент. Номинальная мощность электродвигателя 13 кВт. Максимальный крутящий момент 387 Нм.

Результаты экспериментальных и расчетных исследований показаны на рис. 7 и рис. 8.

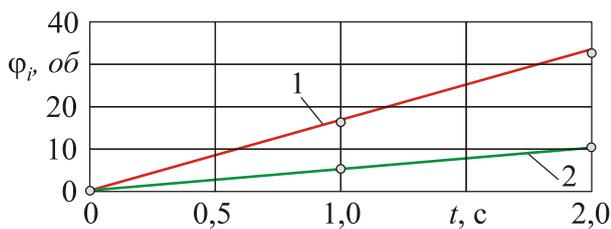


Рис. 7. Изменение угла поворота валов:

- 1 – первичного вала редуктора ( $\varphi_1$ );
- 2 – вторичного вала редуктора ( $\varphi_2$ );
- – результаты моделирования;
- – результаты эксперимента

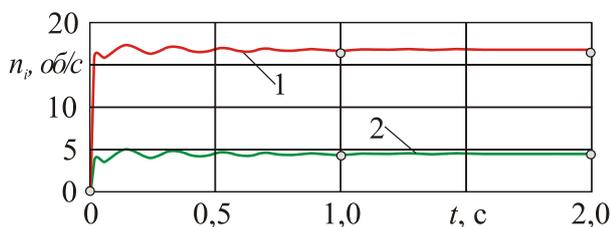


Рис. 8. Изменение скорости вращения валов:

- 1 – первичного вала редуктора ( $\dot{\varphi}_1$ );
- 2 – вторичного вала редуктора ( $\dot{\varphi}_2$ );
- – результаты моделирования;
- – результаты эксперимента

## 5. Основные выводы

Анализ результатов исследования позволяет сделать следующие выводы.

1. Наиболее перспективным видом привода мобильных канатных дорог является гидромеханическая трансмиссия, в которой гидронасосы приводятся в движение от механической трансмиссии базовой машины через коробку отбора мощности.

2. Для исследования рабочих процессов механической части трансмиссии используются математические модели, представляющие собой уравнения движения инерционных элементов, соединенных упруго-диссипативными связями. Анализ литературных источников показал, что исследователями используются математические модели, учитывающие и не учитывающие передаточные отношения передач трансмиссии.

3. Экспериментальные исследования показали необходимость учета передаточных чисел передач (рис. 4, рис. 7). В противном случае, при решении уравнений (1) энергия двигателя расходуется в большей степени не на разгон вращающихся частей, а на колебательные движения относительно положения равновесия. В реальной трансмиссии такой процесс приводил бы к буксованию сцепления или остановке двигателя.

4. Погрешность моделирования динамики механической части трансмиссии МКД с использованием предложенной математической модели составляет: не более 1% по перемещениям, 2% по частоте процесса.

5. В ходе дальнейших исследований будет смоделирована динамика трансмиссии мобильной канатной дороги с учетом гидравлической части.

6. Результаты исследования будут использованы при исследовании рабочих процессов инновационных канатных транспортных систем [11].

## Список литературы

1. Патент № 2337023 Мобильная подвесная канатная дорога / Короткий А.А., Хальфин М.Н., Маслов В.Б. № 2007102705/11; заявл. 24.01.2007; опубл. 27.10.2008. Бюл. № 30.
2. Патент 2465423 Стадион / Короткий А.А., Приходько В.М. Кустарев Г.В.; № 2011112660/03; заявл. 01.04.2011; опубл. 27.10.2012, Бюл. № 30.
3. Лагереv А.В., Таричко В.И., Солдатчиков С.П. Обеспечение общей устойчивости базовых колесных станций мобильных канатных дорог // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 210-220. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-210-220>.
4. Лагереv И.А., Таричко В.И., Солдатчиков С.П., Игнатов Д.А. Создание экспериментального макета мобильной канатной дороги с использованием 3Д-печати // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 221-230. – DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-221-230>.
5. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины / А.А. Вайнсон. М.: Машиностроение, 1989. 536 с.
6. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля СПб.: БВХ-Петербург, 2006. 478 с.
7. Таричко В.И. Анализ подходов к моделированию динамики механических передач транспортных машин // Сборник материалов Международной научно-технической конференции «Энергоресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях». Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2019. С. 261-265.
8. Имангулов А.Р., Филькин Н.М. Об упрощении динамической модели трансмиссии гибридного легкового автомобиля // Интеллектуальные системы в производстве. 2013. №2. С. 55-57.
9. Лелиовский К.Я., Макаров В.С. Исследование вибраций трансмиссии при движении автомобиля по дорогам различного микропрофиля // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексева. 2013. № 4. С. 98-103.

## References

1. Patent RU 2337023, B61B 7/00. Mobilnaya podvesnaya kanatnaya doroga [Mobile ropeway]. Korotkiy A.A., Khalphin M.N., Maslov V.B. Published 27.10.2008. (In Russian)
2. Patent RU 2465423, E04H 3/14. Stadion [Stadium]. Korotkiy A.A., Prihodko V.M., Kustarev G.V. Published 27.10.2012. (In Russian)
3. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P. General stability of a base vehicle of a mobile ropeway. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 210-220. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-210-220 (In Russian)
4. Lagerev I.A., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P., Ignatov D.A. The experimental model creation of a mobile ropeway by 3D-printing. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 221-230. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-221-230 (In Russian)
5. Vaison A.A. *Pod'emno-transportnye mashiny Veroyatnostnaya teoriya mekhanicheskoy erozii* [Lifting and transport machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 536 p. (In Russian)
6. Tarasik V.P. *Teoriya dvijeniya avtomobilya* [Automobile moving theory]. Sankt-Petersburg, BVKh-Peterburg, 2006. 478 p. (In Russian)
7. Tarichko V.I. Analysis of approaches to modeling dynamics of mechanical transmissions of transport vehicles. *Proc. of International scientific and technical conference "Energy-saving technologies and equipment in the road and construction industries"*, 2019, No.2, pp. 261-265. (In Russian)
8. Imangulov A.R. About simplification of dynamic model of transmission of the hybrid car. *Intellektualnie sistemy v proizvodstve*, 2013, No.2, pp. 55-57. (In Russian)
9. Leliovsky K.Ya. Study of transmission vibrations when driving a car on the roads of various microprofiles. *Trudy Nijegorodskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. R.E. Alekseeva*, 2013, No.4, pp. 98-103. (In Russian)

10. Лагерев А.В. Нагруженность подъемно-транспортной техники. Брянск: БГТУ, 2010. 180 с.

11. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Короткий А.А., Панфилов А.В. Концепция инновационной системы городского транспорта «Канатное метро города Брянска» // Вестник Брянского государственного технического университета. 2012. №3. С. 12-15.

10. Lagerev A.V. *Nagruzhennost podemno-transportnoy tekhniki* [Load lifting and transport equipment]. Bryansk, BGTU, 2010. 180 p. ISBN 978-5-89838-497-5 DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1306614> (In Russian)

11. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Korotkiy A.A., Panfilov A.V. Innovation transport system “Bryansk rope metro”. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2012, No. 3, pp. 12-15. (In Russian)

УДК (UDC) 629.113

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТРАНСМИССИИ СРЕДНЕТОННАЖНОГО  
ГРУЗОВОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВАRESEARCH TRANSMISSION'S OPERATING MODES OF THE MEDIUM-DUTY CAR-  
GO VEHICLEТоропов Е.И., Вашурин А.С., Трусов Ю.П., Мошков П.С.  
Toropov E.I., Vashurin A.S., Trusov Yu.P., Moshkov P.S.Нижегородский Государственный Технический Университет (Нижний Новгород, Российская Федерация)  
Nizhniy Novgorod State Technical University (Nizhniy Novgorod, Russian Federation)

**Аннотация.** В статье представлены результаты исследования режимов работы трансмиссии среднетоннажного грузового транспортного средства ГАЗон Next. Цель исследования – получение эмпирических данных о режимах работы двигателя и механической трансмиссии в условиях, приближенных к эксплуатационным. Полученные экспериментальные зависимости могут быть использованы при проектировании комплекта, включающего в себя механизмы автоматического управления муфтой сцепления и переключения передач, а также электронный блок управления ими. Была спроектирована и реализована измерительная установка, позволяющая фиксировать во времени такие параметры как скорость транспортного средства, ускорение, траекторию, параметры работы двигателя, нагрузки, возникающие в трансмиссии и её приводе, а также действия водителя. В статье представлено описание процесса подготовки узлов транспортного средства к исследованию, а также установки измерительного комплекса. Для получения большего количества статистических данных о работе трансмиссии транспортное средство было испытано при полной массе, половине от максимальной загрузки и в снаряженном состоянии.

**Ключевые слова:** автоматизированная трансмиссия, механическая коробка передач, тензодатчик, телеметрия.

**Дата принятия к публикации:** 03.03.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Сведения об авторах:**

**Торопов Евгений Иванович** – инженер, Центр коллективного пользования «Транспортные системы», Нижегородский Государственный Технический Университет,  
e-mail: [evgeny.toropov@nntu.ru](mailto:evgeny.toropov@nntu.ru)

**Вашурин Андрей Сергеевич** – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Автомобили и тракторы», Нижегородский Государственный Технический Университет, e-mail: [vashurin@nntu.ru](mailto:vashurin@nntu.ru)

**Трусов Юрий Павлович** – заместитель директора, Центр коллективного пользования

**Abstract.** The article presents the results of a study of transmission modes of the GAZon Next medium-duty cargo vehicle. The main goal of the presented scientific work is to obtain empirical data describing the operating modes of the engine and mechanical transmission in operational conditions. Engineers and programmers in the design of the kit, which includes automatic clutch and gearshift control mechanisms, as well as an electronic control unit for them, will use the obtained experimental correlations. Specialists of technical university have developed a measuring system that allows recording in time such parameters as: vehicle speed, acceleration, trajectory, engine operation parameters, loads that occur in the transmission and its drive, as well as the driver's actions. This article provides a detailed description of the process of preparing vehicle components for research, as well as the installation of a measuring complex. The vehicle was tested at full weight, half of the maximum load and in curb weight to obtain more statistics on the operation of the transmission. In conclusion, the article presents the obtained experimental graphs.

**Keywords:** automated transmission, mechanical gearbox, strain gauge, telemetry.

**Date of acceptance for publication:** 03.03.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**Authors' information:**

**Evgeniy I. Toropov** – engineer, Center for Collective Use at the NSTU “Transport Systems”, Nizhniy Novgorod State Technical University,  
e-mail: [evgeny.toropov@nntu.ru](mailto:evgeny.toropov@nntu.ru)

**Andrey S. Vashurin** – PhD, associate professor of Department “Automobile and tractors”, Nizhniy Novgorod State Technical University,  
e-mail: [vashurin@nntu.ru](mailto:vashurin@nntu.ru)

**Yuriy P. Trusov** – deputy director, Center for Collective Use of the NSTU “Transport Systems”,

«Транспортные системы», Нижегородский Государственный Технический Университет,  
*e-mail: yury.trusov@nntu.ru*

**Мошков Павел Сергеевич** – инженер, Центр коллективного пользования «Транспортные системы», Нижегородский Государственный Технический Университет,  
*e-mail: pavel.moshkov@nntu.ru*

Nizhniy Novgorod State Technical University,  
*e-mail: yury.trusov@nntu.ru*

**Pavel S. Moshkov** – engineer, Center for Collective Use of the NSTU “Transport Systems”, Nizhniy Novgorod State Technical University,  
*e-mail: pavel.moshkov@nntu.ru*

### *Благодарности*

*Исследование выполнено при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (проект по договору № 02.G25.31.0270 от 29.05.2017 г.)*

### *Acknowledgements*

*The study was supported by the grant of the Education and Science Ministry of the Russian Federation (project No. 02.G25.31.0270 of May 29, 2017)*

## 1. Введение

В настоящее время автопроизводители повышают конкурентоспособность своей продукции за счет увеличения числа выпускаемых модификаций, что обеспечивается внедрением последних мехатронных разработок [1]. Постоянно растущие требования к безопасности транспортных средств также являются катализатором “цифровизации” автомобилей.

Одним из перспективных векторов развития механических трансмиссий грузовых транспортных средств является их автоматизация, т.е. автоматическое управление муфтой сцепления и переключением передач при помощи специальных механизмов (актуаторов), управляемых микроэлектронным блоком. Мировые автоконцерны (Mercedes-Benz, Volvo, Renault, Scania, DAF, Iveco, MAN) уже на протяжении 20 лет серийно оборудуют свои транспортные средства подобными техническими решениями [1]. Преимущества над “классическими автоматами” – это более высокий коэффициент полезного действия. Также за счет унификации агрегатов упрощается конструктивная доработка серийной ручной механической трансмиссии под её автоматизацию. Система автоматического управления, заложенная в электронном блоке, осуществляет управление трансмиссией на основе математического алгоритма, называемого совокупностью зависимостей моментов переключения передач (как с низших на высшие, так и наоборот) от основных факторов – скорости автомобиля и нагрузки

двигателя, так называемая “карта переключений” [2]. Стоит отметить, что для более плавного переключения, в алгоритме должно быть предусмотрено определение оптимального времени работы исполнительных механизмов, исходя их действующих условий движения, на основе которого рассчитывается величина изменения мощности на ведущих колесах до и после переключения передач [3].

В большинстве случаев грузовые автомобили оснащаются роботизированной трансмиссией Astronic от компании «Zahnrad Fabrik». Подобной системой оборудован и магистральный тягач КАМАЗ-5490. В связи с этим, разработка отечественной автоматизированной трансмиссии является актуальной задачей.

## 2. Подготовка к проведению испытаний

Учитывая необходимость отечественных подобных мехатронных разработок, была поставлена задача по разработке комплекта автоматизации (“роботизации”) ручной механической трансмиссии среднетоннажного грузового транспортного средства Газон Next, который должен состоять из актуаторов муфты сцепления и переключения передач, а также электронного блока управления ими.

На начальном этапе была разработана принципиальная схема измерительной установки, позволяющая фиксировать параметры работы механической трансмиссии в условиях, близких к эксплуатационным (рис. 1).

Основная цель планируемых испытаний - получение эмпирических зависимостей управления трансмиссией (процесса трогания,

переключения на высшую и низшую передачу – составление “карты”, остановка).



Рис. 1. Принципиальная схема измерительной установки:

1 – измеритель параметров движения транспортного средства Racelogic Vbox 3i; 2 – дисплей Vbox; 3 – GPS/Glonass антенна; 4 – гироскоп; 5 – диагностическая колодка; 6 – динамическая система сбора данных TMR-200; 7 – датчик давления, установленный в гидропривод сцепления; 8 – датчик оборотов первичного вала коробки передач; 9 – датчик линейных перемещений измерения положения педали сцепления; 10 – тензометрические датчики, установленные в тросы привода переключения передач; 11 – телеметрический комплект для измерения момента на карданном валу

При помощи данного измерительного комплекса производится фиксация во времени параметров:

- движения транспортного средства (линейная скорость движения транспортного средства, км/ч; продольное и поперечное ускорения,  $g$ ; скорость рыскания, тангажа, крена,  $^{\circ}/с$ ; траектория);

- режима работы двигателя (обороты коленчатого вала, об/мин; актуальный крутящий момент двигателя,  $Н\cdot м$ ; момент трения в двигателе  $Н\cdot м$ );

- режима работы трансмиссии (обороты входного и выходного валов коробки передач, об/мин; момент, развиваемый на карданном валу,  $Н\cdot м$ ; усилия в тросах переключения передач,  $Н$ ; давление жидкости в гидроприводе сцепления, МПа);

- действия водителя (положение педали акселератора, %; факт нажатия на педаль тормоза, 0/1; положение педали сцепления,

мм; запрашиваемый крутящий момент водителем,  $Н\cdot м$ );

- срабатывание электронных систем, влияющих на динамику транспортного средства (антиблокировочная и противобуксочная система).

Измерение крутящего момента на вращающемся валу – нетривиальная техническая задача. Разработан ряд способов, позволяющих фиксировать данный динамически изменяющийся параметр. В качестве примера можно привести автомобильный двигатель, крутящий момент которого вычисляется электронным блоком управления на основе калибровочных таблиц, заложенных в него на стадии разработки программного обеспечения. В нашем случае наиболее точное определение момента на валах трансмиссии обеспечивает метод, основанный на замере деформации [4]. При данном подходе на исследуемый вал под углом  $45^{\circ}$  к оси вращения

наклеиваются тензометрические резисторы, соединение которых производят по мостовой схеме. Таким образом, обеспечивается высокая чувствительность, улучшается линейность получаемой характеристики, значительно уменьшается влияние температуры на величину выходного сигнала [4]. Основная сложность при использовании данного метода применительно к вращающимся элементам – это передача измеренных показаний на регистрирующее оборудование. При современном уровне развития микроэлектроники данная проблема решается при помощи микроконтроллеров, операционного усилителя и реализации цифрового радиоканала на разрешенной частоте 433 МГц.

Значения крутящего момента на карданном валу автомобиля Газон Next измерялись и фиксировались при помощи многоканаль-

ной телеметрической системы КМТ, состоящая из:

1) усилителя и дешифратора сигнала от тензометрического моста МТ32-STG в количестве 3 штук;

2) центрального модуля-сборщика МТ32-ENC8, управляющего дешифраторами посредством SPI-шины;

3) радиочастотного передатчика МТ32-Tx, работающего на частоте 433 МГц и осуществляющего передачу данных со скоростью 320 кбит/с;

4) автономного питания от литиевой батареи CR-P2;

5) дешифратора радиосигнала МТ32-DEC8 с принимающей антенной.

Установленный на карданный вал комплект телеметрии, а также наклеенные тензометрические датчики представлены на рис.2.

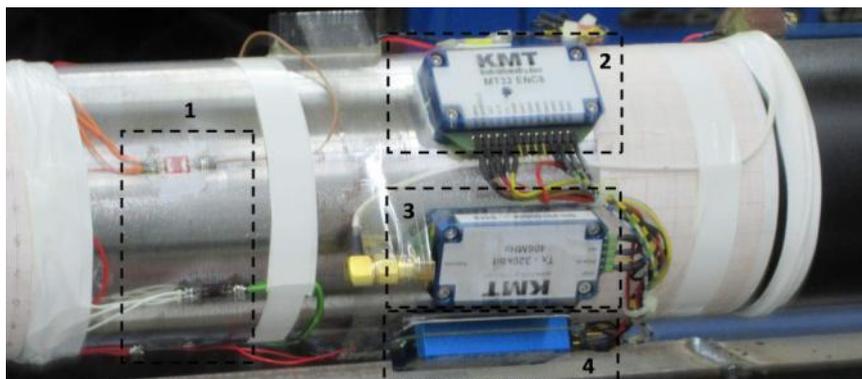


Рис. 2. Установка тензодатчиков и телеметрии на карданный вал в целях измерения крутящего момента: 1 – тензометрический мост; 2 – центральный модуль МТ32-ENC8; 3 - радиотрансмиттер МТ32-Tx; 4 - дешифратор МТ32-STG

Перед установкой на испытуемое транспортное средство измерительный карданный вал предварительно был откалиброван на физическую величину момента.

В “роботизированной” механической трансмиссии процесс выбора и переключения передач, а также управление муфтой сцепления обеспечивается актуаторами, которые по принципу действия могут быть пневматическими, электромеханическими или гидроэлектромеханическими.

Рассматривались все возможные варианты. Проанализировав аналоги, было решено сделать выбор в пользу последних двух. Та-

ким образом, при их разработке (кинематический и силовой анализ) встает вопрос об экспериментальном определении усилий, возникающих в приводе. Для этой цели были изготовлены, откалиброваны и установлены в привод переключения передач испытуемого автомобиля измерительные тросы (рис.3).

Так как для проектирования механизмов автоматического управления трансмиссией необходимы дополнительные исходные данные о работе привода (скорость выключения и включения сцепления при переключениях передач, давление в гидравлической системе сцепления, силовая характеристика диа-

фрагментной пружины сцепления и т.п.), то в дополнение к штатным бортовым автомобильным сенсорам были установлены внешние датчики: датчик линейного перемещения педали сцепления (рис.4, а), датчик давления в гидроприводе сцепления (рис.4, б), датчик скорости вращения входного вала коробки передач (рис.4, в), трехосевой гироскоп для оценки режимов движения (рис.4, г).

Для фиксации во времени значений крутящего момента, измеренного и передаваемого телеметрическим комплектом, растягивающих усилий, возникающих в тросах привода во время переключения передач, а также сигналов от внештатных датчиков использовалась динамическая система сбора данных TMR-200. Она включает в себя блоки:

- TMR-211 (центральный блок управления системой);
- TMR-281 (сенсорный дисплей);

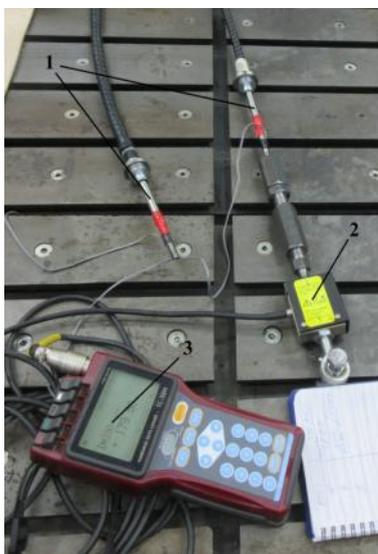
- TMR-221 (измерение деформации по полномостовой схеме, применяется для фиксации измеряемых значений, получаемых от телеметрии и датчика линейных перемещений);

- TMR-222 (измерение усилий в тросах, возникающих при переключении передач, а также давления в гидроприводе);

- CAN/Voice/GPS TMR-251 (передача измерений по пользовательской CAN-шине в Vbox3i);

- TMR-253 (преобразование частотного сигнала с индукционного сенсора скорости вращения входного вала и датчика-Холла выходного вала коробки передач в физическую величину).

После осуществления всех подготовительных работ измерительное оборудование было установлено и закреплено в кабине исследуемого транспортного средства (рис.5).



а)



б)

Рис. 3. Установка и тарировка измерительных тросов: а - тарировка измерительных тензометрических тросов; б - установка тросов в приводе (1 - измерительные тросы; 2 – датчик силы; 3 – тензометрический усилитель ТС-32К)



а)



б)



в)



г)

Рис. 4. Установка дополнительных датчиков:

а - датчик линейных перемещений педали сцепления; б - датчик давления в гидроприводе сцепления; в - датчик скорости вращения первичного вала к.п; г - гироскоп IMU04



Рис. 5. Установка регистрирующего оборудования в кабине транспортного средства:  
1 – монитор Vbox; 2 – Racelogic Vbox 3i 100Hz; 3 – модуль управления Vbox; 4 – система сбора данных TMR; 5 – источник питания датчиков

### 3. Проведение испытаний

Испытания транспортного средства были выполнены при следующих грузенных состояниях: полная загрузка, половина от максимальной, снаряженная. Каждое из состояний тестировалось с тентом и без тента. Это необходимо для оценки влияния аэродинамического сопротивления, которое сильно сказывается при высоких скоростях движения. Для проведения данного рода испытаний при инженерной поддержке Объединенного инженерного центра «ГАЗ» и Горьковского автомобильного завода были выделены спецдороги полигона «Березовая пойма». Проводились исследования следующих режимов движения:

- 1) начало движения испытуемого объекта с первой и со второй передачи;
- 2) замер разгонной характеристики автомобиля, а также движение в магистральном и городском циклах согласно ГОСТ 20306-90;

3) торможение двигателем.

Примеры графиков, полученных в результате эксперимента, показаны на рис. 6 и 7 (процесс трогания и переключения передач). Видно, что среднее время переключения передач водителем испытателем составляет 1...1,5 с. Время выключения сцепления составляет 0,25...0,3 с. С помощью датчиков давления и перемещения была получена реальная зависимость нарастания давления от нажатия на педаль (рис. 8). Необходимо отметить, что на транспортное средство перед испытаниями был установлен новый комплект деталей (кривая 1). Дополнительно были проведены аналогичные замеры на автомобиле, имеющем изношенное сцепление (рис. 8, кривая 2). По конструкторской документации на привод можно перейти к зависимости перемещения поршня главного цилиндра сцепления от прикладываемого усилия.

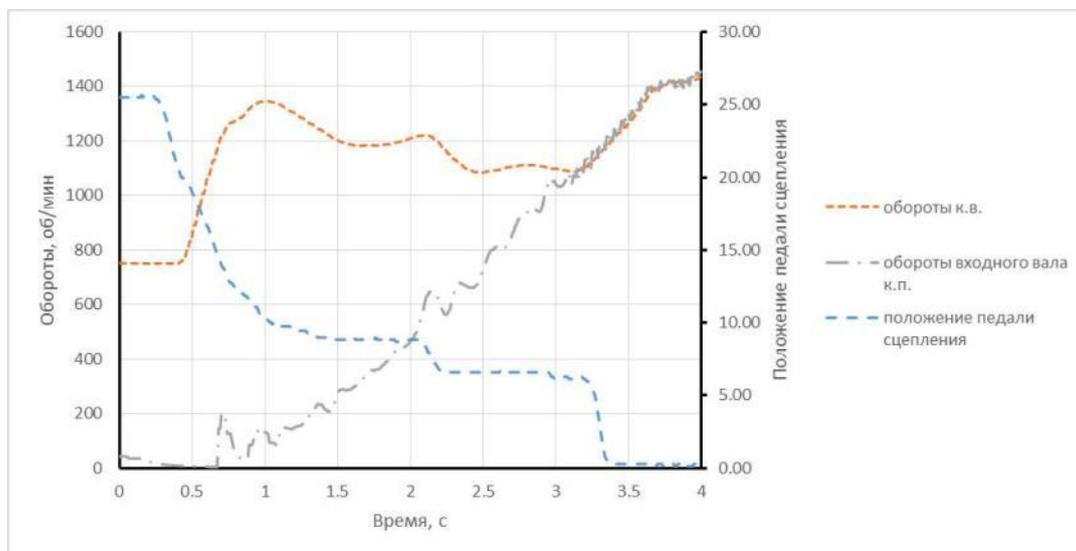
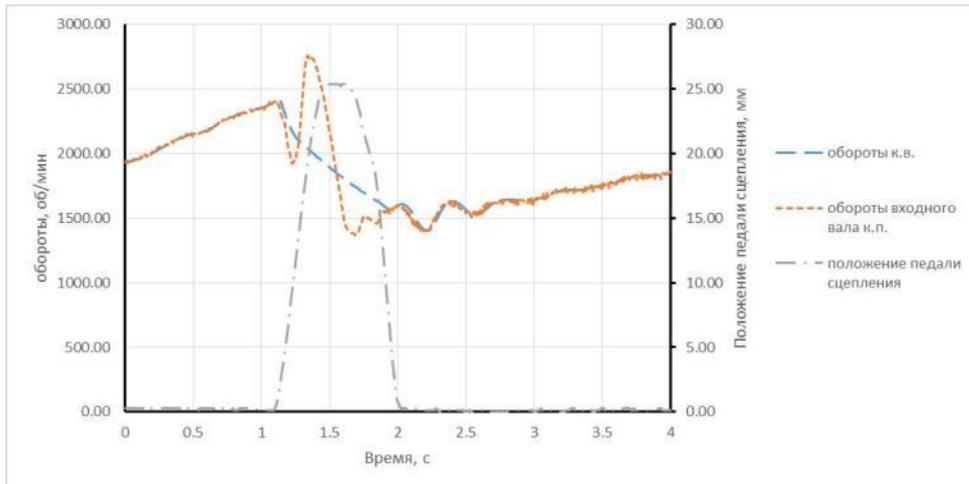


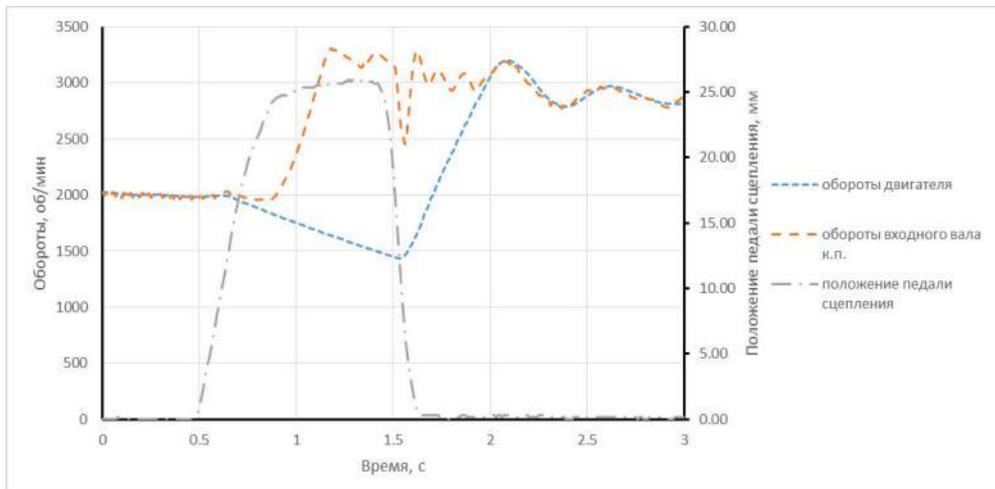
Рис. 6. Экспериментальный график процесса трогания

В результате исследований было установлено, что усилия в механизмах выбора вилки и включения передач существенно отличаются (рис 9). Первый пик на кривой 3 связан с приложением усилия водителем до полного выключения сцепления при быстром переключении передач. Третий пик связан с продолжением приложения усилия во-

дителем на рычаг переключения передач после включения передачи. Второй пик непосредственно связан с процессом синхронизации угловых скоростей валов коробки передач. Максимальное усилие включения передачи достигает 550 Н, при том что усилие на выборе вилки не менее 100 Н.



а)



б)

Рис. 7. Экспериментальные графики процесса переключения передач при максимальной подаче топлива: а – переключение на высшую передачу; б – переключение на низшую передачу

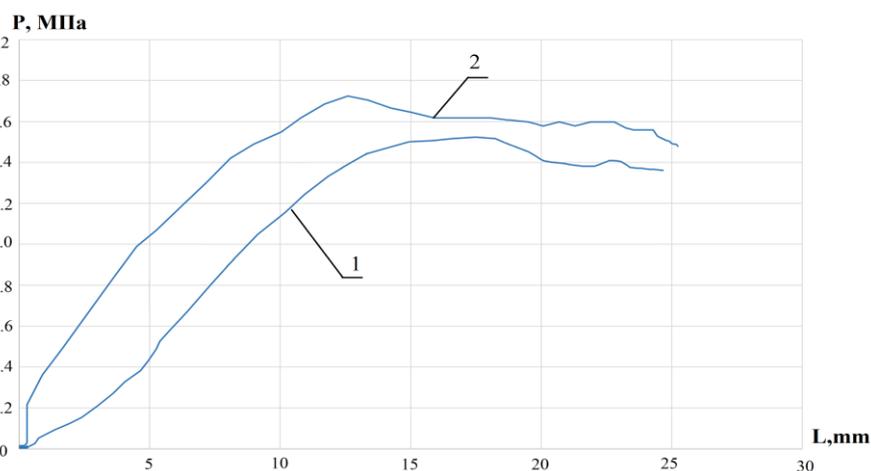


Рис. 8. График зависимости давление в гидромагистрали привода сцепления от перемещения педали: 1 – характеристика для нового сцепления; 2 – характеристика для

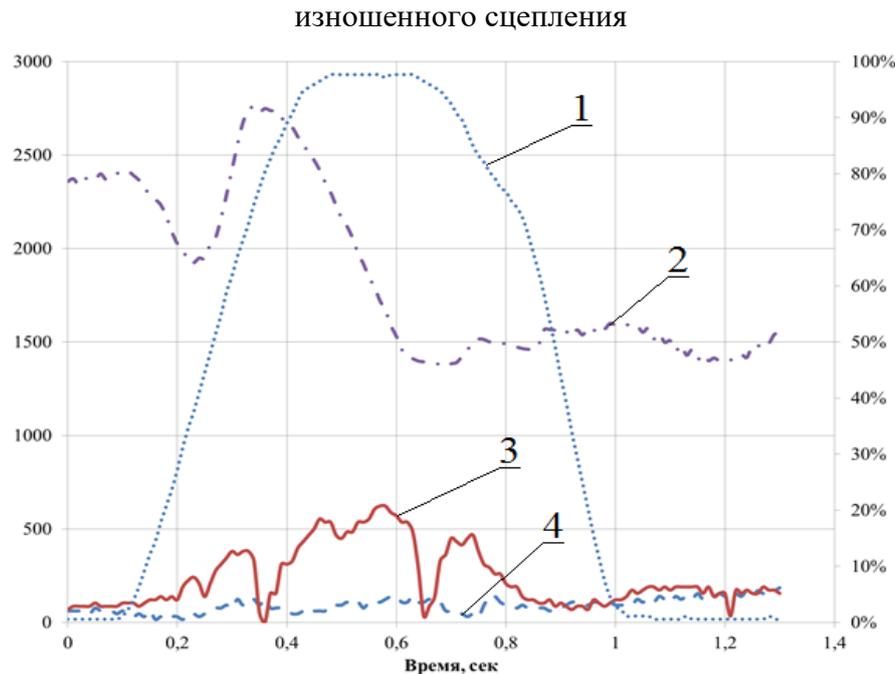


Рис. 9. Экспериментальные кривые полученные при переключении передач автомобиля: 1 – нажатие на педаль сцепления, %; 2 – скорость вращения первичного вала КПП, об/мин; 3 – усилие механизма включения передачи, Н; 4 – усилие механизма выбора дорожки, Н

#### 4. Заключение

Полученные экспериментальные данные, такие как усилия необходимые для переключения передач (рис. 9) в зависимости от времени; диапазон усилий включения/выключения сцепления (рис. 8) для различной степени износа; время включения/выключения сцепления; время переключения водителем, необходимы для проектирования электромеханических приводов (актуаторов) привода переключения передач и управления муфтой сцепления [5]. Для исполнительного механизма сцепления целесообразно использовать кинематическую схему с сервопружиной, так как при выключении сцепления необходимо преодолевать

усилие диафрагменной пружины, а при включении сцепления необходимо прикладывать усилие для плавного смыкания дисков, противодействуя усилию пружины.

Полученные данные являются отправной точкой для разработки и проектирования органов управления роботизированной трансмиссии, а также они необходимы при разработке встраиваемого программного обеспечения электронного блока.

В конечном итоге, составленные по этим данным алгоритмы управления исполнительными устройствами и двигателем должны существенно снизить уровень нагрузок, возникающих при переключении, а также упростить процедуру верификации программного обеспечения.

## Список литературы

1. Недялков А.П., Блохин А.Н. Применение опережающих технических решений при создании механических ступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением // Наука и образование. 2011. №2. С. 1-18.
2. Гируцкий О.И., Есеновский-Лашков Ю.К., Поляк Д.Г. Электронные системы управления агрегатами автомобиля. М.: Транспорт, 2000. 213 с.
3. Недялков А.П., Блохин А.Н., Денисенко Е.Г. Исследование возможности переключения передач при движении автомобиля с использованием показателей, характеризующих действительный и кинематический интервал оборотов ведущих частей трансмиссии // Наука и образование. 2012. №11. С. 105-120.
4. Гуринов А.С., Дудник В.В., Гапонов В.Л., Калашников В.В. Измерение крутящего момента на вращающихся валах // Вестник Донского государственного технического университета. 2012. №1. С. 25-30.
5. Vashurin A.S., Butin D.A., Yarzhemsky A.D. Kit's development for automation mechanical transmission of a cargo vehicle // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 709 (2020) 033097. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/709/3/033097>

## References

1. Nedyalkov A.P. Primeneniye operezhayushchikh tekhnicheskikh resheniy pri sozdanii mekhanicheskikh stupenchatykh korobok peredach s avtomatizirovannym upravleniyem. *Nauka i obrazovaniye*, 2011, No.2, pp. 1-18. (In Russian)
2. Girutskiy O.I. Elektronnyye sistemy upravleniya agregatami avtomobilya. Moscow, Transport, 2000. 213 p. (In Russian)
3. Nedyalkov A.P., Blokhin A.N., Denisenko Ye.G. Issledovaniye vozmozhnosti pereklyucheniya peredach pri dvizhenii avtomobilya s ispolzovaniyem pokazateley, kharakterizuyushchikh deystvitelnyy i kinemacheskiiy interval oborotov vedushchikh chastey transmissii. *Nauka i obrazovaniye*, 2012, No.11, pp. 105-120. (In Russian)
4. Gurinov A.S., Dudnik V.V., Gaponov V.L., Kalashnikov V.V. Izmereniye krutyashchego momenta na vrashchayushchikhsya valakh. *Vestnik Donskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta*, 2012, No.1, pp. 25-30. (In Russian)
5. Vashurin A.S., Butin D.A., Yarzhemsky A.D. Kit's development for automation mechanical transmission of a cargo vehicle. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 709 (2020) 033097. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/709/3/033097>.

621.928.37:532.5.031

## ТАНГЕНЦИАЛЬНАЯ СКОРОСТЬ В ГИДРОЦИКЛОНЕ

## THE TANGENTIAL VELOCITY IN THE HYDROCYCLONE

Капустин Р.П.

Kapustin R.P.

Брянский государственный инженерно-технологический университет (Брянск, Россия)  
Bryansk state University of engineering and technology (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** В статье на основе уравнения Навье-Стокса приведен вывод формулы тангенциальной скорости потока в гидроциклоне. Вывод совпадает с решением задачи о диффузии вихревой нити. Формула отражает влияние на тангенциальную скорость геометрических и энергетических параметров гидроциклона. Приведены графики, показывающие изменение скорости по высоте аппарата. Приведен график влияния на тангенциальную скорость вязкости разделяемой среды. В коническом гидроциклоне с вихревым циркуляционным кольцом тангенциальная скорость выше кольца увеличивается за счёт добавления составляющей скорости вихревого кольца. На уровне плоскости кольца она значительно уменьшается, ниже плоскости кольца может иметь обратное направление, затем кривые тангенциальной скорости при приближении к нижнему стоку в осевой части значительно возрастают, воспринимая дополнительно воздействие вихревой воронки стока. У цилиндрического гидроциклона с осевой разгрузкой, у которого радиальные скорости у стенки аппарата равны нулю, тангенциальная скорость в верхней части гидроциклона практически постоянная. Увеличение и всплеск скорости наблюдается только у нижнего разгрузочного отверстия из-за воздействия вихревой воронки стока. В прямоточном цилиндрическом гидроциклоне около разгрузочных отверстий радиальные скорости имеют разное направление, и тангенциальная скорость около них также может иметь обратное направление. Для устранения этого явления в формуле тангенциальной скорости необходимо использовать абсолютной значение показателя степени экспоненты. При наличии нескольких разгрузочных отверстий одинаковая тангенциальная скорость около этих отверстий будет при равенстве расходов через эти отверстия.

**Ключевые слова:** гидроциклон, тангенциальная скорость, радиальная скорость, вязкость, вихревое кольцо.

**Дата принятия к публикации:** 26.02.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Сведения об авторе:**

**Капустин Родион Петрович** – кандидат технических наук, доцент, e-mail: k-rodion37@mail.ru

**Abstract.** Based on the Navier-Stokes equation, the paper presents the derivation of the tangential flow velocity formula in a hydrocyclone. The derivation coincides with the solution of the vortex filament diffusion problem. The formula reflects the influence on the tangential velocity of the geometric and energy parameters of the hydrocyclone. The graphs showing the change in speed along the height of the device are given. A graph of the effect of velocity of the viscosity of the separated medium is given. In a conical hydrocyclone with a vortex circulation ring, the tangential velocity above the ring is increased by adding the velocity component of the vortex ring. At the level of the plane of the ring is reduced considerably, below the plane in this ring it might have the opposite direction, then peripheral speed curves, when approaching the low in the axial part, are significantly increased, taking the additional effect of vortex flow. In a cylindrical hydrocyclone with axial discharge, in with the radial velocities at the wall of the apparatus equal zero, the tangential velocity at the top of the hydrocyclone is almost constant. The increase and surge in velocity is observed only at the lower discharge opening due to the impact of the vortex funnel of the drain. In a flowing cylindrical hydrocyclone near the discharge holes, the radial velocities have different directions, and the tangential velocity near them may also have a reverse direction. To eliminate this phenomenon, the absolute value of the exponential exponent must be used in the tangential velocity formula. If there are several discharge holes, the same tangential velocity near these holes will be equal if the flow through these holes is equal.

**Keywords:** hydrocyclone, tangential velocity, radial velocity, viscosity, vortex ring.

**Date acceptance for publication:** 26.02.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**Author's information:**

**Rodion P. Kapustin** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, e-mail: k-rodion37@mail.ru

## 1. Введение

Определяющее значение на процесс разделения продукта в гидроциклоне оказывает тангенциальная скорость движения разделяемого продукта.

Формулы тангенциальной скорости, приводимые в научной и прикладной литературе, в большинстве случаев основаны на результатах экспериментальных данных, имеют приближенный характер, не отражают влияния на неё вязкости продукта и геометрических параметров гидроциклона.

Kelsall D.F. установил [1], что для любой точки гидроциклона соотношение между тангенциальной скоростью и радиусом вращения справедливо равенство:

$$Vr^n = const,$$

где  $V$  – тангенциальная скорость;  $r$  – радиус вращения;  $n$  – показатель степени.

Фонтейн и Диксма [2] по результатам экспериментов предложили зависимость для тангенциальной скорости

$$V = \frac{C_1}{r} + C_2 r,$$

где  $C_1$  и  $C_2$  – коэффициенты, зависящие от конструкции гидроциклона и числа Рейнольдса.

Жангарин А.И. для низконапорного гидроциклона тангенциальную скорость предлагает определять по формуле [3]

$$V = V_{ex} \sqrt[3]{\left(\frac{r_u}{r_x}\right)^2},$$

где  $r_u$  – радиус цилиндрической части гидроциклона;  $r_x$  – радиус вращения;  $V_{ex}$  – средняя скорость потока на входе.

Лилдж [4] подтвердил зависимость тангенциальной скорости от радиуса вращения и предложил для её определения следующее выражение:

$$V = mr + b,$$

где  $m$  и  $b$  – коэффициенты, зависящие от горизонтального уровня гидроциклона, на котором определяются скорости.

Литовко В.И. [5] подтвердил переменность показателя  $n$  в формуле Келсалла от радиуса вращения и горизонтального уровня

гидроциклона. Предложенная им формула имеет вид

$$V = \frac{Ae^{r/h} + Be^{-r/h}}{r},$$

где  $V$  – тангенциальная скорость на радиусе вращения;  $A, B$  – коэффициенты, зависящие от параметров гидроциклона (радиуса вращения  $r$  и расстояния  $h$  от оси питающего патрубка).

Деметр [6] читает тангенциальную скорость постоянной, равной входной, которую предлагает определять по формуле:

$$V_{ex} = \sqrt{\frac{2gH}{1 + 2 \lg \frac{R_K}{R_B}}},$$

где  $V_{ex}$  – скорость жидкости на входе в гидроциклон;  $R_K$  и  $R_B$  – внешний и внутренний радиусы потока жидкости в гидроциклоне;  $2gH$  – давление потока на входе.

Как следует из анализа, мнения исследователей по характеру изменения тангенциальной скорости в гидроциклоне различны, являются результатом экспериментов и применимы к ограниченному типоразмеру гидроциклонов. Эта тенденция продолжается и в настоящее время [7].

Большинство исследователей используют формулу Келсалла [1], подбирая под формулу показатель степени  $n$ . При таком изъяснении результатов экспериментов не учитываются геометрические и энергетические параметры гидроциклона. Из этого вытекает необходимость теоретическим методом исследования влияния разных факторов на тангенциальную скорость потока в гидроциклоне.

## 2. Теоретические исследования

Будем основываться на условии, что движение потока в гидроциклоне симметричное и установившееся, т.е.

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dW}{dt} = \frac{dV}{dt} = 0. \quad (1)$$

где  $U, W, V$  – радиальная, осевая и тангенциальная скорости.

Для исследования примем второе уравнение системы Навье-Стокса. В нём радиальная и осевая скорости взаимосвязаны:

$$U \frac{dV}{dr} + U \frac{V}{r} + W \frac{dV}{dz} = \epsilon = \frac{U_{\max \epsilon n}}{r_n}, \quad (8)$$

$$= v \left( \frac{d^2 V}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dV}{dr} - \frac{V}{r} + \frac{d^2 V}{dz^2} \right); \quad (2)$$

$$U \frac{dV}{dr} + U \frac{V}{r} - v \left( \frac{d^2 V}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dV}{dr} - \frac{V}{r} \right) =$$

$$= v \frac{d^2 V}{dz^2} - W \frac{dV}{dz}. \quad (3)$$

Приравняем левую часть уравнения (3) нулю

$$U \frac{d(Vr)}{rdr} - v \frac{d}{dr} \left[ \frac{d(Vr)}{rdr} \right] = 0. \quad (4)$$

Введём обозначения

$$r = x; \quad dr = dx; \quad \frac{d(Vr)}{rdr} = y.$$

Тогда уравнение примет вид

$$Uy - v \frac{dy}{dx} = 0, \quad \text{или} \quad \frac{1}{v} U dx - \frac{dy}{y} = 0. \quad (5)$$

Далее будем иметь

$$\frac{U}{v} dr = \ln \left( \frac{y}{C_1} \right),$$

$$y = C_1 e^{\frac{U}{v} dr} \quad \frac{d(Vr)}{rdr} = C_1 e^{\frac{U}{v} dr};$$

$$Vr = C_1 \int_0^r e^{\frac{U}{v} dr} r dr + C_2.$$

При  $r = 0$  имеем  $V = 0$ ,

$$C_1 \int_0^r e^{\frac{U}{v} dr} r dr = 0,$$

следовательно,  $C_2 = 0$ , тогда

$$Vr = C_1 \int_0^r e^{\frac{U}{v} dr} r dr. \quad (6)$$

Для решения полученного уравнения следует подставить выражение радиальной скорости  $U$ . Поскольку выражение радиальной скорости сложное, решение уравнения (6) становится практически невозможным, поэтому заменим его простым:

$$U = -\epsilon r, \quad (7)$$

где  $\epsilon$  – коэффициент коррекции.

Как известно, зона наиболее эффективного разделения находится на уровне входной кромки верхнего выходного патрубка, то коэффициент коррекции можно определить по формуле:

где  $U_{\max \epsilon n}$  – максимальная радиальная скорость потока на уровне верхнего сливного патрубка;  $r_n$  – радиус циклона на уровне входной кромки верхнего сливного патрубка.

Тогда для гидроциклона имеем

$$Vr = C_1 \int_0^r e^{-\frac{\epsilon}{2v} r^2} r dr = \frac{V}{\epsilon} C_1 \left( 1 - e^{-\frac{\epsilon}{2v} r^2} \right). \quad (9)$$

Решение совпадает с решением задачи о диффузии вихревой нити [8].

Постоянную  $C_1$  определим из условия, что на входе в гидроциклон ( $r = r_c$ ) тангенциальная скорость равна начальной  $V = V_0$ , или

$$C_1 = \frac{\epsilon V_0 r_c}{v \left( 1 - e^{-\frac{\epsilon}{2v} r_c^2} \right)}.$$

В результате получим

$$V = \frac{V_0 r_c}{r} \frac{\left( 1 - e^{-\frac{\epsilon}{2v} r^2} \right)}{\left( 1 - e^{-\frac{\epsilon}{2v} r_c^2} \right)}. \quad (10)$$

В работе [9] Rott N. предложил подобную формулу для вязкого вихря без знаменателя от экспоненты. Поскольку эта величина постоянная и достаточно мала, то формулу (10) можно упростить и представить в виде:

$$V = \frac{V_0 r_c}{r} \left( 1 - e^{-\frac{\epsilon}{2v} r^2} \right). \quad (11)$$

Оценку формулы проведём для конического гидроциклона [1]:  $D = 7,5$  см;  $z_c = 28$  см;  $r_c = 75$  см;  $z_n = 17$  см;  $r_n = 1,25$  см;  $\beta = 10^0$ ;  $q_{cm} = 399$  см<sup>3</sup>/с;  $r_0 = 0,5$  см;  $r_{cm} = 0,5$  см,  $z_{cm} = 2,8$  см;  $V_0 = 500$  см/с;  $\epsilon = 203$  см/с при  $\nu = 1...65$  сСт.

Характер кривых, показанных на рис. 1, соответствует реальным, приведенным в [10] и в других источниках, а потому предлагаемая формула при введении соответствующего корректирующего коэффициента может быть использована для практических расчётов.

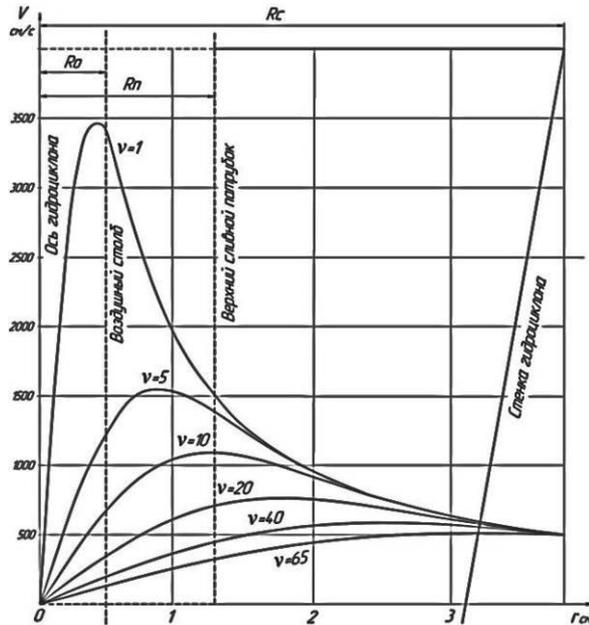


Рис.1. Зависимость тангенциальной скорости потока в коническом гидроциклоне от вязкости разделяемого продукта  $\nu$

В гидроциклоне по мере осветления разделяемого продукта вязкость первоначальная на входе в аппарат с уменьшением радиуса вращения уменьшается, следовательно, скорость вращения будет увеличиваться, хотя это будет незаметно.

В формуле (12) выражение  $\nu r^2$  практически описывает характер изменения радиальной скорости потока в гидроциклоне, что позволяет это выражение заменить на действительное выражение радиальной скорости, т.е.

$$V = \frac{V_0 r_c}{r} \left( 1 - e^{-\frac{u}{\nu}} \right), \quad (12)$$

где  $u$  – радиальная скорость потока в гидроциклоне.

Это даёт возможность оценить влияние энергетических и конструктивных параметров гидроциклона на тангенциальную скорость потока.

На рис. 2 показан характер изменения тангенциальной скорости в коническом гидроциклоне с параметрами, приведенными выше при отсутствии и наличии вихревого циркуляционного кольца [11].

В гидроциклоне вихревое циркуляционное кольцо существенно изменяет характер тангенциальной скорости. Выше кольца тангенциальная скорость увеличивается за счёт

добавления составляющей скорости вихревого кольца. На уровне плоскости кольца скорость значительно уменьшается и может иметь обратное направление, затем кривые тангенциальной скорости при приближении к нижнему стоку принимают естественный вид и в осевой части значительно возрастают, воспринимая дополнительное воздействие вихревой воронки стока.

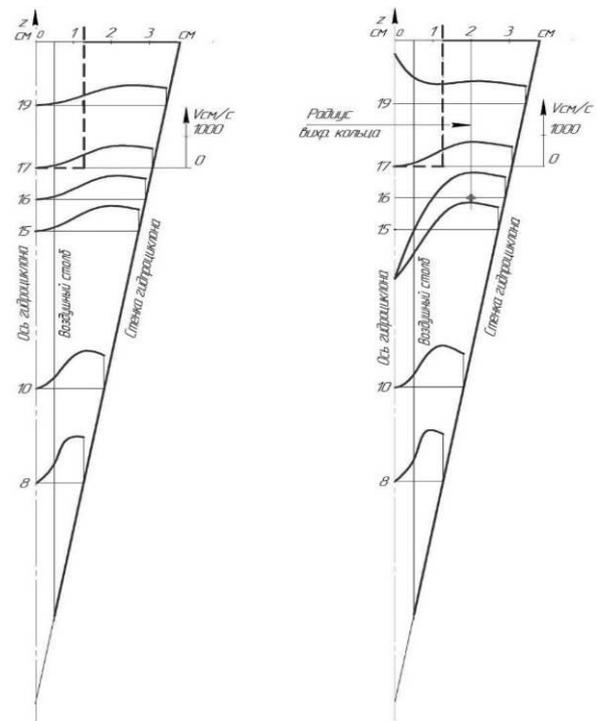
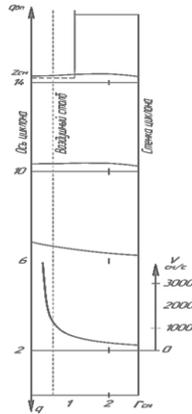


Рис. 2. Распределение тангенциальных скоростей в коническом гидроциклоне при отсутствии и наличии вихревого кольца

Цилиндрический гидроциклон с осевой разгрузкой характер тем, что у него радиальные скорости у стенки равны нулю [12]. С уменьшением радиуса вращения они увеличиваются, достигая максимального значения, примерно, около нулевого значения осевой скорости, плавно уменьшаясь до нуля на оси гидроциклона или на границе воздушного столба. Это сказывается на распределении тангенциальной скорости внутри аппарата (рис. 3, 4).

Всплеск скорости наблюдается только у нижнего разгрузочного отверстия, где сказывается воздействие вихревой воронки стока.

В прямоточном цилиндрическом гидроциклоне, описанном в работах [10, 13], имеются три разгрузочных отверстия. Расчетные



$$V = \frac{V_0 r_c}{r} \left( 1 - e^{-\frac{abs(U)}{v}} \right). \quad (13)$$

Из графиков видно, что тангенциальная скорость около разгрузочных отверстий будет практически одинаковой, если расходы между ними будут равными. Таковым является четвертый вариант. Представленные графики хорошо согласуются с экспериментальными [10].

Рис. 3. Характер изменения тангенциальной скорости потока в цилиндрическом гидроциклоне ( $D = 5,5$  см;  $H = 15,5$  см;  $r_n = 1,2$  см;  $r_0 = 0,5$  см;  $z_n = 14,2$  см;  $q_{вн} = 3667$  см<sup>3</sup>/с;  $q = 1667$  см<sup>3</sup>/с;  $V_0 = 500$  см/с)

### 3. Выводы

Для рассмотренных вариантов гидроциклонов предложенные формулы для определения тангенциальной скорости повторяют реальный характер её изменения.

радиальные скорости в нём около разгрузочных отверстий имеют разное направление, что приводит к изменению направления тангенциальной скорости, точнее, появлению обратного вихря, поэтому для наглядности на графике в формуле (12) должно использоваться абсолютное значение скорости, т.е.

Появление в гидроциклоне вихревого циркуляционного кольца резко влияет на изменение тангенциальной скорости и способствует возникновению обратного вихря. Эти факторы могут положительно или отрицательно влиять на эффективность работы гидроциклона. Обнаруженные факторы требуют дополнительного экспериментального исследования.

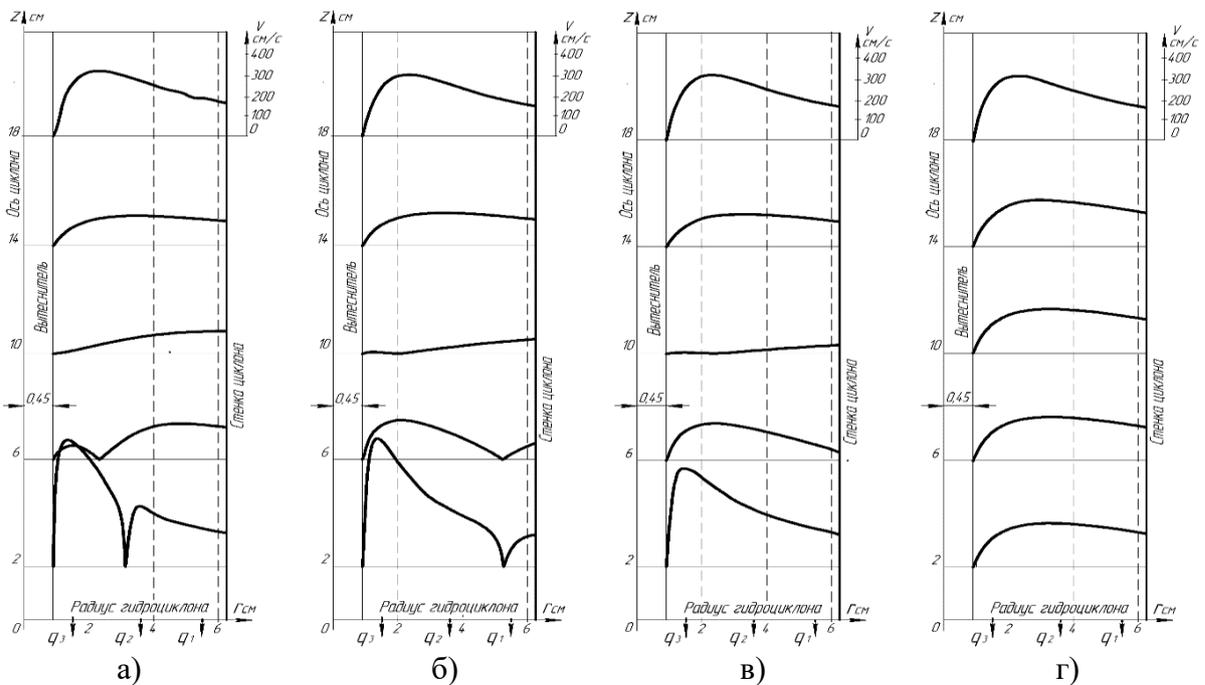


Рис. 4. Распределение тангенциальных скоростей в прямоточном цилиндрическом гидроциклоне: 1 –  $q_1 = 128$  см<sup>3</sup>/с;  $q_2 = 133$  см<sup>3</sup>/с;  $q_3 = 850$  см<sup>3</sup>/с; 2 –  $q_1 = 128$  см<sup>3</sup>/с;  $q_2 = 850$  см<sup>3</sup>/с;  $q_3 = 133$  см<sup>3</sup>/с; 3 –  $q_1 = 850$  см<sup>3</sup>/с;  $q_2 = 133$  см<sup>3</sup>/с;  $q_3 = 128$  см<sup>3</sup>/с; 4 –  $q_1 = q_2 = q_3$

## Список литературы

1. Kelsall D.F. Study of the Motion Solid Particles in a Mineral Dressing // *The Institution of Mining and Metallurgy*. 1953. P. 209-227.
2. Применение гидроциклонов при обогащении углей // Сб. переводов статей / Под ред. В.Г. Черненко. М.: Госгортехиздат, 1960. 162 с.
3. Жангарин А.И. К вопросу гидравлического расчёта гидроциклона // *Вестник АН КазССР*, 1960. №10 (211). С.55-64.
4. Мустафаев А.М., Гутман Б.М. Теория и расчёт гидроциклона. Баку: Маариф, 1969. 172 с.
5. Классен В.И., Литовко В.И. Некоторые вопросы разделения минеральных зёрен в водной среде // *Научное сообщение АН ИГД*. 1960. Вып. IV. С. 38-45.
6. Акопов М.Г. Основы обогащения углей в гидроциклонах. М.: Недра, 1967. 179 с.
7. Валеев С.И., Булкин В.А. Гидродинамика цилиндрического гидроциклона с удлиненным верхним сливным патрубком // *Вестник технологического университета*. 2015. Е.18. С. 231-232.
8. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1978. 736 с.
9. Rott N. On the Viscous Core of a Line Vortex // *Math. und Phys.* 1958. 9b. №5-6. S. 53-55.
10. Терновский И.Г. Гидроциклонирование. М.: Наука, 1994. 352 с.
11. Капустин Р.П. Конический и цилиндрический гидроциклоны. Анализ кинематики потока // *Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук*. 2018. №6. С. 20-27.
12. Капустин Р.П. Радиальные и осевые скорости жидкости в цилиндрическом гидроциклоне // *Обогащение руд*. 2013. №1. С. 23-26.
13. Капустин Р.П. Анализ кинематики потока в прямооточном цилиндрическом гидроциклоне // *Всероссийский научный вестник*. 2016. №6. С. 61-65.

## References

1. Kelsall D.F. Study of the Motion Solid Particles in a Mineral Dressing. *The Institution of Mining and Metallurgy*, 1953, pp. 209-227.
2. *Primenenie gidrotsiklonov pri obogashchenii ugley*. Moscow, Gosgortekhizdat, 1960. 162 p. (In Russian).
3. Zhangarin A.I. K voprosu gidravlicheskogo rascheta gidrotsiklona. *Vestnik AN KazSSR*, 1960, №10 (211), pp. 55-64. (In Russian).
4. Mustafaev A.M., Gutman B.M. *Teoriya i raschet gidrotsiklona*. Baku, Maarif, 1969. 172 p. (In Russian).
5. Klassen V.I., Litovko V.I. Nekotorye voprosy razdeleniya mineralnykh zeren v vodnoy srede. *Nauchnoe soobshchenie AN IGD*, 1960, Vol. IV, pp. 38-45. (In Russian).
6. Akopov M.G. *Osnovy obogashcheniya ugley v gidrotsiklonakh*. Moscow, Nedra, 1967. 179 p. (In Russian).
7. Valeev C.I., Bulkin V.A. *Gidrodinamika tsilindricheskogo gidrotsiklona s udlinennym verkhnim slivnym patrubkom*. *Vestnik tekhnologicheskogo universiteta*, 2015, Vol.18, pp. 231-232. (In Russian)
8. Loytsynskiy L.G. *Mekhanika zhidkosti i gaza*. Moscow, Nauka, 1994. 736 p. (In Russian).
9. Rott N. On the Viscous Core of a Line Vortex. *Math. und Phys.*, 1958, No.5-6, pp. 53-55.
10. Ternovskiy I.G. *Gidrotsiklonirovaniye*. Moscow, Nauka, 1994. 352 p. (In Russian).
11. Kapustin R.P. *Konicheskiy i tsilidrokonicheskiy gidrotsiklony. Analiz kinematiki potoka. Aktualnye problemy gumanitarnykh i estestvennykh nauk*, 2018, No.6, pp. 20-27. (In Russian)
12. Kapustin R.P. *Radialnye i osevyey skorosti v tsilindricheskom gidrotsiklone. Obogaschenie rud*, 2013, No.1, pp. 23-26. (In Russian).
13. Kapustin R.P. *Analiz kinematiki potoka v pryamotochnom tsilindricheskom gidrotsiklone. Vserossiyskiy nauchnyi vestnik*, 2016, No.6, pp. 61-65. (In Russian).

УДК (UDC) 629.4

РАЗРАБОТКА СИЛОИЗМЕРИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА  
ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ АВТОСЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ ТИПА СА-3A FORCE MEASURING DEVICE DEVELOPMENT  
FOR TESTING AUTO-COUPLING DEVICES OF THE SA-3 TYPEШалупина П.И.  
Shalupina P.I.Уральский государственный университет путей сообщения (Екатеринбург, Россия)  
Ural State University of Railway Transport

**Аннотация.** В статье представлены результаты разработки силоизмерительного устройства для испытания автосцепных устройств и поглощающих аппаратов подвижного состава железных дорог. Техническая идея устройства заключается в физическом измерении напряжений, действующих в характерных сечениях хвостовика автосцепного устройства, с последующим определением действующего усилия с помощью разработанной математической модели. Был построен тарировочный график силоизмерительного устройства. Оценено влияние дополнительных изгибающих моментов на точность измерения.

**Ключевые слова:** автосцепка, СА-3, поглощающий аппарат, силоизмерительное устройство

**Дата принятия к публикации:** 11.03.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Сведения об авторе:**

**Шалупина Павел Игоревич** – аспирант ФГБОУ ВО «Уральский государственный университет путей сообщения», e-mail: p.shalupina@gmail.com.

**Abstract.** The article presents the results of the development of a force-measuring device for testing auto-coupling devices and absorbing devices of railway vehicles. The technical idea of the device is to physically measure the stresses acting in the characteristic cross sections of the tail of an auto-coupling device, followed by determining the actual force using the developed mathematical model. A calibration schedule of the force measuring device was constructed. The influence of additional bending moments on the measurement accuracy is estimated.

**Keywords:** automatic coupling, SA-3, absorbing device, force measuring device

**Date of acceptance for publication:** 11.03.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**Author's information:**

**Pavel I. Shalupina** – post-graduate student at Ural State University of Railway Transport, e-mail: p.shalupina@gmail.com.

**1. Введение**

Несмотря на активное внедрение систем автоматизированного проектирования, натурные эксперименты используются для проверки адекватности моделирования, исследования рабочих процессов нелинейных систем [1].

Устанавливаемые на подвижном составе амортизаторы удара (поглощающие аппараты) предназначены для снижения продольных усилий в поезде [2].

С целью определения оптимальных значений параметров поглощающих аппаратов проводят различные эксперименты [1-3].

В данной работе приведены результаты создания силоизмерительного устройства для испытания автосцепных устройств СА-3 и их поглощающих аппаратов. Техническая идея

устройства заключается в физическом измерении напряжений  $\sigma$ , действующих в характерных сечениях хвостовика, с последующим определением действующего усилия  $P$  с помощью математической модели (рис. 1).

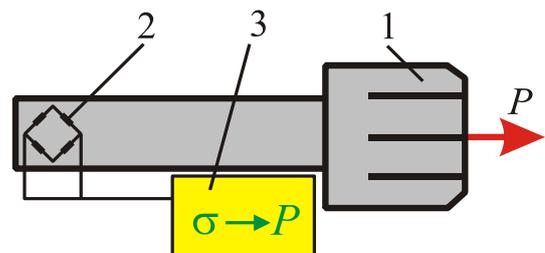


Рис. 1. Силовое измерительное устройство: 1 – автосцепное устройство; 2 – система тензодатчиков; 3 – измерительная система

Таким образом, для реализации силоизмерительного устройства, выполнены тарировочные расчеты автосцепки.

## 2. Создание геометрической модели автосцепного устройства

Для выполнения расчетов напряженно-деформированного состояния автосцепного устройства СА-3 построена трехмерная геометрическая модель (рис. 2). Построение модели объекта исследования выполнялось с использованием операций выдавливания, вырезания, создания геометрии по сечениям.

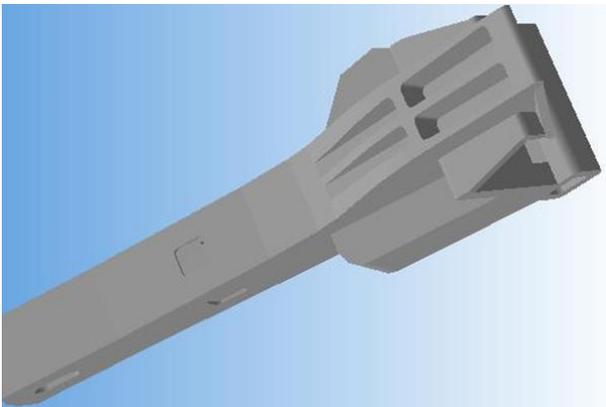


Рис. 2. Трехмерная геометрическая модель автосцепного устройства СА-3

Для импорта геометрии в программный комплекс конечноэлементных расчетов использован формат Parasolid. Это позволило избежать ошибок при импорте. Импортированная геометрическая модель автосцепного устройства показана на рис. 3.

## 3. Моделирование напряженно-деформированного состояния автосцепного устройства

Для тарировки силоизмерительного устройства выполнено моделирование напряженно-деформированного состояния автосцепного устройства в программном комплексе NX Nastran. Расчетная модель показана на рис. 4.

Внешние нагрузки задавались по основным поверхностям фронтальной части головы автосцепки. Закрепление выполнено по отверстию хвостовика автосцепного устройства.

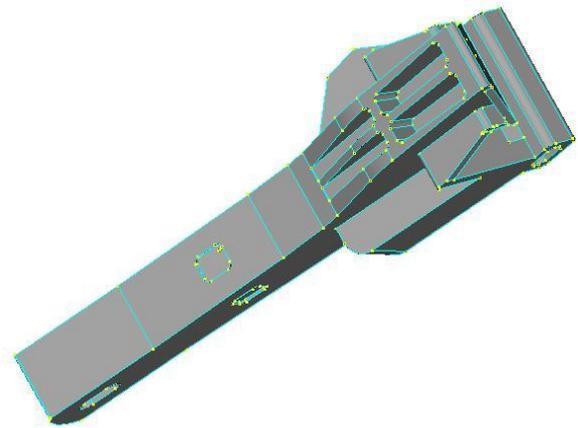


Рис. 3. Трехмерная модель автосцепного устройства, импортированная в комплекс конечноэлементных расчетов

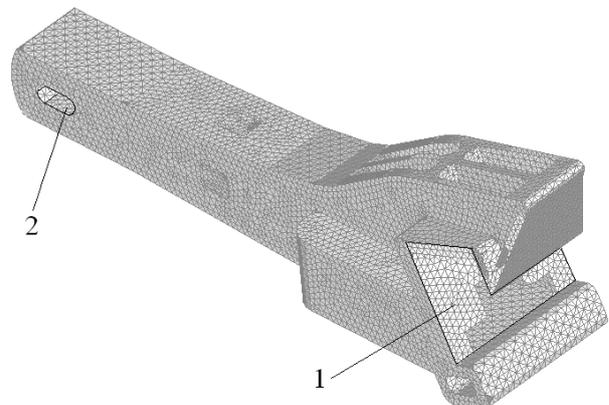


Рис. 4. Расчетная конечноэлементная модель:  
1 – зона приложения внешней нагрузки;  
2 – область закрепления

Результаты расчета напряженно-деформированного состояния автосцепного устройства СА-3 показаны на рис. 5.

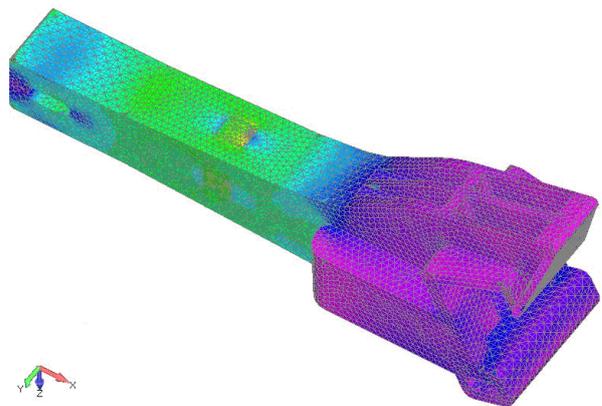


Рис. 5. Результаты расчета напряженно-деформированного состояния

Анализ рис. 5 показывает, что напряжения по сечению в хвостовике автосцепного устройства при продольном воздействии распределены равномерно. Это позволяет гарантировать точность измерения усилий при натуральных экспериментах.

С использованием данной конечноэлементной модели построен тарировочный график, связывающий выходное напряжение с тензодатчиков, расположенных на хвостовике автосцепного устройства, и действующие продольные усилия (рис. 6). При расчетах задавалась внешняя нагрузка в диапазоне от 65 до 650 кН.

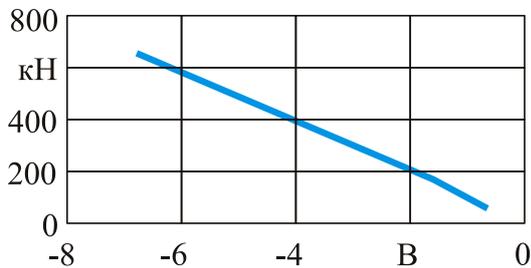


Рис. 6. Тарировочный график силоизмерительного устройства

Таким образом, по результатам измерения напряжения можно определить действующее усилие  $P$ .

Результаты расчетов показали, что с увеличением дополнительного изгибающего момента его влияние на выходное напряжение уменьшается, хотя сначала даёт значительное повышение выходной величины.

#### 4. Физическая реализация силоизмерительного устройства

Установка тензодатчиков на хвосте автосцепного устройства показана на рис. 7.

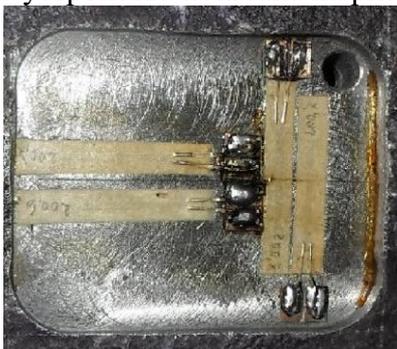


Рис. 7. Участок установки тензорезисторов

Поскольку относительное удлинение тензорезисторов зависит от температуры, для компенсации температурной составляющей используют два тензочувствительных элемента, расположенных на общей подложке перпендикулярно друг другу.

Схема установки тензодатчиков силоизмерительного устройства показана на рис. 8.

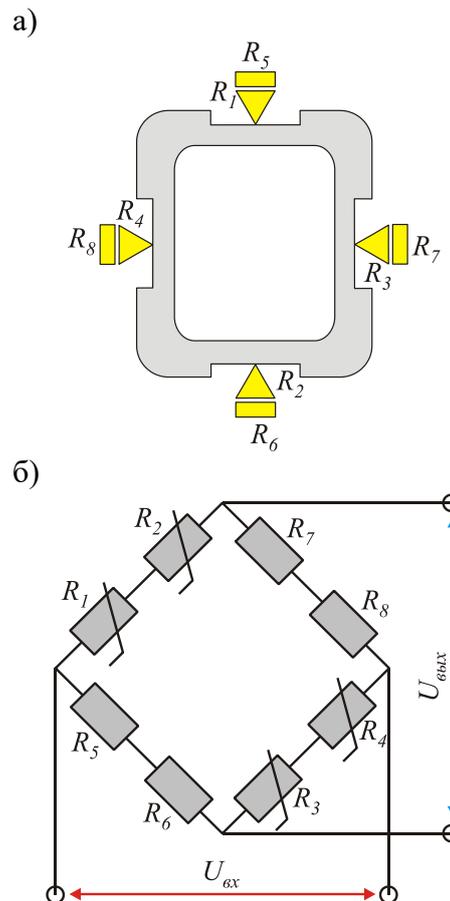


Рис. 8. Схема установки тензодатчиков: а – зоны размещения тензодатчиков на хвостовике автосцепного устройства; б – электрическая схема подключения тензодатчиков

Для используемой схемы подключения тензодатчиков соотношение входных  $U_{вх}$  и выходных  $U_{вых}$  напряжений определяются следующим образом:

$$\frac{U_{вых}}{U_{вх}} = \frac{1}{4} S \sum \varepsilon_i,$$

где  $S$  – напряжение диагонали моста;  $\varepsilon_i$  – тарировочные функции, зависящие от деформации тензорезисторов и их расположения в схеме.

## 5. Заключение

В результате работы разработано силоизмерительное устройство, предназначенное для регистрации параметров динамических испытаний автосцепных устройств СА-3 и их поглощающих аппаратов. Выполнены

расчетно-экспериментальные исследования, позволившие построить тарифовочную характеристику силоизмерительного устройства. В последующих работах будут приведены результаты экспериментальных исследований с использованием разработанного силоизмерительного устройства.

### Список литературы

1. Назаренко В.Г., Дидык Е.Г., Жовтянский В.А., Ашуева Н.Н. Современные подходы к проблеме прочности и износостойкости: Обзор // Экотехнология и ресурсосбережение. 2005. №3. С. 60-74.
2. ОСТ 32.175-2001. Аппараты поглощающие автосцепного устройства грузовых вагонов и локомотивов. Общие технические требования. 12 с.
3. Болдырев А.П., Кеглин Б.Г., Иванов А.В. Разработка и исследование фрикционно-полимерного поглощающего аппарата ПМКП-110 класса Т1 // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2005. №4. С. 40-44.

### References

1. Nazarenko V.G., Didyk E.G., Jovtyanskiy V.A., Asueva N.N. Modern approaches to the problem of strength and wear resistance: Overview. *Ekotekhnologiya i resursosberezhenie*, 2005, No.3, pp. 60-74. (In Russian)
2. OST 32.175-2001. Devices that absorb the auto-coupling devices of freight cars and locomotives. General technical requirements. 12 p. (In Russian)
3. Boldyrev A.P., Keglin B.G., Ivanov A.V. Development and research of a friction-polymer absorbing device PMKP-110 class T1. *Vestnik Vserossiyskogo nauchno-issledovatel'skogo instituta zheleznodorozhnogo transporta*, 2005, No.4, pp. 40-44. (In Russian)

Сетевое издание  
**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК**  
Брянского государственного университета  
**ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ**

**Учредитель и издатель:**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации  
выдано Федеральной службой по надзору  
в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций  
Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

**Главный редактор сетевого издания:**

доктор технических наук, профессор  
А.В. Лагереv

**Адрес учредителя:**

ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет  
имени академика И.Г. Петровского»  
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

**Адрес редакции и издателя:**

РИСО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет  
имени академика И.Г. Петровского»  
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет  
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.06.2020 г.