



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2020(3)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 3
2020**

Технические науки

**Nauchno-tekhnicheskiy
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta**

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

**№ 3
2020**

Engineering Science

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 3 (2020). Брянск:
РИСО БГУ, 2020. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>
Размещено на официальном сайте журнала: 25.09.2020

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

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

N.G. Yarushkina - Doctor of Technical Sciences, first Vice rector at Ulyanovsk State Technical University (Ulyanovsk, Russia).

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

16+

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

© Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2020

© 2020 Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



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

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ



Машиностроение и машиноведение

Транспортное, горное и строительное машиностроение

Статьи, опубликованные в этом разделе, соответствуют требованиям Перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора наук, на соискание ученой степени кандидата наук по специальностям научных работников 05.02.02; 05.02.11; 05.05.03; 05.05.04
(Распоряжение Минобрнауки России от 12 февраля 2019 г. № 21-р)

Гончаров К.А. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-355-364

Нагруженность грузонесущей и тяговых лент многоприводного ленточного конвейера при наличии случайных отклонений скольжения электродвигателей приводов 355

Гончаров К.А., Гришин А.В. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-365-376

Математическая модель работы отвальных ленточных конвейеров мобильных строительных и дорожных машин при следящем управлении натяжением лент 365

Корытов М.С., Щербаков В.С., Почекуева И.Е. (Омск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-377-387

Использование тарельчатых пружин для создания виброзащитного механизма с участком квазиулевого жесткости 377

Лагерева А.В., Таричко В.И., Лагерева И.А. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-388-403

Компоновка технологического оборудования на базовом шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса 388

Новиков В.И., Пушкарёв А.Е., Манвелова Н.Е. (Санкт-Петербург, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-404-410

Моделирование теплового баланса в процессе эксплуатации элементов гидросъемника бурового става для струйной цементации грунтов 404

Овсянников В.Е., Васильев В.И., Фролов В.А. (Курган, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-411-417

Перспективы применения диффузионного легирования для деталей рабочих органов строительно-дорожных машин 411

Пицхелаури Ш.Н. (Владикавказ, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-418-425

Результаты математического и имитационного моделирования устойчивости трицикла против опрокидывания на косогоре 418

Потахов Д.А. (Санкт-Петербург, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-426-433

Динамика работы грузоподъемного железнодорожного крана в условиях нарушения опорного контура 426

Сладкова Л.А., Горелова М.В., Ногин Р.О. (Москва, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-434-441

Теоретическое обоснование и моделирование устройства подъема крана 434

Сладкова Л.А., Крылов В.В., Неклюдов А.Н. (Москва, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-442-450

Оценка взаимного влияния факторов на аварийность кранов 442

Безопасность деятельности человека

Панфилов А.В., Колганов В.П., Бахтеев О.А., Апрышкин Д.С., Чаузов В.В.

(Ростов-на-Дону, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-451-460

Снижение риска возникновения и тяжести последствий несчастных случаев
при авариях лифтов 451

НАУКИ О ЗЕМЛЕ

Зарубин О.А., Москалева С.А., Ларина А.В. (Саранск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-461-470

Анализ территориальной дифференциации агропотенциала муниципальных
районов Республики Мордовия 461

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE

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

The articles published in this section comply with the requirements of the List of peer-reviewed scientific publications, in which the main scientific results of dissertations for the degree of Doctor of Science, for the degree of Candidate of Science in the specialties of scientific workers 05.02.02; 05.02.11; 05.05.03; 05.05.04

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

Goncharov K.A. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-355-364

Carrying and tractive belts loading of a multi-drive conveyor in case of accidental sliding deviations of electric motor drives..... 355

Goncharov K.A., Grishin A.V. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-365-376

Mathematical model of operation of stacker belt conveyors of mobile road-building machines with tracing control of belt tension 365

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-377-387

Use of belleville springs in the vibration protective mechanism with a part of quasi-zero-stiffness 377

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-388-403

Placement of technological equipment on the basic chassis of the mobile transportation and reloading rope complex 388

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-404-410

The modeling of the heat balance by operation of the jet-grouting hydraulic puller 404

Ovsyannikov V.E., Vasiliev V.I., Frolov V.A. (Kurgan, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-411-417

Prospects for application of diffusion alloying for working bodies of construction and road machines 411

Pitskhelauri S.N. (Vladikavkaz, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-418-425

Results of mathematical and simulation modeling of tricycle stability against overturning on a slope 418

Potakhov D.A. (Saint-Petersburg, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-426-433

Dynamics of operation of a load-railing crane in conditions of violation of the support circuit 426

Sladkova L.A., Gorelova M.V., Nogin R.O. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-434-441

Theoretical justification and modeling of crane lifting device 434

Sladkova L.A., Krylov V.V., Neklyudov A.N. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-442-450

Assessment of mutual influence of factors on crane emergency 442-

Safety of Human Activities

Panfilov A.V., Kolganov V.P., Bahteev O.A., Apryshkin D.S., Chauzov V.V.

(Rostov-on-Don, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-451-460

Reducing the risk of and the severity of the consequences of accidents during elevator accidents 451

EARTH SCIENCE

Zarubin O.A., Moskaleva S.A., Larina A.V. (Saransk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-461-470

Analysis of territorial differentiation of agricultural potential of municipal districts of the Republic of Mordovia 461

УДК (UDC) 621.86

НАГРУЖЕННОСТЬ ГРУЗОНЕСУЩЕЙ И ТЯГОВЫХ ЛЕНТ МНОГОПРИВОДНОГО
ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА ПРИ НАЛИЧИИ СЛУЧАЙНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ
СКОЛЬЖЕНИЯ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ПРИВОДОВCARRYING AND TRACTIVE BELTS LOADING OF A MULTI-DRIVE CONVEYOR IN
CASE OF ACCIDENTAL SLIDING DEVIATIONS OF ELECTRIC MOTOR DRIVESГончаров К.А.
Goncharov K.A.Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Приведены результаты теоретических исследований параметров нагруженности грузонесущей и тяговых лент многоприводного ленточного конвейера при наличии случайных отклонений скольжения электродвигателей приводов. Показано непосредственное влияние случайного сочетания отклонений скольжения приводов на величину ресурса грузонесущей ленты. Приведено обоснование необходимости учета реальных параметров циклов нагружения лент при расчете их ресурса в процессе проектирования многоприводных ленточных конвейеров в рамках каждого сочетания отклонений скольжения. Показана несостоятельность подхода, регламентирующего определение коэффициента асимметрии циклов нагружения как величины, обратной тяговому фактору приводов.

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

Дата принятия к публикации: 18.04.2020
Дата публикации: 25.09.2020

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.
ORCID: 0000-0002-5895-1162

Abstract. The paper contains the results of theoretical studies of loading parameters of carrying and tractive belts of a multidrive belt conveyor in case of accidental sliding deviations of electric motor drives. The direct effect of a random combination of sliding deviations on the working life value of the carrying belt is shown. The justification for taking into account the actual parameters of belt loading cycles when calculating their working life during the process of designing multidrive belt conveyor within each combination of sliding deviations is given. The paper demonstrates inconsistency of the approach regulating the determination of the skewness ratio of loading cycles as a value inverse to the drives traction factor.

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: 25.09.2020

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.
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

Результаты теоретических исследований, представленные в работах [1 - 4], а также ре-

зультаты ряда экспериментальных исследований [5, 6] свидетельствуют о наличии возможностей управления тяговыми усилиями промежуточных ленточных и барабанных

приводов изменением натяжения тяговых и грузонесущей лент без внесения глубоких доработок в существующие системы управления электродвигателями. При этом данные, полученные в результате моделирования [7, 8], позволяют говорить о специфической природе нагруженности конвейерных лент при работе в холостом и загруженном режимах. Указанная специфическая природа отражается не только в вариативности максимальных нагрузок, действующих на ленты, но и в необходимости управления минимальными натяжениями тяговой и грузонесущей лент для обеспечения работоспособности приводов в зависимости от величин грузопотока.

Основные понятия нагруженности элементов подъемно-транспортной техники описаны в работе [9]. Применительно к проектированию металлоконструкций и основных элементов механизмов подъемно-транспортных машин одним из ключевых расчетов является расчет на усталостное разрушение [9, 10]. Отличительной особенностью адаптации базовых идей данного расчета к анализу долговечности конвейерных лент является специфика перемены напряжений при работе лент. При расчете по классическим методикам [11, 12] с использованием нерегулируемых в автоматизированном режиме натяжных устройств минимальные натяжения лент вне зависимости от величины грузопотока будут установлены однократной настройкой этих натяжных устройств, параметры которой определяются в зависимости от величины провисания ленты при движении конвейера с грузом или тяговой способностью приводов. При этом в условиях переменности грузопотока и возможности движения конвейера в близких к холостому режимам (значительное снижение грузопотока) поддержка постоянного высокого натяжения лент может привести к уменьшению их ресурса и не носит обязательный характер.

В [11] цикличность нагружения конвейерной ленты предложено характеризовать перепадом продольных усилий в ленте за каждый её оборот на трассе конвейера. Коэффициент асимметрии цикла ρ принимается постоянным и привязывается к величине отношения

натяжений набегающей $S_{нб}$ и сбегающей $S_{сб}$ ветвей лент на приводном барабане. В первом приближении, согласно [11], принимается:

$$\frac{1}{\rho} = \xi_{\sigma} e^{\mu \alpha \Sigma}, \quad (1)$$

где $e^{\mu \alpha \Sigma}$ – суммарный тяговый фактор привода конвейера; ξ_{σ} – коэффициент, учитывающий дополнительную нагрузку.

Данную зависимость можно признать справедливой по отношению к конвейерам, системы приводов которых включают один барабанный привод, при этом конвейер ориентирован на работу с постоянной производительностью, а величина его тягового усилия приближается к значению, установленному тяговым фактором.

В случае многоприводных конвейеров при определении параметров циклов перемены напряжений необходимо дополнительно учитывать ряд факторов:

- в системах приводов как барабанных, так и с промежуточными ленточными приводами, каждый привод может иметь собственную величину тягового фактора;
- даже в случае применения в системе нескольких одинаковых приводов грузонесущая лента за один оборот на трассе конвейера испытает количество циклов перемены напряжений, кратное количеству приводов в системе; в случае грамотной расстановки приводов по трассе коэффициент асимметрии таких циклов может быть постоянным; однако, в общем случае каждому обороту ленты при соответствующей производительности будет соответствовать комбинация циклически повторяющихся коэффициентов асимметрии;
- величины минимальных и максимальных натяжений грузонесущей и тяговой лент могут изменяться в зависимости от отклонений механических характеристик электродвигателей приводов конвейеров, что показано в [2, 7].

Последний из указанных факторов требует более глубокой проработки вопросов нагруженности лент многоприводных ленточных конвейеров, в том числе вопросов управления их натяжениями, как дополнительной возможности воздействия на пара-

метры асимметрии циклов перемены напряжений, действующих в лентах.

2. Постановка цели

Целью данной статьи является исследование параметров нагруженности грузонесущей и тяговых лент многоприводных ленточных конвейеров при наличии случайных отклонений скольжения электродвигателей приводов.

3. Теоретические исследования

Для исследования параметров нагруженности грузонесущей и тяговых лент много-

приводного ленточного конвейера воспользуемся математической моделью, предложенной в [2, 7, 13]. При работе исследуемого конвейера с учетом различных сочетаний отклонений скольжения электродвигателей величины натяжений лент (как максимальные, так и минимальные с позиции работоспособности) варьируются в значительной степени. В табл. 1 и на рис. 1 – 4 представлены данные моделирования, проведенного в [2, 7], описывающие изменения натяжений тяговых и грузонесущей лент в зависимости от величины грузопотока и сочетания отклонений скольжения электродвигателей.

Таблица 1

Сводная таблица натяжений лент

№	Значение параметра									
	Холостой режим движения					Загруженный режим движения				
	$S_{max}, Н$	$S_{cm}, Н$	$S_{1cm}, Н$	$S_{2cm}, Н$	$S_{3cm}, Н$	$S_{max}, Н$	$S_{cm}, Н$	$S_{1cm}, Н$	$S_{2cm}, Н$	$S_{3cm}, Н$
1	5601	2880	3120	3120	3120	20358	12630	13084	13084	13084
2	7494	2880	3550	3550	3120	24289	11524	13084	13084	13084
3	5899	2880	3550	3120	3550	20915	12630	13084	13084	13084
4	6075	3400	3120	3590	3590	25662	17630	13084	13084	13084
5	5569	2880	3120	3120	3120	24502	16500	13084	13084	13084
6	9110	2880	5500	3120	3120	28647	11524	14497	13084	13084
7	7813	4100	3120	3120	5615	29072	19000	13084	13084	15231
8	7841	5100	3120	4400	4400	30309	22000	13084	13084	13084
9	7101	2880	3120	5500	3120	26172	14000	13084	14740	13084
10	5455	2880	4230	3120	4230	23836	16000	13084	13084	13084
11	7357	2880	4230	4230	3120	28822	16000	13084	13084	13084
12	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
13	8325	4380	3120	7470	3120	—	—	—	—	—
14	8551	2880	7280	3120	3120	—	—	—	—	—
15	12372	4350	3120	3120	3120	32297	11524	13084	13084	13084
16	5849	2880	3120	3120	3120	19412	11524	13084	13084	13084

В табл. 1 используются следующие обозначения: S_{max} – максимальное натяжение грузонесущей ленты; S_{cm} – стабильное натяжение грузонесущей ленты; S_{1cm} – стабильное натяжение тяговой ленты привода П1; S_{2cm} – стабильное натяжение тяговой ленты привода П2; S_{3cm} – стабильное натяжение тяговой ленты привода П3.

Под стабильным натяжением будем понимать величину минимально необходимого натяжения ленты в точке сбегания с приводного барабана, при котором минимальное

натяжение в контуре конвейера или промежуточного привода не будет меньше предельно допустимого по провисанию при обеспечении тяговой способности приводных барабанов.

Наибольший диапазон изменения стабильного натяжения грузонесущей ленты при переходе от холостого режима к полностью загруженному наблюдается для 8-го сочетания отклонений скольжения электродвигателей (от 5100 Н до 22000 Н при максимальном натяжении ленты 30309 Н).

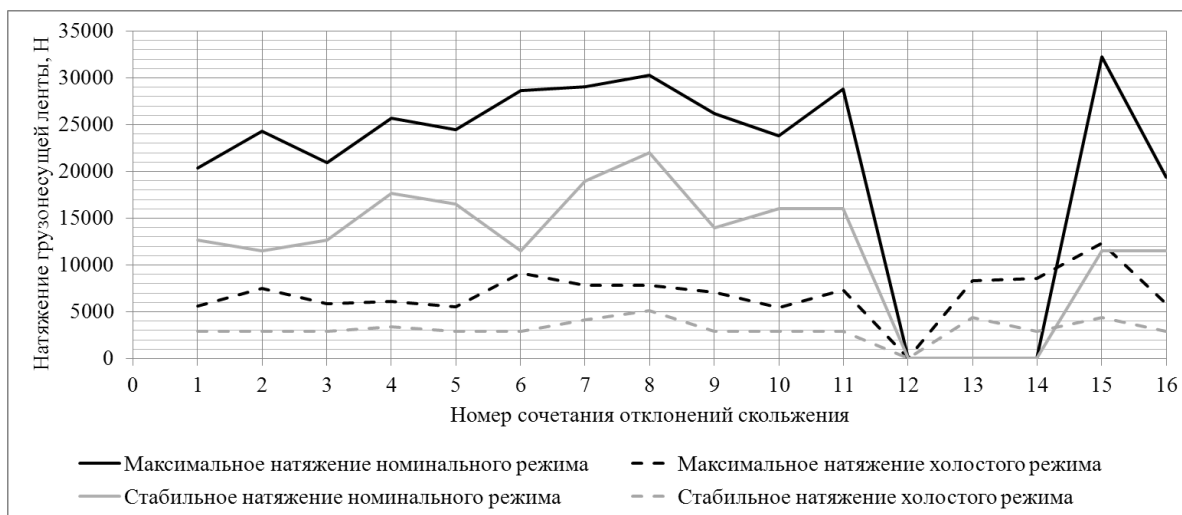


Рис. 1. Натяжения грузонесущей ленты



Рис. 2. Натяжения тяговой ленты привода П1

Обеспечение натяжения 22000 Н объясняется необходимостью устранения провисания грузонесущей ленты. Наименьший диапазон стабильного натяжения грузонесущей ленты при переходе от холостого режима к полностью загруженному наблюдается для 15-го сочетания отклонений скольжения электродвигателей (от 4350 Н до 11524 Н при максимальном натяжении ленты 32297 Н). При этом в 15-м сочетании наблюдается специфическая картина: максимальное натяжение грузонесущей ленты при работе в хо-

лостом режиме соразмерно её стабильному натяжению при работе в полностью загруженном режиме.

Необходимое стабильное натяжение тяговых лент промежуточных ленточных приводов, в среднем, изменяется в пределах 10000 Н при постепенной загрузке конвейера. Каждому из промежуточных приводов соответствует какое-либо одно сочетание отклонений скольжения, при котором данный привод из-за отклонения механической характеристики воспринимает наибольшую нагрузку.



Рис. 3. Натяжения тяговой ленты привода П2

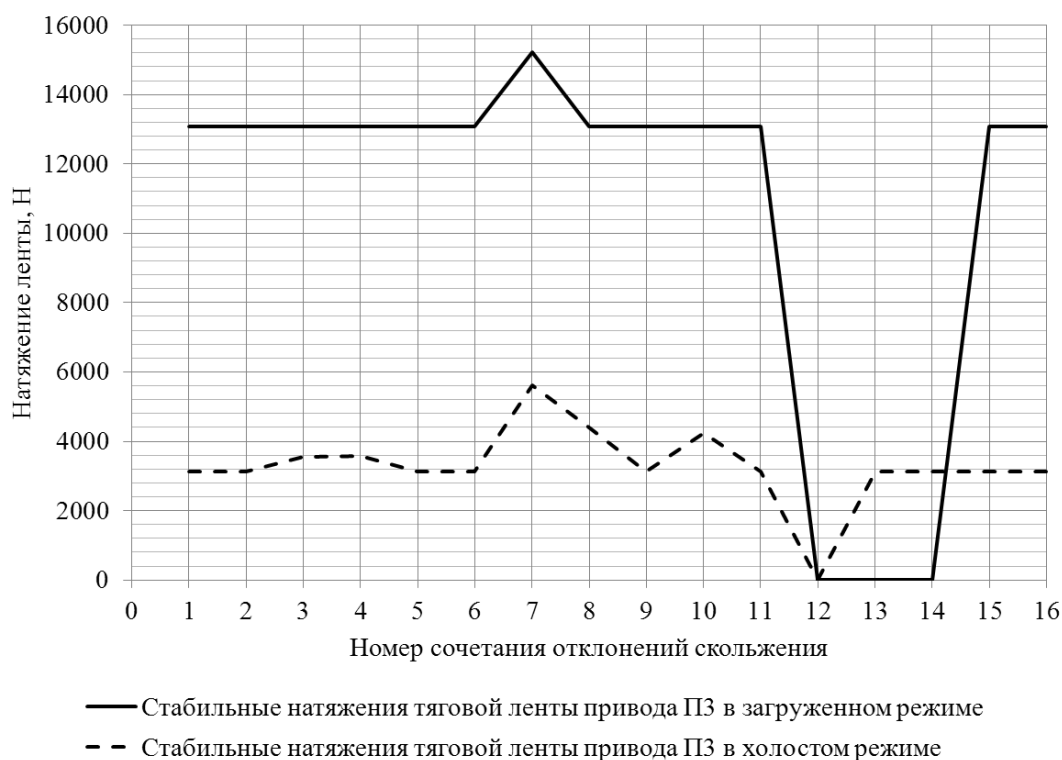


Рис. 4. Натяжения тяговой ленты привода П3

4. Результаты и их анализ

При анализе работы грузонесущей ленты в различных сочетаниях отклонений скольжения электродвигателей приводов можно

сделать однозначный вывод о нестабильности величины коэффициента асимметрии цикла перемены напряжений (рис. 5), что фактически можно интерпретировать как прямую зависимость ресурса грузонесущей

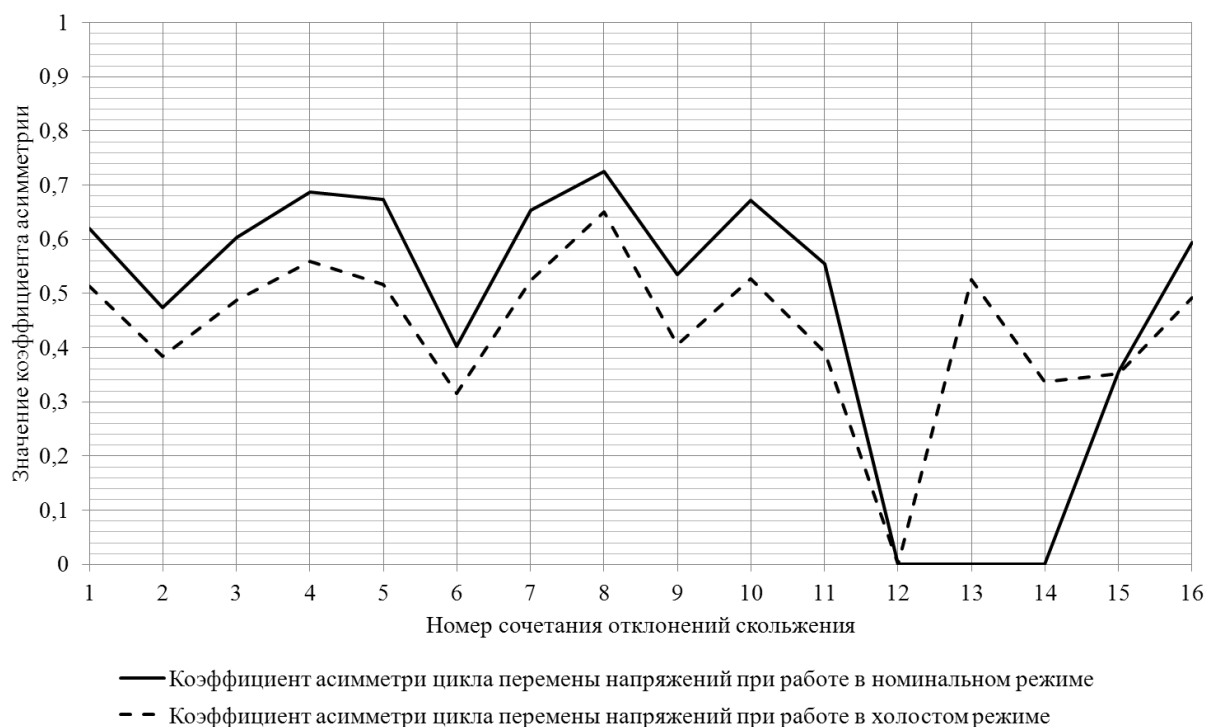


Рис. 5. Изменение коэффициента асимметрии цикла перемены напряжений в грузонесущей ленте при работе конвейера

ленты от вида механических характеристик приводов.

В работе [11] описан подход к определению наработки на отказ стыкового соединения конвейерной ленты, базирующийся на усталостном характере разрушения соединительного слоя стыка, описываемом с помощью кривой усталости (кривой Веллера). С учетом общего вида уравнения кривой, а также при использовании линейной интерполяции предельной диаграммы выносливости (схема Гудмана) [11], зависимость для определения числа циклов до разрушения стыкового соединения при заданной переменной нагрузке можно записать в виде [11]:

$$n = \frac{(\tau_{-1})^m N_0 \left[\tau_{\text{ср}} - \tau_{\text{max}} \left(\frac{1+\rho}{2} \right) \right]^m}{(\tau_{\text{max}})^m \left(\frac{1-\rho}{2} \right)^m (\tau_{\text{ср}})^m}, \quad (2)$$

где τ_{-1} – предел усталости по касательным напряжениям; τ_{max} – максимальное напряже-

ние цикла; $\tau_{\text{ср}}$ – предельное значение предела усталости τ_{-1} при его приведении к значению, соответствующему коэффициенту асимметрии цикла $\rho = 1$; N_0 – базовое число циклов при испытании образцов; n – число циклов до разрушения стыкового соединения при заданной переменной нагрузке; m – показатель кривой усталости.

В рамках оценки влияния отклонения механических характеристик приводов ленточных конвейеров на величину ресурса грузонесущей ленты зависимость (2) можно использовать в сравнительной постановке, при которой значение ресурса для какого-либо сочетания будет являться относительной величиной, привязанной к ресурсу n_0 сочетания отклонения скольжения, принятого в качестве нулевого.

Таким образом, с учетом зависимости (2) для ресурса n_i i -го сочетания отклонения можно записать

$$\frac{n_i}{n_0} = \frac{\left[\tau_{ep} - \tau_{maxi} \left(\frac{1+\rho_i}{2} \right) \right]^m (\tau_{max0})^m \left(\frac{1-\rho_0}{2} \right)^m (\tau_{ep})^m}{\left[\tau_{ep} - \tau_{max0} \left(\frac{1+\rho_0}{2} \right) \right]^m (\tau_{maxi})^m \left(\frac{1-\rho_i}{2} \right)^m (\tau_{ep})^m}. \quad (3)$$

Преобразуя зависимость (3), при переходе от действующих напряжений к натяжени-

ям ленты при одинаковых геометрических параметрах сечения последней запишем:

$$\frac{n_i}{n_0} = \frac{\left[S_{ep} - S_{maxi} \left(\frac{1+\rho_i}{2} \right) \right]^m (S_{max0})^m \left(\frac{1-\rho_0}{2} \right)^m (S_{ep})^m}{\left[S_{ep} - S_{max0} \left(\frac{1+\rho_0}{2} \right) \right]^m (S_{maxi})^m \left(\frac{1-\rho_i}{2} \right)^m (S_{ep})^m}. \quad (4)$$

Величину S_{ep} примем в виде доли от разрушающей нагрузки S_p ленты, но большей, чем S_{max0} , т.е.

$$S_{ep} = k S_{max0}, \quad (5)$$

где k – коэффициент пропорциональности (принимается в пределах $1 \dots n_3$, где n_3 – коэффициент запаса прочности ленты).

С учетом формулы (5) зависимость (4) примет вид

$$\frac{n_i}{n_0} = \frac{\left[k S_{max0} - S_{maxi} \left(\frac{1+\rho_i}{2} \right) \right]^m (S_{max0})^m \left(\frac{1-\rho_0}{2} \right)^m}{\left[k S_{max0} - S_{max0} \left(\frac{1+\rho_0}{2} \right) \right]^m (S_{maxi})^m \left(\frac{1-\rho_i}{2} \right)^m}. \quad (6)$$

На рис. 6 представлены результаты расчета относительного ресурса грузонесущей ленты многоприводного конвейера с учетом зависимости (6) и данных табл. 1. В качестве нулевого принято 15-е сочетание отклонений скольжения с наименьшим значением $\rho = 0,357$. Параметр кривой усталости Веллера m примем равным $m = 3$. Увеличение m (увеличение пологости кривой Веллера) в данном случае приведет к росту значений относительных ресурсов на несколько порядков по отношению к нулевому сочетанию отклонений скольжения. Значение коэффициента k последовательно принимается равным $k = 2$, $k = 10$.

На основе представленных результатов можно сделать следующие выводы:

1. В зависимости от сочетания отклонений скольжения коэффициенты асимметрии цикла перемены напряжений, действующих в ленте, могут существенно отличаться (от значения 0,726 при наибольшем диапазоне

изменения стабильного натяжения до значения 0,357 при наименьшем). В случае применения нерегулируемых в автоматизированном режиме натяжных устройств при переменной грузопотока (в том числе, при пуске порожнего конвейера) их настройка на создание постоянного стабильного натяжения в контуре конвейера создает повышенный уровень действующих напряжений в грузонесущей ленте. Необходимость управления натяжением тяговых лент обоснована обеспечением тяговой способности приводных барабанов. Аналогично ситуации с грузонесущей лентой настройка натяжных устройств промежуточных приводов на постоянное стабильное натяжение по результатам тягового расчета при полной загрузке приведет к созданию повышенного уровня действующих в тяговых лентах переменных напряжений.

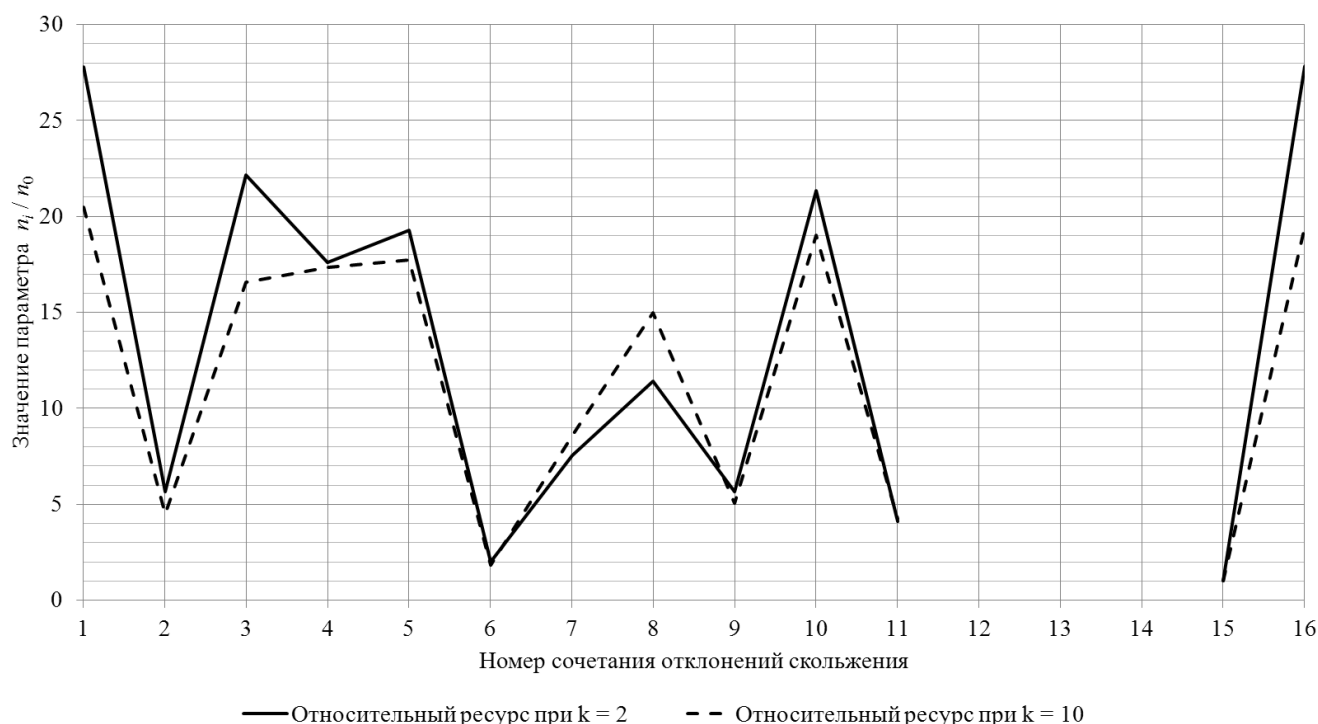


Рис. 6. Результаты расчета относительного ресурса грузонесущей ленты

2. Ресурс грузонесущей ленты рассмотренного многоприводного ленточного конвейера, измеряемый в количестве циклов перемены напряжений до отказа стыкового соединения, при $k = 2$ в сочетаниях 1 и 16 почти в 28 раз превышает нулевой ресурс, соответствующий сочетанию 15. Стоит отметить, что сочетанию 15 соответствует наибольшее из возможных максимальное натяжение грузонесущей ленты 32297 Н, а сочетаниям 1 и 16 – наименьшие из максимальных натяжений, равные соответственно 20358 Н и 19412 Н. Помимо сочетаний 1 и 16 благоприятными с позиции повышения ресурса ленты оказываются сочетания 3, 4, 5 и 10, для которых характерно максимальное натяжение грузонесущей ленты в среднем диапазоне (20915 Н – 25662 Н) при значении $\rho > 0,6$. Наименьший относительный ресурс грузонесущей ленты соответствует сочетаниям, в которых одновременно наблюдается высокое максимальное натяжение ленты и относительно низкий уровень значений ρ .

3 При увеличении коэффициента k до значения $k = 10$ (отражает кратное увеличение предела усталости стыкового соединения при постоянном нагружении) величины относительного ресурса в различных сочета-

ниях в целом уменьшаются (в сочетаниях 1 и 16 почти в 20 раз превышают нулевой ресурс), что при прочих равных параметрах свидетельствует об увеличении значения нулевого ресурса. При этом для сочетания 8 характерен рост величины относительного ресурса (сочетание 8 характеризуется самым высоким значением коэффициента асимметрии цикла $\rho = 0,726$).

4 Описанное в работе [11] предположение для вывода приближенной формулы для инженерных расчетов долговечности соединительного слоя стыка лент (основанное на зависимости (1)), заключающееся в равенстве отношения максимального и минимального напряжений в ленте тяговому фактору барабанного привода, не может применяться к тяговым и грузонесущим лентам многоприводных конвейеров, особенно при переменной грузопотока.

5. Заключение

Приведенные результаты исследования параметров нагруженности грузонесущей ленты многоприводного конвейера позволяют сделать общий вывод о необходимости глубокой проработки вопросов отклонения ме-

ханических характеристик приводов протяженных ленточных конвейеров на стадии проектирования.

При этом возможность следящего регулирования натяжений лент в многоприводных конвейерах без остановки последних является одним из ключевых управляющих воздействий для повышения эффективности их

эксплуатации (в том числе в вопросах реализации в реальном времени мер по увеличению ресурса лент посредством управления их натяжениями), и разработка конструкций натяжных устройств, позволяющих осуществлять указанное воздействие, представляет собой актуальную задачу.

Список литературы

1. Гончаров К.А. Определение зон относительного скольжения и покоя грузонесущей и тяговой лент при использовании промежуточных приводов ленточных конвейеров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2015. №2. С.31–37.

2. 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.

3. Goncharov K.A., Grishin A.V. Theoretical study of influence of belt tension of intermediate belt conveyor drive on value of zone of relative slip of traction and carrying belts // IOP Conf Series: Earth and Environmental Science 87 (2017) 022008.

4. Лагереv А.В., Толкачев Е.Н. Исследование движения подвесок дискретного участка конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально-замкнутой трассой с помощью одномассовой динамической модели // Вестник Брянского государственного технического университета. 2013. №4. С. 33-40. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302214>

5. Гончаров К.А., Гришин А.В. Экспериментальное исследование влияния натяжения тяговой и грузонесущей лент на тяговую способность промежуточного привода ленточного конвейера // Вестник Брянского государственного технического университета, 2018. №6 (67). С.98–109.

6. Гончаров К.А., Гришин А.В. Экспериментальное исследование влияния дефектов монтажа на тяговую способность промежуточного привода ленточного конвейера // Научно-технический вестник

References

1. Goncharov K.A. Determination of relative immobile and sliding areas between carrying and tractive belts in using of belt conveyor intermediate drives. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.2, pp. 31-37. (In Russian)

2. 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)

3. Goncharov K.A., Grishin A.V. Theoretical study of influence of belt tension of intermediate belt conveyor drive on value of zone of relative slip of traction and carrying belts. *IOP Conf Series: Earth and Environmental Science* 87 (2017) 022008

4. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. The study of the motion of suspensions of discrete section of a conveyor with suspended belt, distributed drive, and the vertically-closed track with the single-mass dynamic model. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.4, pp. 33–40. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302214> (In Russian)

5. Goncharov K.A., Grishin A.V. Experimental investigation of traction and load-carrying belt tension impact upon intermediate drive tractive ability of belt conveyor. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, No.6 (67), pp. 98-109. (In Russian)

6. Goncharov K.A., Grishin A.V. Experimental study of influence of installation faults on tractive ability of belt conveyor intermediate drive. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*,

Брянского государственного университета, 2017. №3. С.289–295.

7. Гончаров К.А. Установление закономерностей совместной работы приводов ленточного конвейера при наличии случайных отклонений скольжения их электродвигателей // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2020. №2. С. 218-229.

8. Лагереv А.В., Толкачев Е.Н. Математическая модель конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально замкнутой трассой // Вестник Брянского государственного технического университета. 2014. № 3. С. 44-52. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302231>

9. Лагереv А.В. Нагруженность подъемно-транспортной техники. Брянск: БГТУ, 2010. 180 с.

10. Гончаров К.А. Метод предельных состояний при проектировании металлоконструкций подъемно-транспортных машин. Брянск: БГТУ, 2015. 91 с.

11. Галкин В.И., Дмитриев В.Г., Дьяченко В.П. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий. М.: Изд-во МГГУ, 2005. 543 с.

12. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1983. 437 с.

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

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1196612>

2017, No.3, pp. 289-295. (In Russian)

7. Goncharov K.A. Establishing principles of joint operation of belt conveyor drives in case of random slide deviations of their electric motors. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 218-229. (In Russian)

8. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Mathematical model of a special conveyor with suspended belt and distributed drive. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, No.3, pp. 44-52. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302231> (In Russian)

9. Lagerev A.V. *Nagruzhennost podemno-transportnoy tekhniki* [Load lifting and transport equipment]. Bryansk, BGTU, 2010. 180 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1306614> (In Russian)

10. Goncharov K.A. *Metod predelnykh sostoyaniy pri proektirovanii metallicheskih konstruktsiy podyemno-transportnykh mashin* [The method of limiting states in the design of metal constructions of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskij Universitet, 2015. 91 p. (In Russian)

11. Galkin V.I., Dmitriev V.G., Dyachenko V.P. Actual theory of belt conveyors in mining; tutorial. and others. Moscow, MSMU publishing company, 2005. 543 p.

12. Spivakovskiy A.O., Dyachkov V.K. *Transporting machines*. Moscow, Machinostroenie, 1983. 437 p. (In Russian)

13. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Goncharov K.A. *Modelirovanie rabochnik protsessov i proektirovanie mnogoprivodnykh lentochnykh konveyerov* [Modeling of work processes and design of multi-drive belt conveyors]. Bryansk, RIO BGTU, 2017. 384 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1196612> (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОТЫ ОТВАЛЬНЫХ ЛЕНТОЧНЫХ
КОНВЕЙЕРОВ МОБИЛЬНЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ
МАШИН ПРИ СЛЕДЯЩЕМ УПРАВЛЕНИИ НАТЯЖЕНИЕМ ЛЕНТMATHEMATICAL MODEL OF OPERATION OF STACKER BELT CONVEYORS
OF MOBILE ROAD-BUILDING MACHINES WITH TRACING CONTROL
OF BELT TENSIONГончаров К.А., Гришин А.В.
Goncharov K.A., Grishin A.V.Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Предложена математическая модель работы отвальных ленточных конвейеров мобильных строительных и дорожных машин при следящем управлении натяжением лент. Модель позволяет оценивать рабочие процессы конвейера с учетом варьирования коэффициента сопротивления движению ленты на грузовой ветви, определять параметры следящих натяжных устройств с целью дальнейшего выбора соответствующего исполнительного оборудования. На примере отвального конвейера мобильного моеющего завода показаны особенности построения предложенной математической модели. Выявлены некоторые закономерности работы коротких конвейеров, позволяющие повысить эффективность процесса их проектирования.

Ключевые слова: ленточный конвейер, тяговый расчет, мобильные строительные и дорожные машины.

Дата принятия к публикации: 25.05.2020
Дата публикации: 25.09.2020

Сведения об авторах:

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

ORCID: 0000-0002-5895-1162

Гришин Александр Валентинович – ассистент кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», e-mail: sasha9332@mail.ru

Abstract. The paper proposes a mathematical model of operation of stacker belt conveyors of mobile road-building machines with tracing control of belt tension. This model allows one to evaluate the operation processes of the conveyor taking into account the variation of the rolling resistance coefficient of the belt on the dumping track, as well as to determine parameters of the tracing tensioning devices with a view to further selecting the appropriate driven equipment. On the example of a stacker conveyor of a mobile power washer, construction features of the proposed mathematical model are shown. Some regularities of the operation of short conveyors, which make it possible to increase efficiency of the designing process, are identified.

Keywords: belt conveyor, traction calculation, mobile road-building machines.

Date of acceptance for publication: 25.05.2020
Date of publication: 25.09.2020

Authors' information:

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

ORCID: 0000-0002-5895-1162

Alexander V. Grishin – assistant of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, e-mail: sasha9332@mail.ru

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 строительные и дорожные машины получили широкое распространение при проведении дорожно-строительных работ, сортировке, обогащении горных пород (каменных материалов). Удобство применения таких машин заключается в их мобильности при возведении автомобильных дорог [1], в частности, в возможности быстрой

смены местоположения между небольшими карьерами вдоль строящейся трассы. К категории мобильных строительных и дорожных машин, неотъемлемой частью которых являются отвальные ленточные конвейеры, можно отнести мобильные дробильные установки, мобильные промывочные установки (моющие заводы), мобильные сортировочные установки, мобильные дорожные фрезы и многие другие (рис. 1) [1, 2].



а



б

Рис. 1. Мобильные строительные и дорожные машины с отвальными конвейерами:
а – дорожная фреза Caterpillar PM310 [3]; б – промывочно-сортировочная установка CDE R2500 [4]

Применяемые в структуре данных машин отвальные ленточные конвейеры различны по конструкции, что обусловлено условиями эксплуатации и типом транспортируемых грузов.

К общим конструктивным особенностям отвальных ленточных конвейеров можно отнести:

- 1) относительно короткую, в основном прямолинейную, трассу перемещения (до 20 м);
- 2) применение различных по конструкции конвейерных лент (гладких, с бортами, специальных со сложным профилем);
- 3) распространенность применения гидравлического привода (с увеличением длины конвейера и при установке в головной части чаще применяется электропривод);
- 4) наличие в конструкции регулируемых вручную винтовых натяжных устройств.

Одной из основных особенностей работы отвальных конвейеров мобильных дорожных и строительных машин является неравномерность грузопотока транспортируемого груза. При этом для дробильных комплексов

характерно перемещение отвальными конвейерами несортированных (в том числе с примесью пыли), в определённых случаях острокромочных грузов. Конвейеры сортировочных машин имеют более четкое распределение в вопросе транспортируемых грузов, связанное с определенностью геометрических параметров разделенных фракций. Отвальные конвейеры промывочных установок работают преимущественно с мокрым (иногда липким) грузом. Конвейеры дорожных фрез перемещают демонтированные элементы дорожных покрытий в повышенном поле рабочих температур, что связано с технологическими особенностями работы фрез.

2. Постановка цели исследования

Проектирование отвальных ленточных конвейеров строительно-дорожных машин без учета специфики работы коротких конвейеров по приближенным методикам [5] может приводить к реализации как значи-

тельно завышенных по различным критериям конструктивных решений, так и к появлению хронических конструктивных недостатков ряда моделей – так называемых «детских болезней».

Согласно [5] процессу проектирования коротких ленточных конвейеров сопутствуют две особенности:

1. Для коротких ленточных конвейеров часто ленту выбирают не по условию прочности, а по условию «каркасности», т.е. сохранения ею формы желоба между роlikоопорами [5].

2. Как следствие, из первой особенности формируется рекомендация небольшого «перетягивания» ленты при работе конвейера, что будет способствовать уменьшению составляющей сопротивления движению на роlikоопорах, зависящей от натяжения ленты, а, следовательно, и тягового усилия привода конвейера [5].

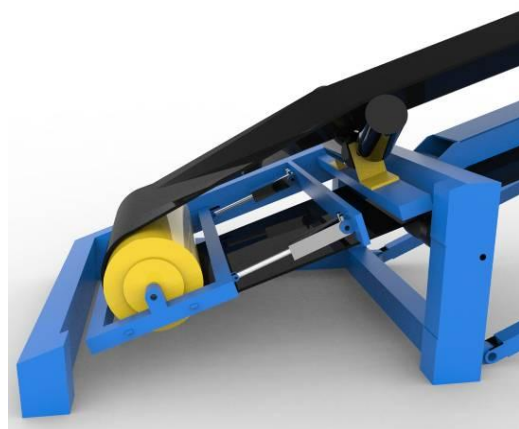
Вторая из указанных особенностей непосредственно раскрывает одну из основных проблем коротких ленточных конвейеров, особенно в контексте переменности грузопотока – постоянную работу с повышенными натяжениями. В случае введения в конструкцию конвейера следящего устройства, регулирующего натяжение ленты в зависимости от величины грузопотока, появляется возможность повысить долговечность приме-

няемых лент (за счет уменьшения натяжения ленты при снижении грузопотока и воздействии других сопутствующих факторов без реализации принципа постоянного «перетягивания» ленты).

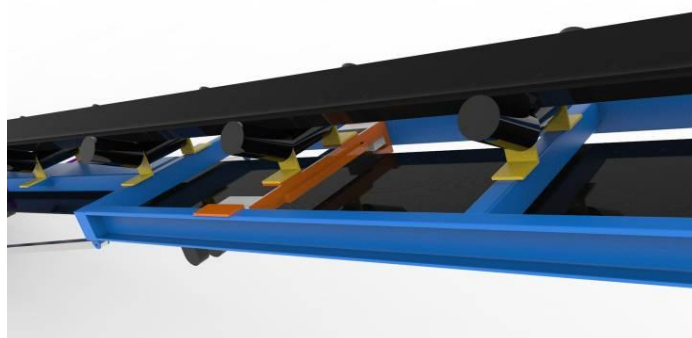
Целью настоящей статьи является создание математической модели работы отвальных ленточных конвейеров мобильных строительных и дорожных машин при следящем управлении натяжением лент винтовыми натяжными устройствами, моделирование и анализ результатов при различных входных параметрах отвальных конвейеров.

3. Теоретические исследования

Технические решения по реализации управления натяжением ленты на основе автоматизации работы винтового натяжного устройства представлены в [6, 7]. В основу данных решений положен принцип взаимодействия приводных устройств натяжных винтов и систем датчиков, установленных по трассе конвейера. При применении данного принципа к коротким отвальным конвейерам схема конструкции упрощается за счет использования стандартных опций комплектации мобильных строительных и дорожных машин, в частности, применения конвейерных весов (рис. 2).



а



б

Рис. 2. Принципиальная конструкция следящего натяжного устройства:

а – электроцилиндры, совмещенные с натяжными винтами [6, 7];

б – конвейерные весы, совмещенные с роlikоопорой грузовой ветви

При изменении производительности конвейера (изменении грузопотока) конвейерные весы фиксируют ступенчатые перепады от веса груза и дискретно передают сигналы на натяжное устройство, включая и выключая приводы натяжных винтов. Выключение приводов может производиться, как автоматизировано при достижении лентой необходимого натяжения, так и механически – при контакте движущегося натяжного барабана с концевыми выключателями, установленными с определенным шагом. В качестве приводных устройств натяжной станции могут использоваться электроцилиндры, мотор-редукторы, гидро-моторы [6 - 8].

При построении математической модели работы конвейера введем следующие допущения:

1. Коэффициент сопротивления движению ленты ω_n на нижней (холостой) ветви конвейера принимается постоянным по всей её длине.

2. Сопротивление движению при огибании натяжного барабана включает две составляющие: сопротивление от вращения в подшипниковых узлах барабанов $W_{вр}$ и сопротивление $W_{жс}$, учитывающее жесткость ленты при огибании барабанов.

3. Сопротивление движению в месте загрузки $W_{загр}$ согласно [9] включает три составляющих:

- сопротивление от инерции груза $W_{зв}$;
- сопротивление от трения груза о борта загрузочного лотка $W_{зб}$;
- сопротивление от трения уплотнительных полос лотка о ленту $W_{зн}$.

Полное сопротивление движению в месте загрузки является функцией производительности и зависит только от переменности грузопотока.

Введем в математическую модель коэффициент сопротивления движению на грузовой ветви конвейера, с учетом рекомендации [5] определяемый зависимостью

$$\omega_{zp} = k + c_{деф} e^{\left(-\frac{S}{\varepsilon}\right)}, \quad (1)$$

где k – коэффициент, учитывающий сопротивление от вдавливания роликов в ленту при движении и сопротивление от вращения роликов; $c_{деф}$, ε – константы при определении сопротивления от деформации (развала) груза и ленты при движении по роликоопорам; S – натяжение ленты в точке набегания на рассматриваемый участок трассы.

Натяжения ленты конвейера в характерных точках определяются обходом по контуру трассы и могут быть представлены в виде системы

$$\left\{ \begin{aligned} S_2 &= S_1 + (q_l + q_{p.n}) \omega_n L \cos \beta - (q_l) L \sin \beta \\ S_3 &= S_2 + a(Bb + S_2) \frac{\delta}{D_\delta} + \frac{\left[2S_2 + a(Bb + S_2) \frac{\delta}{D_\delta} \right] \cos\left(\frac{\varphi - \pi}{2}\right) \mu \frac{d_\delta}{D_\delta}}{1 - \cos\left(\frac{\varphi - \pi}{2}\right) \mu \frac{d_\delta}{D_\delta}} \\ S_4 &= S_3 + W_{загр} \\ S_5 &= S_4 + (q_{zp} + q_l + q_{p.в}) L_{4-5} k \cos \beta + (q_{zp} + q_l) L_{4-5} c_{деф} e^{\left(-\frac{S_4}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_l) L_{4-5} \sin \beta \\ S_6 &= S_5 + (q_{zp} + q_l + q_{p.в}) L_{5-6} k \cos \beta + (q_{zp} + q_l) L_{5-6} c_{деф} e^{\left(-\frac{S_5}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_l) L_{5-6} \sin \beta \\ &\dots\dots\dots \\ S_n &= S_{n-1} + (q_{zp} + q_l + q_{p.в}) L_{(n-1)-n} k \cos \beta + (q_{zp} + q_l) L_{(n-1)-n} c_{деф} e^{\left(-\frac{S_{n-1}}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_l) L_{(n-1)-n} \sin \beta \end{aligned} \right. \quad (2)$$

где q_{zp} – распределенная нагрузка от веса груза; q_l – распределенная нагрузка от веса

ленты; $q_{п.в.}$ – распределенная нагрузка от веса вращающихся частей роликоопор верхней

ветви; a , b – постоянные коэффициенты, определенные экспериментально [5]; B – ширина ленты, см; δ – толщина ленты, см; D_δ – диаметр натяжного барабана; φ – центральный угол обхвата лентой натяжного барабана; μ – коэффициент трения в опорах барабана; d_δ – диаметр опоры (цапфы) барабана.

В системе уравнений (2) дискретно разделены натяжения грузовой ветви конвейера (каждый участок L_{4-5} , L_{5-6} ... $L_{(n-1)-n}$ соответствует расстоянию между соседними роликотпорами).

Тяговое усилие привода определяется вне зависимости от его типа и вида механической характеристики по фрикционной способности приводного барабана с использованием формулы Эйлера

$$S_n \leq S_1 e^{\mu_1 \alpha}, \quad (3)$$

где μ_1 – коэффициент сцепления ленты с приводным барабаном; α – угол обхвата лентой приводного барабана.

Минимально необходимое для устойчивой работы конвейера натяжение ленты определяется из условий отсутствия её провисания на холостой и грузовой ветвях конвейера. Физическая реализация данного натяжения осуществляется с помощью натяжного устройства в соответствующих точках трассы конвейера. Для грузовой ветви условие отсутствия провисания согласно [9] можно записать в виде

$$S_{в.мин} \geq k_e (q_{zp} + q_l) l_{п.в.} \cos \beta, \quad (4)$$

где k_e – коэффициент ($k_e = 5$); $l_{п.в.}$ – расстояние между роликотпорами верхней ветви.

Для нижней (холостой) ветви

$$S_{н.мин} \geq 8q_l l_{п.н.} \cos \beta, \quad (5)$$

где $l_{п.н.}$ – расстояние между роликотпорами нижней ветви.

Момент сопротивления, который необходимо преодолеть приводам натяжных винтов при реализации необходимого натяжения, определяется по зависимости:

$$M_{н.в.} = K_{н.в.} \frac{d_1}{2} (S_2 + S_3 + T) \times \left[\operatorname{tg}(\beta_b + \varphi_r) + f \frac{d_2}{d_1} \right], \quad (7)$$

где $K_{н.в.}$ – коэффициент распределения усилий между винтами; d_1 – средний диаметр резьбы винта; β_b – угол подъема винтовой линии; φ_r – приведенный угол трения; f – коэффициент трения в торце упорной поверхности гайки или головки винта; d_2 – средний диаметр опорной поверхности гайки или головки винта.

Момент сопротивления $M_{н.в.}$ является функцией натяжения ленты. Его минимальное значение определяется подстановкой в выражение (7) величин S_2 и S_3 , вычисленных в процессе подробного тягового расчета с учетом реализации пограничных значений условий отсутствия провисания ленты конвейера (4) и (5), а также тяговой способности привода (3).

Наибольшее значение $M_{н.в.}$ определяется по результатам подробного тягового расчета при реализации конвейером полной производительности.

Таким образом, предлагаемая в настоящей работе математическая модель включает в себя систему уравнений (2), а также уравнения и неравенства (3) – (7), решаемые совместно с (2). В общем случае математическая модель дополняется закономерностями нагружения грузовой ветви в соответствии с параметрами грузопотока.

В качестве примера рассмотрим процесс работы отвального ленточного конвейера мобильного моющего завода CDE M2500 (рис. 3) [4].

Данный завод в различных модификациях может оборудоваться тремя или четырьмя одинаковыми отвальными конвейерами (рис. 4). В качестве приводных устройств используются мотор-барабаны, установленные в головной части каждого конвейера. Мотор-барабаны также осуществляют функцию выносных концевых разгрузочных барабанов. Став конвейера выполнен составным, что позволяет повысить компактность мобильного завода в транспортном положении. Применение в структуре става различных конфигураций несущих элементов подразумевает использование роликотпор верхней ветви с двумя отличными друг от друга конструкциями опор роликов.



Рис. 3. Мобильный мойющий завод CDE M2500 [4]



Рис. 4. Общий вид отвального конвейера мобильного мойющего завода CDE M2500

Транспортируемый груз – обезвоженный щебень. При этом, при моделировании работы конвейера необходимо обязательно учитывать возможность повышения уровня влажности груза, не смотря на заявляемую высокую степень устранения влаги после промывки. Данное обстоятельство может отразиться на сопротивлении от загрузки конвейера посредством изменения значения коэффициента истечения груза, влияние которого на реализуемую производительность показано в работе [10].

Каждый из отвальных конвейеров способен реализовывать эксплуатационную производительность 300 т/ч. Длина конвейера между осями концевых барабанов составляет $L = 9$ м. Ширина ленты $B = 650$ мм. Максимальный угол наклона конвейера $\beta = 20^\circ$.

Мощность приводного мотор-барабана $N = 4$ кВт. Схема трассы конвейера представлена на рис. 5.

При первичном моделировании принято равномерное распределение тяговых усилий между натяжными винтами (элементами электроцилиндров) с метрической резьбой и средним диаметром резьбы винтов $d_1 = 20$ мм. Угол подъема винтовой линии $\beta_v = 4^\circ$. Приведенный угол трения $\varphi_m = 6^\circ$. Линейная скорость перемещения натяжного барабана принимается равной 1 см/с.

С учетом зависимостей (1) – (7), схемы трассы конвейера и указанных начальных условий моделирования математическая модель работы исследуемого отвального конвейера запишется в виде системы уравнений и неравенств (8):

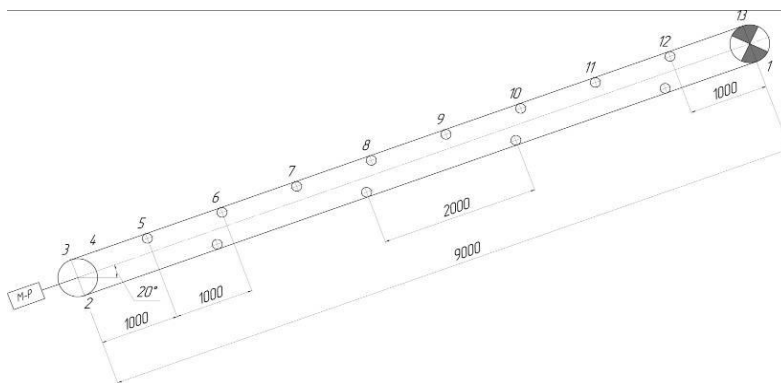


Рис. 5. Схема трассы исследуемого отвального конвейера

$$\begin{aligned}
 S_2 &= S_1 + (q_n + q_{p.n}) \omega_n L \cos \beta - (q_n) L \sin \beta \\
 S_3 &= S_2 + a(Bb + S_2) \frac{\delta}{D_\delta} + \frac{\left[2S_2 + a(Bb + S_2) \frac{\delta}{D_\delta} \right] \cos\left(\frac{\varphi - \pi}{2}\right) \mu \frac{d_\delta}{D_\delta}}{1 - \cos\left(\frac{\varphi - \pi}{2}\right) \mu \frac{d_\delta}{D_\delta}} \\
 S_4 &= S_3 + W_{загр.} \\
 S_5 &= S_4 + (q_{zp} + q_n + q_{p.6}) L_{4-5} k \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{4-5} c_{деф} e^{\left(\frac{-S_4}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{4-5} \sin \beta \\
 S_6 &= S_5 + (q_{zp} + q_n + q_{p.6}) L_{5-6} k \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{5-6} c_{деф} e^{\left(\frac{-S_5}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{5-6} \sin \beta \\
 S_7 &= S_6 + (q_{zp} + q_n + q_{p.6}) L_{6-7} k \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{6-7} c_{деф} e^{\left(\frac{-S_6}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{6-7} \sin \beta \\
 S_8 &= S_7 + (q_{zp} + q_n + q_{p.6}) L_{7-8} k \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{7-8} c_{деф} e^{\left(\frac{-S_7}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{7-8} \sin \beta \\
 S_9 &= S_8 + (q_{zp} + q_n + q_{p.6}) L_{8-9} k \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{8-9} c_{деф} e^{\left(\frac{-S_8}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{8-9} \sin \beta \\
 S_{10} &= S_9 + (q_{zp} + q_n + q_{p.6}) L_{9-10} k \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{9-10} c_{деф} e^{\left(\frac{-S_9}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{9-10} \sin \beta \\
 S_{11} &= S_{10} + (q_{zp} + q_n + q_{p.6}) L_{10-11} k \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{10-11} c_{деф} e^{\left(\frac{-S_{10}}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{10-11} \sin \beta \\
 S_{12} &= S_{11} + (q_{zp} + q_n + q_{p.6}) L_{11-12} k \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{11-12} c_{деф} e^{\left(\frac{-S_{11}}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{11-12} \sin \beta \\
 S_{13} &= S_{12} + (q_{zp} + q_n + q_{p.6}) L_{12-13} k \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{12-13} c_{деф} e^{\left(\frac{-S_{12}}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{12-13} \sin \beta \\
 M_{н.в.1} &= K_{н.в.} \frac{d_1}{2} (S_2 + S_3 + T) \left[tg(\beta_\varepsilon + \varphi_m) + f \frac{d_2}{d_1} \right] \\
 M_{н.в.2} &= (1 - K_{н.в.}) \frac{d_1}{2} (S_2 + S_3 + T) \left[tg(\beta_\varepsilon + \varphi_m) + f \frac{d_2}{d_1} \right] \\
 S_{3...13} &\geq k_e (q_{zp} + q_n) l_{p.6} \cos \beta \\
 S_1 &\geq 8q_n l_{p.н} \cos \beta \\
 S_2 &\geq 8q_n l_{p.н} \cos \beta \\
 S_{13} &\leq S_1 e^{\mu_1 \alpha}
 \end{aligned} \tag{8}$$

4. Результаты и их анализ

В результате проведенного моделирования можно сделать следующие выводы:

1. При реализации отвальным конвейером полной производительности и работе его ленты на минимальном уровне натяжений, соответствующих условиям отсутствия провисания, коэффициент сопротивления движению ленты на грузовой ветви изменяется в

пределах 0,039386...0,037822, причем оба указанных граничных значения соответствуют углу наклона конвейера 20° . С уменьшением угла наклона конвейера диапазон значений коэффициента сопротивления движению грузовой ветви уменьшается (рис. 6), сохраняя средний уровень близко к верхнему пределу.

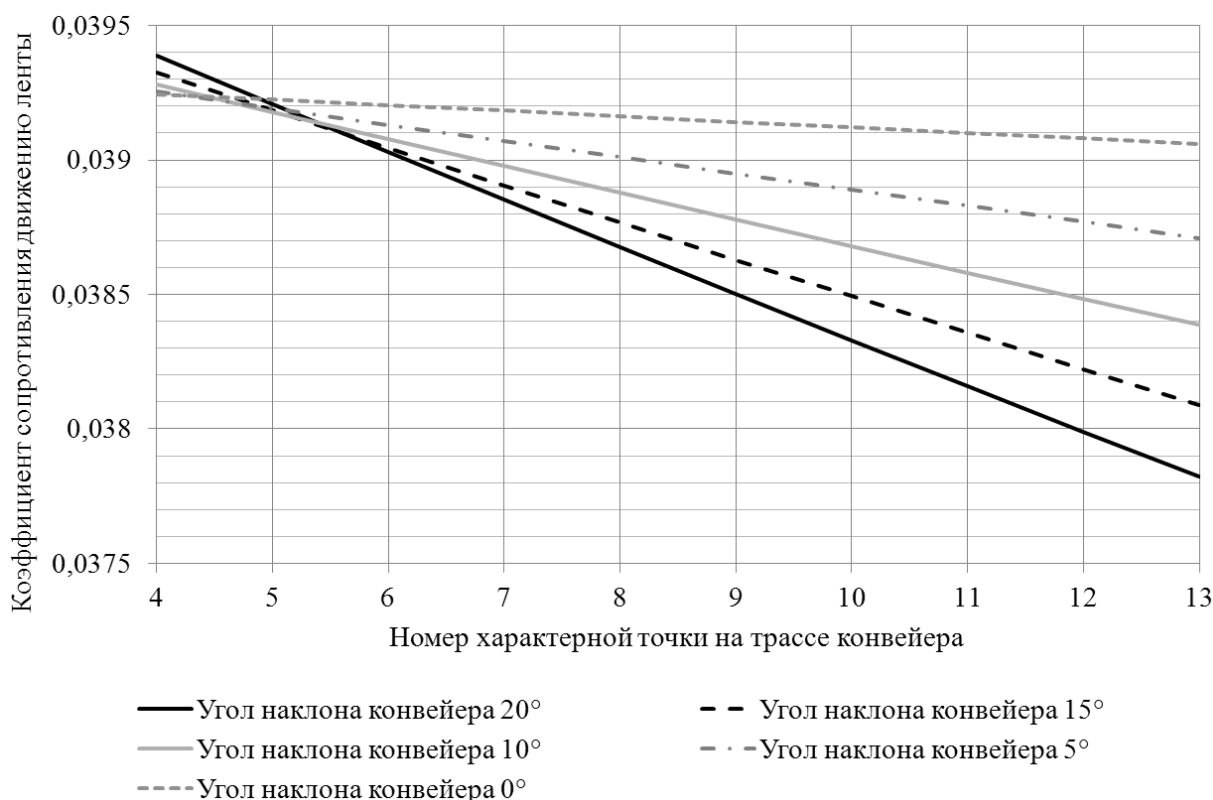


Рис. 6. Значения коэффициента сопротивления движению на грузовой ветви конвейера при минимальном уровне натяжений ленты

2. Натяжения ленты в контуре трассы при изменении угла наклона конвейера также значительно варьируются (рис. 7). При реализации минимально необходимых натяжений в соответствующих точках контура трассы конвейера, определяемых из условия провисания, максимальное натяжение ленты при полной загрузке составляет 5486 Н (соответствует углу наклона конвейера 20°). В случае, если угол наклона конвейера составляет 0° , и указанных выше условиях реализации минимально необходимых натяжений величина максимального натяжения ленты конвейера составляет 3753 Н. Стоит отметить, что при нулевом уклоне коэффициент сопротивления движению с начала грузовой

ветви до её конца изменяется в диапазоне 0,039245...0,039061 (рис. 6). С учетом диапазона значений коэффициента сопротивления движению 0,039386...0,037822, соответствующего углу наклона конвейера 20° , можно сделать вывод, что изменение коэффициента сопротивления движению ленты короткого конвейера при изменении его угла наклона оказывает очень слабое влияние на величину максимального натяжения ленты по сравнению с воздействием вертикальной составляющей от веса транспортируемого груза. Также стоит отметить, что наименьшая величина коэффициента асимметрии цикла перемены напряжений в ленте за один оборот при полной загрузке, а соответственно и величина

расчетного ресурса ленты, соответствует максимальному углу наклона конвейера.

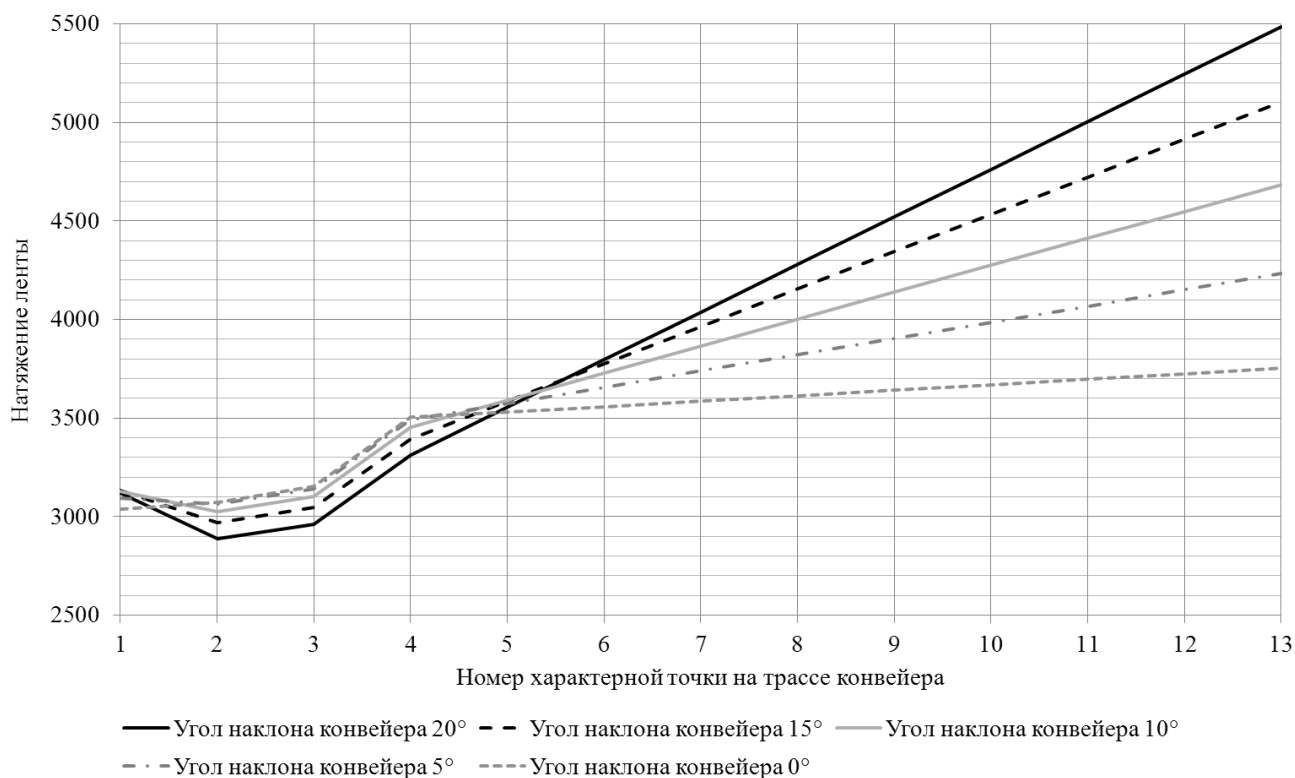


Рис. 7. Диаграммы натяжений ленты конвейера при общем минимальном уровне натяжений, определяемых провисанием

3. При искусственном увеличении натяжения ленты посредством натяжного устройства коэффициент сопротивления движению ленты меняется значительно (рис. 8). Диапазон изменения составляет $0,039386 \dots 0,035187$. Наибольшее искусственное увеличение минимального натяжения ленты при моделировании составило 4000 Н, что соразмерно максимальному натяжению ленты при нулевом уклоне конвейера. В случае реализации минимального натяжения ленты по условиям провисания наименьшее значение коэффициента сопротивления движению составило $0,037822$, а тяговое усилие привода конвейера – 2368 Н. При искусственном увеличении минимального натяжения на 1000 Н наименьшее значение коэффициента сопротивления движению составило $0,03713$, тяговое усилие привода конвейера – 2383 Н. При увеличении минимального натяжения ленты на 2000 Н наименьшее значение коэффициента сопротивления движению – $0,036461$, тяговое усилие приво-

да конвейера – 2398 Н. При увеличении минимального натяжения ленты на 4000 Н наименьшее значение коэффициента сопротивления движению – $0,035187$, тяговое усилие привода конвейера – 2427 Н. Подобная тенденция наблюдается и при моделировании работы конвейера при нулевом уклоне. Несмотря на значительное снижение коэффициента сопротивления движению ленты, тяговое усилие привода возрастает. Данный эффект для коротких отвальных конвейеров объясняется значительным ростом сопротивления при огибании лентой концевого натяжного барабана, так как во всех расчетных случаях именно в точках набегания и сбегания ленты с указанного барабана фиксируются минимальные натяжения ленты по провисанию, устраняемые в дальнейшем искусственно. Таким образом, эффект от роста указанного сопротивления при огибании концевого барабана для коротких отвальных ленточных конвейеров значительнее, нежели эффект от уменьшения значения коэффици-

ента сопротивления движению на грузовой ветви.

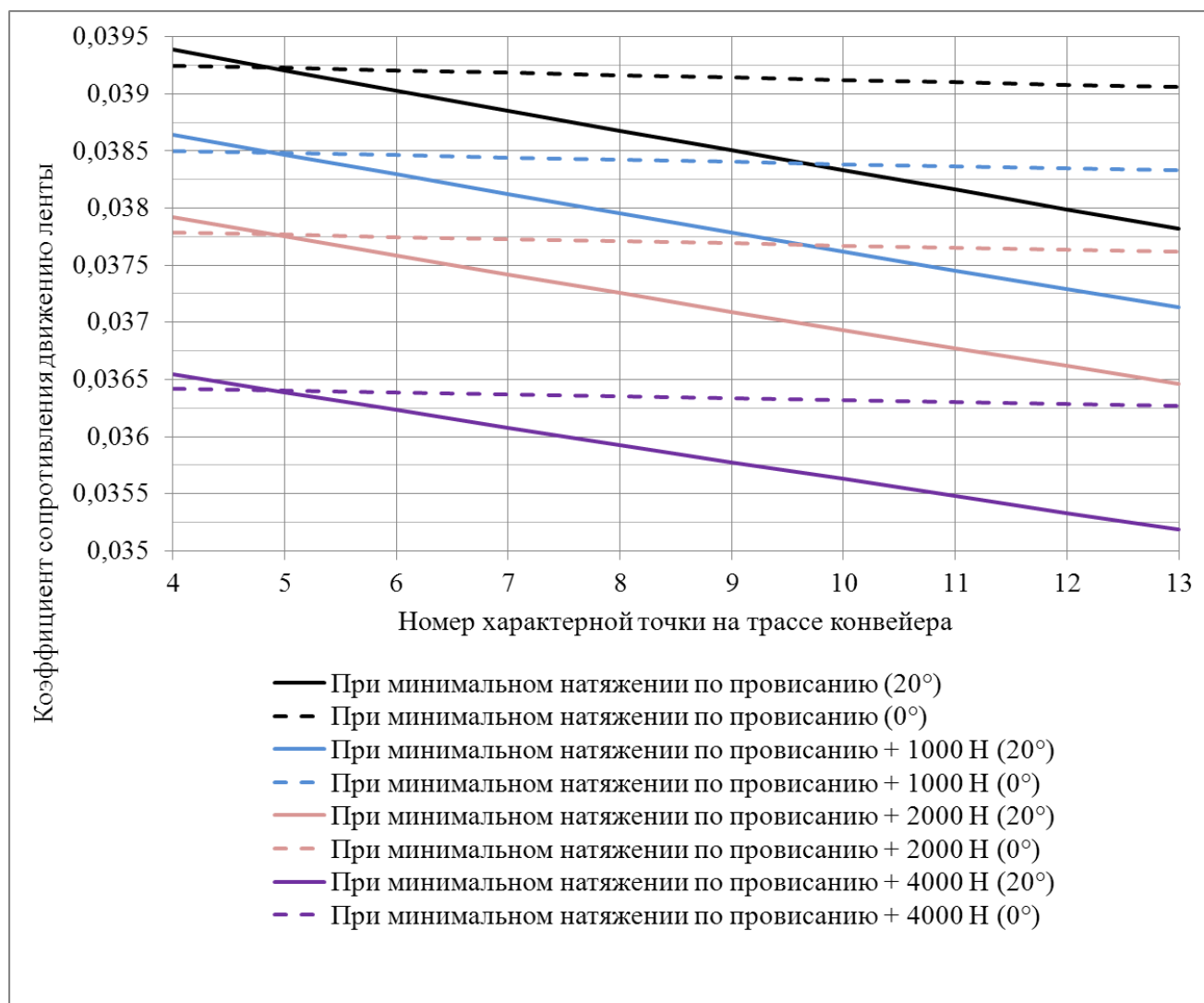


Рис. 8. Значения коэффициента сопротивления движению на грузовой ветви конвейера при различных уровнях натяжений ленты

4. Минимальная мощность привода одного натяжного винта при задаваемой линейной скорости движения натяжного барабана (1 см/с) и условии равномерного распределения натяжного усилия между винтами составляет 0,298 кВт и соответствует реализации минимальных натяжений ленты по условию провисания при максимальном наклоне конвейера 20°. Максимальная мощность привода натяжного винта составляет 0,73 кВт и соответствует уровню натяжений лент с увеличением минимального значения на 4000 Н, а также нулевому уклону конвейера. В целом, при разных уровнях минимальных натяжений ленты наибольшие значения

мощности приводов натяжных винтов соответствуют нулевому уклону конвейера.

5. Заключение

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

1. Утверждение, сформулированное в работе [5], о необходимости искусственной «перетяжки» ленты с целью уменьшения сопротивления движению и тягового усилия привода несостоятельно для коротких отвалных ленточных конвейеров мобильных дорожных и строительных машин. При на-

блюдаемом уменьшении коэффициента сопротивления движению грузовой ветви эффект от увеличения сопротивления движению ленты при огибании концевой натяжной барабана оказывает большее влияние на тяговое усилие привода. Таким образом, «перетяжка» ленты имеет смысл только для обеспечения условия «каркасности» при недостаточной жесткости ленты.

2. Мощность приводов натяжных винтов при применении регулируемых натяжных устройств в коротких отвальных ленточных конвейерах необходимо определять при нулевом уклоне конвейера.

3. При проектировании коротких отвальных ленточных конвейеров предварительно следует задавать величину «перетяжки» ленты (в случае необходимости), учитывая её в дальнейшем моделировании и расчетах.

Предложенная в настоящей статье математическая модель работы отвальных ленточных конвейеров мобильных строитель-

ных и дорожных машин при следящем управлении натяжением лент позволяет подробно анализировать особенности движения ленты с учетом варьирования коэффициента сопротивления движению, определять необходимые величины мощностей и крутящих моментов приводов натяжных винтов для реализации спектра различных натяжений при изменении производительности и угла наклона конвейера, на основе указанных данных формировать входные параметры для разработки систем управления следящими натяжными устройствами.

Полученные по результатам исследования выводы фактически являются базовыми положениями при проектировании следящих натяжных устройств коротких ленточных конвейеров. С учетом новизны технических решений указанных натяжных устройств дальнейшее развитие методов проектирования коротких отвальных ленточных конвейеров является актуальной задачей.

Список литературы

1. Недорезов И.А., Савельев А.Г. Машины строительного производства. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 119 с.

2. Гринчар Н.Г., Федасов Д.С., Чалова М.Ю. Уточненный расчет мощности привода вырезающего устройства современных щебнеочистительных машин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 237-242. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2020-06-02-237-242>

3. Официальный сайт Caterpillar, Inc. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.cat.com/>. Дата обращения: 22.04.2020.

4. Официальный сайт ООО «Горные технологии» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.gor-teh.ru/>. Дата обращения: 22.04.2020.

5. Галкин В.И., Дмитриев В.Г., Дьяченко В.П. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий. М.: Изд-во МГТУ, 2005. 543 с.

6. Пат. 177247 РФ, МПК B65G 23/44. Винтовое натяжное устройство / Гончаров К.А., Гришин А.В.; заявитель и патентооб-

References

1. Nedorezov I.A., Savelev A.G. *Mashiny stroitel'nogo proizvodstva* [Machine building production]. Moscow, Izdatelstvo MGTU im. N.E. Bauman, 2010. 119 p. (In Russian)

2. Grinchar N.G., Fedasov D.S., Chalova M.Yu. Refined calculation of drive power cutting device modern machines. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 237-242. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2020-06-02-237-242> (In Russian)

3. Official site Caterpillar, Inc. [Electronic resource]. Available at: <https://www.cat.com/>. Date of application: 22.04.2020. (In Russian)

4. Official site ООО «Gornyeologii» [Electronic resource]. Available at: <https://www.gor-teh.ru/>. Date of application: 22.04.2020. (In Russian)

5. Galkin V.I., Dmitriev V.G., Dyachenko V.P. Actual theory of belt conveyors in mining. Moscow, MSMU publishing company, 2005. 543 p.

6. Patent RU 177247. *Vintovoe natyazhnoe ustroystvo* [Screw tensioner]. Goncharov K.A., Grishin A.V. Declared 06.06.2017. Published

ладатель Брянский государственный техни-
ческий университет. № 2017119975; заявл.
06.06.17; опубл. 14.02.18. Бюл. № 5.

7. Пат. 186024 РФ, МПК В65G 33/00.
Винтовое натяжное устройство / Гончаров
К.А., Гришин А.В., Дунаев В.П.; заявитель
и патентообладатель Брянский государст-
венный технический университет. №
2018101827; заявл. 09.04.18; опубл.
26.12.18. Бюл. № 36.

8. Лагереv А.В., Толкачев Е.Н., Бословяк
П.В. Проектирование и исследование кон-
вейеров с подвесной грузонесущей лентой.
Брянск: РИО БГУ, 2016. 303 с. DOI:
<https://doi.org/10.5281/zenodo.1197308>

9. Спиваковский А.О., Дьячков В.К.
Транспортирующие машины. М.: Машино-
строение, 1983. 437 с.

10. Гончаров К.А., Ивченко В.Н. Проек-
тирование загрузочного бункера приемного
ленточного передвижного бункера-пита-
теля СПКБ 12-4 // Подъемно-транспортное
дело. 2013. № 4. С. 2–5.

14.02.2018. (In Russian)

7. Patent RU 186024. *Vintovoe natyazhnoe
ustroystvo* [Screw tensioner]. Goncharov
K.A., Grishin A.V., Dunaev V.P. Declared
09.04.2018. Published 26.12.2018. (In Rus-
sian)

8. Lagerev A.V., Tolkachev E.N.,
Boslovyak P.V. *Proektirovanie i issledovaniya
konveyerov s podvesnoy gruzonesushchey
lentoy* [Design and research of the conveyor
with hanging ribbon]. Bryansk, RIO BGU,
2016. 303 p. DOI:
<https://doi.org/10.5281/zenodo.1197308> (In
Russian)

9. Spivakovskiy A.O., Dyachkov V.K.
Transporting machines. Moscow,
Machinostroenie, 1983. 437 p. (In Russian)

10. Goncharov K.A., Ivchenko V.N. Design-
ing of loading bunker of catching mobile belt
feed bin SMCB 12-4. *Podemno-transtortnoe de-
lo*, 2013, No.4, pp. 2-5. (In Russian)

УДК (UDC) 62-752.2

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТАРЕЛЬЧАТЫХ ПРУЖИН ДЛЯ СОЗДАНИЯ
ВИБРОЗАЩИТНОГО МЕХАНИЗМА С УЧАСТКОМ КВАЗИНУЛЕВОЙ
ЖЕСТКОСТИUSE OF BELLEVILLE SPRINGS IN THE VIBRATION PROTECTIVE MECHANISM
WITH A PART OF QUASI-ZERO-STIFFNESSКорытов М.С., Щербakov В.С., Почекуева И.Е.
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Pochekueva I.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Снижение вибраций, передающихся оператору строительных и дорожных машин через его кресло, является актуальной задачей, так как значительные вибрации приводят к заболеваниям человека, снижают производительность и точность выполняемых машинами работ. Для применения в виброзащитных системах преимуществами обладают механизмы с квазинулевой жесткостью, в которых не используются гидравлические или электромагнитные элементы. Среди них можно выделить виброзащитные системы на основе пакета тарельчатых пружин, имеющие сравнительно простую конструкцию. В них, в отличие от прочих механизмов с квазинулевой жесткостью, функции создания положительной и отрицательной жесткости объединены в одних и тех же конструктивных элементах – тарельчатых пружинах. Статическая характеристика тарельчатой пружины при определенных соотношениях ее размеров уже содержит участок квазинулевой жесткости малой протяженности. Пакет тарельчатых пружин позволяет увеличить размер области квазинулевой жесткости виброзащитной системы кресла человека-оператора строительной или дорожной машины до нужных значений порядка нескольких десятков сантиметров. Определенные сложности возникают в связи с расположением центра участка квазинулевой жесткости отдельной тарельчатой пружины посередине диапазона ее деформаций, когда пружина плоская. Это приводит к необходимости либо использования пружин нестандартной формы с буртами сверху и снизу, либо, как предлагается в настоящей статье, использования промежуточных кольцевых шайб между пружинами. В статье приводится методика определения количества и размеров пружин и шайб, обеспечивающих определенную величину участка квазинулевой жесткости всей виброзащитной системы. Также дается методика определения массы всего пакета пружин с шайбами. Установлено, что уменьшение диаметра пружин требует уменьшения толщины металла для обеспечения участка квазинулевой жесткости. Из-за этого при уменьшении диаметра пружин в пять раз, в двадцать четыре раза может быть уменьшена масса механизма.

Abstract. Reducing vibrations transmitted to the operator of construction and road vehicles through his chair is an urgent task, since significant vibrations lead to human diseases, reduce productivity and accuracy of work performed by machines, etc. Advantages for use in vibration protection systems are mechanisms with quasi-zero stiffness, in which no hydraulic or electromagnetic elements are used. Among them, vibration protection systems based on a package of Belleville springs, having a relatively simple design, can be distinguished. In them, unlike other mechanisms with quasi-zero stiffness, the functions of creating positive and negative stiffness are combined in the same structural elements – Belleville springs. The static characteristic of a Belleville spring with certain ratios of its dimensions already contains a section of quasi-zero stiffness of small length. The cup spring package allows you to increase the size of the quasi-zero stiffness area of the vibration-protective system of the armchair of a human operator of a construction or road machine to the required values of the order of several tens of centimeters. Certain difficulties arise in connection with the location of the center of the quasi-zero stiffness section of an individual disk spring in the middle of its deformation range when the spring is flat. This leads to the necessity of either using custom-shaped springs with collars at the top and bottom, or, as suggested in this article, using intermediate ring washers between the springs. The article provides a methodology for determining the number and size of springs and washers that provide a certain size of the quasi-zero stiffness section of the entire vibration protection system. It also provides a methodology for determining the mass of the entire package of springs with washers. It has been established that reducing the diameter of the springs requires reducing the thickness of the metal to provide a section of quasi-zero stiffness. Because of this, when the diameter of the springs is reduced by a factor of five, the mass of the mechanism can be reduced by a factor of twenty-four.

Ключевые слова: вибрации, виброзащита, механизм, тарельчатая пружина, пакет тарельчатых пружин, квазинулевая жесткость.

Дата принятия к публикации: 04.08.2020
Дата публикации: 25.09.2020

Сведения об авторах:

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

ORCID: 0000-0002-5104-7568

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

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Почекуева Ирина Евгеньевна – аспирант кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

Keywords: vibration, vibration protection, mechanism, belleville spring, packs of belleville springs, quasi-zero-stiffness.

Date of acceptance for publication: 04.08.2020
Date of publication: 25.09.2020

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Department “Automobiles, Construction Materials and Technologies” at Siberian State Automobile and Road University (SibADI), e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Vitaliy S. Sherbakov - Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department “Automation of Production Processes and Electrical Engineering” at Siberian State Automobile and Road University (SibADI), e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Irina E. Pochekueva – postgraduate of Department “Automation of Production Processes and Electrical Engineering” at Siberian State Automobile and Road University (SibADI), e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

1. Введение

Операторы строительных и дорожных машин постоянно подвергаются воздействию вибраций в различном частотном диапазоне [1-10]. Вибрации вызваны как взаимодействием строительных и дорожных машин с внешней средой [11], так и источниками внутри самих машин, например, двигателем и трансмиссией [12].

В результате у человека-оператора любой строительной или дорожной машины снижается работоспособность, появляется повышенная утомляемость [13], могут развиваться связанные с вибрацией профессиональные заболевания [14].

С другой стороны, установлено, что снижение вибрационной нагрузки на человека-оператора, повышая безопасность и комфортность условий его работы, способствует повышению как производительности, так и качества выполняемых машиной работ [15].

В качестве узлов машины, которые проектировщики и производители строительных и дорожных машин стремятся защитить от вибраций, в первую очередь, выступают ка-

бина человека-оператора [16 - 18] и его кресло [19].

Одним из перспективных направлений виброзащиты в настоящее время считается применение систем с квазинулевой жесткостью [20].

Виброизоляционные системы с квазинулевой жесткостью, как правило, используют структурные элементы с т.н. отрицательной жесткостью в сочетании со структурными элементами с положительной жесткостью. Примером последних могут служить обычные винтовые пружины, рассматриваемые по отдельности [21].

Сочетание обычных пружин растяжения или сжатия способно образовывать механизмы с отрицательной жесткостью, такие, например, как ферма Мезиса и др. [22].

Использование виброизоляционных систем с квазинулевой жесткостью способно, при прочих равных условиях, увеличить частотный диапазон, в котором эффективна виброизоляция. Также могут быть улучшены характеристики виброзащиты по сравнению с линейным виброизолятором [23].

Однако виброизоляционные системы с квазиулево́й жесткостью не лишены недостатков. Большинство систем виброизоляции с квазиулево́й жесткостью чувствительны к изменению полезной нагрузки. Такая система, разработанная для определенной массы полезной нагрузки, не может обеспечить эффективную виброизоляцию для другого значения массы полезной нагрузки. Поскольку область квазиулево́й жесткости системы спроектирована для определенной нагрузки и не подходит для другой нагрузки. Таким образом, при изменении нагрузки система уже не демонстрирует ожидаемые характеристики виброизоляции [23].

Другим недостатком систем с квазиулево́й жесткостью, в которых используют отдельные структурные элементы с т.н. отрицательной жесткостью, является сравнительная сложность их конструкции. Это, в свою очередь, снижает надежность подобных систем. Хотя, необходимо отметить, что большинство пассивных виброзащитных систем, состоящих только из пружин и механических передач, являются более надежными, чем виброзащитные системы, содержащие электрические, электромагнитные, пневматические и гидравлические элементы.

Несмотря на приведенные недостатки, использование систем с квазиулево́й жесткостью во всем мире считается в настоящее время перспективным направлением виброзащиты.

В настоящее время разрабатываются адаптивные виброизоляционные системы [23], лишенные недостатка потери эффекта квазиулево́й жесткости при изменении полезной нагрузки. Но это сопряжено с еще большим усложнением конструкции подобных систем и, соответственно, снижением их надежности.

В свете изложенного, перспективными представляются виброзащитные системы с квазиулево́й жесткостью, имеющие наиболее простую конструкцию. Желательно объединение функций создания положительной и отрицательной жесткости в одних и тех же конструктивных элементах.

Одним из вариантов таких простых и максимально надежных виброзащитных сис-

тем являются системы на основе тарельчатых пружин [24].

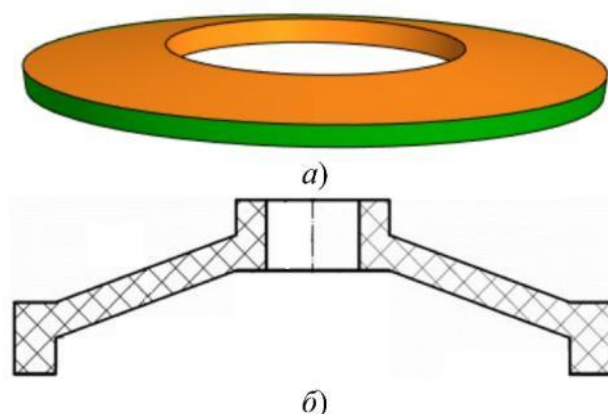


Рис. 1 – Тарельчатая пружина:
а - стандартной формы (объемный вид);
б - нестандартной формы (сечение) [24]

Отдельная тарельчатая пружина (рис. 1) при определенных значениях ее размеров может рассматриваться как монолитная деталь, сочетающая в себе свойства одновременно и положительной, и отрицательной жесткости. То есть, имеющая участок квазиулево́й жесткости в статической силовой характеристике. Пакет тарельчатых пружин может быть использован для увеличения размеров области квазиулево́й жесткости виброзащитной системы кресла человека-оператора строительной или дорожной машины.

В [24] предлагается использовать тарельчатые пружины нестандартной формы (см. рис. 1, б) с буртами сверху и снизу. Необходимость применения буртов обусловлена расположением участка квазиулево́й жесткости в середине хода пружины при ее плоской форме. Однако применение стандартных пружин, серийно выпускаемых отечественной промышленностью, также имеет свои преимущества, прежде всего в виде меньшей стоимости пружин. Тарельчатая пружина должна иметь пространство для дальнейшей деформации, т.е. выгибания в обратном направлении. Для этого могут быть использованы кольцевые шайбы, располагаемые между пружинами в пакете при последовательной схеме сборки (рис. 2). Группу секций из двух тарельчатых пружин каждая, обращенных друг к другу наружными кромками, не-

обходимо при этом монтировать в наружной цилиндрической гильзе и, одновременно, на внутренней центрирующей оправке (на схеме не показаны).

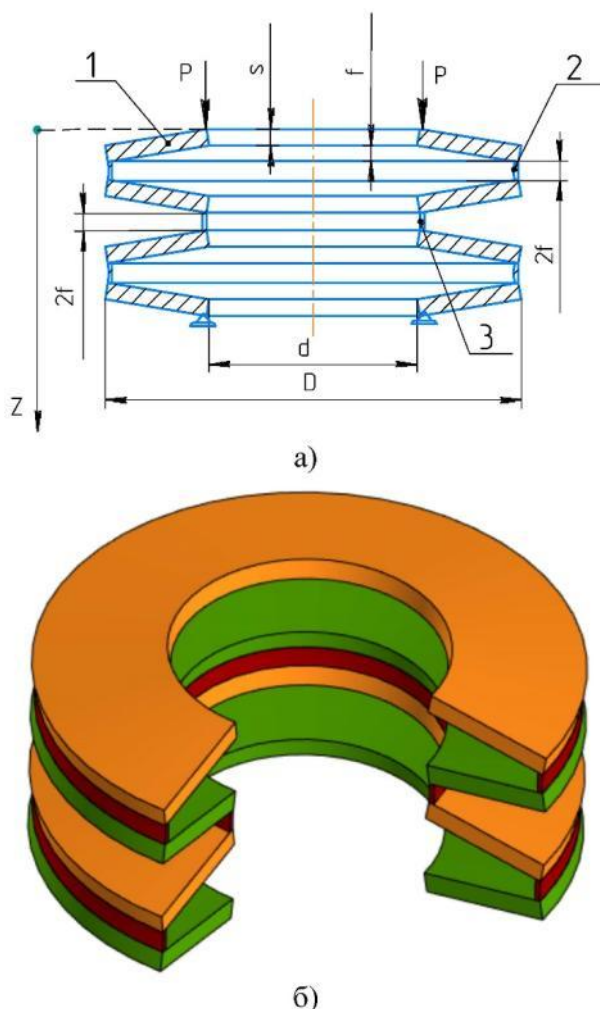


Рис. 2. Пакет из 4-х тарельчатых пружин с тремя промежуточными кольцами (пример, все пружины в свободном состоянии):
а – плоская схема; б – объемный вид, сборка с вырезом (1 – пружина; 2 – большая шайба; 3 – малая шайба)

При отсутствии кольцевых шайб участок квазиулевого жесткости отдельной пружины может быть использован только наполовину. Кроме того, отсутствие шайб обуславливает жесткое ограничение хода всего механизма при приведении пружин из конического в плоское состояние.

2. Постановка задачи

Необходимо определить количество пружин в пакете $n_{пр}$, размеры и статическую силовую характеристику пакета одинаковых тарельчатых пружин, когда задана определенная высота h_{qz} участка квазиулевого жесткости для массы полезного груза кресла человека-оператора m .

Статическая силовая характеристика представляет собой зависимость вертикальной силы P , создаваемой пакетом тарельчатых пружин, от вертикального перемещения верхней точки пакета z при сжатии пакета. Нижняя точка пакета при определении статической силовой характеристики считается неподвижной. Начало отсчета вертикальных перемещений z совпадает с верхней точкой пакета. Положительное направление перемещений – вниз (рис. 2).

Полезный груз в виде кресла с человеком-оператором располагается сверху.

Приняты следующие дополнительные обозначения: s – толщина стенки пружины; f – высота внутреннего конуса пружины в свободном недеформированном состоянии; D – наружный диаметр пружины; d – внутренний диаметр пружины; E – модуль упругости материала пружины; ρ – плотность материала пружины; λ – осадка одной тарелки; $P_c = m \cdot g$ – номинальная сила пакета пружин в центре интервала квазиулевого жесткости, соответствующая массе полезного груза m в статике; P_{max} – максимальная сила, создаваемая пакетом пружин при $\lambda = 2f$; q_{zz} – абсолютный размер области квазиулевого жесткости отдельной пружины с учетом принятых допущений; h_{qz} – абсолютный размер области квазиулевого жесткости всего пакета пружин; $h_{пр}$ – полный рабочий ход всего пакета пружин; $h_{пр plus}$ – полная (максимальная) габаритная высота всего пакета пружин при нулевой деформации пружин; $part_f = 0,5$ – часть от половины хода пружины (доля f), для которой принято допущение, что сила P постоянна. Расположенная в середине полного хода пружины, это будет принятая область квазиулевого жесткости отдельной пружины.

На размер наружного диаметра пакета пружины наложено ограничение в виде максимально допустимого размера в 0,5 м, соответствующего ширине кресла человека-оператора. Также должно соблюдаться ограничение в соотношении диаметров: $d < D$. Полная высота пакета пружин при нулевой деформации ограничивается величиной 0,5 м.

3. Определение размеров и статической характеристики пакета пружин кресла человека-оператора

Высоту кольцевых шайб и малого, и большого диаметров необходимо принять равной f (рис. 2). Это обеспечит возможность деформации пружин в диапазоне $[0; 2f]$.

$$P = \frac{8 \cdot \lambda \cdot \pi \cdot s \cdot E \cdot \left(\frac{s^2 \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right)}{12} - \left(\frac{d+D}{2 \cdot d - 2 \cdot D} + \frac{1}{\ln\left(\frac{D}{d}\right)} \right) \cdot (f - \lambda) \cdot \left(f - \frac{\lambda}{2} \right) \right)}{(D-d)^2}. \quad (1)$$

В то же время, форма статической характеристики тарельчатой пружины связана с соотношением размеров пружины [25]:

$$f = \sqrt{2} \cdot k \cdot s, \quad (2)$$

где k – коэффициент, определяющий форму статической характеристики.

При $k=1$ значение производной силы $\frac{dP}{d\lambda}$ положительно во всем диапазоне перемещений $[0; 2f]$, кроме центра диапазона ($\lambda = f$), где $\frac{dP}{d\lambda} = 0$. Данное значение коэффициента k соответствует статической характеристике тарельчатой пружины с участком квазиулевой жесткости [25].

Известно также аналитическое выражение производной силы по перемещению $\frac{dP}{d\lambda}$, которое не приводится ввиду его относительной громоздкости [25].

Для середины рассматриваемого диапазона рабочих перемещений ($\lambda = f$) выражение силы (1) принимает вид:

В настоящее время существует несколько способов аналитического описания отдельной тарельчатой пружины с областью квазиулевой жесткости [24].

В работе было принято допущение о том, что деформации λ отдельной тарельчатой пружины происходят в рабочем диапазоне $\lambda \in [0; 2 \cdot f]$, для которого и должна быть определена статическая силовая характеристика [25].

Использовалась следующая известная зависимость между силой P и перемещением (осадкой) λ отдельной тарельчатой пружины вдоль собственной оси симметрии (перемещением кромок внутреннего диаметра относительно кромок внешнего диаметра пружины) [25]:

$$P_c = \frac{2 \cdot E \cdot f \cdot \pi \cdot s^3 \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right)}{3 \cdot (D-d)^2}. \quad (3)$$

Учитывая, что толщина металла пружин s и высота внутреннего конуса f связаны между собой зависимостью (2), при заданных значениях диаметров пружин D и d согласно (3) определенному значению s соответствует единственное значение $P_c = m \cdot g$. Аналитическое решение данного уравнения относительно s дает следующее выражение:

$$s = \left(\sqrt{D-d} \right) \cdot \sqrt[4]{\frac{\frac{3\sqrt{2}}{4} \cdot P_c}{E \cdot \pi \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right)}}. \quad (4)$$

Целесообразно задаться определенными значениями диаметров, и по ним найти единственное значение s с использованием формулы (4).

Таким образом, в начале должны быть заданы два диаметра пружин в пределах $d < D < 0,5$ м, а также характеристики их материала E и ρ . Кроме того, задается вы-

сота h_{qz} участка квазиулевой жесткости всего виброзащитного устройства. Затем по (4) вычисляется толщина стенки пружины s , после чего по зависимости (2) вычисляется высота внутреннего конуса.

Варьированием в цикле параметра λ в рассматриваемом диапазоне $\lambda \in [0; 2 \cdot f]$ по формуле (1) может быть получена статическая силовая характеристика отдельной пружины $P = f(\lambda)$. Два примера статической характеристики для двух вариантов различных размеров стальных пружин приведены на рис. 3.

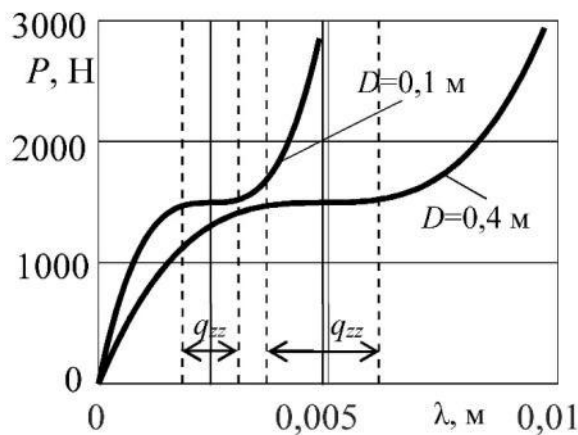


Рис. 3. Статические характеристики двух тарельчатых пружин: меньшего (слева) и большего (справа) диаметров

Масса m кресла с человеком-оператором принимала при этом значение 152,905 кг, что соответствовало силе $P_c = 1500$ Н. Материал пружин и шайб – сталь ($E = 206000$ МПа, $\rho = 7800$ кг/м³).

На рис. 3, слева заданные размеры пружины: $D=0,1$ м; $d=0,05$ м. Вычисленные размеры пружины: $s=1,726$ мм; $f=2,44$ мм.

На рис. 3, справа заданные размеры пружины: $D=0,4$ м; $d=0,2$ м. Вычисленные размеры пружины: $s=3,451$ мм; $f=4,881$ мм.

Далее определяются остальные параметры пакета в порядке, приведенном ниже.

Максимальная сила, создаваемая отдельной пружиной и, одновременно, пакетом последовательно соединенных пружин при $\lambda = 2f$, составляет:

$$P_{\max} = \max(P). \quad (5)$$

Абсолютная величина высоты зоны квазиулевой жесткости отдельной пружины:

$$q_{zz} = f \cdot \text{part}_f. \quad (6)$$

Число последовательно соединенных тарельчатых пружин, необходимое для обеспечения высоты интервала квазиулевой жесткости всего виброзащитного устройства, с запасом (округление до целого в большую сторону):

$$n_{tp} = \left\lceil \frac{h_{qz}}{q_{zz}} \right\rceil. \quad (7)$$

Полный рабочий ход всего пакета пружин:

$$h_{tp} = 2 \cdot f \cdot n_{tp}. \quad (8)$$

Полная габаритная высота всего пакета при нулевой деформации пружин:

$$h_{tp \text{ plus}} = h_{tp} + n_{tp} \cdot s. \quad (9)$$

Число кольцевых шайб большого диаметра (округление до целого в меньшую сторону):

$$n_D = \left\lfloor \frac{n_{tp}}{2} \right\rfloor. \quad (10)$$

Число кольцевых шайб малого диаметра (округление до целого в большую сторону):

$$n_d = \left\lceil \frac{n_{tp}}{2} \right\rceil - 1. \quad (11)$$

Объем тарельчатых пружин, определяемый как сумма объемов колец с диаметрами D , d , и высотой s :

$$V_p = \frac{\pi}{4} \cdot s \cdot (D^2 - d^2) \cdot n_{tp}. \quad (12)$$

Объем кольцевых шайб большого диаметра:

$$V_D = n_D \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - (D - 0,002)^2) \cdot 2 \cdot f. \quad (13)$$

Объем кольцевых шайб малого диаметра:

$$V_d = n_d \cdot \frac{\pi}{4} \cdot ((d + 0,002)^2 - d^2) \cdot 2 \cdot f. \quad (14)$$

Здесь 0,002 м – принятая разность диаметров всех кольцевых шайб, минимально необходимая для сохранения их осевой жесткости.

Общий объем металла на все пружины и шайбы:

$$V_{sum} = V_{tp} + V_D + V_d. \quad (15)$$

Масса общего объема металла на все пружины и шайбы:

$$m_{sum} = V_{sum} \cdot \rho. \quad (16)$$

Для пружин, статические характеристики которых приведены на рис. 3, при $h_{qz}=0,05$ м, число пружин в механизме n_{tp} равно 41 (малые пружины) и 19 (большие пружины). Полный рабочий ход всего пакета h_{tp} составил 0,2 и 0,205 м, габаритная высота – 0,271 и 0,277 м соответственно. Наконец, масса общего объема стали на все пружины и шайбы составила 3,609 и 86,016 кг соответственно.

4. Варьирование размеров пружин с целью уменьшения массы металла

Варьировать значения диаметров пружин D и d необходимо в цикле более высокого уровня.

На рис. 4 показаны результаты варьирования наружного диаметра пружин D в пределах от 0,1 до 0,5 м. Внутренний диаметр пружин при этом принимался зависимым: $d = 0,5D$. Подобная зависимость целесообразна, чтобы максимально приблизить размеры пружины к стандартным. Размеры и объемы кольцевых шайб также принимались зависимыми от размеров пружин. Они вычислялись по соответствующим размерам D и d .

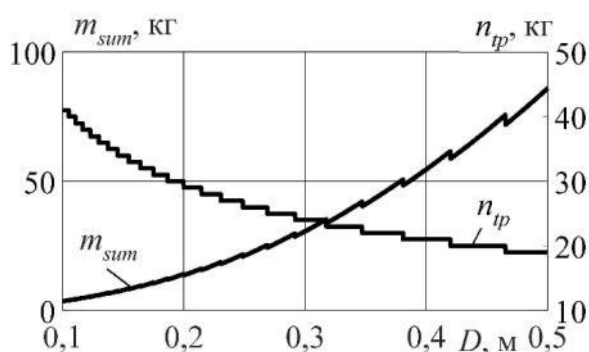


Рис. 4. Зависимости количества пружин n_{tp} и массы всех пружин с шайбами m_{sum} от наружного диаметра пружин D

Ступенчатый характер зависимостей на рис. 4 обусловлен округлением числа пружин

и шайб до целочисленных значений при вычислениях по зависимостям (7), (10) и (11).

Полный рабочий ход всего пакета пружин и полная габаритная высота всего пакета при нулевой деформации пружин при этом остаются примерно постоянными. Их значения были указаны выше.

При необходимости минимизации массы общего объема металла на все пружины и шайбы, выбранное значение наружного диаметра пружины – это минимальный диаметр в рассматриваемом диапазоне. То есть $D = 0,1$ м.

5. Заключение

С использованием участков квазиулевой жесткости отдельных тарельчатых пружин, предложена методика проектирования пакета тарельчатых пружин с заданным размером участка квазиулевой жесткости всего пакета. Подобный механизм отличают максимальная простота и надежность.

Чтобы исключить использование тарельчатых пружин нестандартной усложненной формы с буртами, и ограничиться традиционной формой пружин, предлагается чередовать пружины в пакете с кольцевыми шайбами. При этом используется последовательная схема сборки пружин. Пружины обращают друг к другу наружными кромками. Группы из двух таких пружин обращены друг к другу внутренними кромками.

При деформации отдельной пружины на величину, равную высоте внутреннего конуса пружины в свободном состоянии, достигается срединная точка участка квазиулевой жесткости пружины. Поэтому целесообразно ограничиться рассмотрением деформации пружин в диапазоне от 0 (свободное состояние, высота всего пакета максимальна) до $2f$ (высота всего пакета минимальна, сила максимальна).

Методика позволяет задать наружный диаметр пружин и всего пакета в целом, а также полный рабочий ход всего пакета пружин, и по ним определить все прочие размеры и статическую характеристику пакета пружин кресла человека-оператора строительных и дорожных машин.

Циклические вычисления по предложенной методике позволяют определить размеры пакета пружин, при которых масса общего объема металла на все пружины и шайбы m_{sum} минимальна.

Было установлено, что масса m_{sum} может быть во много раз снижена при варьировании наружного диаметра D в рассматриваемых пределах от 0,5 до 0,1 м с 86,016 до 3,609 кг, т.е. в 24 раза. При этом полный рабочий ход всего пакета пружин и абсолют-

ный размер области квазиулевой жесткости всего пакета пружин остаются постоянны. В то же время, количество пружин увеличивается с 19 до 41.

По условию минимизации объема использованных конструкционных материалов и общего веса виброзащитного устройства, диаметральный размер пружин должен быть принят равным минимальному в рассматриваемом диапазоне, т.е., в данном случае, $D = 0,1$ м.

Список литературы

1. Sorica E., Vladut V., Cardei P., Sorica C. Comparative analysis of the noise and vibration transmitted to the operator by a brush cutter // *Springer Proceedings in Physics*. 2018. Vol. 198. Pp. 165-172. DOI: 10.1007/978-3-319-69823-6_20
2. Ling X., Zhang L., Feng X. A novel bio-inspired anti-vibration structure for operating hand-held jackhammers // *Mechanical systems and signal processing*. 2019. Vol. 118. Pp. 317-339. DOI: 10.1016/j.ymssp.2018.09.004
3. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolsky A.B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. No. 9783319956299. Pp. 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_19
4. Nehaev V.A., Nikolaev V.A., Zakernichnaya N.V. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism // *Journal of Physics Conference Series*. 2018. Vol. 1050. Pp. 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
5. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 944. Pp. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
6. Lyashenko M., Potapov P., Iskaliev A. Analysis of vibroprotection characteristics of pneumatic relaxation seat suspension with capability of vibration energy recuperation // *MATEC Web of Conferences*. 2017. Vol. 129. Pp. 06018.

References

1. Sorica E., Vladut V., Cardei P., Sorica C. Comparative analysis of the noise and vibration transmitted to the operator by a brush cutter. *Springer Proceedings in Physics*, 2018, Vol. 198, pp. 165-172. DOI: 10.1007/978-3-319-69823-6_20
2. Ling X., Zhang L., Feng X. A novel bio-inspired anti-vibration structure for operating hand-held jackhammers. *Mechanical systems and signal processing*, 2019, Vol. 118, pp. 317-339. DOI: 10.1016/j.ymssp.2018.09.004
3. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolsky A.B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2019, No. 9783319956299, pp. 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_19
4. Nehaev V.A., Nikolaev V.A., Zakernichnaya N.V. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, Vol. 1050, pp. 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
5. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, Vol. 944, pp. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
6. Lyashenko M., Potapov P., Iskaliev A. Analysis of vibroprotection characteristics of pneumatic relaxation seat suspension with capability of vibration energy recuperation. *MATEC Web of Conferences*, 2017, Vol. 129, pp. 06018.

DOI: 10.1051/mateconf/201712906018

7. Rokosch F., Schick R., Schaefer K. Vibration exposure of pallet truck operators. Internal transport of goods // *Zentralblatt für arbeitsmedizin arbeitsschutz und ergonomie*. 2017. Vol. 67. No. 1. Pp. 15-21.

8. Maciejewski I., Krzyzynski T. Modelling of the vibration reduction system used for protection of working machine operators // *Advances in mechanics: theoretical, computational and interdisciplinary issues*. 2016. Pp. 361-365. DOI: 10.1201/b20057-78

9. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. Pp. 1245-1251.

DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132

10. Kovac J., Krilek J., Dado M. et al. Investigating the influence of design factors on noise and vibrations in the case of chainsaws for forestry work // *FME transactions*. 2018. Vol. 46. No. 4. Pp. 513-519. DOI: 10.5937/fmet1804513K

11. Корчагин П.А., Тетерина И.А. Математическая модель сложной динамической системы «возмущающие воздействия – машина – оператор» // *Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии*. 2015. № 5 (45). С. 118-123.

12. Тетерина И.А., Корчагин П.А., Летопольский А.Б. Влияние динамических характеристик шин на вибронгруженность рабочего места оператора // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2019. Т. 7. № 1. С. 176-181.

13. Тетерина И.А., Корчагин П.А., Алешков Д.С. Исследование влияния эксплуатационных параметров коммунальной машины на вибронгруженность рабочего места оператора // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2018. Т. 6. № 1. С. 128-135.

14. Flimel M., Duplakova D. Ergonomic rationalization of transmitted vibration to hands of the workers // *Journal of vibration and control*. 2017. Vol. 23. No. 4. Pp. 517-525. DOI: 10.1177/1077546315581248

15. Березин И.Я., Пронина Ю.О., Бондарь В.Н., Вершинский Л.В., Тараненко П.А. Экспериментальные исследования ха-

DOI: 10.1051/mateconf/201712906018

7. Rokosch F., Schick R., Schaefer K. Vibration exposure of pallet truck operators. Internal transport of goods. *Zentralblatt für arbeitsmedizin arbeitsschutz und ergonomie*, 2017, Vol. 67, No. 1, pp. 15-21.

8. Maciejewski I., Krzyzynski T. Modelling of the vibration reduction system used for protection of working machine operators. *Advances in mechanics: theoretical, computational and interdisciplinary issues*, 2016, pp. 361-365. DOI: 10.1201/b20057-78

9. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions. *Procedia Engineering*, 2016, Vol. 150, pp. 1245-1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132

10. Kovac J., Krilek J., Dado M. et al. Investigating the influence of design factors on noise and vibrations in the case of chainsaws for forestry work. *FME transactions*, 2018, Vol. 46, No. 4, pp. 513-519. DOI: 10.5937/fmet1804513K

11. Korchagin P.A., Teterina I.A. Matematicheskaya model slozhnoy dinamicheskoy sistemy «vozmushchayushchie vozdeystviya – mashina – operator». *Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobilno-dorozhnoy akademii*, 2015, No. 5 (45), pp. 118-123. (In Russian)

12. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolj-skiyj A.B. Vliyanie dinamicheskikh kharakteristik shin na vibronagruzhennost rabocheho mesta operatora. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin*, 2019, Vol. 7, No. 1, pp. 176-181. (In Russian)

13. Teterina I.A., Korchagin P.A., Aleshkov D.S. Issledovanie vliyaniya ekspluatatsi-onnykh parametrov kommunalnoy mashiny na vibronagruzhennost rabocheho mesta operatora. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin*, 2018, Vol. 6, No. 1, pp. 128-135. (In Russian)

14. Flimel M., Duplakova D. Ergonomic rationalization of transmitted vibration to hands of the workers. *Journal of vibration and control*, 2017, Vol. 23, No. 4, pp. 517-525. DOI: 10.1177/1077546315581248

15. Berezin I.Ya., Pronina Yu.O., Bondarj V.N., Vershinskiy L.V., Taranenko P.A.

рактических элементов виброзащиты рабочего места оператора промышленного трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 9. С. 19-22.

16. Гасанов Б.Г., Сиротин П.В., Черненко А.Б., Лебединский И.Ю. Экспериментальная оценка эффективности применения пневматических упругих элементов в системах подвешивания кабин транспортно-технологических самоходных машин // Труды НАМИ. 2018. № 4 (275). С. 82-90.

17. Колядин П.А. Уточненная модель динамической системы мобильного средства с применением элементов поддресоривания кабины оператора // Воронежский научно-технический вестник. 2019. Т. 1. № 1 (27). С. 53-59.

18. Лебединский И.Ю., Сиротин П.В., Черненко А.Б., Сысоев М.И. Принципы создания систем поддресоривания кабин транспортно-технологических самоходных машин // Современные наукоемкие технологии. 2019. № 2. С. 105-109.

19. Balakin P.D., Dyundik O.S., Zgonnik I.P. Systems of vibration isolators based on elements with linear characteristics // Journal of Physics: Conference Series. 2020. Vol. 1546. Pp. 012125. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012125

20. Зотов А.Н. Виброизоляторы с квази-нулевой жесткостью // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2007. № 2. С. 147-151.

21. Alabuzhev P.M., Gritchin A.A., Kim L.I. Vibration protecting and measuring system with quasi-zero stiffness. Detroit: Hemisphere Publishing Corp., 1989. 100 p.

22. Кориотов М.С. Сравнительный анализ пружинных механизмов виброзащитных кресел дорожно-строительных машин / М.С. Кориотов, В.С. Щербаков, И.Е. Почекueva // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. № 1. С. 62-72. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-62-72

23. Ye K., Ji J.C., Brown T. Design of a quasi-zero stiffness isolation system for supporting different loads // Journal of sound and vibration. 2020. Vol. 471. Pp. 115198. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115198

Experimentalnye issledovaniya kharakteristik elementov vibrozashchity rabocheho mesta operatora promyshlennogo traktora. *Traktory i selkhoz mashiny*, 2016, № 9, pp. 19-22. (In Russian)

16. Gasanov B.G., Sirotin P.V., Chernenko A.B., Lebedinskiy I.Yu. Eksperimentalnaya otsenka effektivnosti primeneniya pnevmaticheskikh uprugikh ehlementov v sistemakh podveshivaniya kabin transportno-tekhnologicheskikh samokhodnykh mashin. *Trudy NAMI*, 2018, № 4 (275), pp. 82-90. (In Russian)

17. Kolyadin P.A. Utochnennaya model dinamicheskoy sistemy mobilnogo sredstva s primeneniem elementov podressorivaniya kabiny operatora. *Voronezhskiy nauchno-tekhnicheskij Vestnik*, 2019, Vol. 1, No. 1 (27), pp. 53-59. (In Russian)

18. Lebedinskiy I.Yu., Sirotin P.V., Chernenko A.B., Sihsoev M.I. Printsipy sozdaniya sistem podressorivaniya kabin transportno-tekhnologicheskikh samokhodnykh mashin. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii*, 2019, № 2, pp. 105-109. (In Russian)

19. Balakin P.D., Dyundik O.S., Zgonnik I.P. Systems of vibration isolators based on elements with linear characteristics. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, Vol. 1546, pp. 012125. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012125

20. Zotov A.N. Vibroizolyatory s kvazinulevoy zhestkostyu. *Izvestiya vysshih uchebnykh zavedeniy. Gornyy zhurnal*, 2007, No. 2, pp. 147-151. (In Russian)

21. Alabuzhev P.M., Gritchin A.A., Kim L.I. *Vibration protecting and measuring system with quasi-zero stiffness*. Detroit: Hemisphere Publishing Corp., 1989. 100 p.

22. Korihtov M.S., Therbakov V.S., Pochekueva I.E. Sravnitelnyy analiz pruzhinnykh mekhanizmov vibrozashchitnykh kresel dorozhno-stroitelnykh mashin. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No. 1, pp. 62-72. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-62-72 (In Russian)

23. Ye K., Ji J.C., Brown T. Design of a quasi-zero stiffness isolation system for supporting different loads. *Journal of sound and vibration*, 2020, Vol. 471, pp. 115198. DOI:

24. Valeev A. Dynamics of a group of quasi-zero stiffness vibration isolators with slightly different parameters // *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. 2018. Vol.37. No. 3. Pp. 640-653. DOI: 10.1177/1461348418756022

25. Пономарев С. Д., Андреева Л. Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М.: Машиностроение, 1980. 326 с.

† 10.1016/j.jsv.2020.115198

† 24. Valeev A. Dynamics of a group of quasi-zero stiffness vibration isolators with slightly different parameters. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 2018, Vol.37, No. 3, pp. 640-653. DOI: 10.1177/1461348418756022

† 25. Ponomarev S.D., Andreeva L.E. *Raschet uprugikh elementov mashin i priborov*. [Calculation of the elastic elements of machines and devices]. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 326 p. (In Russian)

УДК (UDC) 62-82:681.581.5

КОМПОНОВКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА БАЗОВОМ ШАССИ
МОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНОГО КАНАТНОГО КОМПЛЕКСАPLACEMENT OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT ON THE BASIC CHASSIS OF
THE MOBILE TRANSPORTATION AND RELOADING ROPE COMPLEXЛагереv А.В.¹, Таричко В.И.², Лагереv И.А.¹
Lagerev A.V.¹, Tarichko V.I.², Lagerev I.A.¹¹ - Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)² - АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)¹ - Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)² - Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Мобильные канатные системы, предназначенные проведения погрузочно-разгрузочных и транспортно-переправочных операций в заранее не обустроенных или труднодоступных местностях и обеспечивающие оперативное разворачивание необходимых технологических средств, являются перспективным видом подъемно-транспортной техники. В статье рассмотрены вопросы компоновки основного технологического оборудования одного из конструктивных вариантов мобильной канатной системы на базовом многоосном колесном шасси высокой грузоподъемности и производительности. Рассмотрен вариант компоновки с центральным расположением узла крепления на несущей раме базового шасси концевой опоры для поддержки ведущего канатного шкива с несущей тягловым канатом. Разработаны математические модели, обеспечивающие проведение кинематического и силового анализа кинематической схемы гидравлического механизма установки и фиксации концевой опоры. Выполнен анализ влияния основных конструктивных размеров указанного механизма на габариты мобильного канатного комплекса в транспортном положении, а также на силовые факторы, возникающие в процессе эксплуатации канатной системы. Установлены необходимые условия, которые должны быть выполнены при проектировании канатной системы для обеспечения нормативных требований передвижения мобильного комплекса по автомобильным дорогам общего пользования. Установлены и проанализированы условия расположения и длины приводного гидроцилиндра концевой опоры, обеспечивающие необходимое перемещение опоры из транспортного положения в рабочее, выявлено наличие значительной зоны недопустимого расположения шарнирного узла крепления штока гидроцилиндра к металлоконструкции концевой опоры.

Ключевые слова: мобильный канатный комплекс, компоновка, концевая опора, кинематический анализ, силовой анализ.

Abstract. Mobile rope systems designed to carry out loading and unloading and transport and transfer operations in unequipped or hard-to-reach areas and ensuring the prompt deployment of the necessary technological means are a promising type of lifting and transport equipment. The article deals with the layout of the main technological equipment of one of the constructive variants of a mobile rope system on a base multi-axle wheeled chassis of high carrying capacity and performance. A variant of the layout with the central location of the end tower attachment point for supporting the leading rope pulley with a carrying rope on the base chassis frame is considered. Mathematical models have been developed that ensure the kinematic and power analysis of the kinematic scheme of the hydraulic mechanism for installing and fixing the end tower. The analysis of the influence of the main structural dimensions of the indicated mechanism on the dimensions of the mobile rope complex in the transport position, as well as on the force factors arising during the operation of the rope system is carried out. The necessary conditions have been established that must be met when designing a rope system to ensure the regulatory requirements for the movement of a mobile complex on automobile roads of the general using. The conditions for the location and length of the drive hydraulic cylinder of the end tower, which ensure the necessary movement of the tower from the transport position to the working position, have been established and analyzed; the presence of a significant zone of inadmissible location of the hinged assembly for attaching the hydraulic cylinder rod to the metal structure of the end tower has been revealed.

Keywords: mobile rope complex, end tower, lifting mechanism, kinematic analysis, force analysis.

Дата принятия к публикации:

24.07.2020

Дата публикации:

25.09.2020

Date of acceptance for publication:

24.07.2020

Date of publication:

25.09.2020



Сведения об авторах:

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

ORCID: 0000-0003-0380-5456

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 ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-0921-6831

Authors' information:

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

ORCID: 0000-0003-0380-5456

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 Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

1. Введение

Мобильные канатные системы, предназначенные проведения погрузочно-разгрузочных и транспортно-переправочных операций в заранее не обустроенных или труднодоступных местностях и обеспечивающие оперативное разворачивание необходимых технологических средств, являются перспективным видом подъемно-транспортной техники [1]. Высокая мобильность данного типа грузовых канатных транспортных систем обусловлена их размещением на специальных многоосных шасси высокой грузоподъемности и проходимости базовых колесных и гусеничных машин многоцелевого назначения [2-5].

Сфера эффективного применения мобильных канатных систем достаточно широка и разнообразна. Их целесообразно использовать при производстве строительно-восстановительных или ремонтно-монтажных работ на автономных объектах, ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций природного или техногенного характера, производстве лесохозяйственных работ в горной или труднодоступной местности, выполнении погрузочно-разгрузочных операций на морских судах и др. [6-8].

2. Конструктивное исполнение мобильного канатного комплекса

В качестве базового шасси для установки основного технологического оборудования мобильного транспортно-перегрузочного комплекса целесообразно использовать многоосные специальные колесные шасси для тягачей высокой проходимости. Подобная техника выпускается как отечественными, так и зарубежными производителями [5].

На рис. 1 показан пример компоновки основного технологического оборудования на базовом шасси мобильного канатного комплекса при расположении концевой опоры в средней части несущей рамы. Непосредственно на несущей раме шасси монтируются конструктивные узлы и элементы механизма установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры мобильного комплекса, включая саму концевую опору 1, приводной гидроцилиндр механизма 2, гидравлическое тормозное устройство для предохранения концевой опоры от самопрокидывания в процессе ее поворота в рабочее положение. Концевая опора служит в качестве поддерживающей конструкции для конструктивных элементов механизма движения несущей

тягового каната 4, включая канатный шкив 3. Концевая опора и приводной гидроцилиндр кинематически связаны между собой и несущей рамой цилиндрическими шарнирами А, В и С.

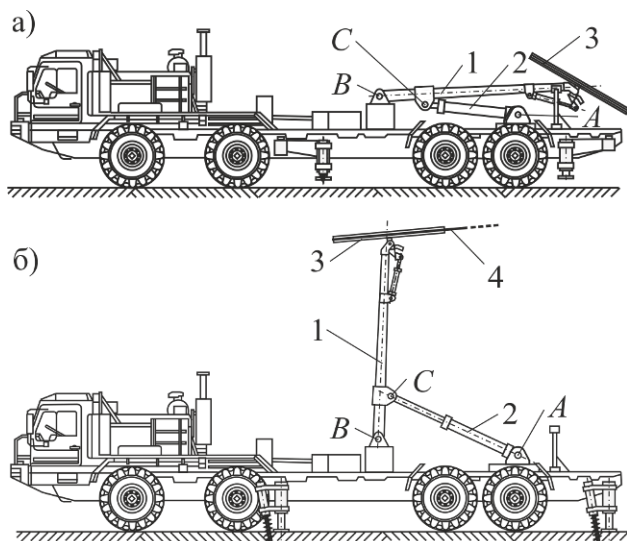


Рис. 1. Конструктивное исполнение мобильного канатного комплекса на четырехосном колесном базовом шасси:
а – транспортное положение концевой опоры; б – рабочее положение концевой опоры (1 – концевая опора; 2 – гидроцилиндр механизма подъема и фиксации концевой опоры; 3 – канатный шкив; 4 – несуще-тяговый канат; А, В, С – шарниры)

К месту назначения мобильный канатный комплекс выдвигается, имея концевую опору в транспортном положении, как показано на рис. 1, а. При достижении места назначения базовое шасси ориентируется таким образом, чтобы его продольная ось совпадала с продольной осью канатной дороги. Для обеспечения общей устойчивости в условиях действия значительных горизонтальных опрокидывающих нагрузок от силы натяжения несуще-тягового каната и транспортируемого груза мобильный комплекс выставляется на аутригеры, которые закрепляются на грунте с помощью дополнительных анкерных устройств. В их качестве могут быть использованы известные конструкции аутригеров с анкерными устройствами [9]. Концевая опора с помощью приводного гидроцилиндра поворачивается в вертикальной плоскости

относительно цилиндрического шарнира В, занимая свое рабочее положение, как показано на рис. 1, б. При установке концевой опоры необходимо обеспечить согласование взаимного расположения канатных шкивов сопрягаемых мобильных канатных комплексов, формирующих трассу подвесной канатной дороги на местности и объединяемых в единую канатную транспортную систему с помощью общего несуще-тягового каната.

3. Проектирование и расчет компоновки технологического оборудования на базовом шасси

Основные задачи, которые необходимо решить при проектировании и расчете определяющих конструктивных параметров компоновки основного технологического оборудования на базовом шасси мобильного транспортно-технологического канатного комплекса, связаны с размещением и сопряжением основных структурных элементов механизма установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры мобильного комплекса.

Механизм установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры выполняет несколько функций:

1) обеспечивает перевод концевой опоры из близкого к горизонтальному транспортно-го положения в близкое к вертикальному рабочее положение и обратно;

2) обеспечивает надежную фиксацию концевой опоры в рабочем положении с требуемым углом наклона продольной оси опоры к вертикали плоскости несущей рамы шасси, исходя из перепада высот и расстояния между местами расположения базовых станций;

3) обеспечивает необходимую силу натяжения несуще-тягового каната.

Исполнительным конструктивным элементом данного механизма является приводной гидроцилиндр, включенный в общую гидросистему мобильного канатного комплекса.

Вид кинематических схем механизма установки и фиксации концевой опоры в транспортном (исходном) и предельном ра-

бочем (конечном) положениях концевой опоры приведен на рис. 2. Ориентация продольной оси концевой опоры в вертикальной плоскости характеризуется следующими конструктивными параметрами, исходно задаваемыми перед проведением геометрического и силового расчета компоновки основного технологического оборудования на базовом колесном шасси:

- углом наклона продольной оси концевой опоры к плоскости несущей рамы базовой станции в транспортном положении γ_{ts} ;
- углом наклона продольной оси концевой опоры к перпендикуляру к поверхности грунта в предельном рабочем положении γ_{ws} ;
- расстояниями между характерными точками i и j кинематической схемы l_{ij} .

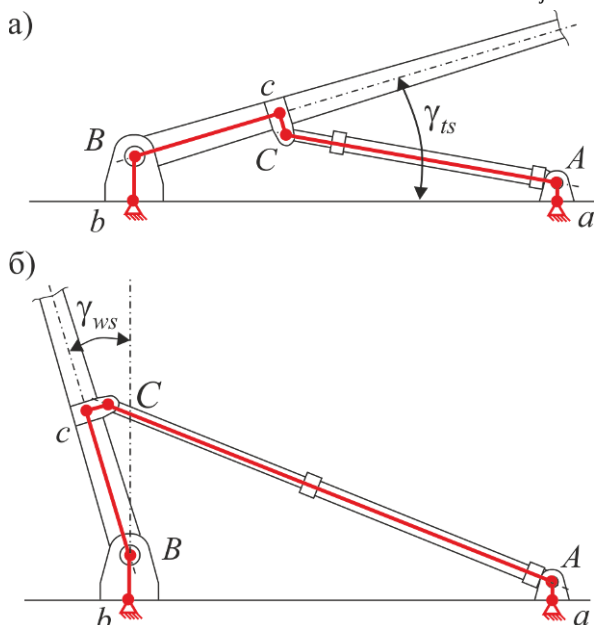


Рис. 2. Кинематическая схема механизма установки и фиксации концевой опоры: а - транспортное (исходное) положение; б - предельное рабочее (конечное) положение

3.1. Проектирование и расчет компоновки технологического оборудования на базовом шасси в транспортном положении

Расчетная схема, используемая при проведении геометрического расчета компоновки основного технологического оборудования в транспортном положении, приведена на рис. 3.

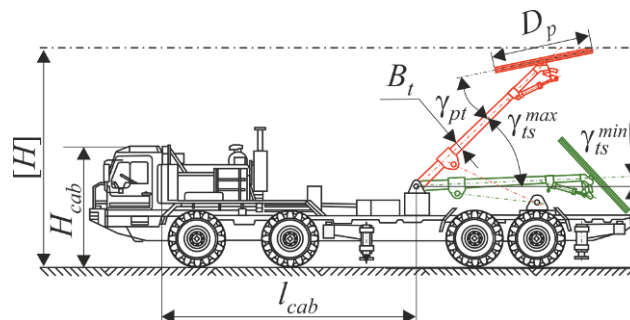


Рис. 3. Расчетная схема для геометрического расчета компоновки технологического оборудования в транспортном положении

При компоновке основного технологического оборудования на базовом колесном шасси необходимо обеспечить нормативный габарит приближения по высоте с целью безопасного проезда под мостовыми сооружениями и путепроводами при движении мобильного комплекса по автомобильным дорогам общего пользования. Нормативный габарит обеспечивается при выполнении условия:

$$H_{mc} \leq [H], \quad (1)$$

где H_{mc} - вертикальная координата наиболее высокой точки основного технологического оборудования мобильного комплекса в транспортном положении (вертикальный габарит); $[H] = 4$ м - нормативный габарит приближения по высоте с учетом требуемых зазоров, регламентируемый ГОСТ Р 52748-2007 [10].

Величина H_{mc} находится, исходя из возвышения оголовка концевой опоры:

$$H_{mc} = h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} + H_t \sin \gamma_{ts} + 0,5 D_p \sin(\gamma_{pt} - \gamma_{ts}),$$

где D_p - диаметр канатного шкива; γ_{pt} - угол наклона канатного шкива к продольной оси концевой опоры в транспортном положении.

Максимально возможный угол наклона концевой опоры в транспортном положении $\gamma_{ts}^{\max}$, удовлетворяющий условию (1), определяется решением нелинейного алгебраического уравнения вида:

$$H_t \sin \gamma_{ts}^{\max} + 0,5 D_p \sin(\gamma_{pt} - \gamma_{ts}^{\max}) + h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} - [H] = 0. \quad (2)$$

При малых значениях угла γ_{ts} существует опасность того, что канатный шкив ока-

жется чрезмерно опущен относительно несущей рамы базового шасси. Поэтому минимально возможный угол наклона концевой опоры в транспортном положении $\gamma_{ts}^{\min}$ определяется решением нелинейного алгебраического уравнения:

$$H_t \sin \gamma_{ts}^{\min} - 0,5D_p \sin(\gamma_{ts}^{\min} + \gamma_{pt}) + l_{Bb} = 0. \quad (3)$$

Значение угла наклона концевой опоры γ_{ts} , допустимое по условиям компоновки основного технологического оборудования в транспортном положении, следует выбирать из интервала $\gamma_{ts}^{\min} \leq \gamma_{ts} \leq \gamma_{ts}^{\max}$, граничные значения которого определяются согласно зависимостям (2) и (3). При этом следует учитывать, что минимально возможному углу наклона концевой опоры $\gamma_{ts}^{\min}$ будет соответствовать минимально возможный вертикальный габарит мобильного канатного комплекса в транспортном положении:

$$H_{mc}^{\min} = h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} + H_t \sin \gamma_{ts}^{\min} + 0,5D_p \sin(\gamma_{pt} - \gamma_{ts}^{\min}).$$

Расчеты показывают, что диапазон допустимых углов очень широк, составляя $\Delta\gamma_{ts} = 18...25^\circ$. Это упрощает компоновку и позволяет добиться существенно малого вертикального габарита $H_{mc}^{\min}$, вплоть до ситуации, когда

$$H_{mc}^{\min} < H_{cab},$$

где H_{cab} - высота кабины водителя.

3.2. Геометрический расчет компоновки технологического оборудования на базовом шасси

В процессе геометрического расчета компоновки основного технологического оборудования определяются основные размеры структурных элементов механизма установки и фиксации концевой опоры в крайних (транспортном и предельном рабочем) и промежуточных положениях концевой опоры, а также длина и ход штока приводного гидроцилиндра с учетом возможности его совместной компоновки с концевой опорой на несущей раме колесного шасси.

Минимальное расстояние между центрами цилиндрических шарниров присоединения гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры $(l_{AC})_{\min}$ имеет место при транспортном положении опоры и составляет:

$$(l_{AC})_{\min} = [(l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2]^{0,5}. \quad (4)$$

Максимальное расстояние между центрами цилиндрических шарниров присоединения гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры $(l_{AC})_{\max}$ имеет место при предельном рабочем положении опоры и составляет:

$$(l_{AC})_{\max} = [(l_{ab} + l_{Bc} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws})^2]^{0,5}. \quad (5)$$

Размер $(l_{AC})_{\min}$ определяет длину гидроцилиндра L_{hc} (с учетом толщины торцевых крышек и размера присоединительных серег гидроцилиндра), который может быть размещен в пространстве под концевой опорой в транспортном положении и который может обеспечить ее поворот в предельное рабочее положение, т.е.

$$L_{hc} \approx (l_{AC})_{\min}.$$

Размер $(l_{AC})_{\max}$ позволяет определить полный ход штока гидроцилиндра Δ_{hc} для перевода концевой опоры из транспортного в предельное рабочее положение:

$$\Delta_{hc} = (l_{AC})_{\max} - (l_{AC})_{\min}.$$

Полный ход штока гидроцилиндра Δ_{hc} должен быть меньше, чем длина гидроцилиндра L_{hc} . Соотношение между этими величинами удобно выразить через коэффициент выдвижения штока гидроцилиндра:

$$\xi_{hc} = \Delta_{hc} / L_{hc} \approx \Delta_{hc} / (l_{AB})_{\min},$$

который изменяется в пределах $0 < \xi_{hc} \leq \xi_{hc, \max}$. Максимальное значение данного коэффициента $\xi_{hc, \max}$, соответствующее максимально возможному ходу штока $\Delta_{hc, \max}$, определяется конструктивным исполнением конкретного типоразмера гидроцилиндра. Для стандартизованных гидроцилиндров, выпускаемых отечественной про-

мышленностью и используемых в гидроприводах подъемно-транспортной и строительно-дорожной техники, значение $\xi_{hc,max}$ составляет 0,6...0,9 (большие значения соответствуют длинноходовым гидроцилиндрам).

Компоновка гидроцилиндра в пространстве под концевой опорой, находящейся в транспортном положении, возможна в том случае, когда соблюдается следующее условие:

$$\xi_{hc} = (l_{AC})_{\max} / (l_{AC})_{\min} - 1 \leq [\xi_{hc}], \quad (6)$$

где $[\xi_{hc}]$ - коэффициент выдвижения штока гидроцилиндра, заданный при проектировании мобильного канатного комплекса ($[\xi_{hc}] \leq \xi_{hc,max}$).

$$\sqrt{\frac{(l_{ab} + l_{Bc} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws})^2}{(l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2}} - 1 - [\xi_{hc}] = 0. \quad (7)$$

Очевидно, что при проведении расчетов по зависимости (7) задание в качестве коэффициента выдвижения штока гидроцилиндра $[\xi_{hc}]$ значения $\xi_{hc,max}$ позволяет определить наименьшую необходимую длину гидроци-

Анализ зависимостей (4) и (5) показывает, что условие компоновки (6) обеспечивается рациональным выбором сочетания двух конструктивных размеров кинематической схемы l_{ab} и l_{Bc} .

Необходимый размер l_{Bc} места присоединения гидроцилиндра к концевой опоре (рис. 2), который при заданном ходе штока определяет длину гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры при исходно заданном значении присоединительного размера l_{ab} , находится решением нелинейного уравнения вида:

линдра L_{hc} и, таким образом, обеспечить максимальное использование его технической возможности по величине хода штока, так как в этом случае

$$\Delta_{hc} = \Delta_{hc,max}. \quad (8)$$

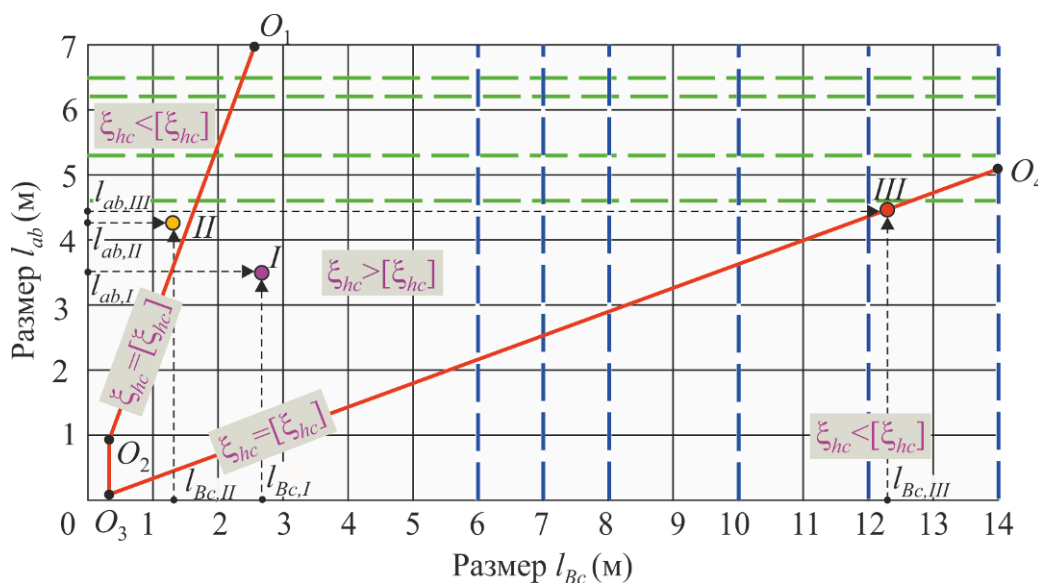


Рис. 4. Области возможной компоновки гидроцилиндров механизма установки и фиксации концевой опоры

На рис. 4 показаны области сочетаний размеров кинематической схемы l_{ab} и l_{Bc} (рис. 4, а) при $[\xi_{hc}] = \xi_{hc,max} = 0,9$, определяемые условием (2.7) и уравнением (2.5). Линии $O_1O_2O_3O_4$ разграничивают области с

$\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$ и $\xi_{hc} < [\xi_{hc}]$. На рис. 4, а сочетание размеров кинематической схемы l_{ab} и l_{Bc} , лежащее в пределах области $\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$, например, точка $I(l_{Bc,I}; l_{ab,I})$, требует для перевода концевой опоры из исходного транс-

портного положения в предельное рабочее положение бóльшего хода штока Δ_{hc} , чем его может обеспечить гидроцилиндр выбранной конструкции. Таким образом, эта область сочетания размеров l_{ab} и l_{Bc} неприемлема по условию компоновки (6). Сочетание размеров кинематической схемы l_{ab} и l_{Bc} , лежащее в пределах области $\xi_{hc} < [\xi_{hc}]$, например, точка II($l_{Bc,II}; l_{ab,II}$), требует для перевода концевой опоры из исходного транспортного положения в предельное рабочее положение такого хода штока Δ_{hc} , который гидроцилиндр выбранной конструкции может обеспечить. Таким образом, эта область сочетания размеров l_{ab} и l_{Bc} позволяет выполнить компоновку механизма в соответствии с условием (6), хотя при этом $\Delta_{hc} < \Delta_{hc,max}$. Наилучшими сочетаниями размеров l_{ab} и l_{Bc} следует считать те, которые лежат на граничной линии $O_1O_2O_3O_4$, как, например, точка III($l_{Bc,III}; l_{ab,III}$). В этом случае одновременно соблюдается условие компоновки (6) и требование (8). Граничные линии O_1O_2 и O_3O_4 можно представить линейными зависимостями вида:

- линия O_1O_2

$$l_{Bc,1-2} = a_{Bc,1-2} + b_{Bc,1-2} l_{ab},$$

- линия O_3O_4

$$l_{Bc,3-4} = a_{Bc,3-4} + b_{Bc,3-4} l_{ab},$$

где $a_{Bc,1-2}$, $b_{Bc,1-2}$, $a_{Bc,3-4}$, $b_{Bc,3-4}$ - коэффициенты линейной аппроксимации.

Из рис. 4 видно, что одному значению размера l_{ab} соответствуют два значения размера l_{Bc} . Это свидетельствует о том, что имеются два альтернативных варианта компоновки гидроцилиндра, причем оба варианта обеспечивают перевод концевой опоры из исходного транспортного положения в предельное рабочее положение при максимальном ходе штока гидроцилиндра $\Delta_{hc} = \Delta_{hc,max}$. На рис. 5 показаны альтернативные варианты компоновки гидроцилиндра на четырехосном базовом шасси мобильного канатного комплекса. Альтернативные варианты отличаются длиной необходимого гидроцилиндра L_{hc} (рис. 6). Если точка сочетания размеров l_{ab} и l_{Bc_I} лежит на отрезке $O_1O_2O_3$ кривой $O_1O_2O_3O_4$ (вариант I), то такой альтернативный вариант требует использование гидроцилиндра меньшей длины, чем вариант II с сочетанием размеров l_{ab} и $l_{Bc_{II}}$, лежащим на отрезке O_3O_4 .

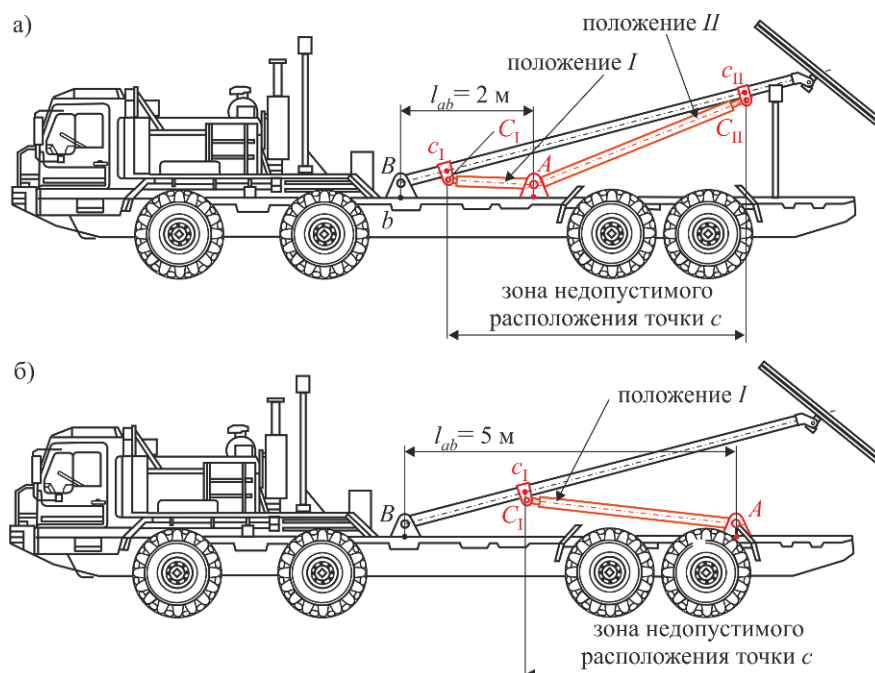


Рис. 5. Альтернативные варианты компоновки гидроцилиндра: а - $l_{ab} = 2 \text{ м}$; б - $l_{ab} = 5 \text{ м}$

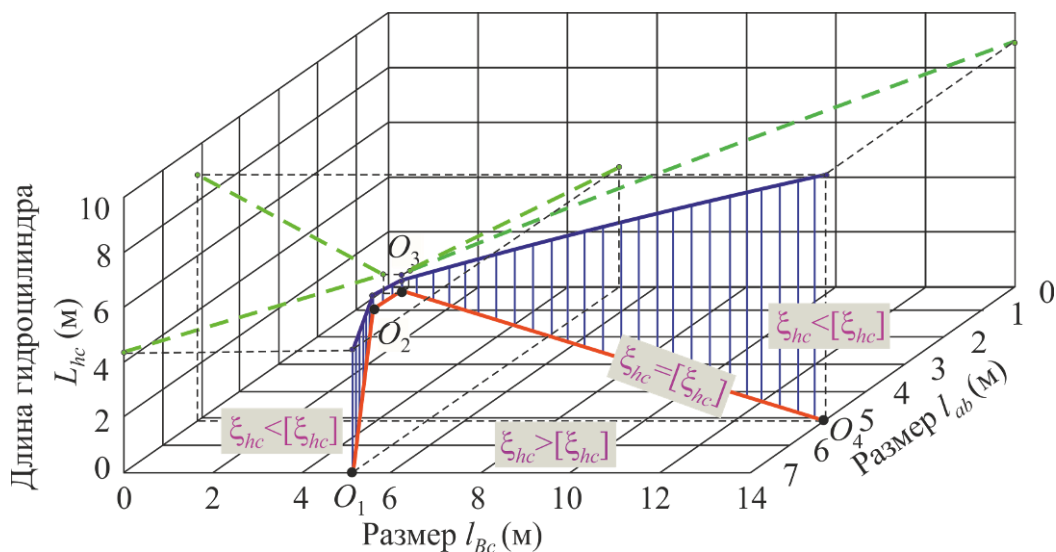


Рис. 6. Длина гидроцилиндра L_{hc} при различных сочетаниях размеров l_{ab} и l_{Bc} для $\xi_{hc} = [\xi_{hc}] = 0,9$

Расположение областей $\xi_{hc} < [\xi_{hc}]$ и $\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$ на координатной плоскости (l_{ab} - l_{Bc}) зависит от ряда геометрических размеров кинематической схемы механизма, в частности, от разности размеров $\Delta l = l_{Aa} - l_{Bb}$ и угла γ_{ws} (рис. 7). Увеличение разности высот крепления гидроцилиндра и концевой опоры к не-

сущей раме базового шасси Δl и уменьшение угла наклона продольной оси концевой опоры к перпендикуляру к поверхности грунта в предельном рабочем положении γ_{ws} положительно сказывается на возможности компоновки механизма вследствие уменьшения области $\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$.

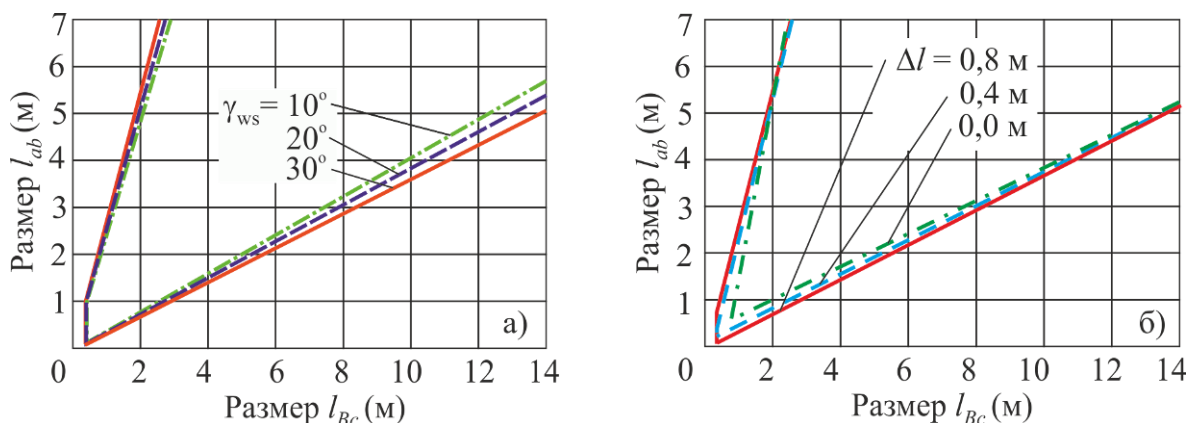


Рис. 7. Влияние геометрических размеров кинематической схемы мобильного канатного комплекса на размер l_{Bc} : а – угла γ_{ws} ; б – разности размеров Δl

Взаимосвязь между величиной линейного перемещения штока x_{st} ($0 \leq x_{st} \leq [\Delta_{hc}]$) из исходного положения $x_{st} = 0$ и углом наклона продольной оси концевой опоры относительно горизонтальной плоскости γ_t ($\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \gamma_{ws} + \pi/2$) определяются (рис. 8):

- при известном значении γ_t - соотношением

$$x_{st} = \left[(l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t)^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t)^2 \right]^{0,5} - (l_{AC})_{\min}$$

- при известном значении x_{st} - решением нелинейного уравнения

$$(l_{AC})_{\min} + x_{st} - \left[(l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t)^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t)^2 \right]^{0,5} = 0.$$

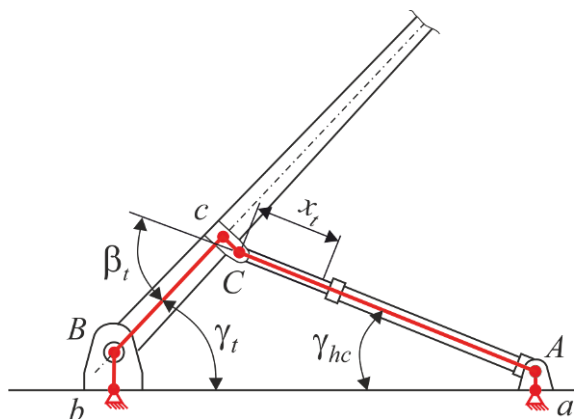


Рис. 8. Конфигурация кинематической схемы механизма установки и фиксации концевой опоры при ее промежуточном положении

В процессе поворота концевой опоры относительно шарнира – точки B – угол между продольными осями штока гидроцилиндра и концевой опоры β_t (рис. 8) изменяется в соответствии со следующей зависимостью:

- при положении гидроцилиндра I

$$\beta_t = \gamma_t + \gamma_{hc} = \gamma_t + \arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right); \quad (9)$$

- при положении гидроцилиндра II

$$\beta_t = \pi + \gamma_t + \arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \quad (10)$$

$$\text{при } l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t \leq 0, \quad \beta_t = \gamma_t + \arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \quad (11)$$

$$\text{при } l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t > 0.$$

Наименьшее значение угол β_t имеет при транспортном положении концевой опоры:

$$\beta_{t,\min} = \gamma_{ts} + \arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts}}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}} \right).$$

4. Силовой расчет компоновки технологического оборудования на базовом шасси

В процессе силового расчета компоновки основного технологического оборудования на базовом шасси подлежат рассмотрению два характерных режима работы механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении:

- режим I – установка концевой опоры в рабочее положение;
- режим II – неподвижная фиксация концевой опоры при работе канатной системы.

При этих режимах определяются нагрузки на шток приводного гидроцилиндра, а также его основные технические характеристики – внутренний диаметр D_{hc} и мощность N_{hc} .

4.1. Силовой расчет для режима работы I

Расчетные схемы механизма с указанием эксплуатационных нагрузок и внутренних силовых реакций, действующих в процессе установки концевой опоры в рабочее положение, приведены на рис. 9. При повороте концевой опоры на угол $\gamma_t > \pi/2$ начинает действовать постоянный по величине тормозной момент M_{br} , создаваемый внешнем механическим устройством относительно шарнира B с целью предотвращения самопроизвольного опрокидывания концевой опоры.

Усилие R_{hc} , которое необходимо развивать гидроцилиндром в процессе подъема концевой опоры из исходного транспортного положения в требуемое рабочее положение, приблизительно можно определить по следующей приближенной зависимости, которая учитывает две основные нагрузки – сосредоточенный вес канатного шкива с элементами механизма его ориентации G_{rp} и распределенный вес металлоконструкции опоры g_t , а также тормозной момент M_{br} при $\gamma_t > \pi/2$:

$$R_{hc} = k_R \frac{(G_{rp} + 0,5g_t H_t) H_t \cos \gamma_t}{(l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t}$$

при $\gamma_t \leq \pi/2$;

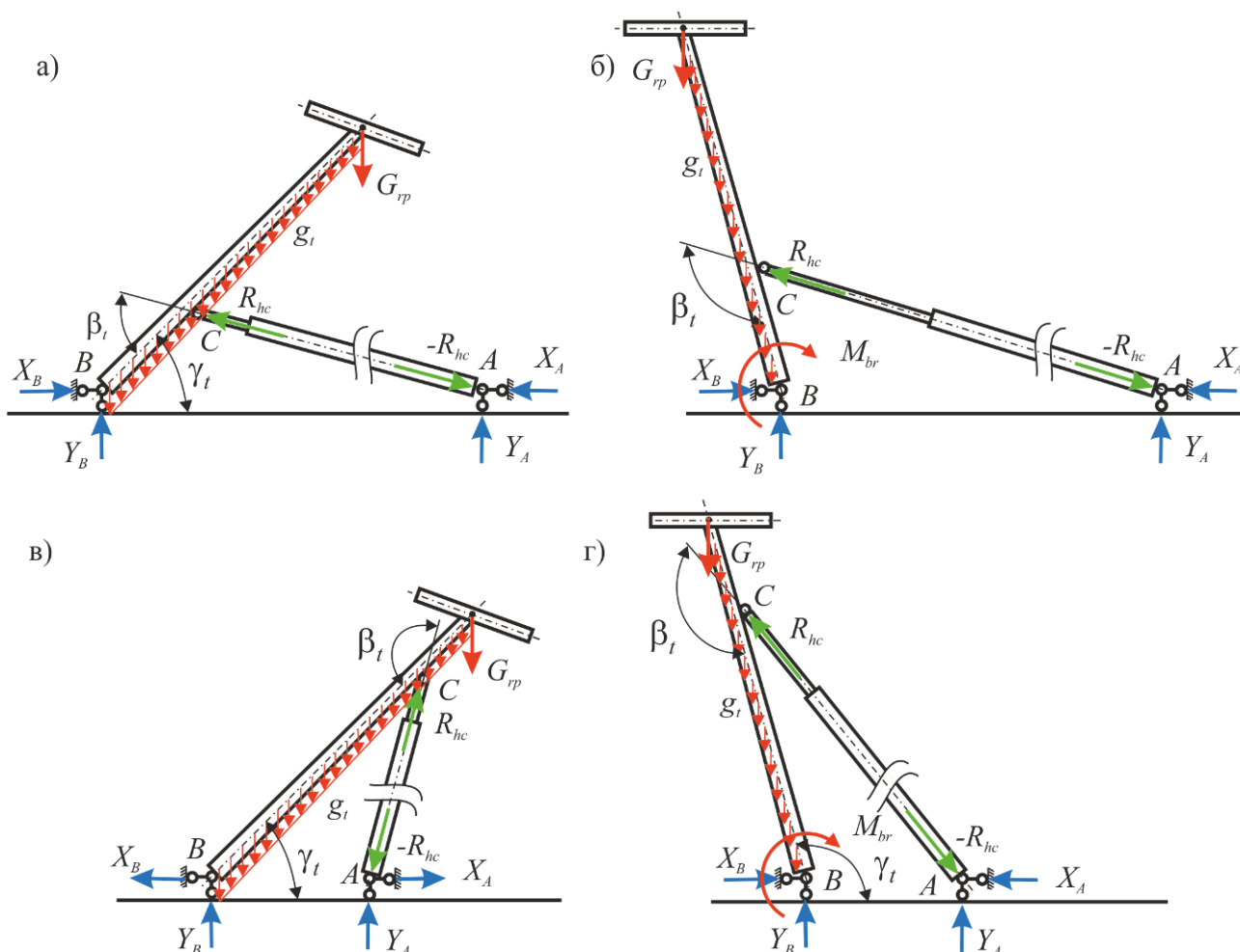


Рис. 9. Расчетные схемы механизма для силового расчета кинематической схемы (режим I): а – при положении гидроцилиндра I и $\gamma_t \leq \pi/2$; б - при положении гидроцилиндра I и $\gamma_t > \pi/2$; в – при положении гидроцилиндра II и $\gamma_t \leq \pi/2$; г - при положении гидроцилиндра II и $\gamma_t > \pi/2$

$$R_{hc} = k_R \frac{M_{br} + (G_{rp} + 0,5g_t H_t) H_t \cos \gamma_t}{(l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t}$$

при $\gamma_t > \pi/2$,

где k_R - коэффициент запаса по усилию гидроцилиндра, учитывающий инерционные нагрузки при повороте концевой опоры вокруг шарнира B и весовые нагрузки от дополнительных элементов опоры (можно принять $k_R \sim 1,2 \dots 1,4$).

Необходимое значение тормозного момента M_{br} может быть определено из условия, что на интервале $\gamma_t > \pi/2$ усилие, развиваемое гидроцилиндром, составляет

$$R_{hc}(\pi/2 < \gamma_t \leq \pi/2 + \gamma_{ws}) > 0.$$

Так как максимальный момент опрокидывания концевой опоры, формируемый

действием весовых нагрузок G_{rp} и g_t , наблюдается при $\gamma_t = \pi/2 + \gamma_{ws}$, то тормозной момент M_{br} определяется как:

$$M_{br} = k_{br} (G_{rp} + 0,5g_t H_t) H_t \sin \gamma_{ws},$$

где k_{br} - коэффициент запаса торможения, который может приниматься по рекомендациям для стреловых подъемных сооружений и грузовых канатных дорог $k_{br} = 1,25$ [11, 12].

На рис. 10 показаны характерные графики изменения нормированного значения усилия

$$\bar{R}_{hc} = \frac{R_{hc}}{G_{rp} + 0,5g_t H_t},$$

которое должен преодолевать гидроцилиндр в зависимости от угла поворота концевой опоры γ_t в пределах $\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \pi/2 + \gamma_{ws}$, а

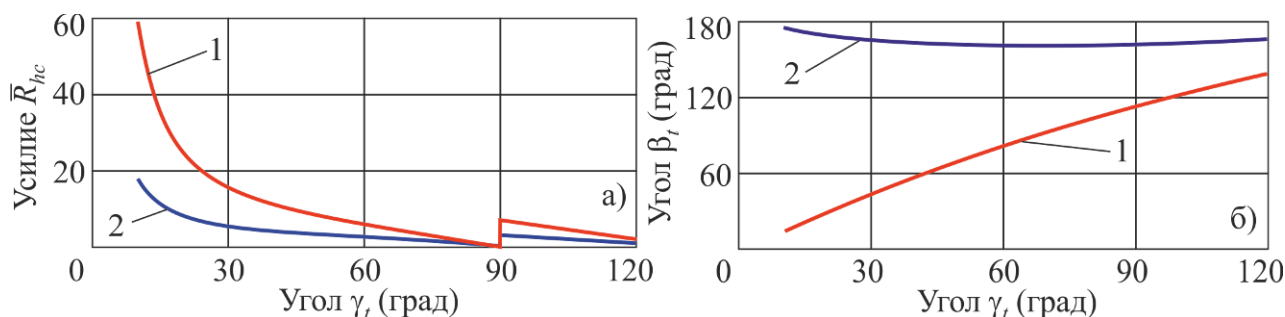


Рис. 10. Изменение нормированного значения усилия гидроцилиндра и угла между продольными осями штока гидроцилиндра и концевой опоры при изменении угла

наклона продольной оси концевой опоры: а - $\bar{R}_{hc}$; б - β_t

(1 - положение гидроцилиндра I; 2 - положение гидроцилиндра II)

также изменение угла β_t для двух вариантов положения гидроцилиндра (рис. 5) при $[\xi_{hc}] = \xi_{hc,max} = 0,9$ и $H_t = 10$ м. Компоновка гидроцилиндра, соответствующая положению II, является более благоприятной с точки зрения минимизации усилия подъема концевой опоры из транспортного положения, так как в этом случае нормированное усилие $\bar{R}_{hc}$ существенно (примерно в 3 раза) оказывается

меньше, чем при компоновке гидроцилиндра, соответствующей положению I. Главным образом, это связано с большим плечом действия усилия гидроцилиндра относительно шарнирной опоры В.

Опорные реакции в местах шарнирного крепления к несущей раме концевой опоры и гидроцилиндра (рис. 9) составляют:

$$\begin{aligned}
 Y_A &= R_{hc} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right] \right|; \\
 Y_B &= G_{rp} + g_t H_t - R_{hc} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right] \right|; \\
 -X_A &= X_B = R_{hc} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right] \\
 &\quad \text{при } l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t > 0, \\
 X_A &= -X_B = -R_{hc} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right] \\
 &\quad \text{при } l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t \leq 0.
 \end{aligned}$$

На рис. 11 показаны графики изменения нормированных значений опорных реакций в местах шарнирного крепления к несущей раме концевой опоры и гидроцилиндра

$$\begin{aligned}
 \bar{X}_A &= \frac{X_A}{G_{rp} + 0,5g_t H_t}; \quad \bar{Y}_A = \frac{Y_A}{G_{rp} + 0,5g_t H_t}; \\
 \bar{X}_B &= \frac{X_B}{G_{rp} + 0,5g_t H_t}; \quad \bar{Y}_B = \frac{Y_B}{G_{rp} + 0,5g_t H_t}
 \end{aligned}$$

для двух вариантов положения гидроцилиндра (рис. 5) при $[\xi_{hc}] = \xi_{hc,max} = 0,9$ и $H_t = 10$ м.

4.2. Силовой расчет для режима работы II

Расчетные схемы механизма с указанием эксплуатационных нагрузок и внутренних силовых реакций, действующих при работе канатной системы с фиксацией концевой опоры в рабочем положении, приведены на рис. 12.

Усилие R_{hc} , которое необходимо развивать гидроцилиндром в процессе работы мобильного канатного комплекса, должно обес-

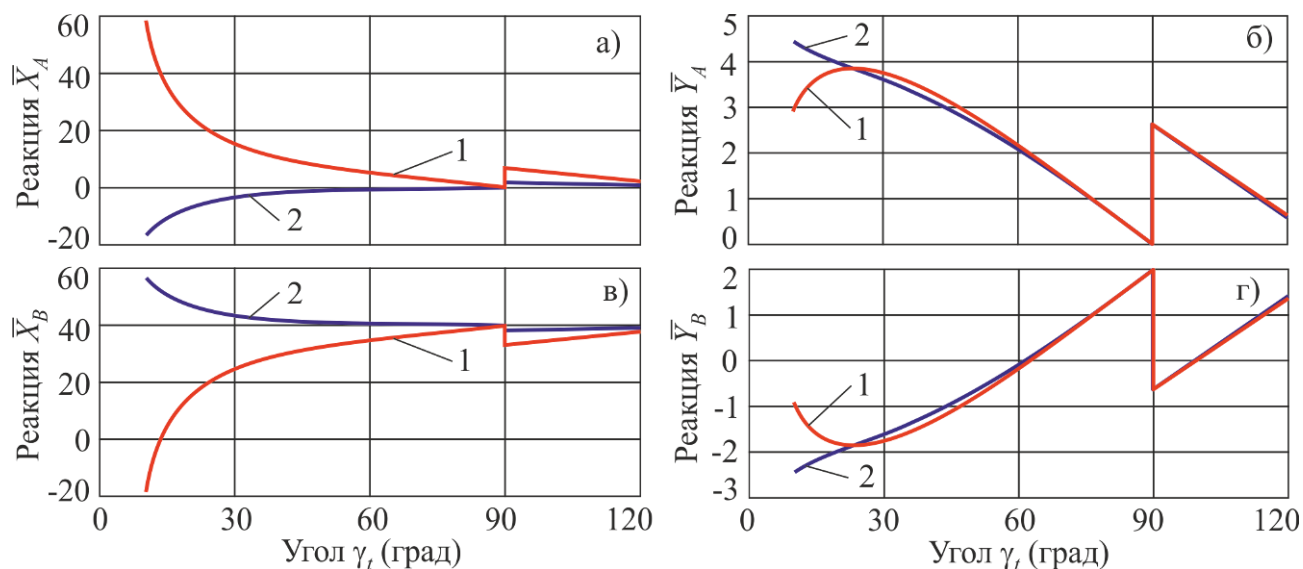


Рис. 11. Изменение нормированных опорных реакций при изменении угла наклона продольной оси концевой опоры: а - X_A ; б - Y_A ; в - X_B ; г - Y_B
(1 - положение гидроцилиндра I; 2 - положение гидроцилиндра II)

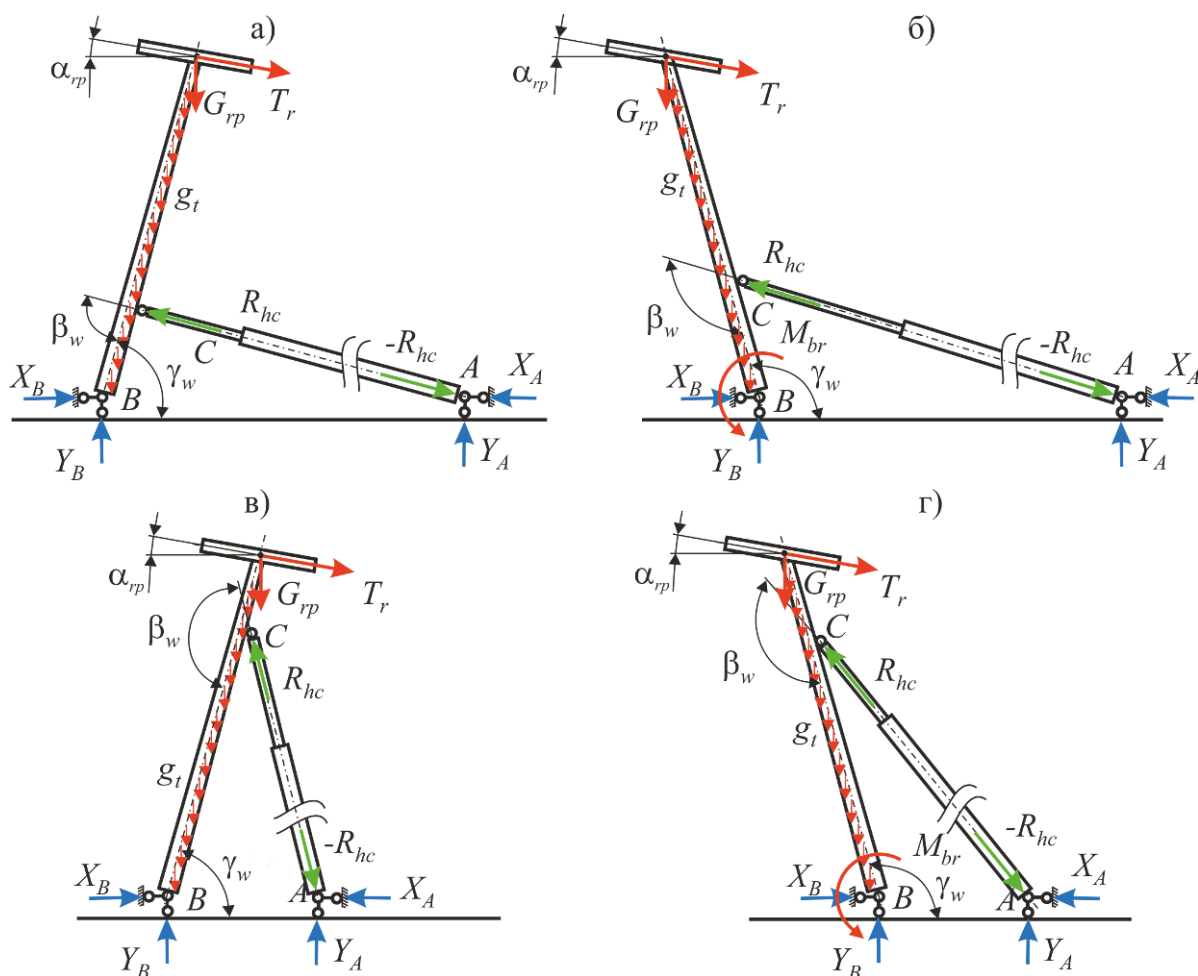


Рис. 12. Расчетные схемы механизма для силового расчета кинематической схемы (режим II):
а – при положении гидроцилиндра I и $\gamma_w \leq \pi/2$; б - при положении гидроцилиндра I и $\gamma_w > \pi/2$; в – при положении гидроцилиндра II и $\gamma_w \leq \pi/2$; г - при положении гидроцилиндра II и $\gamma_w > \pi/2$

печивать фиксацию концевой опоры в требуемом рабочем положении с учетом суммарной действующей на канатный шкив нагрузки

$$T_r = S_{on} + S_{rw}$$

$$R_{hc} = k_R \frac{T_r \sin(\gamma_w - \alpha_{rp}) + (G_{rp} + 0,5g_t H_t) \cos \gamma_w}{(l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_w) \sin \beta_w} H_t \text{ при } \gamma_w \leq \pi/2;$$

$$R_{hc} = k_R \frac{T_r \sin(\gamma_w - \alpha_{rp}) - M_{br} - (G_{rp} + 0,5g_t H_t) \cos \gamma_w}{(l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_w) \sin \beta_w} \text{ при } \gamma_w > \pi/2,$$

где $\gamma_w \in [\gamma_{wb}; \pi/2 + \gamma_{ws}]$ - угол наклона концевой опоры в рабочем положении (рис. 12); γ_{wb} - угол наклона концевой опоры, соответствующий минимально допустимому углу наклона опоры в рабочем положении; β_w - угол между продольными осями штока гид-

от усилий натяжения в набегающей S_{on} и сбегающей S_{rw} ветвях несущего каната и веса транспортируемого груза:

роцилиндра и концевой опоры в рабочем положении, определяемый по зависимостям (9) – (11) с заменой угла γ_t на угол γ_w .

Опорные реакции в местах шарнирного крепления к несущей раме концевой опоры и гидроцилиндра (рис. 12) составляют:

$$\begin{aligned} Y_A &= R_{hc} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{-l_{ab} + l_{Bc} \cos \gamma_w + l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right] \right|; \\ Y_B &= T_r \sin \alpha_{rp} + G_{rp} + g_t H_t - R_{hc} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{-l_{ab} + l_{Bc} \cos \gamma_w + l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right] \right|; \\ -X_A &= X_B = R_{hc} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{-l_{ab} + l_{Bc} \cos \gamma_w + l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right] \\ &\quad \text{при } -l_{ab} + l_{Bc} \cos \gamma_w + l_{Cc} \sin \gamma_w < 0, \\ X_A &= -X_B = -R_{hc} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{-l_{ab} + l_{Bc} \cos \gamma_w + l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right] \\ &\quad \text{при } -l_{ab} + l_{Bc} \cos \gamma_w + l_{Cc} \sin \gamma_w \geq 0. \end{aligned}$$

На рис. 13 показаны графики изменения нормированных значений опорных реакций в местах шарнирного крепления к несущей раме концевой опоры и гидроцилиндра

$$\bar{X}_A = \frac{X_A}{T_r}; \quad \bar{Y}_A = \frac{Y_A}{T_r}; \quad \bar{X}_B = \frac{X_B}{T_r}; \quad \bar{Y}_B = \frac{Y_B}{T_r}$$

для двух вариантов положения гидроцилиндра в зависимости от угла наклона концевой опоры при работе мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса γ_w и угла α_{rp} для $[\xi_{hc}] = \xi_{hc, \max} = 0,9$, высоте опоры $H_t = 10$ м и соотношении нагрузок $k_T = 0,05$.

5. Заключение

Рассмотренная компоновка основного технологического оборудования на базовом многоосном колесном шасси высокой грузоподъемности и проходимости, которая предусматривает центральное расположение концевой опоры на несущей раме, обладает рядом достоинств по сравнению с другими альтернативными вариантами, а именно:

- расположение концевой опоры практически в центре опорного контура базового шасси является благоприятным с точки зрения обеспечения общей устойчивости мобильного канатного комплекса при его эксплуатации;

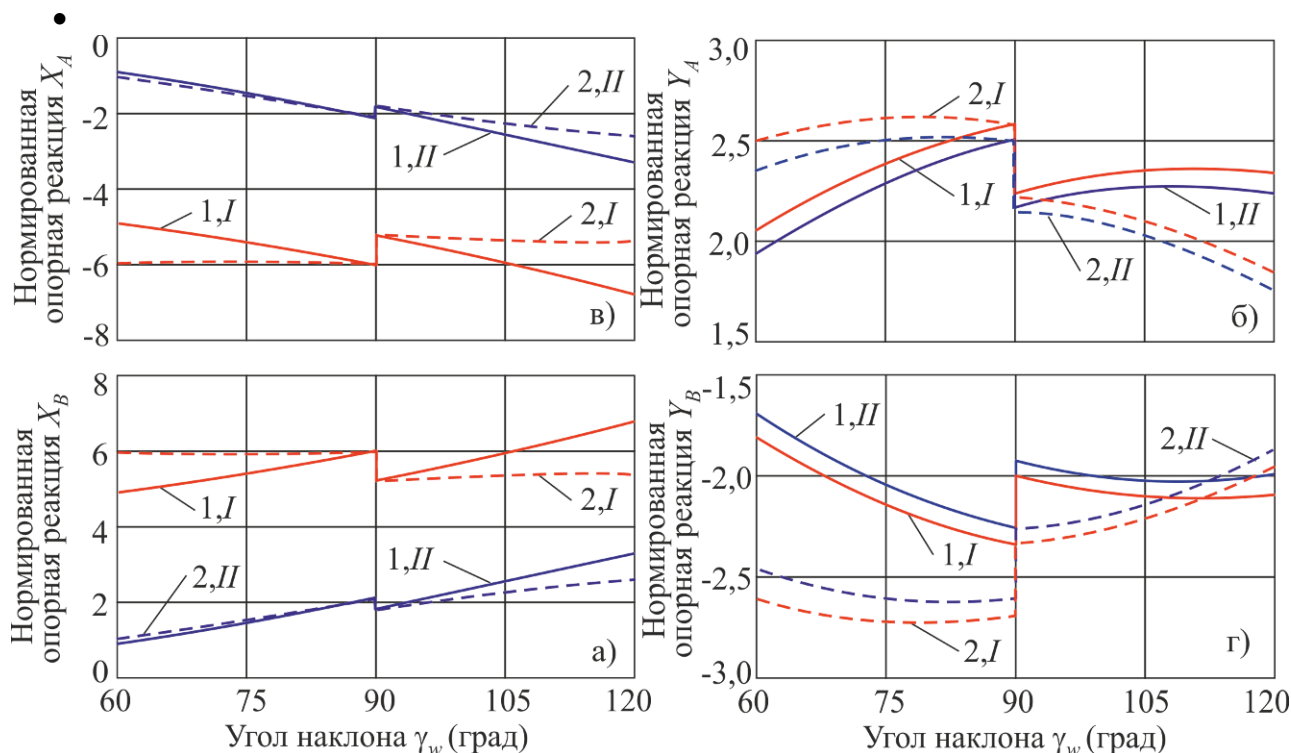


Рис. 13. Изменение нормированных значений опорных реакций в зависимости от угла наклона концевой опоры γ_w : 1 - $\alpha_{rp} = 10^\circ$; 2 - $\alpha_{rp} = -10^\circ$; I – положение гидроцилиндра I; II – положение гидроцилиндра II

- компоновка позволяет обеспечить возможно наименьший вертикальный габарит основного технологического оборудования в транспортном положении, что является благоприятным с точки зрения передвижения мобильного канатного комплекса по дорогам общего пользования;

- удобство компоновки концевой опоры на раме базового шасси для транспортного положения вследствие наличия широкого диапазона допустимых углов наклона продольной оси опоры;

- имеется возможность использования гидравлического тормозного устройства для предохранения концевой опоры от самоопрокидывания при ее установке в рабочее положение.

Однако рассмотренная компоновка имеет также определенные конструкционные недостатки, к числу наиболее значимых из которых можно отнести:

- наименьшая возможная длина концевой опоры, что требует более близкого расположения сопрягаемых мобильных канатных комплексов, формирующих трассу подвес-

ной канатной дороги, повышенного натяжения несущего каната или уменьшения грузоподъемности канатной дороги;

- опирание концевой опоры на раму базовой станции, а не на грунт, может быть причиной уменьшения грузоподъемности и пропускной способности канатной дороги;

- имеет место сложность компоновки гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры вследствие достаточно широкой зоны недопустимого расположения цилиндрического шарнира присоединения штока приводного гидроцилиндра к металлоконструкции концевой опоры;

- конструктивные сложности обеспечения фиксации концевой опоры в рабочем положении под действием эксплуатационных нагрузок с помощью механических приспособлений, например, с помощью канатной фиксации.

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: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311913>
2. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 728 с.
3. Веселов Н.Б. Вездеходные транспортно-технологические машины. Конструкции. Конструирование и расчет. Нижний Новгород: РИ «Бегемот», 2010. 320 с.
4. Гладов Г.И., Вихров А.В., Зайцев С.В., Кувшинов В.В., Павлов В.В. Конструкции многоцелевых гусеничных и колесных машин. М.: Издательский центр «Академия», 2010. 400 с.
5. Кочнев Е.Д. Энциклопедия военных автомобилей 1769-2006. М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2006. 640 с.
6. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv И.А., Панфилов А.В. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе технологии канатного метро / Под общ. ред. А.В. Лагерева. Ростов-на-Дону: Издательство ДГТУ, 2017. 274 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311913>
7. 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.
8. Мехренцев А.В., Герц Э.Ф., Мартинек Я., Новак Л. Канатные трелевочные установки. Екатеринбург, Брно: УГЛТУ, 2012. 19 с.
9. Лагереv И.А., Лагереv А.В. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации. Брянск: РИО БГУ, 2018. 190 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>
10. ГОСТ Р 52748-2007. Дороги автомо-

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, Don State Technical University, 2019. 268 p. DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.1311913>
2. Belousov B.N., Popov S.D. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bolshoy gruzopodemnosti* [Wheeled vehicles of extra heavy duty]. Moscow, Izdatelstvo MG TU imeni N.E. Bauman, 2006. 728 p. (In Russian)
3. Veselov N.B. *Vezdekhodnye transportno-tekhnologicheskie mashiny. Konstruktsii. Konstruirovaniye i raschet* [All-terrain transport and technological vehicles. Constructions. Design and calculation]. Nizhniy Novgorod, RI Begemot, 2010. 320 p. (In Russian)
4. Gladov G.I., Vikhrov A.V., Zaytsev S.V., Kuvshinov V.V., Pavlov V.V. *Konstruktsii mnogotselovykh gusenichnykh i kolesnykh mashin* [Designs of multipurpose tracked and wheeled vehicles]. Moscow, Izdatelskiy tsentr «Akademiya», 2010. 400 p. (In Russian)
5. Kochnev E.D. *Entsiklopediya voennykh avtomobiley 1769-2006* [Encyclopedia of Military Vehicles 1769-2006]. Moscow, ООО Knizhnoe izdatelstvo Za rulem, 2006. 640 p. (In Russian)
6. 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> (In Russian)
7. Makurin A.N., Obryadin V.P. K voprosu ob ispolzovanii mobilnykh vozdushnykh kanatnykh dorog dlya avariyno-spasatelnykh

бильные общего пользования. Нормативные нагрузки, расчетные схемы нагружения и габариты приближения. Введ. 2008-01-01. М.: Стандартинформ, 2008. 16 с.

11. Правила безопасности грузовых подвесных канатных дорог: Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности: утв. приказом Ростехнадзора от 22.11.2013 № 563. М.: Стандартинформ, 2014. 35 с.

12. Подъемно-транспортная техника: словарь-справочник: в 2-х т. Т.1 / Под ред. К.Д. Никитина, Л.Н. Горбунова. Красноярск: Сиб. федер. ун-т; Политехн. ин-т, 2007. 578 с.

rabot (On the use of mobile aerial ropeways for rescue operations). *Nauchnye i obrazovatelnye problemy grazhdanskoy zashchity*, 2015, No. 4, pp. 73-77. (In Russian)

8. Mekhrentsev A.V., Gerts E.F., Martinek Ya., Novak L. *Kanatnye trelevochnye ustanovki* [Cable skidders]. Ekaterinburg, Brno, UGLTU, 2012. 19 p. (In Russian)

9. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselevykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p. DOI:

<https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622> (In Russian)

10. GOST R 52748-2007. Automobile roads of the general using. Standard loads, loading systems and clearance approaches. Moscow, Standartinform, 2008. (In Russian)

11. *Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti* “Pravila bezopasnosti gruzovykh podvesnykh kanatnykh dorog” [Federal norms and rules in the field of industrial safety “Safety rules for freight aerial ropeways”]. Moscow, Standartinform, 2013. 35 p. (In Russian)

12. *Podemno-transportnaya tekhnika: slovar-spravochnik: v 2-kh t. T.1* [Hoisting-and-transport equipment: dictionary-reference book, in 2 vol. Vol. 1]. Eds. Nikitin K.D., Gorbunov L.N. Krasnoyarsk, Sibirskiy federalnyy universitet, Politehnicheskiiy institut, 2007. 578 p. (In Russian)

УДК (UDC) 69.002.5

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОСЪЕМНИКА
БУРОВОГО СТАВА ДЛЯ СТРУЙНОЙ ЦЕМЕНТАЦИИ ГРУНТОВ В ПРОЦЕССЕ
ЭКСПЛУАТАЦИИMODELING OF THE HEAT BALANCE OF ELEMENTS OF A DRILL HYDRAULIC
REMOVER FOR INJECT CEMENTATION OF SOILS DURING OPERATIONНовиков В.И.¹, Пушкарев А.Е.¹, Манвелова Н.Е.²
Novikov V.I.¹, Pushkarev A.E.¹, Manvelova N.E.²¹ – Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет (Санкт-Петербург, Россия)¹ – Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering (Saint-Petersburg, Russian Federation)² – Санкт-Петербургский государственный университет телекоммуникаций им. проф. М.А. Бонч-Бруевича
(Санкт-Петербург, Россия)² – The Bonch-Bruevich Saint-Petersburg State University of Telecommunications (Saint-Petersburg, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассмотрены вопросы построения математической модели, определяющей тепловой баланс в узле «гидросъемник-буровой вал», используемом в устройствах для струйной цементации грунтов. Проанализированы две основные группы материалов, применяемые в подобных конструктивных узлах для изготовления уплотняющих элементов (эластомеры и термопласты). Описаны предъявляемые требования и указаны условия эксплуатации данных материалов. Отдельно акцентировано внимание на диапазоне рабочих температур материалов уплотнительных элементов для гидросъемников. Приведен алгоритм, использованный для проведения вычислительного эксперимента с указанием применяемого при расчете программного пакета для решения прикладных задач прочности и теплообмена. Представлена твердотельная модель участка бурового вала с разбиением на конечные элементы. Показано полученное в результате расчета методом конечных элементов распределение теплового поля в элементах гидросъемника бурового става и выявлены факторы, существенно влияющие на распределение температуры. Обосновывается предположение, что материалы, применяемые в настоящее время в гидросъемниках для струйной цементации грунтов, не выдерживают тепловую нагрузку, возникающую в подобных устройствах сверхвысокого давления в процессе их эксплуатации.

Ключевые слова: струйная цементация, буровой став, тепловой баланс, температурное поле.

Дата принятия к публикации: 19.06.2020
Дата публикации: 25.09.2020

Сведения об авторах:

Новиков Виталий Иванович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Наземные транспортно-технологические машины», Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, e-mail: vitalynewage@gmail.com.

Пушкарев Александр Евгеньевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «На-

Abstract. The article deals the issues of constructing by according to previously developed methods of the model that describes the heat balance in the unit “hydraulic puller-drill shaft”, which is used in jet-grouting devices. Two main groups of materials used in similar structural units for the manufacture of sealing elements, which include elastomers and thermoplastics, are analyzed. The requirements are described and the operating conditions of these materials are indicated. Separately, attention is focused on the range of operating temperatures of materials of sealing elements for hydraulic pullers. The algorithm used for the computational experiment with the indication used in the calculation, the software package that allows to solve applied problems of strength, heat transfer, etc. A solid model of a section of a drill shaft with a meshing of finite elements is presented. It is shown that the distribution of the thermal field in the elements of the hydraulic cutter of the drill head, obtained as a result of the finite element calculation, that arises during operation and factors that significantly affect the temperature distribution are identified. The assumption is substantiated that the materials currently used in hydraulic pullers for jet cementation of soils do not withstand the heat load that occurs in such ultra-high pressure devices during their operation.

Keywords: jet-grouting, drilling bar, heat balance, temperature field.

Date of acceptance for publication: 19.06.2020
Date of publication: 25.09.2020

Authors' information:

Vitaly I. Novikov – Candidate of Technical Sciences, Docent of Department “Land Transport and Technological Vehicles” at Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, e-mail: vitalynewage@gmail.com.

Pushkarev Alexander Evgenievich – Doctor of Technical Sciences, Docent, Professor of Department

земные транспортно-технологические машины», Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, e-mail: pushkarev-agn@mail.ru

Манвелова Наталья Евгеньевна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности», Санкт-Петербургский государственный университет телекоммуникаций им. проф. М.А. Бонч-Бруевича, e-mail: manvelova@inbox.ru

“Land Transport and Technological Vehicles” at Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, e-mail: pushkarev-agn@mail.ru.

Natalya E. Manvelova – Candidate of Technical Sciences, Assistant professor, Assistant professor of Department “Environmental Security of Telecommunications” at The Bonch-Bruевич Saint-Petersburg State University of Telecommunications, e-mail: manvelova@inbox.ru.

1. Введение

В настоящее время одним из широко применяемых направлений в технологии и технике разрушения грунтов и создания из них грунтобетона является метод струйной цементации грунтов, для которого применяются устройства сверхвысокого давления. Схема, нашедшее наибольшее применение, подразумевает наличие источника высокого давления и средства передачи высоконапорной струи цементного раствора к технологическому инструменту. Передающие магистрали могут быть довольно протяженными, что снижает их надежность и приводит к значительным гидравлическим потерям по длине. Это осложняет подбор оборудования и увеличивает эксплуатационные затраты [1, 2].

2. Постановка задачи

Существующие математические модели описания теплового баланса гидросъемника, назначение которого состоит в передаче гидравлического давления от неподвижных элементов к вращающемуся инструменту [3, 4], основываются на том, что выделяющаяся в процессе трения между уплотнительным элементом и буровым валом теплота нагревает уплотнительный элемент и далее передается другим элементам конструкции. Таким образом, при подобном подходе не рассматривается непосредственно причина тепловыделения (трение по контактирующим поверхностям) [4, 5].

Основываясь на разработанных методиках [6], следует обратить внимание на материалы, применяемые при производстве уплотнений для гидросъемника. Правильный выбор материала для уплотнительных элементов играет огромную роль при эксплуа-

тации всего узла, так как от этого зависит тепловой баланс рассматриваемой системы и время непрерывной работы всего устройства сверхвысокого давления. Предъявляются следующие требования к основным характеристикам существующих материалов для производства уплотнительных элементов:

- требования к уровню остаточной деформации;
- требования к абразивному износу;
- требования к механическим свойствам;
- требования к способности сохранять вышеуказанные характеристики при физическом и химическом воздействии рабочей жидкости.

Как правило, для достижения этих характеристик необходимо применять комбинацию материалов.

3. Анализ применяемых материалов для производства уплотнительных элементов гидросъемника

Наиболее распространенными материалами для производства уплотнительных элементов являются эластомеры, характерными представителями которых являются каучук и фторкаучук, а также термопласты – полиуретан, полиэфирная смола и др.

Эластомеры представляют собой материалы, которые могут растягиваться достаточно сильно под воздействием относительно небольшой силы. Строение эластомеров таково, что они обладают очень высокой степенью способности возвращения в исходное положение [7]. Известны следующие виды эластомеров:

1. Акрило-нитрилбутадиеновый каучук, получаемый в процессе полимеризации бутадиена с добавлением макрilonитрила в разном количественном соотношении. Этот вид

каучука распространен для производства уплотнений, так как благодаря своим химическим свойствам он совместим с минеральными жидкостями. При необходимости его можно эксплуатировать при более сложных условиях, для чего требуется провести полимеризацию. Основные свойства акрило-нитрилбутадиенового каучука: низкая остаточная деформация сжатия; хорошая механическая прочность; рабочие температуры – от -30°C до $+110^{\circ}\text{C}$.

2. Фторкаучук, получаемый полимеризацией из фторида винилдиена и гексафторпропилена. К преимуществам фторкаучука относят хорошую стойкость к высоким температурам и к воздействию химически агрессивных сред. Он применяется, когда требуется сбалансированное сочетание физических и механических свойств. Основные свойства фторкаучука: низкая остаточная деформация сжатия; хорошее механическое сопротивление; хорошая газопроницаемость; отличная химическая стойкость к минеральным маслам, в том числе бензину и парафину, невоспламеняющимися жидкостям с содержанием фосфорных элементов и т.д.; рабочие температуры – от -20°C до $+200^{\circ}\text{C}$.

3. Этилен-пропилен каучук, получаемый в результате полимеризации этилена с пропиленом с добавлением небольшой части третьего мономера. В основном этилен-пропилен каучук применяется в устройствах, работающих в контакте с горячей водой, в том числе, в контакте с паром, а также фосфатными эфирными маслами и этиленгликолевыми жидкостями. Однако растворимость минеральными маслами существенно снижает возможности по применению данного эластомера. Основные свойства этилен-пропилена: низкая остаточная деформация сжатия; способность сохранять эластичность при низких температурах; высокая стойкость к сложным погодным условиям и воздействию озона; высокая стойкость к растительным маслам; рабочие температуры – от -50°C до $+150^{\circ}\text{C}$.

4. Термопласты – материалы, которые при нагревании обратимо переходят в пластичное или вязкотекучее состояние и затем происходит формообразование непосредственно в изделия. Наиболее распространены

термопласты на основе полиуретана, полиацетали, полиэфирной смолы, политетрафторэтилена [7].

5. Полиуретан - термопластичный материал, изготавливаемый из высококачественных полиэфиров. Имеет хорошую прочность и высокую устойчивость к абразивному износу. Основные свойства полиуретана: нерастворим минеральными маслами; высокая устойчивость на разрыв; высокая стойкость к погодному старению и воздействию озона; рабочие температуры – от -40°C до $+100^{\circ}\text{C}$.

6. Полиэфирная смола, являющаяся сравнительно новым материалом в классе термопластов. Она нашла применение при изготовлении колец противовыдавливания, использующихся для поддержки элементов уплотнения. Основные свойства полиэфирных смол: стабильность размеров; высокая механическая прочность; хорошее сопротивление выдавливанию; нерастворима минеральными маслами и растворителями, такими как эфиры, кетоны, амиды и т.д.; рабочие температуры – от -40°C до $+140^{\circ}\text{C}$.

7. Полиацеталь (полиформальдегид, полиметиленоксид или полиоксиметилен) - термопластичный материал, обладающий высокой прочностью наряду с высокими показателями жесткости и твердости. Подобное сочетание свойств делает его незаменимым в гидравлике при использовании в качестве опорно-направляющих колец. Основные свойства полиацетала: стабильность размеров; высокие прочность и жесткость; упругость и эластичность; высокая ударная вязкость; хорошие смазочные свойства; химически стоек в агрессивных средах, таких как вода, бензин, растворители и др.; рабочие температуры – от -40°C до $+110^{\circ}\text{C}$.

8. Политетрафторэтилен. Данный термопласт не в такой степени эластичен, как резина, но характеризуется следующими свойствами: низкий коэффициент трения и эффект самосмазывания; является диэлектриком; приобретает высокие механическая прочность при использовании наполнителей (стекло, бронза, углерод); инертен практически ко всем промышленным жидкостям и химикатам; рабочие температуры – от -200°C до $+200^{\circ}\text{C}$.

На сегодняшний день технология уплотнения гидросистем, осуществляющих различное по характеру движение (вращательное, возвратно-поступательное и т.д.) изучено достаточно подробно. Уплотнительные элементы для гидросистем производятся из одного или нескольких указанных материалов, подбираемых в зависимости от условий эксплуатации для конкретной ситуации. При работе в гидроприводах манжетные уплотнительные элементы функционируют в неблагоприятных условиях. Условия работы уплотнительных элементов в гидроцилиндрах: давление или перепад давлений $p < 50$ МПа, а для некоторых конструкций может достигать 100 МПа; скорость скольжения $V < 0.5$ м/с; рабочие температуры $t = -60^{\circ}\text{C} - +200^{\circ}\text{C}$.

Характер повреждения уплотнительных элементов зависит от конструкции и типа уплотнения и пары материалов поверхностей. Для кольцевых уплотнительных элементов характерными повреждениями являются износ поверхностей и заедание уплотнительных элементов, препятствующие осевому движению динамического уплотнительного кольца и кольца уплотнительного элемента. Для уплотнений с поверхностями из материалов с высокой твердостью характерны повреждения, вызванные работой в режиме отсутствия смазки. При трении уплотнительного элемента и вала выделяется теплота. В случае недостаточной смазки величина теплового потока может достигать 100 Вт/см^2 . Чтобы свести к минимуму повышение температуры в зазоре, необходимо отводить образующееся тепло. Количество отведенного тепла определяется величиной потока жидкости в камере, теплопроводностью деталей уплотнительного элемента, теплоотдачей в атмосферу.

Существуют варианты, при которых влияние этих факторов незначительно, что приводит к испарению смазочной пленки в зазоре уплотняющего элемента и его работе без смазки.

Для процесса моделирования требуется подробная информация о применяемом уплотнительном элементе и условиях его работы, включая величину воздействующих в процессе эксплуатации температур или теп-

ловых потоков. Вычислительный эксперимент позволяет оптимизировать ранние стадии проектных разработок, сравнить различные варианты проектных решений, снизить стоимость продукции, сократить цикл разработки, а также свести к минимуму дорогостоящий процесс доработки изделия. Для современных наукоемких отраслей он является не только весьма затратным, но и не всегда возможным в полном объеме. Использование математического моделирования позволяет улучшать существующие конструкции, в том числе и за счет учета существенных особенностей свойств конструкционных материалов. [8]

4. Моделирование теплового баланса гидросъемника бурового вала

Для проведения вычислительного эксперимента был использован пакет «Компас-3D FEM», позволяющий решать прикладные задачи прочности и теплообмена методом конечных элементов.

Была построена 3D-модель бурового вала (рис. 1), по поверхности которого происходит тепловыделение (на рис. 1 выделено цветом). 3D-модель представляет собой цилиндрическую часть бурового вала гидросъемника длиной 188 мм, с двух сторон ограниченную фланцевыми элементами с внутренним глухим отверстием диаметром 45 мм для подачи водно-цементной смеси. На рис. 1 показано сечение рассматриваемого вала по центральной оси. В силу того, что возникающая тепловая мощность одинаково воздействует на контактные поверхности бурового вала и уплотнительного элемента, достаточно рассмотреть распределение теплового поля в буровом вале, без создания 3D-модели уплотнительной манжеты. Аналогичным образом для проведения теплового расчета не рационально создавать 3D-модели других составляющих элементов гидросъемника - корпуса, штуцера подвода суспензии, крепежных элементов, поскольку они не взаимодействуют с моделируемыми контактными поверхностями и их присутствие не влияет на количество выделяемой теплоты.

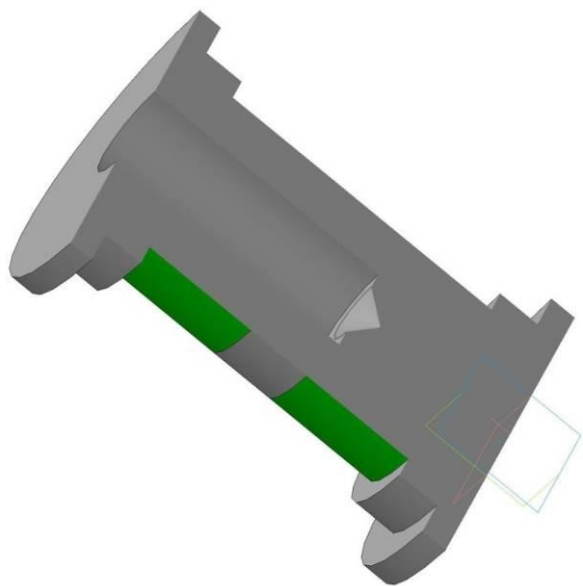


Рис. 1. 3D-модель части бурового вала с фланцевыми элементами предварительного закрепления и поверхностями трения

В качестве материала бурового вала задана Сталь 10, характеризующаяся следующими механическими и физическими свойствами: пределы текучести, прочности при сжатии, выносливости при растяжении, выносливости при кручении составляют 235 МПа, 410 МПа, 209 МПа, 139 МПа; нормальный модуль упругости – 200000 МПа; коэффициенты Пуассона и линейного расширения – 0.3 и 0,000012 1/°C; коэффициент теплопроводности 55 Вт/(м°C).

Построение конечно-элементной модели произведено элементами с максимальной длиной стороны 5 мм. Сетка конечных элементов сгенерирована с максимальными коэффициентами сгущения на поверхности и разрежения в объеме – 1 и 1.5 соответственно. Она содержит 38331 конечных элементов и 10318 узлов (рис. 2).

Чтобы задать тепловую нагрузку, необходимо рассчитать значение температуры, действующей на контактные поверхности. При известном значении величины тепловой мощности (при давлении 36 МПа в течении трех минут она достигает 7.6 кВт [5]) количество выделившейся за то же время теплоты составляет 1368 кДж. С другой стороны, количество теплоты можно определить по формуле [9, 10]:

$$Q = cm\Delta T, \quad (1)$$

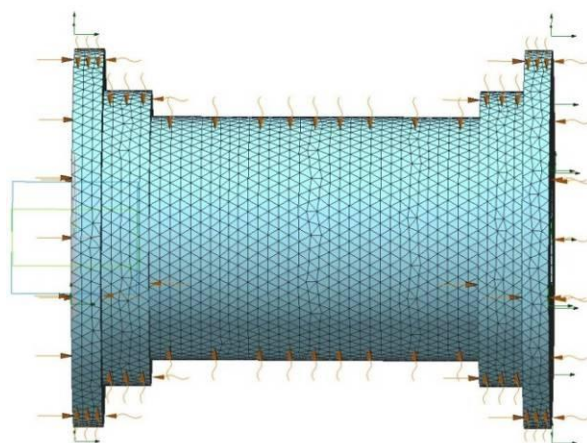


Рис. 2. Конечно-элементная сетка бурового вала

где c – удельная теплоемкость вещества (для стали составляет 500 Дж/кг°C); m – масса вещества (составляет 12 кг); ΔT – изменение температуры от начального значения $T_1 = 20^\circ\text{C}$ до конечного искомого T_2 , °C.

Задаваемым значением является величина температуры T_2 . После преобразования формулы (1) температура T_2 может быть рассчитана по следующей зависимости:

$$T_2 = \frac{Q}{cm} + T_1, \quad (2)$$

Подставляя численные данные в формулу (2), получаем значение температуры $T_2 = 240^\circ\text{C}$. До такой температуры нагреваются контактирующие поверхности трения бурового вала и уплотнительного элемента в гидросъемнике, температура остальных поверхностей принята 20°C . Данное допущение возможно, поскольку внутренние поверхности отверстия диаметра 45 мм охлаждаются за счет перемещения по нему водно-цементной смеси. Ее температура варьируется в довольно значительных пределах в связи с тем, что при увеличении значения давления температура смеси также увеличивается и может достигать 60°C . Температура поверхностей, контактирующих с внешней средой (окружающим атмосферным воздухом), также может быть различной в зависимости от условий, в которых эксплуатируется буровой став. Нижним пределом температуры воздуха можно принять 5°C . Таким образом, для

упомянутых поверхностей задано усредненное значение – 20°C.

5. Результаты и их анализ

Результаты расчета распределения температуры в пределах выбранного участка бурового вала приведены на рис. 3.

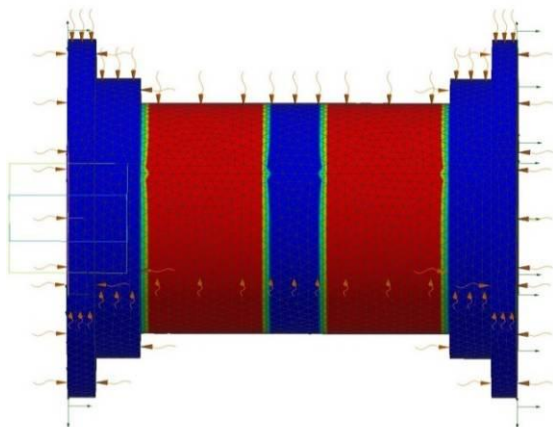


Рис. 3. Модель распределения теплового поля по внешней поверхности бурового вала

Более показательным является распределение теплового поля внутри бурового вала, представленное на рис. 4. Расчет показывает, что температура свыше 200°C наблюдается на глубине не более 10 мм от контактной поверхности с последующим уменьшением до значения 20°C.

Следует отметить, что фланцевые элементы предварительного закрепления не нагреваются выше 31°C. Нагрев до данной температуры происходит исключительно локально (в зоне отсутствия отверстия) в областях, примыкающих к поверхностям вала. Заметно влияние потока водно-цементной смеси в области, находящейся между контактными поверхностями (в этой области располагаются отверстия для подачи водно-цементной смеси) с температурой до 60°C.

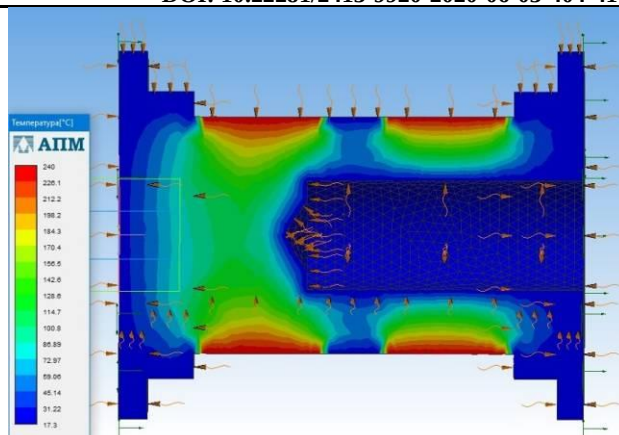


Рис. 4. Распределение температурного поля в объеме бурового вала

6. Заключение

Анализ полученного распределения температуры показал, что полимерные материалы, применяемые в настоящее время для изготовления уплотнительных элементов, не могут выдержать подобную тепловую нагрузку, так как диапазон их рабочих температур лежит ниже 200°C. Например, для капролона марки ПА-6 в зависимости от разновидности температура начала размягчения составляет 145...165°C, а температура плавления – 218...262°C. Соответственно, необходимо влиять на тепловой баланс в системе «гидросъемник-буровой вал» путем:

- изменения технологических параметров, что, несомненно, скажется на производительности;
- уменьшения тепловыделения путем обработки поверхности бурового вала, способной изменять морфологию поверхности для уменьшения площади поверхности трения (например, такой как электролитно-плазменная [11]);
- применения материалов, способных выполнять функции уплотнения и одновременно выдерживать значительные тепловые нагрузки.

Список литературы

1. Бройд И.И. Струйная геотехнология. М.: Изд-во АСВ, 2004. 448 с.
2. Головин К.А. Обоснование параметров и создание оборудования для гидро-струйной цементации неустойчивых пород в горном производстве: дис. ... доктора техн. наук. Тула, 2007. 336 с.
3. Гарипов М.В., Головин К.А. Разработка конструкции расширителя прокалывающей установки для закрепления неустойчивых горных пород // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2013. № 1. С. 326-329.
4. Леонтьев Н.С. Выбор и обоснование конструктивных параметров и режимов работы гидросъемника гидроструйной бурильной машины: дис. кандидата техн. наук. Тула, 2012. 142 с.
5. Головин К.А., Маликов А.А., Пушкарев А.Е. Тепловой режим работы гидросъемника высокого давления на установках гидроструйной цементации // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2015. № 4. С. 46-52.
6. Новиков В.И., Пушкарев А.Е., Воронцов И.И. Методика моделирования теплового баланса элементов конструкции строительно-дорожных машин для струйной цементации грунтов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. № 3. С. 369-376.
7. Манжетное уплотнение [Электронный ресурс]. Точка доступа: <http://www.dic.academic.ru> (дата обращения 29.03.2020).
8. Красновский Е.Е. Решение прикладных задач термомеханики с применением программного комплекса ANSYS. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 88 с.
9. Лыков А.В. Теория теплопроводности. М.: Высшая школа, 1967. 599 с.
10. Тихонов А.Н., Самарский А.А. Уравнения математической физики. М.: Изд-во МГУ, Наука, 2004. 798 с.
11. Popov A.I., Novikov V.I., Radkevich M.M. Characteristics of the development of electric discharge between the jet electrolyte cathode and the metal anode at atmospheric pressure // High Temperature. 2019. Vol. 57. No. 4. С. 447-457.

References

1. Broid I.I. Jet grouting method. Moscow, ABC, 2004. 448 p. (In Russian).
2. Golovin K.A. Justification of the parameters and the creation of equipment for hydro-jet cementation of unstable rocks in the mining. Diss. Doc. Sci. (Engineering) Tula. 2007. 336 p. (In Russian).
3. Golovin K.A. Development of the design of the extender piercing installation for fixing unstable rocks. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskiiy nauki*, 2013, No. 1, pp. 326-329. (In Russian).
4. Leontev N.S. Selection and justification of the design parameters and modes of operation of the hydrostatic drilling machine. Diss. Cand. Sci. (Engineering) Tula. 2012. 142 p. (In Russian).
5. Golovin K.A., Malikov A.A., Pushkarev A.E. Thermal mode of operation of high-pressure hydraulic puller at hydro jet grouting installations. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskiiy nauki*, 2015, No. 4, pp. 46-52. (In Russian).
6. Novikov V.I., Pushkarev A.E., Vorontsov I.I. The modeling of the heat balance elements of construction jet-grouting machines. *Nauchno-tekhnicheskiiy Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No. 3.
7. Lip seal. Available at: <http://www.dic.academic.ru> (In Russian).
8. Krasnovskiy E.E. Solving applied problems of thermomechanics using the ANSYS software. Moscow, 2008. 88 p. (In Russian).
9. Likov A.V. Heat conduction theory. Moscow, Visshaya shkola, 1967. 599 p. (In Russian).
10. Tikhonov A.N., Samarskiy A.A. Equations of mathematical physics. Moscow, MGU, 2004. 798 p. (In Russian).
11. Popov A.I., Novikov V.I., Radkevich M.M. Characteristics of the development of electric discharge between the jet electrolyte cathode and the metal anode at atmospheric pressure. *High Temperature*, 2019, Vol. 57, No. 4, pp. 447-457. (In Russian).

УДК (УДК) 629.11

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ДИФфуЗИОННОГО ЛЕГИРОВАНИЯ ДЛЯ
ДЕТАЛЕЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИНPROSPECTS FOR APPLICATION OF DIFFUSION ALLOYING FOR WORKING
BODIES OF CONSTRUCTION AND ROAD MACHINES

Овсянников В.Е., Васильев В.И., Фролов В.А.

Ovsyannikov V.E., Vasiliev V.I., Frolov V.A.

Курганский государственный университет (Курган, Россия)

Kurgan state university (Kurgan, Russian Federation)

Аннотация. Дорожно-строительные работы характеризуются довольно неблагоприятными условиями с точки зрения характера изнашивания. Такая ситуация в большей степени порождается сухим трением и преобладанием абразивного износа. Поэтому детали, которые контактируют с рабочей средой, можно классифицировать как быстроизнашивающиеся. Одним из наиболее эффективных путей повышения долговечности является использование поверхностного упрочнения. При этом можно использовать дешевый материал, на поверхности которого формируется слой с повышенными механическими свойствами. В работе рассматриваются вопросы применения серого чугуна с упрочненным слоем для решения указанной проблемы. В работе были проведены экспериментальные исследования износостойкости деталей из феррито-перлитного серого чугуна с упрочненным слоем. На основе расчетов определена долговечность деталей рабочих органов, содержащих износостойкие вставки из рассматриваемого материала. Показано, что использование предлагаемых решений позволяет получить результаты, сопоставимые с легированным высокопрочным чугуном и белохромистыми чугунами. Рассмотрены вопросы оценки свариваемости износостойких вставок и стальной основы. Показано, что можно получить сварное соединение с использованием ручной дуговой сварки. Результаты оценки экономической эффективности показали, что затраты на изготовление износостойких элементов из серого чугуна с упрочненным слоем ниже, чем использование традиционных методов упрочнения (например, наплавки).

Ключевые слова: строительно-дорожные машины, износ, рабочие органы, чугун, упрочнение

Дата принятия к публикации: 10.07.2020
Дата публикации: 25.09.2020

Сведения об авторах:

Овсянников Виктор Евгеньевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Автоматизация производственных процессов», Курганский государственный университет,
e-mail: vik9800@mail.ru

ORCID: 0000-0002-8775-0781

Abstract. Road construction works have quite unfavourable conditions in terms of wear and tear. This situation is more caused by dry friction and the prevalence of abrasive wear. Therefore, parts that contact the working environment can be classified as fast-wear. One of the most effective ways to improve durability here is to use surface hardening. It is possible to use a cheap material on the surface of which a layer with improved mechanical properties is formed. The work deals with the use of grey iron with a reinforced layer to solve the above problem. The purpose of the work is to study the applicability of grey cast iron with a strengthened layer in the structures of working tools of construction and road machines. The work carried out experimental studies of wear resistance of parts made of ferrite-pearlite grey cast iron with a strengthened layer. On the basis of the calculations, the durability of the parts of the working tools containing wear-resistant inserts from the material under consideration is determined, it is shown that the use of the proposed solutions allows to obtain results comparable to the light high-strength iron and white iron. Issues of evaluation of weldability of wear-resistant inserts and steel base are also considered in the work. It is shown that it is possible to obtain a weld joint using manual arc welding. The results of the evaluation of economic ef-selectivity showed that the cost of bending wear-resistant elements from grey iron with a strengthened layer was lower than the use of hardening techniques (for example, build-up).

Keywords: construction and road machines, wear and tear, working tools, cast iron, hardening

Date of acceptance for publication: 10.07.2020
Date of publication: 25.09.2020

Authors' information:

Victor E. Ovsyannikov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Department "Automation of production processes" at Kurgan State University, e-mail: vik9800@mail.ru
ORCID: 0000-0002-8775-0781

Васильев Валерий Иванович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», Курганский государственный университет, e-mail: vvprof@rtural.ru
ORCID: 0000-0002-1130-2181

Фролов Виктор Александрович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология и автоматизация сварочного производства», Курганский государственный университет,
e-mail: imk@kgsu.ru
ORCID: 0000-0001-7514-359X

Valeriy I. Vasiliev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department "Motor transport" at Kurgan state university, e-mail: vvprof@rtural.ru
ORCID: 0000-0002-1130-2181

Victor A. Frolov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Department "Technologic and automation welding processing" at Kurgan State University, e-mail: imk@kgsu.ru
ORCID: 0000-0001-7514-359X

1. Введение

Дорожно-строительные работы характеризуются довольно неблагоприятными условиями с точки зрения характера изнашивания. Такая ситуация в большей степени порождается сухим трением и преобладанием абразивного износа [1, 2]. Поэтому детали, которые контактируют с рабочей средой можно классифицировать как быстроизнашивающиеся. В их число входят и детали рабочих органов (коронки зубьев, накладки на отвалы и т.д.).

Для абразивного износа характерно участие в процессе трения частиц высокой твердости, которые имеют различную форму, размеры, структуру, механические свойства, а также могут обладать незначительно адгезией [1, 2]. Трение в данном случае характеризуется нестационарным контактом с поверхностью изнашивания и значительной концентрацией напряжений.

Установлено, что в случае абразивного изнашивания необходимо обеспечить оптимальное соотношение между твердостью изнашиваемого материала и абразивной среды [1 - 4]. Также важным фактором является структура материала и вид термической обработки. Также на износостойкость влияет характер нагрузки и условия работы узла.

Согласно исследований [1 - 4] в зависимости от материала и условий работы ресурс рабочих органов различных машин колеблется в пределах от 4 до 300 моточасов.

Помимо прочего, износ режущих элементов вызывает рост усилий резания, увеличение нагрузок на силовые приводы строительно-дорожных машин, снижение производительности, рост расхода топлива и увеличение затрат на разработку грунта. Поэтому

му снижение интенсивности изнашивания и затрат на ремонт и восстановление таких элементов является действенным способом повышения эффективности эксплуатации строительно-дорожных машин [1, 2].

В конструкциях как базовых машин, так и рабочих органов строительно-дорожной техники достаточно широкое применение получил чугун. Данный материал обеспечивает довольно высокое сопротивление именно абразивному изнашиванию. Например, в тяжелонагруженных экскаваторах используются футерирующие элементы из чугуна для защиты ковша [5].

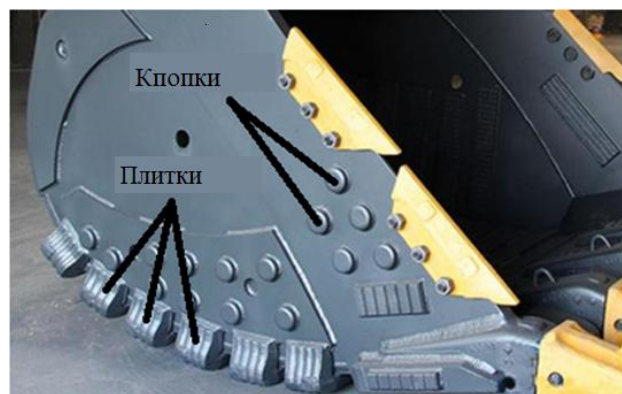


Рис. 1. Защита ковша экскаватора

При использовании указанных выше элементов защиты их выполняют двухкомпонентными – из стального основания и чугунной рабочей части. Чугун на стальное основание наносят посредством наплавки. Использование чисто чугунных элементов в данном случае не предполагается из-за трудности образования сварного соединения между защитным элементом и материалом ковша.

Также чугун используется для изготовления износостойких вставок и накладок на коронки, отвалы и т.д. Причем предполага-

ется использование дорогостоящих марок чугуна. Для повышения эффективности эксплуатации машин целесообразно рассмотреть возможность применения дешевого серого чугуна с поверхностным упрочнением.

Таким образом, основная идея, рассматриваемая в работе, заключается в том, что использование вставок из серого чугуна с упрочненным слоем должно повысить долговечность рабочих органов строительно-дорожных машин и обеспечить качественное сварное соединение износостойкого элемента и основы (ковша, отвала и т.д.).

Целью работы являлось проведение теоретических и экспериментальных исследований повышения долговечности деталей рабочих органов строительно-дорожных машин на основе использования износостойких элементов из серого чугуна с упрочненным слоем.

2. Материалы и методы исследования

Расчетная схема для определения износа рабочих органов на примере землеройной машины приведена на рис. 1.

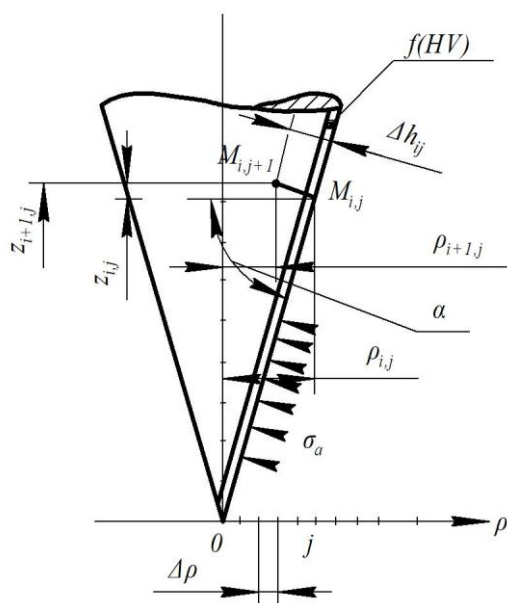


Рис. 1. Расчетная схема

Положение точки M на поверхности рабочего органа можно описать координатами $(\rho_{i,j}, z_{i,j})$. Изменение положения точки целесообразно определять итерационно (координаты $(\rho_{i,j}, z_{i,j})$). Выражение для опреде-

ления интенсивности изнашивания I_h имеет вид [6, 7]:

$$I_h = \frac{2 \cdot h^2 \cdot (R - h/3) \cdot n_a}{A_a \cdot a \cdot n_p},$$

где $h = \frac{12}{HB + 100} \sqrt{0.25 \cdot \pi \cdot a^2}$ – глубина вне-

дрения абразивных частиц; a – радиус контакта частиц грунта с поверхностью зуба; R – усредненный радиус абразивных частиц;

$n_a = \frac{4 \cdot A_a \cdot K_T}{\pi \cdot d^2 \cdot \beta^{2/3}}$ – число абразивных частиц,

взаимодействующих с рабочей поверхностью зуба; β – плотность грунта; K_T – коэффициент, учитывающий соотношение твердостей материала абразива и поверхности зуба; A_a – площадь контакта с абразивом; d – усредненный диаметр частица аб-

разива; $n_p = \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1} \cdot N_G^{-m}} \right)^{-m}$ – число циклов,

приводящих к разрушению материала, определяется из зависимости [8]; $\sigma_a = P / A_a$ – действующее напряжение; σ_{-1} – предел выносливости материала зуба; N_G – абсцисса перегиба кривой Велера; m – показатель для материала.

Учитывая, что в качестве материала зуба используется чугун с упрочненной поверхностью, величины h, n_a, n_p являются переменными (функциями от твердости). Тогда выражение для интенсивности износа примет вид:

$$I_h = \frac{2 \cdot h(HB)^2 \cdot (R - h(HB)/3) \cdot n_a(HB)}{A_a \cdot a \cdot n_p}.$$

Для расчета поверхность разбивается на участки по толщине. На каждом из участков твердость принимается постоянной.

Усилия определялись по известным зависимостям [9]. Расчеты проводились для упрочнения серого чугуна оксидами железа, хрома и молибдена, а также износостойких чугунов.

По полученным значениям интенсивности изнашивания ресурс работы узла можно определить по следующей зависимости:

$$\Delta t = \frac{\Delta h}{I_h \cdot V_k},$$

где V_k – скорость копания.

При экспериментальных исследованиях определялась удельная работа абразивного износа [10]:

$$a_{TP} = \frac{F \cdot L_{TP}}{\Delta m} = \frac{A}{\Delta m},$$

где a_{TP} – удельная работа абразивного износа; F – сила; L_{TP} – смещение пера самопишущего прибора от прилагаемой силы F .

Общая работа трения A может определяться как произведение средней силы трения на длину пути или по площади диаграммы трения. Первый метод требует установления зависимости смещения пера самопишущего прибора L_{TP} от величины прилагаемой силы F .

Использовать его можно при незначительно меняющейся силе. Более точно величину работы можно определить по формуле [10]:

$$A = \delta \cdot P_i,$$

где P_i – площадь диаграммной ленты, которую лучше определять взвешиванием из-за ее неправильной формы; δ – коэффициент пропорциональности.

Величина δ меняется при изменении условий трения, а в случае их постоянства достаточно стабильна [10]:

$$\frac{\Delta \delta}{\delta} \cdot 100\% = 3\%.$$

Образцы сваривались посредством ручной дуговой сварки в среде защитных газов. Пример образца приведен на рис. 2. Упрочненный слой виден невооруженным глазом.

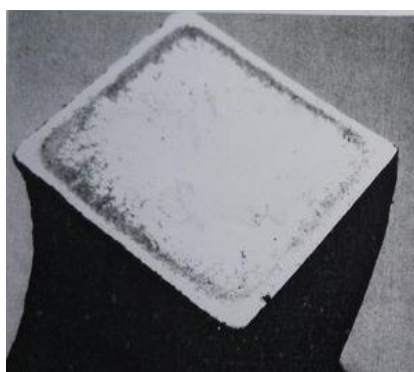


Рис. 2. Образец для сварки

3. Результаты и их обсуждение

На рис. 3-6 приведены результаты расчетов интенсивности изнашивания для зубьев, содержащих износостойкие вставки из серого чугуна с различными видами упрочнения.

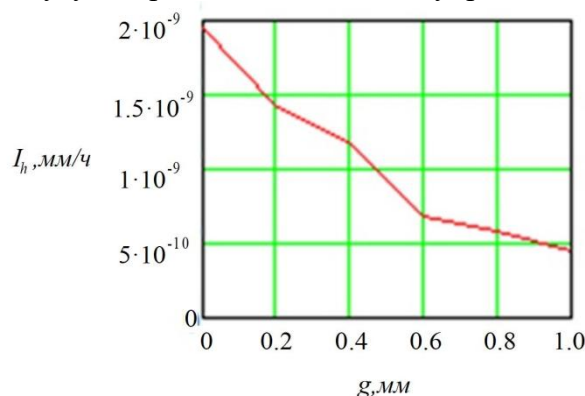


Рис. 3. Зависимость интенсивности изнашивания по толщине слоя (легирование FeO , грунт II категории)

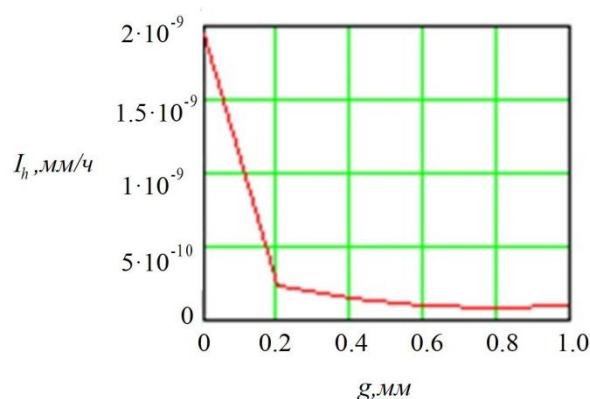


Рис. 4. Зависимость интенсивности изнашивания по толщине слоя (легирование Cr_2O_3 , грунт II категории)

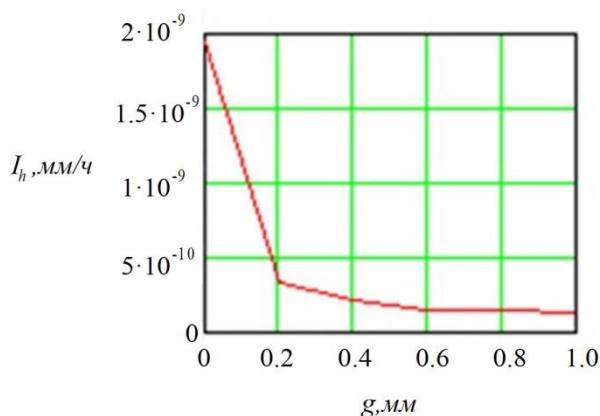


Рис. 5. Зависимость интенсивности изнашивания по толщине слоя (легирование MoO_2 , грунт II категории)

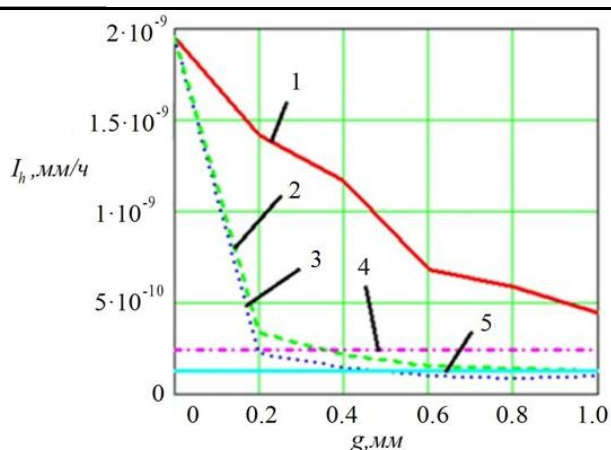


Рис. 6. Зависимости интенсивности изнашивания по толщине слоя (грунт II категории): 1 – серый чугун + упрочнение FeO ; 2 – серый чугун + упрочнение Cr_2O_3 ; 3 – серый чугун + упрочнение MoO_2 ; 4 – чугун ИЧХ-28; 5 – белохромистый чугун

Как можно видеть из рис. 6, использование оксидов хрома и молибдена дает возможность получить значения интенсивности

изнашивания, сопоставимые с износостойкими чугунами.

Применение оксида железа для упрочнения не дает высоких результатов ввиду того, что при введении в чугун хрома или молибдена, образуются твердые карбиды. При использовании для данных целей FeO таких карбидов нет.

Наилучших результатов с точки зрения повышения долговечности можно добиться с использованием оксида молибдена ввиду того, что данный вид поверхностного упрочнения дает возможность получать слой толщиной, более чем в 3 раза превышающей возможности от упрочнения в контакте с оксидами железа и хрома.

В табл. 1 приведены результаты определения удельной работы абразивного износа для различных марок чугуна и способов упрочнения.

Таблица 1

Удельная работа абразивного износа

Материал	Вид упрочнения	Термическая обработка	$A, Дж / мг$
СЧ-20	Без упрочнения	-	$0,15 \pm 0,06$
СЧ-20	Термодиффузионное поверхностное легирование в контакте с FeO + закалка	Время выдержки 8 часов при температуре $1100^\circ C$	$0,33 \pm 0,19$
СЧ-20	Термодиффузионное поверхностное легирование в контакте с Cr_2O_3 + закалка	Время выдержки 8 часов при температуре $1100^\circ C$	$5,57 \pm 0,19$
СЧ-20	Термодиффузионное поверхностное легирование в контакте с MoO_2 + закалка	Время выдержки 8 часов при температуре $1100^\circ C$	$4,89 \pm 0,19$
Хромистый чугун (15% Cr)	Индукционная закалка	-	$6,83 \pm 0,27$

Как можно видеть из табл. 1, значения удельной работы абразивного износа для рассматриваемых марок материалов также сопоставимы. Таким образом, можно считать, что приведенные выше теоретические расчеты адекватны.

На рис. 7 и 8 приведены макро и микроструктура сварного шва, соединяющего два образца из упрочненного серого чугуна.

В ходе металлографических исследований было установлено, что дефектов в сварном шве не обнаружено. Это можно объяснить тем, что на поверхности упрочненного слоя имеется ферритная кайма, которая обладает хорошей свариваемостью.

Таким образом, при использовании серого чугуна с упрочненным слоем имеется возможность использования ручной дуговой

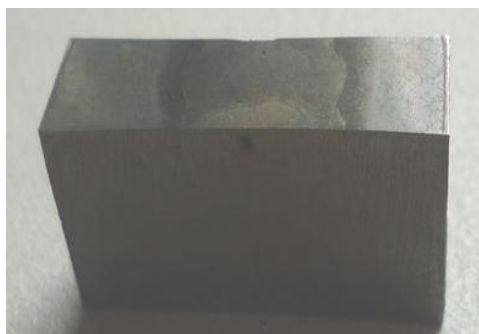


Рис. 7. Макроструктура сварного шва



Рис. 8. Микроструктура сварного шва, x500

сварки для закрепления износостойких вставок или накладок.

Анализируя конструкции рабочих органов строительно-дорожных машин с износостойкими вставками можно отметить, что сварка для закрепления вставок используется не всегда. Например, возможно изготовление цельнолитых узлов, когда вставки размещаются в литейной форме, после чего происходит заполнение жидким металлом. Пример такой конструкции представлен на рис. 9 [11].

Использование чугуна традиционных марок для изготовления вставок в данном случае имеет недостаток в том, что чугун имеет более низкую температуру плавления, чем сталь. Поэтому когда будет производиться заливка вставок сталью, произойдет их подплавление. При использовании чугуна с уп-

роченным слоем данного эффекта можно избежать из-за того, что ферритная кайма защищает вставку от расплавления.

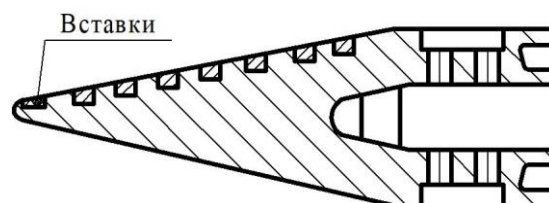


Рис. 9. Зуб с износостойкими вставками

4. Выводы

1. В результате расчетного определения интенсивности изнашивания рабочих органов землеройных машин было установлено, что использование износостойких вставок из серого чугуна с упрочненным слоем позволяет получать аналогичные результаты, что и применение легированных марок чугунов.

2. В ходе экспериментальных исследований по определению удельной работы абразивного износа были подтверждены результаты проведенных расчетов.

3. В ходе металлографических исследований было установлено, что дефектов в сварном шве не обнаружено. Это можно объяснить тем, что на поверхности упрочненного слоя имеется ферритная кайма, которая обладает хорошей свариваемостью. При этом возможно отказаться от использования двухкомпонентных защитных элементов.

4. В качестве направлений для дальнейших исследований можно выделить изучение сопротивления серых чугунов с упрочненным слоем ударным нагрузкам и разработку конструкций рабочих органов с использованием износостойких вставок или накладок из данных материалов.

Список литературы

1. Густов Ю.И. Триботехника строительных машин и оборудования. М: МГСУ, 2011. 197 с.
2. Зорин В.А. Основы работоспособности механических систем. М.: ИНФРА М, 2015. 380 с.
3. Завьялов А.М. Основы взаимодейст-

References

1. Gustov Yu.I. *Tribotekhnika stroitelnykh mashin i oborudovaniya* [Tribotechnics of construction machinery and equipment]. Moscow, Moscow state building university, 2011. 197 p. (In Russian).
2. Zorin V.A. *Osnovy rabotosposobnosti mekhanicheskikh sistem* [Mechanical Systems

вия рабочих органов дорожно-строительных машин со средой: дис. ... док. технич. наук. Омск, 1999. 328 с.

4. Кузнецова В.Н., Завьялов А.М. Оптимизация формы рабочих органов землеройных машин. Омск: Наука, 2008. 180 с.

5. Рейш А.К. Повышение износостойкости строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1996. 352 с.

6. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.

7. Макхамов К.Х. Расчет износостойкости машин. Ташкент: ТашГТУ, 2002. 144 с.

8. Колокольников В.М., Мулявко Н.М., Вдовин К.Н. Абразивная износостойкость литых металлов и сплавов. Магнитогорск: МГТУ, 2004. 228 с.

9. Шемякин С.А., Лещинский А.В. Расчеты землеройных машин. Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2014. 55 с.

10. Гуревич Ю.Г., Овсянников В.Е., Фролов В.А. Влияние катализатора (железа) на взаимодействие оксидов с основой феррито-перлитного серого чугуна, обеспечивающее закалку и диффузионное легирование. Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2013. 102 с.

11. Патент РФ на изобретение №2269628. Зуб экскаватора и способ его изготовления / Балашов В.Ф., Каждая Г.В., Каждая О.Г. Заявл. 01.12.2003, опубл. 10.02.2006. Бюл. № 4.

† Operability Basics]. Moscow: INFRA-M, 2015. 380 p. (In Russian).

† 3. Zavyalov A.M. Basics of interaction of working bodies of road construction machines with the environment. Diss. Doctor Sci. (Engineering). Omsk. 1999. 328 p. (In Russian).

† 4. Kuznetsova V.N., Zavyalov A.M., Terentieva N.M. *Optimizatsiya formy rabochikh organov zemleroynykh mashin* [Optimization of the shape of earth-moving machine tools]. Omsk, Science, 2008. 180 p. (In Russian).

† 5. Reysh A.K. *Povyshenie iznosostoykosti stroitelnykh i dorozhnykh mashin* [Increase in wear resistance of construction]. Moscow, Mashinostroenie, 1996. 352 p. (In Russian).

† 6. Kragelsky I.V., Mihin N.M. Frictional units of machines. Moscow, Mashinostroenie, 1984. 280 p. (In Russian).

† 7. Makhamov K.H. *Raschet iznosostoykosti mashin* [Calculation of wear resistance of machines]. Tashkent, Tashkent State Technical University, 2002. 144 p. (In Russian).

† 8. Kolovtsev V.M., Mulyavko N.M., Vovin K.N. *Abrazivnaya iznosostoykost litykh metallov i splavov* [Abrasive wear resistance of cast metals and alloys]. Magnitogorsk, Magnitogorsk State Technical University, 2004. 228 p. (In Russian).

† 9. Shemyakin S.A., Leschinsky A.V. *Raschety zemlerojnykh mashin* [Calculations of digging machines]. Khabarovsk. Pacific National University. 2014. 55 p. (In Russian).

† 10. Gurevich Yu.G., Ovsyannikov V.E., Frolov V.A. *Vliyanie katalizatora (zheleza) na vzaimodeystvie oksidov s osnovoy ferrito-perlitnogo serogo chuguna, obespechivayushchee zakalku i diffuzionnoe legirovanie* [Influence of the catalyst (iron) on the reaction of oxides with the base of ferrite-pearlite grey cast iron, providing quenching and diffusion alloying]. Kurgan, Kurgan state university, 2013. 102 p. (In Russian).

† 11. Patent RU 2269628, E02F 9/28. *Sposob uprochneniya chugunnykh detaley* [The method of hardening cast iron parts]. Balashov V.F., Kajzdaya G.V., Kajzdaya O.G. Published 10.02.2006. (In Russian).

УДК (УДК) 629.113

РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО И ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
УСТОЙЧИВОСТИ ТРИЦИКЛА ПРОТИВ ОПРОКИДЫВАНИЯ НА КОСОГОРЕRESULTS OF MATHEMATICAL AND SIMULATION MODELING OF TRICYCLE
STABILITY AGAINST OVERTURNING ON A SLOPEПицхелаури Ш.Н.
Pitskhelauri S.N.Горский государственный аграрный университет» (Владикавказ, Россия)
Gorsky State Agrarian University (Vladikavkaz, Russian Federation)

Аннотация. Одним из важных эксплуатационных показателей движения колесной машины на склоне, является поперечная устойчивость, которая характеризует ее способность работать на уклонах без опрокидывания. Обеспечение надежной поперечной устойчивости колесных машин является важнейшим условием их безаварийной работы. В работе рассматривается математическое и имитационное моделирование устойчивости трицикла против опрокидывания на косогоре. Трицикл может потерять устойчивость как на горизонтальной плоскости, так и на наклонной плоскости. Наиболее опасным режимом движения колесной машины является движение по склону, при котором может произойти потеря устойчивости. Отмечено, что влияние конструктивных и эксплуатационных факторов создаёт опрокидывающий момент, который ухудшает устойчивость трицикла против опрокидывания на склонах. Исследования показали, что повышение устойчивости трицикла против опрокидывания при движении по склонам в поперечном направлении можно достичь смещением центра масс трицикла от продольной оси в сторону возвышенности склона, т.е. наклоном остова в сторону возвышенности склона относительно заднего моста в перпендикулярной относительно направления движения плоскости, такое изменение параметров способствует повышению устойчивости против опрокидывания на склоне, так как восстанавливающий момент возрастает по отношению опрокидывающему моменту.

Ключевые слова: трицикл, устойчивость, смещение центра масс, опрокидывание.

Дата принятия к публикации: 16.09.2020
Дата публикации: 25.09.2020

Сведения об авторе:

Пицхелаури Шота Нугзарович – аспирант кафедры «Эксплуатация и сервис транспортных средств», ФГБОУ ВО «Горский государственный аграрный университет»,
e-mail: shota.pitskhelauri.92@mail.ru

Abstract. Stability of a wheeled vehicle against overturning characterizes its ability to maintain a given position during the movement on the slope. One of the most important performance indicators of a wheeled vehicle on a slope is its lateral stability, which characterizes its ability to work on slopes without tipping over. Ensuring reliable lateral stability of wheeled vehicles is the most important condition for their trouble-free operation. The paper deals with mathematical and simulation modeling of tricycle stability against tipping on a slope. The tricycle can lose stability. The most dangerous mode of movement of a wheeled vehicle is driving on a slope, which can cause loss of stability. It is noted that the influence of structural and operational factors creates a tipping moment, which worsens the stability of the tricycle against tipping on the slopes. Studies have shown that increasing the stability of the tricycle against overturning when moving along the slopes in a transverse direction, can be achieved by shifting the center of mass from the longitudinal axis of the tricycle towards the elevation of the slope, i.e., by tilting the frame of the relative rear bridge in a perpendicular plane relative to the direction of movement towards the elevation of the slope, such a change in parameters contributes to increasing the stability against overturning on the slope, since the restoring moment will increase relative to the overturning moment.

Keywords: tricycle, stability, rollover, center of mass displacement.

Date of acceptance for publication: 16.09.2020
Date of publication: 25.09.2020

Author's information:

Shota N. Pitskhelauri – postgraduate student of the Department "Operation and service of transport vehicles" at Gorsky State Agrarian University,
e-mail: shota.pitskhelauri.92@mail.ru

1. Введение

В современном сельскохозяйственном производстве находят широкое применение трициклы с грузовой платформой. В некоторых случаях применение их для работы на склонах в фермерских хозяйствах ограничено из-за малой устойчивости [1].

В действительности при движении колесной машины по горным склонам возникают самые различные положения как и самой машины, так и дороги, по которой она перемещается. Создание мобильной легкой техники, приспособленной к работе в фермерских хозяйствах в горных условиях и обладающей повышенной устойчивостью по опрокидыванию, является одной из основных задач.

Двигаясь по склону, колесная машина должна сохранять заданное положение, что будет характеризоваться как устойчивость движения.

Одним из важных эксплуатационных показателей движения колесной машины на склоне является поперечная устойчивость, которая характеризует ее способность работать на уклонах без опрокидывания. Обеспечение надежной по устойчивости против опрокидывания колесных машин является важнейшим условием их безопасной работы [2].

По способу опирания движителей на опорную поверхность транспортные средства подразделяются на двухопорные, трехопорные, четырехопорные и т.д. Трехопорные конструкции, к которым также относятся трехколесные мотоциклы, конструктивно выполняются с симметричным расположением задних колес и с асимметричным расположением колес (мотоцикл с коляской). Очевидно, что мотоцикл с симметричным расположением задних колес устойчивее. И даже они менее устойчивы, чем четырехколесные транспортные средства, поскольку ось опрокидывания последних находится дальше от центра тяжести [2].

Трицикл может потерять устойчивость как на горизонтальной плоскости, так и на наклонной плоскости [3]. Поперечная устойчивость при движении трицикла на склоне зависит от многих факторов, обусловленных

как конструктивными, эксплуатационными показателями самой машины, так и рельефом местности и физико-механическими свойствами опорной поверхности в зонах контакта движителей с опорной поверхностью. Они могут вызывать нарушение устойчивости, что сказывается в скольжении колес или опрокидывании колесной машины [4, 5].

Потеря поперечной устойчивости трицикла при движении в поперечном направлении происходит вследствие заноса или опрокидывания. Если вертикаль, проведенная через центр тяжести трицикла, проходит через точку контакта колеса (нижнего) с почвой, то трицикл находится в состоянии неустойчивого равновесия и характеризуется углом наклона опорной поверхности. Очевидно, что статическая поперечная устойчивость трицикла повысится при увеличении расстояния между центрами пятна контакта колес задней оси и недопущении прохождения вектора центра тяжести через критическую точку опрокидывания.

Вопросы оценки поперечной устойчивости трехколесных транспортных средств отражены в трудах отечественных ученых Г.И. Мамити, М.С. Лянова, А.Е. Гагкуева, С.М. Огороднова, С.Х. Плиева и др.

2. Постановка задачи

При нахождении трицикла на поперечном склоне вес трицикла G раскладывается на две составляющие: перпендикулярную опорной поверхности $G \cos \alpha$, которая стремится прижать колеса к опорной поверхности, – параллельную опорной поверхности $G \sin \alpha$, которая стремится опрокинуть транспортное средство (рис.1).

Составляющая силы тяжести трицикла, параллельная опорной поверхности способствует некоторому догрузу колеса нижнего по склону задней оси трицикла и снижению нагрузки с колеса верхнего по склону. Такое воздействие в значительной степени зависит от смещения центра тяжести масс трицикла, угла косогора, боковой силы и т.д. В результате неизбежно деформирование шины, что является следствием возникновения дополнительного крена трицикла в сто-

рону действия составляющей силы тяжести трицикла $G \sin \alpha$. Это, в свою очередь, будет способствовать уменьшению устойчивости. При поперечном крене нижнее по склону колесо трицикла нагружается не только составляющей силой $G \sin \alpha$, но и моментом, вызванным действием этой составляющей. Центр масс трицикла смещается в сторону действия силы $G \sin \alpha$, тем самым уменьшая расстояние от продольной оси трицикла до прямой, соединяющей центры контактов нижнего по склону колеса задней оси трицикла и переднего колеса. В таком случае момент опрокидывания будет возрастать по отношению к восстанавливающему моменту, что способствует возрастанию вероятности опрокидывания.

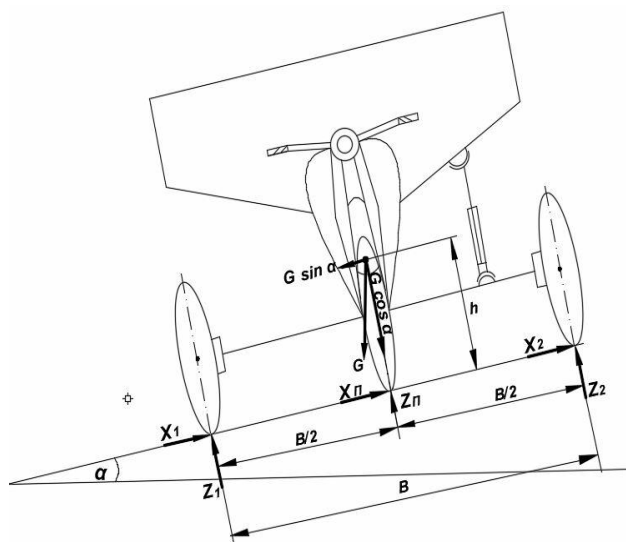


Рис. 1. Схема действия сил и реакций, приложенных к трициклу без стабилизации остова при движении в поперечном направлении склона

При движении трицикла в поперечном направлении склона составляющей силы трицикла $G \sin \alpha$ на плече h будет дополнительно создаваться момент, способствующий нарушению устойчивости трицикла против опрокидывания (рис. 1).

Момент силы, который стремится нарушить устойчивость и опрокинуть трицикл на наклонной плоскости является опрокидывающим моментом, равным:

$$M_{оп} = hG \sin \alpha, \quad (1)$$

где h – расположение центра масс по нормали от опорной поверхности.

Момент составляющей веса трицикла $G \cos \alpha$, который направлен на повышение устойчивости трицикла, является восстанавливающим моментом, создаваемый действием этой силы на расстоянии от точки центра пятна контакта колеса до плоскости, проходящей через центр тяжести по нормали к опорной поверхности. Для рассматриваемой схемы трицикла (рис.1), восстанавливающий момент равен:

$$M_B = B/2 \cdot G \cos \alpha, \quad (2)$$

где B – колея трицикла.

Важную роль против опрокидывания трицикла на склоне играют плечо приложения веса трицикла и плечо приложения составляющей веса трицикла $G \sin \alpha$ (рис. 2). Особое значение имеет расположения центра тяжести масс трицикла. При движении трицикла в поперечном направлении склонов необходимо рассмотреть возможность перемещения центра масс трицикла в сторону возвышенности склона как один из методов, способствующих обеспечению безопасного движение колесных машин на горных склонах. Так, при возможности смещения центра масс трицикла будет увеличиваться плечо восстанавливающего момента и способствовать повышению устойчивости против опрокидывания на склонах (рис. 3) [6].

На рис. 2 и 3 используются следующие обозначения: β – угол между осью симметрии и осью опрокидывания; $n = a \cdot \sin \beta$ – плечо приложения нормальной к опорной поверхности составляющей веса трицикла; h' – плечо приложения параллельной к опорной поверхности составляющей веса трицикла; a – расстояние от центра тяжести трицикла до передней оси; b – расстояние от центра тяжести до задней оси трицикла; L – база трицикла; Z_1, X_1 – реакции, действующие на заднее нижнее колесо; Z_2, X_2 – реакции, действующие на заднее верхнее колесо; Z_n, X_n – реакции, действующие на переднее колесо; d – смещение центра масс трицикла от оси симметрии в сторону возвышенности косогора.

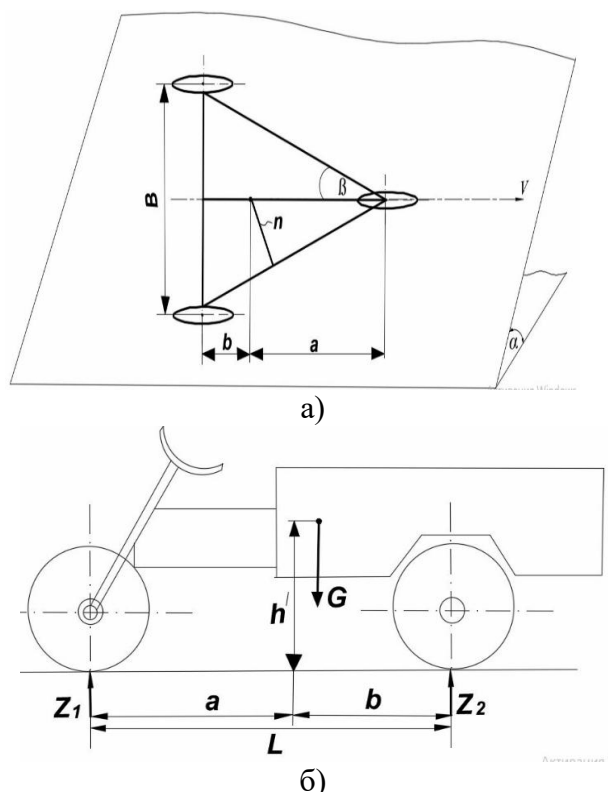


Рис. 2. Схема к определению плеч приложения составляющих веса трицикла для случая движения без наклона остова:
 а - нормальной; б - параллельной

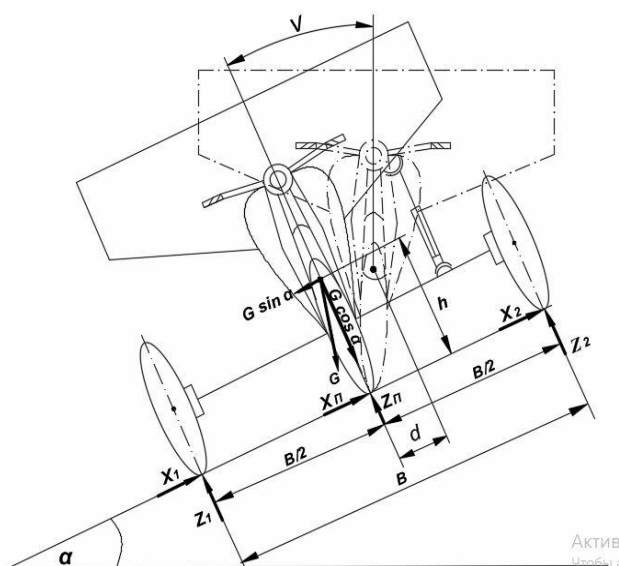


Рис. 3. Схема сил и реакций, действующих на трицикл со стабилизацией остова при движении в поперечном направлении склона

Изменения направления вектора центра тяжести трицикла, изменения величины плеча действия веса трицикла и, таким образом, изменения восстанавливающего момента

можно достичь конструктивно, применив стабилизацию остова трицикла с возможностью сохранения его вертикальности.

Задачей исследования является повышение устойчивости трицикла против опрокидывания при пребывании и прямолинейном движении по косоуглам за счет смещения центра масс трицикла от продольной оси в сторону возвышенности склона. Достичь перемещения центра масс трицикла можно наклоном остова в сторону возвышенности склона относительно заднего моста в перпендикулярной относительно направления движения плоскости (рис. 3). При наклоне остова центр масс трицикла будет смещаться в сторону возвышенности склона, тем самым увеличивая расстояние от оси симметрии трицикла до прямой, соединяющей центры контактов колеса нижнего по склону. В таком случае восстанавливающий момент будет возрастать по отношению к опрокидывающему моменту, что будет способствовать увеличению устойчивости против опрокидывания [7-8].

3. Результаты и анализ математического исследования

Для предотвращения опрокидывания трицикла при пребывании или прямолинейном движении по косоугору должно выполняться условие:

$$G \sin \alpha \cdot h \leq G \cos \alpha \cdot a \sin \beta, \quad (3)$$

Таким образом, если брать за основу необходимого конструктивные данные исследуемого объекта ($a = 1.53$ м; $G = 3.43$ кН; $h = 0.73$ м; радиус переднего колеса $r_1 = 0.265$ м; радиус заднего колеса $r_2 = 0.225$ м), то условия недопущения опрокидывания трицикла при движении по косоугору будет соблюдаться на склонах крутизной до 29° .

Если учитывать смещение центра масс трицикла в сторону возвышенности склона, то условие (1) примет вид [2]:

$$G(h - h_0) \sin \nu \cdot \cos \alpha \leq G n' \cdot \cos \alpha, \quad (4)$$

где h_0 – высота расположения оси наклона остова; ν – наклон остова трицикла; n' – пле-

чо приложения нормальной к опорной поверхности составляющей веса трицикла в случае, если остов трицикла наклонен в сторону возвышенности склона.

Если остов трицикла наклонен на угол ν в сторону возвышенности склона, промежуточные параметры примут следующие значения:

$$h_0 = (r_2 a + r_1 b \cos \nu) / L ; \quad (5)$$

$$d = (h - h_0) \sin \nu ; \quad (6)$$

$$\xi = r_1 \cdot \sin \nu / \sqrt{(B/2)^2 + L^2} ; \quad (7)$$

$$n = (d + atg\beta) \cdot \cos(\beta - \xi) + b \cdot \sin \xi / \cos \beta , \quad (8)$$

где ξ - угол, соответствующий перемещению центра пятна контакта шины [2].

Минимальное плечо приложения веса трицикла относительно оси опрокидывания получим в случае, когда кузов не наклонен в сторону возвышенности склона (рис. 2). Наклон остова трицикла в сторону возвышенности оправдан, так как центр масс трицикла расположен выше оси наклона кузова. В случае, когда центр масс трицикла выше оси наклона кузова, при наклоне остова в сторону возвышенности склона произойдет смещение центра масс в эту же сторону, что будет содействовать большей устойчивости.

Трицикл без стабилизации остова может без опрокидывания находиться и двигаться прямолинейно на склонах крутизной до 29° , а при смещении центра масс трицикла d от продольной оси в сторону возвышенности склона (т.е. наклона остова в сторону возвышенности на угол ν) трицикл может без опрокидывания находиться и двигаться прямолинейно на склонах крутизной более 29° .

Таким образом, за счет смещения центра масс трицикла в сторону возвышенности склона можно достичь повышения устойчивости трицикла против опрокидывания при нахождении на склоне или прямолинейном движении.

4. Результаты и анализ имитационного моделирования движения трицикла на косогоре

Объектом исследований является опытный трицикл с изменяемой геометрией кон-

струкции. За основу были взяты характеристики трицикла XY250ZH производства КНР с возможностью наклона переднего управляемого колеса и грузовой платформы (остова) трицикла относительно ведущего моста влево и вправо [9].

В ходе проведения моделирования определялись критические углы косогора при движении трицикла по склону, а также возможность влияния на повышение устойчивости трицикла против опрокидывания путем стабилизации остова.

Для определения критического угла опрокидывания трицикла в программе «Универсальный механизм» проводилось имитационное моделирование движения трицикла на склонах крутизной 25° и 27° (для коэффициента сцепления $\varphi = 0.4$). Определялись момент отрыва колеса от опорной поверхности и критический угол косогора, при котором происходит опрокидывание трицикла, а также возможность влияния стабилизации остова на устойчивость против опрокидывания.

Для моделирования курсового движения записывались:

- пройденное расстояние по оси X , м;
- отклонение от заданного курса движения по оси Y , м.

На представленных ниже рисунках изображены физическая модель трицикла, графики отклонения модели от горизонтали склона и графики траектории опрокидывания трицикла.

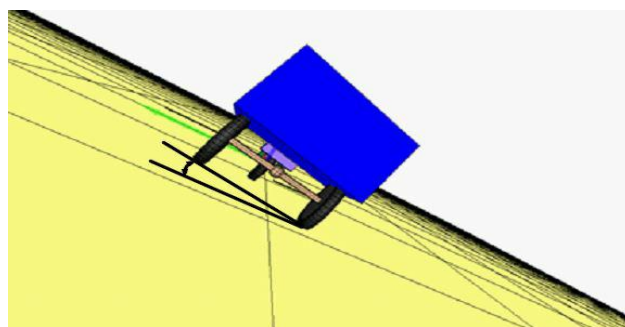


Рис. 4. Неустойчивое движение трицикла на склоне 25° с моментами отрыва колеса от опорной поверхности



Рис. 5. График неустойчивого движения трицикла на склоне 25° с моментами отрыва колеса от опорной поверхности (● – отрыв верхнего по склону колеса задней оси от опорной поверхности; ● – возвращение верхнего по склону колеса задней оси на опорную поверхность)

На рис. 4 модель трицикла движется на протяжении 50 м вдоль заданной горизонтали имитируемого склона крутизной 25° . В начале моделирования появляется нестабильное движение трицикла с отрывом верхнего по склону колеса задней оси и возвращением обратно на опорную поверхность. После чего (рис. 5), через 7...8 м движение нормализуется и трицикл движется с существенным отклонением от заданного курса движения вниз по склону.

На рис. 6, 7 приводятся результаты моделирования движения трицикла на склоне крутизной 27° . Они показали, что после начала движения трицикл находится в состоянии неустойчивого равновесия, которое приводит к отрыву верхнего по склону колеса задней оси от опорной поверхности и через примерно 1 м наступает опрокидывание транспортного средства. На рис. 8 приведен график траектории опрокидывания трицикла.

При движении трицикла на склоне возникает опасность потери поперечной устойчивости. Движение поперек склона вызывает соответствующий углу склона боковой крен, вследствие чего возникает боковая сила, которая перераспределяет нагрузку между правыми и левыми опорными элементами ходовой части и может привести к поперечному опрокидыванию [10].

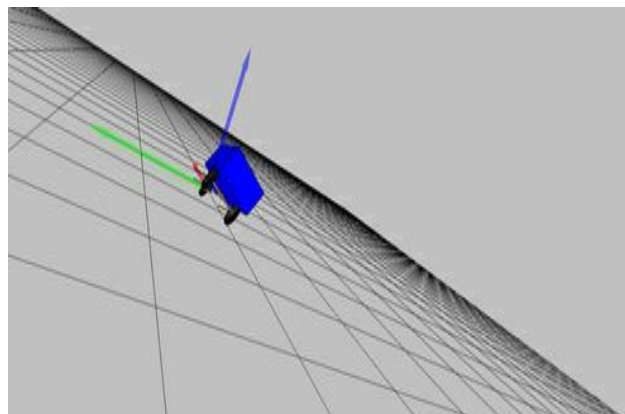


Рис. 6. Момент отрыва колеса трицикла от опорной поверхности имитируемого склона крутизной 27°

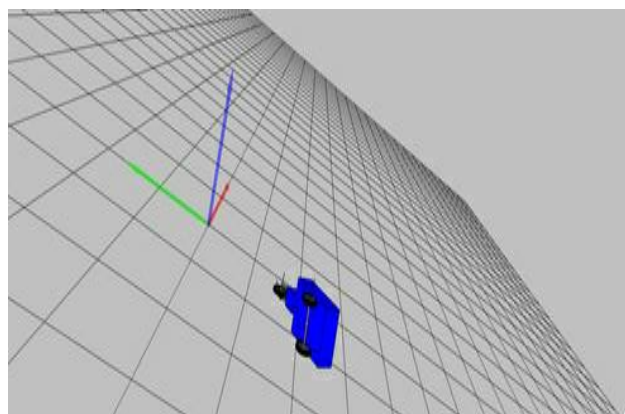


Рис. 7. Поперечное опрокидывание трицикла без стабилизации остова на склоне крутизной 27°

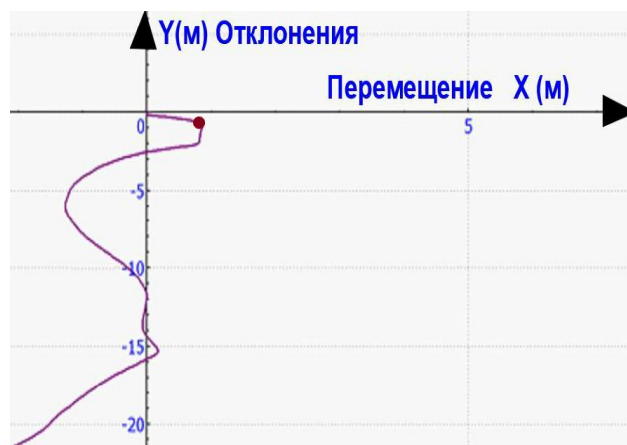


Рис. 8. График траектории опрокидывания трицикла на склоне крутизной 27° (● - начало опрокидывания трицикла)

Проведенное моделирование показало эффективность стабилизации остова трицикла на склоне с целью повышения его устойчивости против опрокидывания. При сохра-

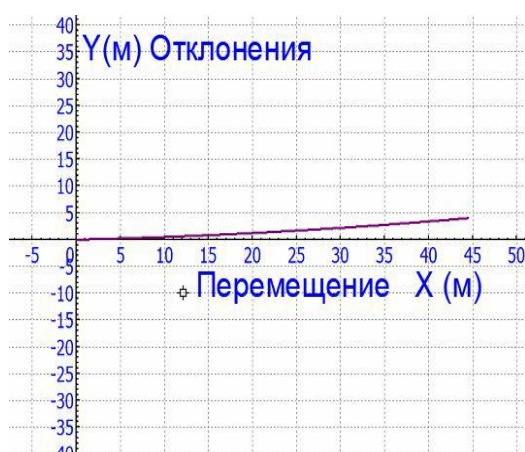


Рис. 9. График траектории движения трицикла с сохранением вертикальности остова на склоне крутизны более 27° без опрокидывания

нении вертикальности остова трицикла и смещении центра масс трицикла в сторону возвышенности склона объект может находиться и двигаться без поперечного опрокидывания на склонах более 27° (рис. 9).

Список литературы

1. Мамити Г.И., Льянов М.С., Гутиев Э.К., Плиев С.Х. Эксплуатационные условия движения колесной машины в горной местности // Известия Горского ГАУ. 2007. № 44. Т.2. С. 133-134.
2. Мамити Г.И., Льянов М.С. Устойчивость трициклов по заносу и опрокидыванию // Автомобильная промышленность. 2008. № 9. С. 22-24.
3. Льянов М.С. Улучшение эксплуатационных свойств колесных тракторов за счет повышения их курсовой устойчивости на склонах: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / Льянов Марат Савкузович. Л.-Пушкин, 1991. 201 с.
4. Льянов М.С., Пицхелаури Ш.Н., Токарев В.А. Устойчивость трицикла против опрокидывания // Вестник научных трудов молодых ученых, аспирантов, магистрантов и студентов ФГБОУ ВО «Горский государственный аграрный университет». Владикавказ. 2018. №55. С. 167-168.

5. Заключение

Были исследованы процессы движения трицикла на склонах различной крутизны с различным углом наклона остова.

С увеличением угла крутизны косогора, опрокидывающий момент будет возрастать по отношению к восстанавливающему моменту, что будет способствовать нарушению устойчивости трицикла против опрокидывания на косогорах.

Исследования показали, что повышение устойчивости трицикла против опрокидывания при движении по склонам в поперечном направлении можно достичь смещением центра масс трицикла от продольной оси в сторону возвышенности склона, т.е. наклоном остова в сторону возвышенности склона относительно заднего моста в перпендикулярной относительно направления движения плоскости. Такое изменение параметров способствует повышению устойчивости против опрокидывания на склоне, так как восстанавливающий момент будет возрастать по отношению опрокидывающему моменту [10].

References

1. Mamiti G.I., Llanov M.S., Pliev S.H., Gutiev E.K. Operating conditions of a wheeled vehicle in a mountainous area. *Izvestia Gorskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta, nauchno teoreticheski zhurnal*, Vol. 45, pp. 133-134. (In Russian)
2. Mamiti G.I., Llanov M.S. The stability of the trike to skid and rollover. *Avtomobilnia promyshlennost*, 2008, No. 9, pp. 22-24. (In Russian)
3. Llanov M.S. Improving the performance of wheeled tractors at the expense of increase of their stability on the slopes. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Leningrad-Pushkin, 1991. 201p. (In Russian)
4. Llanov M.S., Pitskhelauri Sh.N., Tokarev V.A. Stability of the tricycle against overturning. *Vestnik nauchnykh trudov molodykh uchenykh, aspirantov i studentov Gorskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2018, Vol. 55, No.3, pp. 167-168. (In Russian)

5. Пицхелаури Ш.Н., Повышения курсовой устойчивости трицикла за счет изменяемой геометрии конструкции // Приоритетные научные исследования и инновационные технологии в АПК: наука-производству: Мат. нац. научно-практ. конф., Волгоградский государственный аграрный университет. Волгоград, 2019. С. 165-172.

6. Льянов М.С., Токарев В.А., Пицхелаури Ш.Н., Бидеева Е.В. Особенности компоновочных схем колёсных машин со стабилизацией остова для работы на склонах // Мат. всеросс. научно-практ. конф., Горский ГАУ. Владикавказ, 2017. С. 275-278.

7. Мамити Г.И., Льянов Б.М., Цаллагов М.С. Расположение центра масс и продольное опрокидывание мотоцикла // Автомобильная промышленность. 2001. № 4. С. 24-25.

8. Льянов М.С., Пицхелаури Ш.Н., Токарев В.А., Кокшаров С.А., Калаев Р.И. Влияние конструктивных параметров транспортного средства на его устойчивость // Вестник научных трудов молодых учёных, аспирантов, магистрантов и студентов Горского государственного аграрного университета. 2019. № 56. С. 123-126.

9. Льянов М.С., Гутиев Э.К., Зокоев А.О. Трицикл с изменяемой геометрией конструкции – основа создания специальной системы активной безопасности // Известия Горского ГАУ. 2014. № 51. Т. 3. С. 179-183.

10. Льянов, М.С., Гутиев Э.К., Зокоев А.О. Устойчивость трицикла с наклоняющимся кузовом // Автомобильная промышленность. 2015. № 4. С. 23-24.

5. Pitskhelauri Sh.N. Materialy natsionalnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Prioritetnye nauchnye issledovaniya i innovatsionnye tekhnologii v APK: nauka proizvodstvu". Volgograd, 2019, pp.165-172. (In Russian)

6. Llanov M.S., Tokarev V.A., Pitskhelauri Sh.N., Bideeva E.V. Materialy vserossiskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, Gorskiy gosudarstvennyy agrarnyy universitet. Vladikavkaz, 2017, pp.275-278. (In Russian)

7. Mamiti G.I., Llanov M.S., Tsallagov B.M. Location of the center of mass and longitudinal rollover of the motorcycle. *Avtomobilnia promyshlennost*, 2001, No. 4, pp. 24-25. (In Russian)

8. Llanov M.S., Pitskhelauri Sh.N., Tokarev V.A., Koksharov S.A., Kalaev R.I. Influence of the vehicle's structural parameters on its stability. *Vestnik nauchnykh trudov molodykh uchenykh, aspirantov i studentov Gorskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2019, No. 56, pp.123-126. (In Russian)

9. Llanov M.S., Gutiev E.K., Zokoev A.O. A tricycle with a variable design geometry is the basis for creating a special active safety system. *Izvestia Gorskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2014, Vol. 3, No. 51, pp. 179-183. (In Russian)

10. Llanov M.S., Gutiev E.K., Zokoev A.O. Tilit body tricycle stability. *Avtomobilnia promyshlennost*, 2015, No. 4, pp. 23-24. (In Russian)

УДК (UDC) 621.873.2/.3

ДИНАМИКА РАБОТЫ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО КРАНА В
УСЛОВИЯХ НАРУШЕНИЯ ОПОРНОГО КОНТУРАDYNAMICS OF OPERATION OF A LOAD-RAILING CRANE IN CONDITIONS OF
VIOLATION OF THE SUPPORT CIRCUITПотахов Д.А.
Potakhov D.A.Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (Санкт-Петербург,
Россия)

Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (St. Petersburg, Russian Federation)

Аннотация. В статье представлена разработанная аналитическая математическая модель балансирования грузоподъемного железнодорожного крана на выносных опорах в результате просадки грунта под одной выносной опорой, позволяющая определить основные параметры и закономерности работы грузоподъемной машины в условиях нарушения опорного контура. По результатам расчета движения механической системы «грузоподъемный кран – шпальная клеть», составленной на основе уравнения Лагранжа второго рода, определено влияние ударного воздействия выносной опоры грузоподъемного крана на грунтовое опорное основание согласно теории удельных импульсов профессора Н.Я. Хархуты. Это позволило установить закономерности взаимодействия системы «грузоподъемный кран – шпальная клеть – грунтовое основание». В частности, получены зависимости: скорости выносной опоры в процессе удара и массы грузоподъемной машины, задействованной в процессе удара, от величины просадки грунта и угловой скорости движения поворотной платформы; удельного импульса удара и контактных напряжений на поверхности грунта от массы и скорости подвижных частей.

Ключевые слова: железнодорожный кран, опорный контур, балансирование, динамическое нагружение.

Abstract. The article presents a developed analytical mathematical model for balancing a railway crane on outriggers as a result of subsidence of the soil under one outrigger, which allows to determine the main parameters and patterns of operation of the hoisting machine in conditions of violation of the support contour. According to the results of calculating the movement of the mechanical system "hoisting crane - sleeper stand", compiled on the basis of the second-order Lagrange equation, the impact effect of the outrigger of the hoisting crane on the soil support base was determined according to the theory of specific impulses of Professor N. Ya. Kharkhuta. This made it possible to establish patterns of interaction between the system "lifting crane - sleeper stand - soil base". In particular, the following dependences were obtained: the speed of the outrigger during the impact and the mass of the lifting machine involved in the process of impact on the amount of subsidence and the angular velocity of the turntable; specific impulse of impact and contact stress on the surface of the soil from the mass and speed of the moving parts.

Keywords: railway crane, supporting circuit, balancing, dynamic loading.

Дата принятия к публикации: 23.03.2020
Дата публикации: 25.09.2020

Date of acceptance for publication: 23.03.2020
Date of publication: 25.09.2020

Сведения об авторе:

Потахов Денис Александрович – аспирант кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины», ФГБОУ ВО «Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I», e-mail: potakhovd@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-3734-6860

Author's information:

Denis A. Potakhov – postgraduate student at the Department of "Lifting and transport, track and construction machinery" at Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, e-mail: potakhovd@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-3734-6860

1. Введение

Грузоподъемный кран имеет четырехточечный опорный контур, однако чаще всего имеет место трехопорная схема опирания, при которой одно из опорных устройств находится в состоянии отрыва от опорной поверхности [1, 2]. Распределение нагрузки на рабочую площадку в стреловых поворотных кранах носит переменный (циклический) характер [1]. При этом часто нагрузка передается на грунт через инвентарные жесткие элементы (плиты, щиты и пр.), которые устанавливаются перед работой при недостаточной несущей способности основания. Железнодорожные грузоподъемные краны имеют опирание на участок земляного полотна железнодорожного пути через специальный элемент – шпальную выкладку (клеть).

2. Постановка задачи исследования

Во время вращения поворотной платформы при строго диагональном положении стрелового оборудования в течение определенного промежутка времени опирание установки осуществляется только на две диагональные опоры [3]. Приращение потенциальной энергии, получаемое в процессе качения крановой установки вокруг оси, проходящей через данные диагональные опоры, преобразуется в кинетическую энергию удара штока гидродомкрата о подпятник [3]. Данная динамическая нагрузка передается на грунт и приводит к внедрению опорной плиты (или шпальной клетки) в грунтовое основание.

При этом ударные и быстродействующие нагрузки приводят к тиксотропным превращениям грунтов, в результате которых снижается предел их прочности и сопротивляемость внешним воздействиям [4].

Таким образом, циклический процесс трансформации схемы опирания крана при вращении поворотной платформы (балансирование грузоподъемного крана), сопровождающийся ударами диагональных выносных опор об опорную плиту (или шпальную клеть), приводит к дополнительной осадке

грунта под выносными опорами, что может привести к потере устойчивости грузоподъемной машины. Опрокидывание крана произойдет при повороте крановой установки вокруг ребра опрокидывания на угол, достаточный для перехода центра масс крана за ребро опрокидывания [1, 5].

Можно выделить два расчетных случая динамики работы крана в условиях нарушения опорного контура грузоподъемной машины:

1) балансирование крана в результате неравномерности опорного основания, вызванной просадкой грунта, разной несущей способности участков рабочей площадки, неравномерным внедрением опорных элементов в грунт и др.;

2) внезапная (мгновенная) просадка грунта под опорой непосредственно в процессе работы грузоподъемного крана, например, под опорой, над которой находится стреловое рабочее оборудование с переносимым грузом.

Целью текущего исследования является разработка аналитической математической модели балансирования грузоподъемного железнодорожного крана на выносных опорах в результате просадки грунта под одной выносной опорой. Расчет проводится на примере железнодорожного крана Сокол 80.01.

3. Методика проведения исследования

Динамическая математическая модель балансирования грузоподъемного железнодорожного крана на выносных опорах составляется на основе уравнения Лагранжа второго рода, дающего общий метод составления дифференциальных уравнений движения механической системы с голономными идеальными удерживающими связями в обобщенных координатах [6, 7].

Рассмотрим первый расчетный случай динамики работы крана в условиях нарушения опорного контура грузоподъемной машины.

На первом этапе составляется расчетная схема балансирования грузоподъемного крана, представленная на рис. 1 (система «гру-

зоподъемный крана – шпальная клеть»). В процессе трансформации опорного контура грузоподъемного крана при переходе силы тяжести поворотной платформы с грузом F , через условную ось диагональных опор (2 и 4) неповоротная платформа приобретает угловую скорость ω_1 , и выносная опора 3 преодолевает величину h (вызванную просадкой или неравномерностью опорного основания),

что сопровождается ударом данной выносной опоры об опорную поверхность шпальной клетки; при этом поворотная платформа находится в непрерывном движении, тем самым увеличивая часть массы грузоподъемной машины, задействованной в процессе удара (рис. 1).

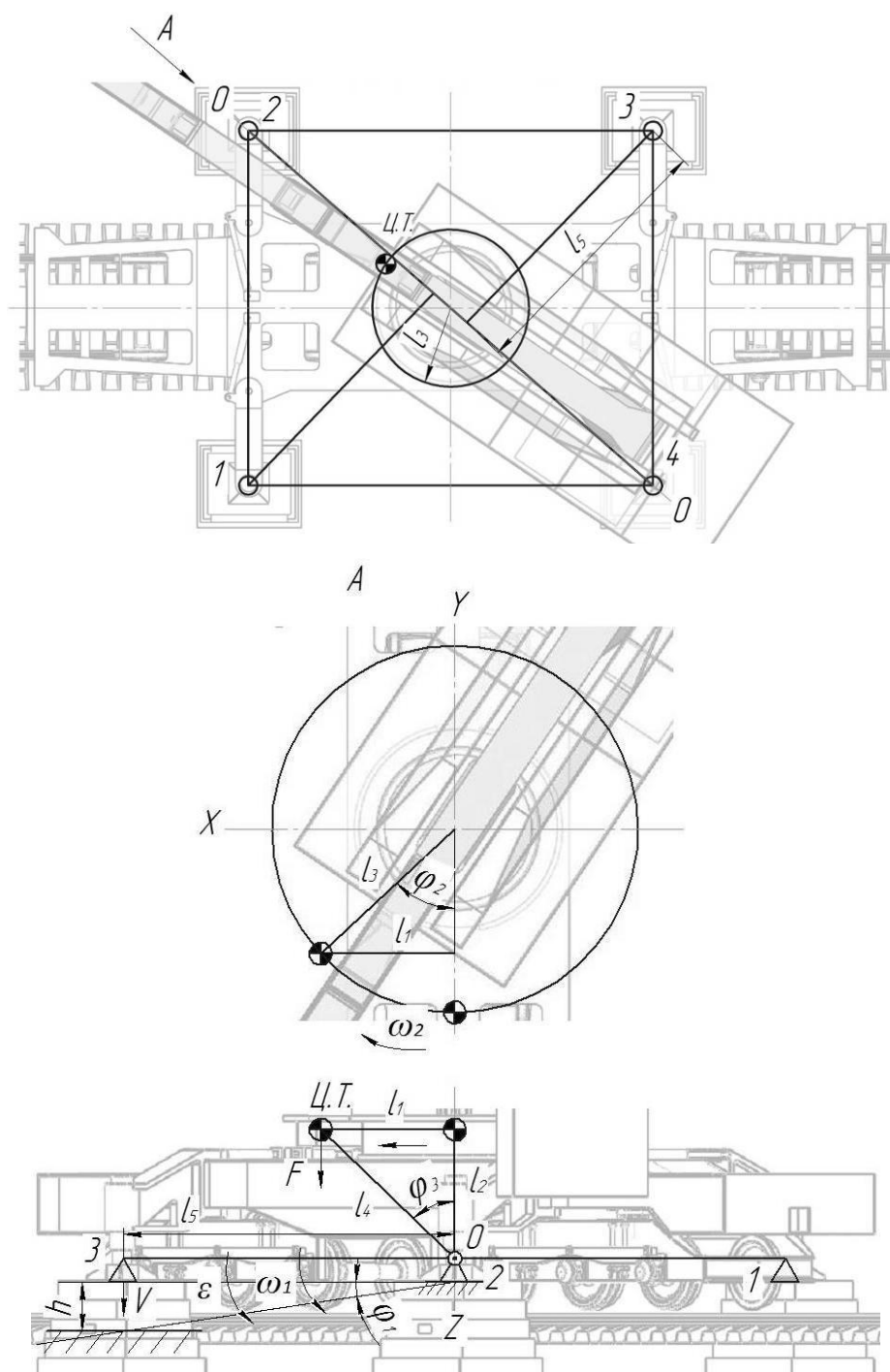


Рис. 1. Расчетная схема балансирования грузоподъемного крана
(1 – 4 – выносные опоры; Ц.Т. – центр тяжести поворотной платформы с грузом)

Система движущихся тел состоит из подкрановой платформы и поворотной платформы с грузом и имеет одну степень свободы, следовательно, вводится одна независимая обобщенная координата. В соответствии с числом независимых обобщенных координат данной механической системы имеем для нее одно уравнение Лагранжа второго рода [6]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j, \quad (j = 1), \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия системы; Q_j – обобщенная сила; q_j – обобщенная координата системы.

За обобщенную координату системы принимаются угол наклона подкрановой платформы φ_1 :

$$\varphi_1 = \arctg \left(\frac{h}{l_5} \right), \quad (2)$$

где l_5 – расстояние от оси $O-O$ до выносной опоры; h – величина просадки.

В соответствии с выбранной обобщенной координатой уравнение Лагранжа примет вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = Q, \quad (3)$$

Кинетическая энергия и обобщенная сила системы определяются следующим образом:

$$T = \frac{1}{2} J \dot{\varphi}_1^2, \quad Q_1 = \frac{1}{\dot{\varphi}_1} (M \cdot \omega_1), \quad (4)$$

где J – момент инерции крана относительно оси $O-O$ ($J = J_1 + J_2$); J_1 – момент инерции подкрановой платформы относительно оси $O-O$; J_2 – момент инерции поворотной платформы с грузом относительно оси $O-O$; M – момент силы тяжести поворотной платформы с грузом; ω_1 – угловая скорость подкрановой платформы при балансировании.

Определив производные и подставив их в (3), получим:

$$\ddot{\varphi}_1 \cdot J = \frac{1}{\dot{\varphi}_1} (M \cdot \omega_1). \quad (5)$$

Считая, что балансирование является равнопеременным вращательным движением, а движение поворотной платформы – равномерным вращательным, составляется следующая система выражений:

$$\begin{cases} \varepsilon \cdot J = M = F \cdot l_1 = g \cdot m_2 \cdot l_1 \\ \varphi_1 = \omega_0 \cdot t + \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2} = \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2} \\ \varphi_2 = \omega_2 \cdot t \end{cases}, \quad (6)$$

где F – сила тяжести поворотной платформы с грузом; l_1 – проекция на ось X расстояния от оси вращения поворотной платформы до центра тяжести; m_2 – масса поворотной платформы с грузом; g – ускорение свободного падения; ε – угловое ускорение подкрановой платформы при балансировании; ω_2 – угловая скорость поворотной платформы; t – время; φ_2 – угол поворота поворотной платформы; ω_0 – начальная угловая скорость подкрановой платформы при балансировании ($\omega_0 = 0$).

Преобразовав систему (6), получим:

$$\begin{cases} \varepsilon \cdot J = M = F \cdot l_1 = g \cdot m_2 \cdot l_1 \\ \varphi_1 = \omega_0 \cdot t + \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2} = \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2} \\ \varphi_2 = \omega_2 \cdot t \end{cases}, \quad (7)$$

$$g \cdot m_2 \cdot l_1 = (J_1 + J_2) \cdot \frac{2 \cdot \varphi_1 \cdot \omega_2^2}{\varphi_2^2}, \quad (8)$$

При этом согласно рис. 1:

$$l_1 = l_3 \cdot \sin(\varphi_2), \quad J_2 = m_2 \cdot l_4^2 = m_2 \cdot (l_1^2 + l_2^2), \quad (9)$$

где l_3 – расстояние от оси вращения поворотной платформы до центра тяжести; l_4 – расстояние от оси $O-O$ до центра тяжести; l_2 – проекция на ось Z расстояния от оси $O-O$ до центра тяжести.

Таким образом, уравнения движения механической системы в обобщенных координатах имеет вид:

$$m_2 \cdot g \cdot (l_3 \cdot N) - \left(J_1 + m_2 \cdot [(l_3 \cdot N)^2 + l_2^2] \right) \cdot \frac{2 \cdot \varphi_1 \cdot \omega_2^2}{\varphi_2^2} = 0, \quad (10)$$

где $N = \sin(\varphi_2)$.

Решая уравнение (10), определяется φ_2 и далее t , ε , ω_1 , v :

$$t = \frac{\varphi_2}{\omega_2}, \quad \varepsilon = \frac{2 \cdot \varphi_1}{t^2}, \quad \omega_1 = \varepsilon \cdot t, \quad v = \omega_1 \cdot l_5, \quad (11)$$

где v – скорость выносной опоры в процессе удара.

Масса грузоподъемной машины, задействованная в процессе удара, определяется согласно закона сохранения энергии:

$$\frac{J \cdot \omega_1^2}{2} = m \cdot g \cdot h, \quad m = \frac{J \cdot \omega_1^2}{2 \cdot g \cdot h}, \quad (12)$$

где m – масса грузоподъемной машины, задействованная в процессе удара.

Расчет ударного воздействия выносной опоры грузоподъемного крана о шпальную выкладку проводится согласно теории удельных импульсов проф. Н.Я. Хархуты [4, 8].

Явление удара о грунт описывается следующим уравнением:

$$\int_0^{\tau} p dt = M(v_1 - v_2), \quad (13)$$

где p – развивающееся на поверхности контакта общее давление; t – время; τ – продолжительность удара; M – масса, задействованная в процессе удара ($M = m + m_k$; m – масса грузоподъемной машины, задействованная в процессе удара; m_k – масса шпальной клетки); v_1 и v_2 – скорость задействованной массы в начале и в конце удара [8].

При ударе грунт деформируется и уплотняется за счет энергии падающей массы. Максимальные контактные давления, возникающие на поверхности грунта, зависят от величины удельного импульса и его «остроты». Под удельным импульсом удара понимается импульс, приходящийся на единицу контактной поверхности, который определяется согласно выражению:

$$i = \frac{M \cdot v_1}{F}, \quad (14)$$

где i – удельный импульс удара; F – площадь контактной поверхности [4].

В случае наличия шпальных клеток согласно закону сохранения импульса, считая удар абсолютно неупругим, следует, что начальная скорость внедрения клетки при ударе составляет:

$$v_1 = \frac{v \cdot m}{m_k + m}, \quad (15)$$

где m_k – масса шпальной выкладки; v – скорость выносной опоры при балансировании крана; v_1 – совместная скорость задействованной массы крана и шпальной выкладки в начале процесса удара.

Амплитудное значение контактного давления определяется согласно:

$$\sigma_0 = \frac{k \cdot i}{\tau}, \quad (16)$$

где k – безразмерный коэффициент, определяемый опытным путем, который учитывает несовпадение окончания удара с моментом максимума давления, определяется согласно [4].

Время удара τ зависит от развиваемого удельного импульса и относительной плотности грунта.

В случае развития ударной нагрузкой контактных давлений на поверхности, превышающих предел прочности грунта, произойдет разрушение сплошности грунта, а как следствие – чрезмерное погружение шпальной клетки в грунт. В этом случае грунт будет не уплотняться, а выдавливаться в стороны. Проф. Н.Я. Хархута приводит рекомендуемые значения предельных удельных импульсов для грунтов i_p , полученные опытным путем [8].

Поверхность грунта или слои грунта в непосредственной близости от нее испытывают максимальные напряжения при ударном нагружении, которые в плотных грунтах до глубины активной зоны остаются практически одинаковыми, а за ее пределами – снижаются. Глубина активной зоны, в которой деформации при уплотнении грунта распределяются равномерно (в данной зоне реализуется (80...90)% всей необратимой деформации) определяется согласно выражению:

$$h_0 = a \cdot B_{\min} \frac{W}{W_0} \left(1 - e^{-\beta \frac{\sigma_0}{\sigma_p}} \right), \quad (17)$$

где $B_{\min}$ – минимальный поперечный размер поверхности контакта элемента, контактирующего с грунтом; W – влажность грунта; W_0 – оптимальная влажность грунта; σ_0 – контактное напряжение; σ_p – предел прочности грунта, соответствующий оптимальной влажности; e – число Эйлера; a – коэффициент, зависящий от скорости изменения напряженного состояния; β – коэффициент, зависящий от вида грунта (для связных грунтов = 3,7) [4].

4. Результаты и их анализ

В результате проведенных расчетов по зависимостям (1) – (10) была получена зависимость скорости выносной опоры в процессе

удара $v = f(h, \omega_2)$ (рис. 2, а) и зависимость массы грузоподъемной машины, задействованная в процессе удара $m = f(h, \omega_2)$ (рис. 2, б).

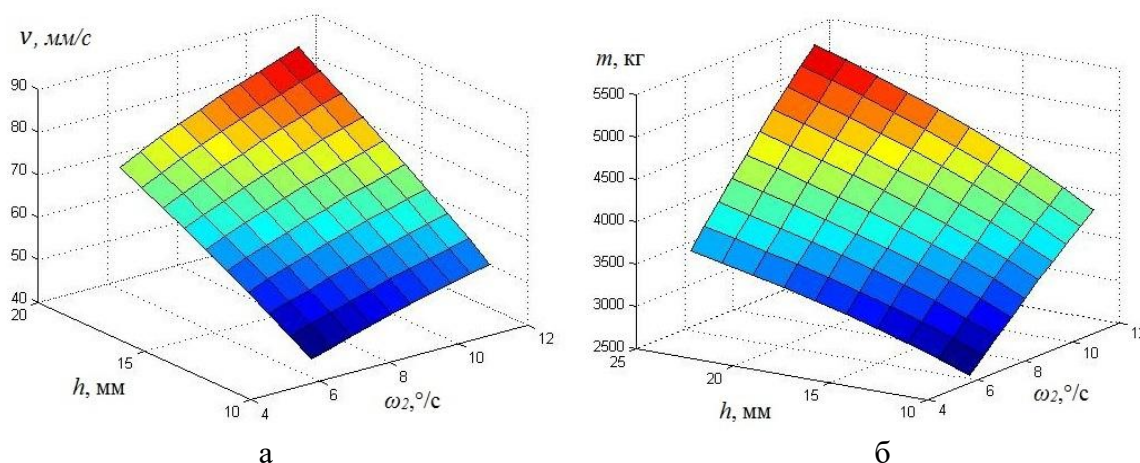


Рис. 2. Результаты расчетов: а – график зависимости $v = f(h, \omega_2)$; б – график зависимости $m = f(h, \omega_2)$

В случае внезапной (мгновенной) просадки грунта под опорой непосредственно в процессе работы грузоподъемного крана расчет ведется аналогичным способом, но, так как в момент внезапной просадки скорость поворотной платформы не оказывает существенного влияния, то в расчете можно принять $\omega_2 = 0$ и рассматривать угол поворота поворотной платформы как фиксированное значение: $\varphi_2 = const$. Максимальное значение массы грузоподъемной машины, задействованной в процессе удара, будет при расположении стрелы крана под углом 90° по отношению к оси $O-O$ (рис. 1).

Зависимость удельных импульсов удара выносной опоры от скорости и массы грузоподъемного крана, задействованного в процессе удара, приведена на рис. 3, а. Зависимость глубины активной зоны от отношения σ_0/σ_p и W/W_0 представлена на рис. 3, б.

В соответствии с указаниями определения продолжительности удара τ и коэффициента k получена зависимость максимальных значений контактных напряжений от скорости и массы грузоподъемного крана, задействованного в процессе удара (рис. 4).

5. Заключение

Предложенный в настоящей работе аналитический расчет параметров и закономерностей работы грузоподъемной машины в условиях нарушения опорного контура, а именно балансирование в результате просадки опоры, в сочетании с теорией удельных импульсов позволяет рассмотреть взаимодействие системы «грузоподъемный кран – шпальная клеть – грунтовое основание».

Развиваемые контактные напряжения при балансировании крана близких к пределу прочности основания происходит постепенное уплотнение грунтового массива, однако при превышении предела прочности данного вида грунта произойдет разрушение структуры грунта, что негативно влияет на устойчивость самого массива, а следовательно, и устойчивость грузоподъемного железнодорожного крана. Чем больше величина развиваемых контактных напряжений, тем меньше предельное число циклов нагружения, испытываемом грунтом при балансировании крана, которое приведет к снижению устойчивого состояния грузоподъемной машины.

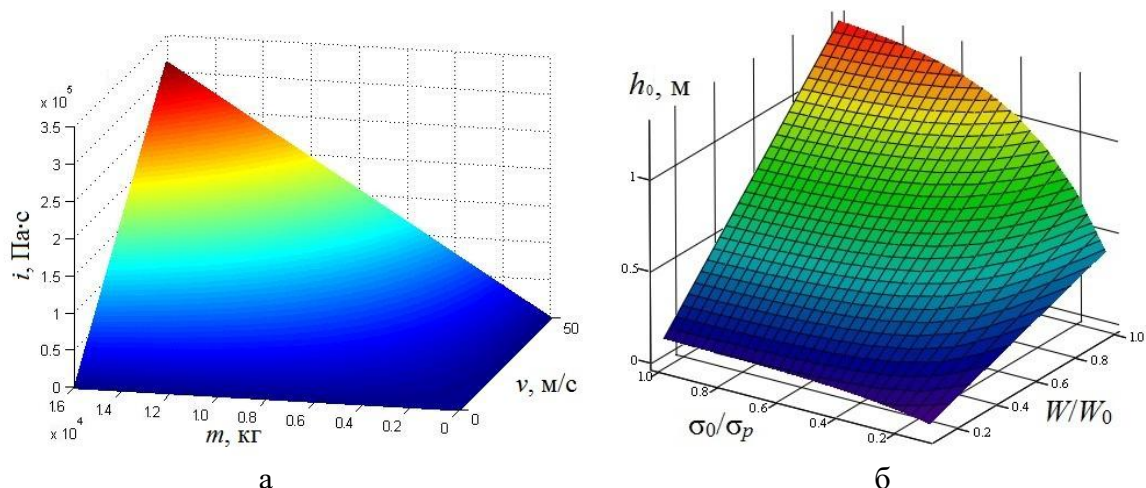


Рис. 3. Результаты расчетов: а – график зависимости $i = f(v, m)$;
б - график зависимости $h_0 = f(\sigma_0/\sigma_p, W/W_0)$

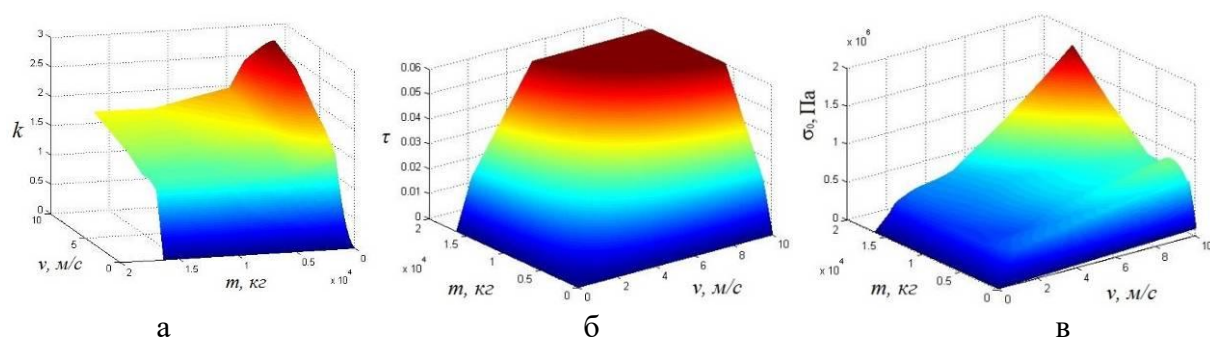


Рис. 4. Результаты расчетов: а – график зависимости $k = f(v, m)$;
б - график зависимости $\tau = f(v, m)$; в - график зависимости $\sigma_0 = f(v, m)$

Список литературы

1. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1989. 536 с.
2. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1969. 520 с.
3. Обыденов В.А., Анцев В.Ю., Сорокин П.А., Мишин А.В. Исследование устойчивости мобильных грузоподъемных машин методом конечных элементов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2011. № 3. С. 30–36.
4. Хархута Н.Я., Васильев Ю.М. Прочность, устойчивость и уплотнение грунтов земляного полотна автомобильных дорог. М.: Транспорт, 1975. 288 с.
5. Справочник по кранам: В 2 т. Т.1 / В.И. Браунде, М.М. Гохберг, И.Е. Звянягин и др.; Под общ. ред. М.М. Гохберга. Л.:

References

1. Vaynson A.A. *Podemno-transportnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 536 p. (In Russian)
2. Gokhberg M.M. *Metallicheskiye konstruktсии podzemno-transportnykh mashin* [Metal structures of hoisting machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1969. 520 p. (In Russian)
3. Obydenov V. A., Antsev V.Yu., Sorokin P.A., Mishin A.V. Issledovaniye ustoichivosti mobilnykh gruzopodyemnykh mashin metodom konechnykh elementov. *Izvestiya Tulsogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki*, 2011, No.3, pp. 30–36. (In Russian)
4. Kharkhuta N.Ya., Vasilyev Yu.M. *Prochnost, ustoichivost i uplotneniye gruntov zemlyanogo polotna avtomobilnykh dorog*

Машиностроение. 1988. 536с.

6. Яблонский А.А., Норе́йко С.С. Курс теории колебаний. СПб.: Лань, 2003. 256 с.

7. Попов М. В. Теоретическая механика. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит. 1986. 336 с.

8. Хархута Н.Я., Капустин М.И., Семенов В.П. Дорожные машины. Теория, конструкции и расчет. Л.: Машиностроение, 1968. 416 с.

† [Strength, stability and compaction of the subgrade of roads]. Moscow, Transport, 1975. 288 p. (In Russian)

† 5. *Spravochnik po kranam: V 2 t. T.1* [Crane Reference]. V.I. Braunde. M.M. Gokhberg. I.E. Zvyanyagin. Leningrad, Mashinostroyeniye, 1988. 536 p. (In Russian)

† 6. Yablonskiy A.A., Noreyko S.S. *Kurs teorii kolebaniy* [Oscillation Theory Course]. St. Petersburg, Lan, 2003. 256 p. (In Russian)

† 7. Popov M. V. *Teoreticheskaya mekhanika* [Theoretical mechanics]. Moscow, Nauka, Gl. red. fiz.-mat. lit. 1986. 336 p. (In Russian)

† 8. Kharkhuta N.Ya. *Dorozhnyye mashiny. Teoriya, konstruksii i raschet* [Road cars. Theory, Design, and Calculation]. Leningrad, Mashinostroyeniye, 1968. 416 p. (In Russian)

УДК (UDC) 629.7.454.2

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ И МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТРОЙСТВА
ПОДЪЕМА КРАНА

THEORETICAL JUSTIFICATION AND MODELING OF CRANE LIFTING DEVICE

Сладкова Л.А., Горелова М.В., Ногин Р.О.
Sladkova L.A., Gorelova M.V., Nogin R.O.Российский университет транспорта (Москва, Россия)
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. В статье предлагается разработка программы работы системы безопасности, контролирующей влияние ненормируемых внешних факторов, для безаварийной технической установки подъема опрокинутого крана в условиях экстремальной ситуации (работе в удалении от стационарных баз). Показано, что для предотвращения опрокидывания поднимающего крана на нем целесообразно установить ограничитель грузоподъемности и приборы, контролирующие безопасность работы крана, которые в процессе работы должны находиться во взаимодействии. Разработанная методика моделирования устройства подъема крана позволила разработать программный продукт на языке программирования Pascal. Реализация системы безопасности разрабатываемой установки, визуализация, а также общая программа для программируемого логического контроллера была произведена при помощи программного комплекса CodeSys 3. Предлагаемая методика моделирования устройства подъема крана подтверждена визуализации общей программы для программируемого логического контроллера с использованием различных языков программирования.

Ключевые слова: устройство подъема крана, стреловой самоходный кран, моделирование, визуализация, программное обеспечение.

Дата принятия к публикации: 04.09.2020
Дата публикации: 25.09.2020

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.

Горелова Мария Витальевна – магистр кафедры «Наземные транспортно-технологические средства» ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: marusalen@mail.ru.

Ногин Роман Олегович – заместитель по учебной и научной работе начальника Военной Академии Ракетных войск стратегического назначения имени Петра Великого, генерал-майор.

Abstract. The article proposes the development of a security system program that controls the influence of non-regulatory external factors for the accident-free technical installation of the overturned crane in an extreme situation (working away from stationary bases). It is shown that it is advisable to install a crane to prevent the rollover of the lifting crane: the loader and the devices that control the safety of the crane, which in the process of operation should be in cooperation. The developed technique of modeling the crane lift device allowed to develop a software product in the programming language Pascal. The security system of the installation being developed, visualization, and a common program for the programmable logical controller were carried out with the help of the CodeSys 3 software complex. The proposed simulation technique for a crane lift device is confirmed by the visualization of a common program for a programmable logical controller using different programming languages.

Keywords: crane lift device, mobile crane, simulation, visualization, software.

Date of acceptance for publication: 04.09.2020
Date of publication: 25.09.2020

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.

Maria V. Gorelova – Master of the Department “Ground transportation and technological means” at Russian University of Transport, e-mail: marusalen@mail.ru.

Roman O. Nogin – Deputy Chief on Educational and Scientific Work at the Military Academy of the Strategic Missile Forces named after Peter the Great, Major-General

1. Введение

Согласно статистическим данным Ростехнадзора России производственный травматизм и аварийность на грузоподъемных сооружениях занимают третье место (после травматизма в угольной и горнорудной промышленности) [1], причем около половины всех аварий стреловых самоходных кранов связано с их опрокидыванием [2 - 4]. Это влечет серьезные экономические последствия: необходимы дополнительные затраты для доставки техники, которая осуществит подъем упавшего крана, и как следствие, дополнительные затраты на топливо, смазочные материалы, человеческие ресурсы. Целесообразность работ по подъему упавшего крана оценивается по степени повреждения упавшей техники: возможности ее восстановления с целью дальнейшей эксплуатации, либо кран подлежит списанию и дальнейшей утилизации. Нередко работы по подъему упавшего крана заканчиваются падением техники, осуществляющего указанную операцию. Как правило, работы по подъему упавших кранов опираются на опыт и мастерство крановщиков. Теоретические исследования в этом направлении в литературе отсутствуют.

Разработка системы безопасности, контролирующей влияние ненормируемых внешних факторов, для безаварийной технической установки подъема опрокинутого крана является актуальной задачей, особенно в условиях экстремальной ситуации (работе в отдаленных условиях).

2. Устройство подъема крана

Анализ современных технических решений [4], проведенных по материалам патентных исследований, показал, что существующие методы подъема кранов при потере их устойчивости имеют определенные недостатки связанные:

- с невозможностью регулирования усилий в процессе подъема крана.
- с перекосом груза со смещенным центром тяжести при его подъеме или опускании.

Для разработки подъемного устройства необходимо исходить из условия исключения возможности его аварий, связанных с воздействием сильных порывов ветра [5], весом поднимаемого крана, его положением. При создании устройства были использованы принципы:

- преобразования движения (при опускании-подъеме длинномерных используется специальный рычаг, приводящий их в движение в момент необходимости) [6];
- использования центробежной силы (предотвращение смещения центра тяжести поднимаемого и поднимающего устройства из-за внедрения новых элементов в конструкцию [7]);
- использования гидростатического эффекта в силовых механизмах для реализации больших усилий при малых размерах устройств.

Для предотвращения опрокидывания поднимающего крана на нем целесообразно установить:

- ограничитель грузоподъемности (при перегрузке крана, ограничитель выдает запрет на использование крана при превышенной массе груза);
- приборы, контролирующие безопасность работы башенного крана (датчик, извещающий о наличии препятствий, возникающих рядом с краном; анемометр, контролирующий силу ветра; датчики обрыва каната и контроля угла наклона крана во время эксплуатации). В случае срабатывания одного из датчиков система блокирует работу крана.

Принятые типы датчиков позволят пошагово контролировать подъем крана за счет автоматизированного регулирования вышеуказанных параметров (рис. 1).

На рис. 2 представлена схема установки, осуществляющая подъем крана из состояния опрокидывания.

Установка располагается на расстоянии a от упавшего объекта. Подъем опрокинутого автокрана осуществляется силой F , которая при самом благоприятном варианте подъема должна быть направлена перпендикулярно стреле опрокинутого автокрана. Таким образом, создается минимальное плечо для осу-



Рис.1. Взаимодействие датчиков безопасности при подъеме крана

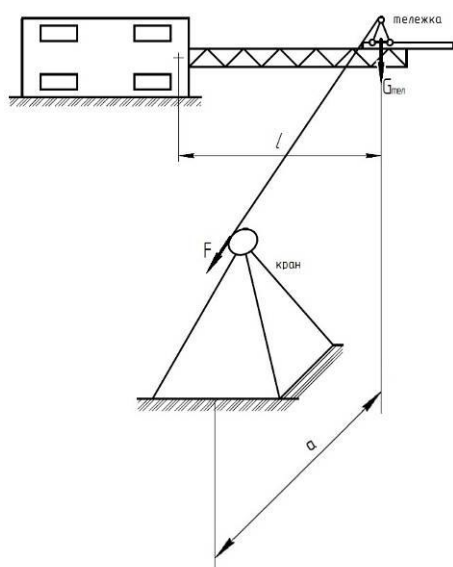


Рис.2. Схема установки

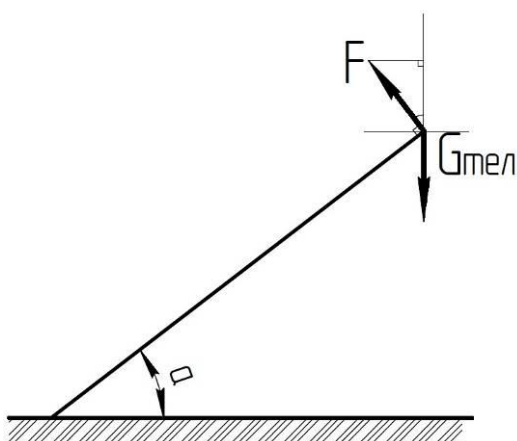


Рис.3. Силы, действующие на стрелу поднимаемого объекта

ществления подъема тела. В процессе подъема крана изменяется угол наклона стрелы поднимаемой техники относительно гори-

зонта (угол α), а следовательно, исходя из выше указанного условия, изменяется угол действия силы F относительно вертикальной оси (рис. 3). При этом необходимо, чтобы сила была направлена перпендикулярно стреле крана [8].

3. Методика моделирования устройства и программа подъема крана

Со стороны тележки, которая расположена на расстоянии l от центра масс упавшего автокрана, вертикально вниз действует сила тяжести $G_{\text{тел}}$.

Условие устойчивой работы системы, представленной на рис. 3, является равновесным, т.е. используя принцип Даламбера, получим:

$$F \cos \alpha - G - G_{\text{тел}} = 0, \quad (1)$$

где G – сила тяжести поднимаемого объекта.

Расстояние a между поднимаемым объектом и осью вращения можно определять расчетным путем. Наиболее точное значение указанного параметра, а также значения угла наклона, веса груза можно получить методом тензометрирования, используя для этой цели различные датчики [9]:

- оптические (DS500) или ультразвуковые (UM30) датчики расстояния;
- датчики наклона;
- датчики веса (3143).

Выбранные типы датчиков позволяют пошагово контролировать подъем крана за счет автоматизированного регулирования вышеуказанных параметров. Датчики рекомендуется размещать на рабочей тележке. Из сказанного следует, что для рассматриваемого устройства подъема крана можно составить математическую модель [10].

4. Методики моделирования устройства и программа подъема крана

Момент вращения для реализации усилия подъема определим из условия равновесия системы в произвольный момент времени t [11]:

$$M_{\text{вп}} = F \cos \alpha (a - x) + F \sin \alpha (a - x) - mg(a - x) - G_{\text{тел}}(a - x), \quad (2)$$

где x – расстояние, на которое следует переместить тележку с целью сохранения центра тяжести неизменным.

Так как момент на лебедке $M_{леб}$ является постоянной величиной, то:

$$M_{вр} = M_{леб}. \quad (3)$$

Используя выражения (2) и (3), определяем величину смещения тележки x :

$$x = a - \frac{M_{леб} - M_{вр}}{F \cos \alpha + F \sin \alpha - mg - G_{тел}}. \quad (4)$$

Таким образом, исходными параметрами системы являются:

- момент на лебедке $M_{леб}$;
- расстояние до оси вращения a ;
- масса тележки $m_{тел}$.

Операция подъема крана является циклической процедурой, которую необходимо реализовать при программировании как цикл. Исходя из этого, был выбран цикл с предусловием While, т.е. цикл, который выполняется пока истинно некоторое условие, указанное перед его началом. В качестве начального условия было выбрано значение кнопки остановки Stop, которая является логической переменной. Например, при значении Stop=0 (значение false) цикл прекращает выполняться.

Во время выполнения цикла с датчиков считываются значения силы подъема F и угла наклона α . Эти значения попадают на дискретные входы программируемого логического контроллера.

Расчет параметра x , a , следовательно, и перемещения тележки осуществляется при условии выполнения условия $M_{вр} < M_{леб}$, т.е. момент, образованный взаимодействием всех действующих сил не должен превышать момент на лебедке.

5. Программа подъема крана

Пример реализации расчетной части программы был реализован на языке программирования Pascal. Все величины, считываемые с датчиков, в программе реализованы через ручной ввод. Алгоритм расчета приведен ниже.

Program подъема крана.

Uses Crt;

Var (ввод величин, которые являются переменными в процессе расчета: расстояние a , перемещение x , сила F , угол α и др.

Const (Ввод величин, являющихся неизменными в процессе подъема крана).

Ввод начальных условий.

Расчет величин: расстояния a , перемещения x , силы F , угла α , момента вращения и др.

Введение команды цикла.

Вывод на печать или визуализацию.

end.

6. Программа логического контроллера

Реализация системы безопасности разрабатываемой установки, визуализация, а также общая программа для программируемого логического контроллера была произведена при помощи программного комплекса CodeSys. Создание программы осуществлялась на двух языках реализации:

- непрерывные функциональные схемы (CFC);

- язык программирования (ST).

Реализация основной программы была произведена на языке CFC (рис. 4).

Чтобы программа не содержала множество переменных и не была сложна для восприятия, были введены функциональные блоки, то есть подпрограммы, которые вынесены отдельно. Функциональными блоками являются (рис. 4):

- FB1. Подпрограмма, в которой реализована безопасность устройства;

- FB2. Подпрограмма, в которой происходит расчет параметров перемещения;

- FB3. Подпрограмма, которая отвечает за перемещение тележки.

Запуск программы осуществляется от кнопки Push, а также при срабатывании функционального блока FB1. Таким образом, при попадании логической единицы на входы блока AND происходит запуск блока motor, который является входным сигналом для блоков FB2 и FB3.

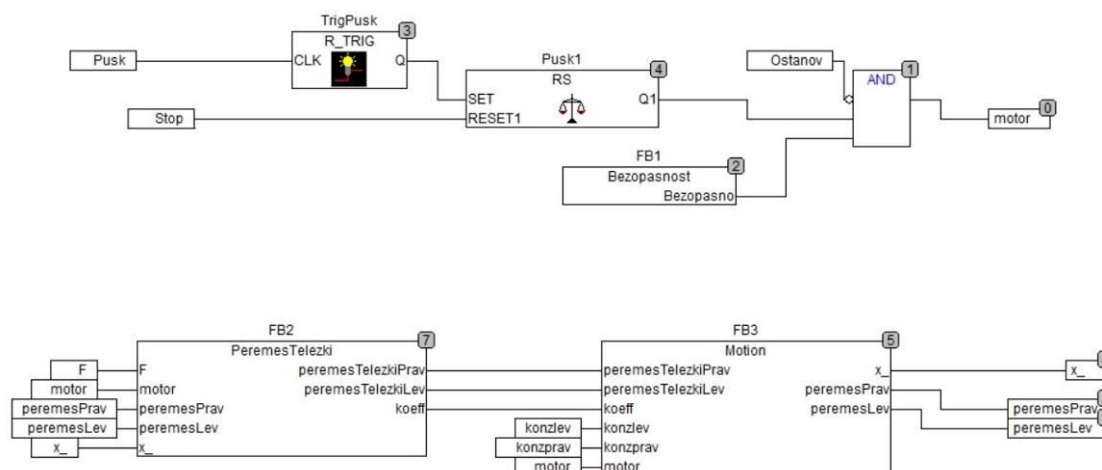


Рис.4. Основная программа для программируемого логического контроллера

7. Методика моделирования устройства и программа подъема крана

Функциональный блок FB1 также реализован на языке CFC (рис. 5). В качестве приборов безопасности предлагается использовать следующие датчики:

- контролирующий угол наклона разрабатываемого устройства к горизонту (предельными значениями в согласно правил безопасности приняты -5° и 5°) Peregruz2;
- контролирующий отсутствие перегруза Peregruz1;
- обрыва троса ObrivTrosa;
- контролирующий отсутствие препятствий в области производимых работ Chelovek;
- контролирующий силу ветра (предельным значением в соответствии с правилами безопасности принято 14м/с) Veter.

Блоки Peregruz1, ObrivTrosa, Chelovek являются нормально замкнутыми, то есть рабочим состоянием таких датчиков является замкнутое (на вход поступает логическая 1). При поступлении на входы блока AND логических 1 со всех блоков срабатывает выход Bezopasno, который, в свою очередь, передает логическую 1 на входы блоков основной программы программируемого логического контроллера.

Функциональный блок FB2 реализован на языке ST, представляющий собой текстовый редактор высокого уровня.

В связи с тем, что большое время цикла CodeSys воспринимается как заикливание, структура программы была перестроена:

введен цикл с постусловием, где условием является угол поднимаемого объекта (для рассматриваемого случая угол равен 90°), были введены промежуточные переменные, а также была введена задержка во времени цикла (переменная tm) с целью уменьшения скорости расчетов и наглядности при визуализации.

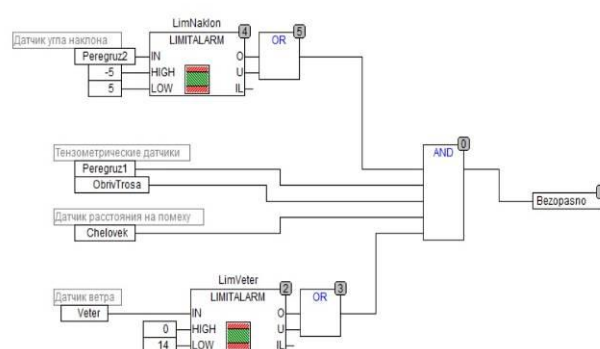


Рис.5. Функциональный блок безопасности FB1

Функциональный блок FB3 реализован на языке ST. В блоке было реализовано перемещение тележки на рассчитанную величину koef. При подъеме центр смещения центра тяжести происходит в направлении корпуса машины, однако при написании программы был учтен случай, когда объект был опущен. В таком случае перемещение тележки будет осуществлено в противоположную сторону. Следует отметить, что в соответствии с программой перемещение тележки будет происходить только в том случае, если тележкой не достигнуто крайнее положение и сработали все приборы безопасности.

Панель управления работой установки представлена на рис. 6 и 7.

Каждая кнопка связана с блоком из созданной программы для программируемого логического контроллера. Символ %s означает, что значение параметра считывается с датчика и является числом, в остальных случаях значениями параметров являются логическим 0 или логической 1.



Рис.6. Панель управления

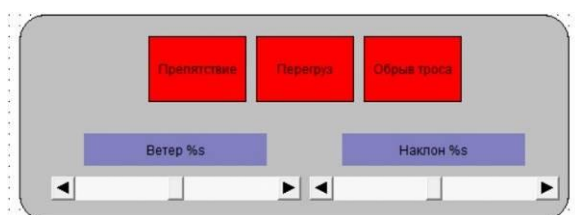


Рис.7. Панель приборов безопасности

При запуске визуализации программы значения силы ветра и угла наклона устройства задаются при помощи полосы прокрутки. Нажатие кнопок для наглядности было реализовано изменением цвета (рис. 8).

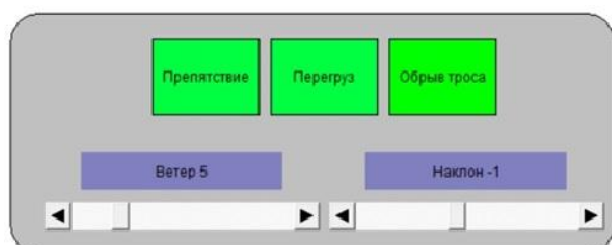


Рис.8. Панель запуска визуализации программы в зависимости от значения силы ветра и угла наклона устройства

Визуализация перемещения тележки в соответствии с написанной программой представлена на рис. 9.

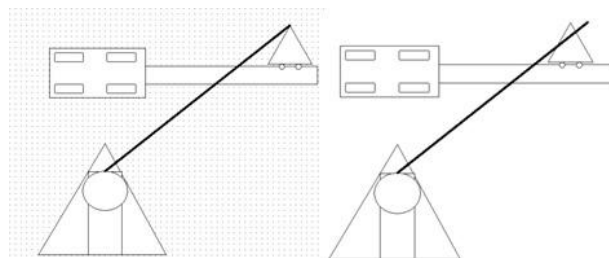


Рис.9. Визуализация перемещения тележки

Решение актуальной научно-технической задачи, заключающейся в повышении уровня безопасности при подъеме опрокинутого стрелового самоходного крана, разработке технической системы подъема опрокинутого крана, позволяет применить результаты проведенных исследований моделирования системы для обеспечения системы безопасности стреловых кранов устройства при ненормируемых внешних воздействиях.

8. Заключение

1. Применение алгоритмических методов в результате расчленения или декомпозиции задачи на отдельные части, а также эвристических методов позволило разработать безаварийную техническую систему подъема опрокинутого крана, действие которого проверено экспериментально численными методами.

2. Для создания модели использовались датчики расстояния (оптические и ультразвуковые), позволяющие контролировать:

- угол наклона разрабатываемого устройства к горизонту (предельными значениями в соответствии с правилами безопасности);
- отсутствие перегруза;
- обрыва троса;
- отсутствие препятствий в области производимых работ;
- силу ветра (предельным значением принятыми в соответствии с правилами безопасности).

3. Предлагаемая методика моделирования устройства подъема крана подтверждена программным обеспечением реализации системы безопасности разрабатываемой установки, визуализации общей программы для программируемого логического контроллера с использованием различных языков программирования.

Список литературы

1. Ежегодные отчеты о деятельности Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.gosnadzor.ru/public/annual_reports/index.php?sphrase_id=1656336. Дата обращения: 01.10.2019.
2. Булыгин Ю.И., Пантузенко А.А., Лазуренко Р.Р. Анализ аварийности и травматизма при эксплуатации грузоподъемных машин и механизмов в России // Безопасность техногенных и природных систем. 2018. №3-4.
3. Автокран рухнул в Нижнем Новгороде из-за деформации грунта [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://regnum.ru/news/accidents/2507049.html>. Дата обращения: 18.05.2020.
4. В центре Воронежа начали поднимать упавший 400-тонный автокран [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.kommersant.ru/doc/2927234>. Дата обращения: 18.05.2020.
5. Козлов М.В. Устойчивость мобильных грузоподъемных машин при ненормируемых внешних воздействиях: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.13. Тула, 2006. 153 с.
6. Сладкова Л.А. Конструирование и расчет наземных транспортно-технологических машин. – М.: МИИТ, 2016. 345 с.
7. Заббаров А.Ш., Мудров А.Г. Механизм подъема для грузов со смещенным центром тяжести // Научный потенциал молодежи и технический прогресс: материалы I междунар. научно-практ. конф. Казань: КГАСУ, 2018. С. 12-13.
8. Kłosiński, J., Janusz, J. Numerical tests on the FLC system of a crane model's slewing movement // Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport. 2016, 91, 51-58. DOI: 10.20858/sjsutst.2016.91.5.
9. Датчики и преобразователи [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.sensorica.ru/cgi-bin/groups.pl/0w38271.html>. Дата обращения: 18.05.2020.
10. Щербakov В.С., Зырянова С.А., Коротков М.С. Система автоматизированного моделирования стрелового грузоподъемно-

References

1. Ezhegodnye otchety o deyatelnosti Federalnoy sluzhby po ekologicheskomu, tekhnologicheskomu i atomnomu nadzoru [Annual reports on the activities of the Federal Service for Environmental, Technological and Nuclear Supervision]. Available at: http://www.gosnadzor.ru/public/annual_reports/index.php?sphrase_id=1656336 (In Russian)
2. Bulygin Yu.I., Pantuzenko A.A., Lazurenko R.R. Analysis of accidents and injuries during the operation of hoisting machines and mechanisms in Russia. *Bezopasnost tekhnogennykh i prirodnikh sistem*, 2018, No.3-4. (In Russian)
3. Autocrane collapsed in Nizhny Novgorod due to soil deformation. Available at: <https://regnum.ru/news/accidents/2507049.html> (In Russian)
4. In the center of Voronezh began to raise the fallen 400-ton truck crane. Available at: <https://regnum.ru/news/accidents/2507049.html> (In Russian)
5. Kozlov M.V. Ustoychivost mobilnykh gruzopodemnykh mashin pri nenormiruemykh vneshnikh vozdeystviyakh [Stability of mobile hoisting machines under abnormal external influences]. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Tula. 2006. 153p. (In Russian)
6. Sladkova L.A. *Konstruirovaniye i raschet nazemnykh transportno-tekhnologicheskikh mashin* [Design and calculation of ground transport and technological machines]. Moscow, MIIT, 2016. 345 p. (In Russian)
7. Zabbarov A.SH., Mudrov A.G. Lift mechanism for loads with an offset center of gravity. *Proceedings of I mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Nauchnyy potentsial molodezhi i tekhnicheskiiy progress"*, Kazan, KGASU, 2018, pp. 12-13. (In Russian)
8. Kłosiński J., Janusz J. Numerical tests on the FLC system of a crane model's slewing movement. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*, 2016, No.91, pp. 51-58. DOI: 10.20858/sjsutst.2016.91.5.
9. Sensors and Transducers. Available at: <http://www.sensorica.ru/cgi-bin/groups.pl/0w38271.html> (In Russian)

го крана. Омск: СибАДИ, 2009. 106 с.

11. Бать М.И. Теоретическая механика в примерах и задачах. В 2-х т. Т.1. М.: Наука, 1972. 512 с.

†
† 10. Shcherbakov V.S., Zyryanova S.A.,
† Korytov M.S. *Sistema avtomatizirovannogo*
† *modelirovaniya strelovogo gruzopodemnogo*
† *krana* [System of automated modeling of a jib
† crane]. Omsk, SibADI, 2009. 106 p. (In Russian)

† 11. 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)
†

УДК (UDC) 629.083

ОЦЕНКА ВЗАИМНОГО ВЛИЯНИЯ ФАКТОРОВ НА АВАРИЙНОСТЬ КРАНОВ

ASSESSMENT OF MUTUAL INFLUENCE OF FACTORS ON CRANE EMERGENCY

Сладкова Л.А., Крылов В.В., Неклюдов А.Н.
Sladkova L.A., Krylov V.V., Neklyudov A.N.Российский университет транспорта (Москва, Россия)
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. В статье предложена методика оценки комплексного влияния значимых факторов на отказы кранов, взаимосвязь между которыми представлена в виде кинетической системы, изменяющейся во времени в зависимости от изменения любого действующего фактора. Накопленный статистический материал аварий на кранах различного вида являются исходными данными при проведении исследований для оценки совокупного влияния различных факторов на работоспособность кранового оборудования. Предлагаемая методика позволяет учесть интенсивность изменения факторов. При этом учитывается кинематическое состояние действующих факторов, которое определяется скоростью изменения каждого внешнего фактора в зависимости от действующих на нее взаимосвязанных с ним факторов. Результаты оценки отказов кранов по предлагаемой методике не противоречат исследованиям других авторов и позволяют оценить интенсивность взаимного влияния факторов друг на друга. Предлагаемая методика может быть рекомендована для оценки влияния факторов различного характера во многих областях знаний и науки, например, в рискологии, теории надежности и т.п.

Ключевые слова: строительные краны, взаимное влияние факторов, кинетическая модель, отказ.

Дата принятия к публикации: 06.05.2020
Дата публикации: 25.09.2020

Сведения об авторах:

Сладкова Любовь Александровна – доктор технических наук, профессор, профессор кафедр «Наземные транспортно-технологические средства», РУТ (МИИТ), e-mail: rich.cat2012@yandex.ru.

Крылов Вадим Викторович – аспирант кафедр «Наземные транспортно-технологические средства», Российский университет транспорта (МИИТ), e-mail: vadimkrylov96@yandex.ru.

Неклюдов Алексей Николаевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедр «Наземные транспортно-технологические средства», Российский университет транспорта (МИИТ), e-mail: neklyudov.an@gmail.com.

Abstract. Existing methods of assessing the influence of factors allow to determine this influence indirectly without taking into account the speed (intensity) of their influence and the relationship between them. The article proposes a method of assessing the complex impact of significant factors on the failures of cranes, the relationship between which is presented in the form of a kinetic system, changing over time depending on the change of any active factor. The accumulated statistical material of accidents on cranes of different kinds are the initial data in the conduct of studies to assess the cumulative effect of various factors on the performance of crane equipment. The proposed methodology will take into account the intensity of the changes in factors associated with their change. This takes into account the kinematic state of the current factors, which is determined by the speed of change of each external factor, depending on the related factors acting on it. The results of the evaluation of crane failures under the proposed methodology do not contradict the studies of other authors and allow to assess the intensity of mutual influence of factors on each other. The proposed methodology may be recommended to assess the impact of factors of different nature in many areas of knowledge and science, such as riskology, reliability theory, etc.

Keywords: construction cranes, mutual influence of factors, kinetic model, failure.

Date of acceptance for publication: 06.05.2020
Date of publication: 25.09.2020

Authors' information:

Lyubov A. Sladkova – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department “Ground Transportation and Technological Facilities”, Russian University of Transport (MIIT), e-mail: rich.cat2012@yandex.ru.

Vadim V. Krylov – Postgraduate of Department “Ground Transportation and Technological Facilities”, Russian University of Transport (MIIT), e-mail: vadimkrylov96@yandex.ru.

Aleksey N. Neklyudov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of “Department of Ground Transportation and Technological Facilities”, Russian University of Transport (MIIT), e-mail: neklyudov.an@gmail.com.

1. Введение

Выбор рациональных эксплуатационных параметров работы крановой конструкции с учетом ветровых нагрузок и других воздействий способствует снижению эксплуатационных затрат и повышению ее безопасности.

Учету влияния различных факторов на работоспособность конструкции посвящены труды [4 - 10]. Для этих целей авторы используют различные способы и методы:

- ранговый анализ;
- метод экспертной оценки;
- выбор на основе обобщенного критерия;
- выбор с помощью искусственного отношения предпочтения;
- человеко-машинные процедуры выбора;
- использование свойств отношения предпочтения;
- сужение множества Парето при помощи «квантов информации» и т.п.

Современным направлением при оценке или прогнозировании работоспособности конструкции является оценка влияния факторов с использованием динамического планирования в условиях неопределенности, которое авторами в [1 - 3] рассматривается как функция интеллектуальных систем управления автономных летательных аппаратов.

Накопленный статистический материал аварий на кранах различного вида и предлагаемые методики расчета, позволяющие учитывать метеоусловия (скорость ветра и его направление), являются исходным материалом при проведении исследований для оценки совокупного влияния различных факторов на работоспособность кранового оборудования. Предлагаемая методика позволяет учесть интенсивность изменения факторов.

В работах и патентах [11 - 18] предлагаются различные способы управления этими факторами, используя своеобразные интеллектуальные системы в виде датчиков различного вида и механизмов, обеспечивающих безопасную работу кранов.

Предлагаемая методика позволяет учесть влияние факторов в зависимости от скорости их изменения и выявить уровень значимости факторов для выбора направления исследований в области устойчивости кранов.

Метод исследования процедур коллективного выбора, позволяющий провести сравнительный анализ по ряду характеристик, влияющих, на эффективность их использования в экстраполяции экспертных оценок приведен в [7]. Анализ принятия решений предлагается проводить с позиций истинной полезности, а эксперт дает оценку, которая принимается за случайную величину. При этом ограничение исключает совпадение полезности двух и более альтернатив.

В [6] предлагается выполнять оценку различных критериев по неограниченному числу показателей, которое определяет для себя машиностроительное предприятие, и присваивать показателям весовые коэффициенты значимости. Для оценки предлагается использовать качественные показатели, что позволяет определять очередность передачи функций, т.е. выделять из всех рассматриваемых те, которые требуют передачи на аутсорсинг в первую очередь. Другими словами, определять значимость факторов. На наш взгляд предлагаемая методика мало чем отличается от методики рангового анализа влияния событий, предложенной в [10].

В [10] взаимное влияние факторов предлагается оценивать по формуле

$$y = b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_nx_n, \quad (1)$$

где b_i – коэффициенты, характеризующие уровень значимости факторов; x_i – факторы, оказывающие влияние на устойчивость кранов.

Предложенная выше зависимость не позволяет выявить физическую природу процессов, протекающих перед отказом, и учесть взаимное влияние факторов.

2. Постановка задачи

Существующие ранее методики оценки влияния факторов позволяли определять их косвенно, без учета скорости (интенсивности) их влияния и взаимосвязи между ними. На данном этапе целью исследований является разработка методики оценки и взаимного влияния факторов различного характера на устойчивость крановых конструкций. Предлагаемая методика может быть рекомендована для оценки влияния факторов различного характера во многих областях

знаний и науки, например, в рискологии, теории надежности и т.п.

3. Методика оценки значимых факторов, влияющих на устойчивость крановых конструкций

В [22] было установлено, что значимые факторы аварийности кранов можно классифицировать в зависимости от характера их возникновения:

- 1) техногенного (неисправность устройств, приборов безопасности);
- 2) природного (ураган, шквалистый ветер);
- 3) организационного (нарушение технологической и трудовой дисциплины, неправильные действия персонала, несвоевременная регистрация подъемных средств и.п.);
- 4) человеческого фактора (несоблюдение норм безопасности, непрофессионализм);
- 5) эксплуатационного (перегруз, выполнение погрузочно-разгрузочных работ на слабонесущих грунтах, нарушение правил эксплуатации кранов при производстве работ);
- 6) состояние опорной поверхности (слабонесущие грунты).

Очевидна тесная корреляционная связь между факторами 3 и 5, которые во многом определяются отношением к работе, т.е. эти факторы можно объединить с фактором 4.

Взаимосвязь между факторами, оказывающими влияние на отказы кранов, представим в виде графа (рис. 1), который является кинетической системой, изменяющейся во времени и который в фиксированный момент времени находится в равновесном состоянии.

Из рис. 1 видно, что фактор 1 связан с факторами 2 и 3, оказывающими влияние на состояние (отказы) крана. Каждый из указанных факторов имеет как минимум две связи с другими факторами, влияние которых имеет определенную скорость.

Таким образом, кинематика схемы на рис. 1 объясняется скоростью изменения каждого внешнего фактора в зависимости от действующих на нее взаимосвязанных с ним факторов. Предложенный график связи позволяет построить физико-математическую модель,

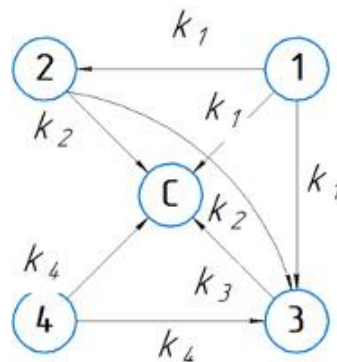


Рис. 1. Граф взаимодействия значимых факторов: С – отказ крана; 1 – природного характера; 2 – состояния основания (грунта); 3 – техногенный фактор; 4 – человеческий фактор

позволяющую оценить состояние системы в произвольный промежуток времени в зависимости от изменения сопутствующих факторов за этот же промежуток времени.

Предлагаемая ниже методика построения физико-математической модели позволит качественно и количественно оценить аварийность (отказ) крана в зависимости от взаимосвязи действующих на него факторов. Факторы, влияющие на отказы кранов, изложены в [22].

Представим взаимное влияние каждого фактора линеаризованной функцией $n_i(t)$, изменяющейся во времени с определенной скоростью $\dot{n}_i(t)$. Интенсивность влияния каждого фактора определяется коэффициентом k_i , значения которого определяются экспериментально, например, по величине среднеквадратического отклонения.

Первая производная фактора n_i характеризует скорость его изменения и действует на связанный с ним фактор k_i , который является постоянной величиной.

Так как вся система равновесна, то влияние фактора не выведет систему из состояния равновесия. Поэтому для решения представленной задачи используем метод вырезания узлов [23].

Например, скорость влияния первого фактора n_1 на остальные факторы 2, 3 и С системы может происходить с одинаковой интенсивностью, определяемой коэффици-

ентом k_1 . Считаем, что если фактор выходит из системы, то ему присваивается знак "-", а если входит, то знак "+". Очевидно, что размерность коэффициента k_1 измеряется числом отказов в единицу времени, т.е. в $[с^{-1}]$.

Тогда скорость изменения фактора n_1 можно записать дифференциальным уравнением первого порядка:

$$\dot{n}_1 = -(k_1 + k_1 + k_1)n_1 = -3k_1n_1. \quad (2)$$

Исследуя весь граф (рис. 1), запишем систему уравнений:

$$\begin{cases} \dot{n}_1 = -3k_1n_1 \\ \dot{n}_2 = -2k_2n_2 + k_1n_1 \\ \dot{n}_3 = -k_3n_3 + k_4n_4 + k_1n_1 \\ \dot{n}_4 = -2k_4n_4 \\ \dot{c} = k_2c + k_1c + k_3c + k_4c \end{cases} \quad (3)$$

Решим первое уравнение системы уравнений (3):

$$\begin{aligned} \dot{n}_1 = -3k_1n_1 &\Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{dn_1}{dt} = -3k_1n_1 &\Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{dn_1}{n_1} = -3k_1dt & \\ \ln|n_1| = -3k_1t &\Rightarrow \\ \Rightarrow n_1 = n_{10}e^{-3k_1t}, \end{aligned} \quad (4)$$

где n_{10} – коэффициент, зависящий от граничных условий изменения скорости ветра (пульсации), изменяющегося во времени t .

Определим граничные условия для оценки величины n_{10} .

При $t=0$ величину коэффициента n_{10} можно принять равным 1, так как в фиксированный момент времени скорость изменения ветра является фиксированной величиной. При рассмотрении временного тренда эта величина имеет функциональную зависимость, которую можно определить по методике.

Для решения второго уравнения системы уравнений (3) используем метод конформных преобразований Лапласа [24]:

$$\dot{n}_2 = -2k_2n_2 + k_1n_1. \quad (5)$$

Проведем разделение переменных, представив уравнение (5) в виде:

$$\dot{n}_2 + 2k_2n_2 = k_1n_1. \quad (6)$$

Представим функцию n_2 в виде отображенной функции:

$$n_2(t) \doteq \varphi_2(p), \quad (7)$$

где $\varphi_2(p)$ – отображенная функция.

Тогда фактор n_1 , используя уравнение (4), представим в виде функции $\varphi_1(p)$:

$$e^{-3k_1t} \doteq \varphi_1(p). \quad (8)$$

Откуда, используя таблицу преобразований [24], представим выражение (8) в виде:

$$\varphi_1(p) = \frac{1}{p + 3k_1}. \quad (9)$$

Подставив выражения (8) и (9) в уравнение (5), получим:

$$\dot{n}_2 \doteq p\varphi_2(p) + pn_{20} = p\varphi_1(p). \quad (10)$$

Или после преобразования будем иметь:

$$p\varphi_2(p) + 2k_2\varphi_2(p) = \frac{k_1}{p + 3k_1}. \quad (11)$$

Откуда:

$$\begin{aligned} \varphi_2(p)(p + 2k_2) &= \frac{k_1}{p + 3k_1} \Rightarrow \\ \Rightarrow \varphi_2(p) &= \frac{k_1}{(p + 3k_1)(p + 2k_2)} \end{aligned} \quad (12)$$

Вернемся к оригиналу и получим решение исходного дифференциального уравнения:

$$\begin{aligned} n_2 &= \frac{k_1}{-2k_2 + 3k_1} e^{-2k_2t} + \\ &+ \frac{k_1}{-3k_1 + 2k_2} e^{-3k_1t} = \\ &= \frac{k_1}{(3k_1 - 2k_2)} (e^{-2k_2t} - e^{-3k_1t}) \end{aligned} \quad (13)$$

Анализ уравнения (13) показывает, что фактор n_2 зависит от интенсивности изменения факторов природного характера. Очевидно влияние осадков и температуры среды в течение года на изменение основания при работе крановой конструкции на слабонесущих грунтах. Это уравнение имеет место при значении величин $k_2 \neq 1,5k_1$, что характерно для грунтов с весовой влажностью, лежащей в пределах текучести или на мерзлых грунтах.

Решение четвертого уравнения системы уравнений (3) о выявлении человеческого фактора проводим аналогично первому уравнению. Изменение фактора n_4 во времени будет иметь вид:

$$n_4 = e^{-2k_4t}. \quad (14)$$

Изменение данного фактора при выбранном допущении взаимного влияния факторов зависит только от самого человека, его дисциплинированности, выполнения должностных обязанностей в соответствии с требова-

ниями, предписанными инструкциями и нормативами.

Для нахождения влияния техногенного фактора рассмотрим третье дифференциальное уравнение системы уравнений (3). В общем случае представим его в виде:

$$\frac{dn_3}{dt} = -k_3 n_3 + k_4 n_4 + k_1 n_1. \quad (15)$$

Решение будем проводить аналогично решению второго уравнения системы (3).

Пусть

$$n_3(t) \doteq \varphi_3(p), \quad (16)$$

$$n_4(t) \doteq \varphi_4(p), \quad (17)$$

$$n_1(t) \doteq \varphi_1(p), \quad (18)$$

тогда первая производная, характеризующая влияние техногенного фактора, будет иметь вид:

$$\dot{n}_3(t) = p\varphi_3(p). \quad (19)$$

Ранее было получено:

$$\varphi_1(p) = \frac{1}{p + 3k_1}, \quad (20)$$

$$\varphi_4(p) = \frac{1}{p + 2k_4}.$$

После преобразования выражения (15) будем иметь:

$$p\varphi_3(p) + k_3\varphi_3(p) - k_4\varphi_4(p) = \frac{1}{p + 3k_1}. \quad (21)$$

Откуда

$$\varphi_3(p)(p + k_3) - k_4\varphi_4(p) = \frac{1}{p + 3k_1}. \quad (22)$$

Для четвертого фактора получим:

$$\begin{aligned} \varphi_3(p) &= \frac{k_1}{(p + 3k_1)} + \frac{k_1}{(p + 3k_1)(p + 2k_4)} = \\ &= \frac{1}{(p + k_3)} + \frac{k_1}{(p + 3k_1)(p + k_3)} + \\ &+ \frac{1}{(p + 3k_1)(p + 2k_4)(p + k_3)}. \end{aligned} \quad (24)$$

Возвращаясь к оригиналу, получим решение исходного уравнения, подставив выражения (22) и (23) в формулу (21).

Решение уравнения (24) будем искать для первого слагаемого в правой части уравнения и для второго слагаемого второй части уравнения.

Для первого слагаемого величина фактора n_3 будет равна:

$$\begin{aligned} n_{3_1}(t) &= \frac{k_1}{(-k_3 + 3k_1)} e^{-k_3 t} + \\ &+ \frac{k_1}{(-3k_1 + k_3)} e^{-3k_1 t}. \end{aligned} \quad (25)$$

Для второго слагаемого величина фактора n_3 будет равна:

$$\begin{aligned} n_{3_2}(t) &= \frac{k_1}{(p + 3k_1)(p + 2k_4)(p + k_3)}. \end{aligned} \quad (26)$$

Решение исходного уравнения (26) при переходе к оригиналу представим в виде:

$$n_{3_2}(t) = Ae^{at} + Be^{bt} + Ce^{ct}. \quad (27)$$

Здесь [25]:

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{(2k_4 - k_3)(3k_1 - k_3)}, \\ B &= \frac{1}{(k_3 - 2k_4)(3k_1 - 2k_4)}, \\ C &= \frac{1}{(k_3 - 3k_1)(2k_4 - 3k_1)}, \\ a &= -k_3, \\ b &= -2k_4, \\ c &= -3k_1. \end{aligned} \quad (28)$$

Тогда:

$$\begin{aligned} n_3(t) &= \frac{e^{-k_3 t}}{(2k_4 - k_3)(3k_1 - k_3)} + \\ &+ \frac{e^{-2k_4 t}}{(k_3 - 2k_4)(3k_1 - 2k_4)} + \\ &+ \frac{e^{-3k_1 t}}{(k_3 - 3k_1)(2k_4 - 3k_1)}. \end{aligned} \quad (29)$$

Пятое уравнение системы уравнений (3) в общем случае представим его в виде:

$$\frac{dc}{dt} = k_2 c + k_1 c + k_3 c + k_4 c. \quad (30)$$

Разделив обе части уравнения (16) на правую часть, получим:

$$\frac{dc}{c} = (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) dt \quad (31)$$

Откуда

$$\begin{aligned} \ln|c| &= (k_1 + k_2 + k_3 + k_4)t \\ c &= e^{(k_1 + k_2 + k_3 + k_4)t} \end{aligned} \quad (32)$$

Полученные факторы, влияющие на состояние крановых конструкций, представлены ниже:

$$n_1 = n_{10} e^{-3k_1 t} \quad (33)$$

$$n_2 = \frac{k_1}{(3k_1 - 2k_2)} (e^{-2k_2 t} - e^{-3k_1 t}). \quad (34)$$

$$n_3(t) = \frac{e^{-k_3 t}}{(2k_4 - k_3)(3k_1 - k_3)} + \frac{e^{-2k_4 t}}{(k_3 - 2k_4)(3k_1 - 2k_4)} + \frac{e^{-3k_1 t}}{(k_3 - 3k_1)(2k_4 - 3k_1)} \quad (35)$$

$$n_4 = e^{-2k_4 t} \quad (36)$$

$$c = e^{(k_1 + k_2 + k_3 + k_4)t} \quad (37)$$

4. Результаты и их анализ

Уравнения (33) и (36), характеризующие влияние факторов природного характера и человеческого фактора на аварии крановых конструкций, свидетельствует об экспоненциальном законе распределения. Их изменение оценивается только одним показателем – интенсивностью, которая может характеризоваться количеством осадков, силой ветра или состоянием самого человека. Хотя фактор (36) по данным медицинских исследований во многом зависит от метеорологических условий. Для условий работоспособности крановых конструкций это положение требует дополнительных исследований.

Изменение несущей способности грунта, являющееся одной из основных причин оп-

рокидывания кранов в процессе работы, зависит от природного фактора (количества осадков, землетрясения и пр.) и самих свойств грунта.

Фактор техногенного характера зависит от интенсивности изменения факторов природного характера, состояния конструкции и состояния обслуживающего персонала.

Полученное уравнение (37) показывает, что отказы крановых конструкций подчиняются экспоненциальному закону, что не противоречит известным данным.

5. Заключение

Проведенные исследования позволили выявить характер взаимного влияния рассматриваемых факторов друг на друга и получить теоретические зависимости, позволяющие оценить это влияние количественно с учетом интенсивности их воздействия.

Предлагаемая методика оценки и взаимного влияния факторов различного характера на устойчивость крановых конструкций может быть рекомендована для использования рискологии и теории надежности.

Список литературы

1. Kothari M., Postlethwaite I. A probabilistically robust path planning algorithm for UAVs using rapidly-exploring random trees // *Journal of Intelligent & Robotic Systems*. 2013. Vol.71. No.2. P. 231-253.
2. Allgeuer P., Behnke S. Hierarchical and state-based architectures for robot behavior planning and control // *Proceedings of 8th Workshop on Humanoid Soccer Robots, IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots*. Atlanta. 2013.
3. Xavier J.A., Selvakumari S.R. Behavior architecture controller for an autonomous robot navigation in an unknown environment to perform a given task // *International Journal of Physical Sciences*. 2015. Vol.10. P. 182-191.
4. Подиновский В.В. Аксиоматическое решение проблемы оценки важности критериев в многокритериальных задачах при-

References

1. Kothari M., Postlethwaite I. A probabilistically robust path planning algorithm for UAVs using rapidly-exploring random trees. *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, 2013, Vol.71, No.2, pp. 231-253.
2. Allgeuer P., Behnke S. Hierarchical and state-based architectures for robot behavior planning and control. *Proceedings of 8th Workshop on Humanoid Soccer Robots, IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots*, Atlanta, 2013.
3. Xavier J.A., Selvakumari S.R. Behavior architecture controller for an autonomous robot navigation in an unknown environment to perform a given task. *International Journal of Physical Sciences*, 2015, Vol.10, pp. 182-191.
4. Podinovskiy V.V. Aksiomaticheskoe resheniye problemy otsenki vazhnosti kriteriyev v mnogokriterialnykh zadachakh prinya-

нения решений // Современное состояние теории исследования операций. М.: Наука, 1979. С. 117-145.

5. Ногин В.Д. Проблема сужения множества Парето: подходы к решению // Искусственный интеллект и принятие решений. 2008. № 1. С. 98 –112.

6. Бугаев Ю.В. Экстраполяция экспертных оценок в оптимизации технологических систем // Известия Российской академии наук. Теория и системы управления. 2003. № 3. С. 90-96.

7. Бугаев Ю.В., Миронова М.С., Никитин Б.Е. Вероятностный метод анализа процедур построения коллективных экспертных оценок // Вестник Воронежского государственного университета. Серия: Системный анализ и информационные технологии. 2011. № 2. С. 130-135.

8. Демиденко Е.З. Линейная и нелинейная регрессии. М.: Финансы и статистика, 1981. 302 с.

9. Бабаян М.К. Моделирование адаптивной процедуры коллективного выбора на основе экстраполяции экспертных оценок: дисс. ... канд. физ.-мат. наук. Воронеж: ВГУИТ, 2015. 136 с.

10. Зорин В.А. Основы долговечности строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1986. 248 с.

11. Лагереv И.А. Развитие элементов теории проектирования и моделирования манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин: дисс. ... д-ра техн. наук по спец. 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин. М., 2017. 409 с.

12. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Влияние анкеровки выноных опор на устойчивость мобильных транспортно-технологических машин, оснащенных стреловыми манипуляционными системами. // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2018, №2. С. 152-167.

13. Щербakov В.С., Кoryтов М.С. Определение диапазонов управляемых координат автокрана для системы автоматического управления. // Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, Омск, 2017. 6 с.

tiya resheniy. In: *Sovremennoye sostoyaniye teorii issledovaniya operatsiy*. Moscow, Nauka, 1979, pp. 117-145. (In Russian)

5. Nogin V.D. Problema suzheniya mnozhestva Pareto: podkhody k resheniyu. *Iskusstvennyy intellekt i prinyatiye resheniy*, 2008, No.1, pp. 98 –112. (In Russian)

6. Bugayev Yu.V. Ekstrapolyatsiya ekspertnykh otsenok v optimizatsii tekhnologicheskikh system. *Izvestiya Rossiyskoy akademii nauk. Teoriya i sistemy upravleniya*, 2003, No.3, pp. 90-96. (In Russian)

7. Bugayev Yu.V., Mironova M.S., Nikitin B.Ye. Veroyatnostnyy metod analiza protsedur postroyeniya kollektivnykh ekspertnykh otsenok. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Sistemnyy analiz i informatsionnyye tekhnologii*, 2011, No.2, pp. 130-135. (In Russian)

8. Demidenko Ye.Z. *Lineynaya i nelineynaya regressii*. Moscow, Finansy i statistika, 1981. 302 p. (In Russian)

9. Babayan M.K. Modelirovanie adaptivnoy protsedury kollektivnogo vybora na osnove ekstrapolyatsii ekspertnykh otsenok. Diss. Cand. Sci. (Physico-Mathematical). Voronezh. 2015. 136 p. (In Russian)

10. Zorin V.A. *Osnovy dolgovechnosti stroitelnykh i dorozhnykh mashin*. Moscow, Mashinostroenie, 1986. 248 p. (In Russian)

11. Lagerev I.A. Razvitiye elementov teorii proyektirovaniya i modelirovaniya manipulyatsionnykh sistem mobilnykh transportno-tekhnologicheskikh mashin. Diss. Doc. Sci. (Engineering). Moscow. 2017. 409 p. (In Russian)

12. Lagerev A.V., Lagerev I.A. The influence of anchoring of remote supports on the stability of mobile transport and technological machines equipped with boom lift manipulators. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.2, pp. 152-167. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-152-169> (In Russian)

13. Shcherbakov V.S., Korytov M.S. Opredeleniye diapazonov upravlyayemykh koordinat avtokrana dlya sistemy avtomaticheskogo upravleniya. Omsk, Sibirskaya gosudar-

14. Щербakov В.С., Кorytov М.С., Григорьев М.Г. Система автоматического выравнивания опорной платформы строительной машины в горизонтальной плоскости // Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, Омск, 2017. 5 с.
15. Раннев А.В., Корелин В.Ф., Жаворонков А.В. Строительные машины: Справочник: В 2 т. Т.1: Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / Под общ. ред. Э.Н. Кузина. М.: Машиностроение, 1991. 496 с.
16. Бровкин И.Д., Грачев А.П. Моделирование поведения грунтов под опорами стрелового самоходного крана. Тула, Тульский государственный университет, 2018. 4 с.
17. Александров М.П. Грузоподъемные машины. М.: Машиностроение, 1986. 400 с.
18. Бычков И.С. Влияние геометрических параметров грунтового якоря на устойчивость самоходного грузоподъемного крана. // Транспортное и строительное машиностроение. 2017. № 58. С. 35-37.
19. Третьякова В.А. Методика выбора функции для аутсорсинга на машиностроительном предприятии // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2019. № 2. С. 102–114. DOI: 10.18698/0236-3941-2019-2-102-114.
20. ГОСТ Р 56728-2015. Здания и сооружения. Методика определения ветровых нагрузок на ограждающие конструкции. М: Стандартинформ, 2016. 17 с.
21. Единый стандарт. Стандарт Промышленная безопасность при эксплуатации подъемных устройств // Центр сертификации и лицензирования. Опубликовано: 1.06.2015.
22. Сладкова Л.А., Крылов В.В., Горелова М.В. Причины аварийности крановых конструкций при совокупном воздействии факторов. // Материалы Междунар. научно-техн. конф. «Наземные транспортно-технологические комплексы и средства». Тюмень, Тюменский индустриальный университет, 2020. С. 35-36.
23. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. М.: Высш. шк., 2010. 416 с.
24. Спесивцев В.В. Комформные отображения Лапласа в математике. Норильск: stvennaya avtomobilno-dorozhnaya akademiya, 2017. 6 p. (In Russian)
14. Shcherbakov V.S., Korytov M.S., Grigoryev M.G. Sistema avtomaticheskogo vyvavnivaniya opornoj platformy stroitelnoy mashiny v gorizontальной ploskosti. Omsk, Sibirskaya gosudarstvennaya avtomobilno-dorozhnaya akademiya, 2017. 5 p. (In Russian)
15. Rannev A.V., Korelin V.F., Zhavoronkov A.V. *Stroitelnyye mashiny: Spravochnik: V 2 t. T.1: Mashiny dlya stroitelstva promyshlennykh, grazhdanskikh sooruzheniy i dorog. Pod obshch. red. E.N. Kuzina. Moscow, Mashinostroyeniye, 1991, 496 p. (In Russian)*
16. Brovkin I.D., Grachev A.P. Modelirovaniye povedeniya gruntov pod oporami strelovogo samokhodnogo kрана. Tula, Tul'skiy gosudarstvennyy universitet, 2018. 4 p. (In Russian)
17. Aleksandrov M.P. *Gruzopodyemnyye mashiny*. Moscow, Mashinostroyeniye, 1986. 400 p. (In Russian)
18. Bychkov I.S. Vliyaniye geomericheskikh parametrov gruntovogo yakorya na ustoychivosty samokhodnogo gruzopodyemnogo kрана. *Transportnoe i stroitelnoe mashinostroyeniye*, 2017, No.58, pp. 35-37. (In Russian)
19. Tretyakova V.A. Metodika vybora funktsii dlya outsorsinga na mashinostroitel'nom predpriyatii. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroyeniye*, 2019, No.2, pp. 102–114. DOI: 10.18698/0236-3941-2019-2-102-114. (In Russian)
20. GOST R 56728-2015. Zdaniya i sooruzheniya. Metodika opredeleniya vetrovykh nagruzok na ograzhdayushchiye konstruksii. Moscow, Standartinform, 2016. 17 p. (In Russian)
21. Yedinyy standart. Standart Promyshlennaya bezopasnosti pri ekspluatatsii podyemnykh ustroystv. Tsentr sertifikatsii i litsenzirovaniya. Opublikovano: 1.06.2015. (In Russian)
22. Sladkova L.A., Krylov V.V., Gorelova M.V. Prichiny avariynosti kranovykh konstruktсий pri sovokupnom vozdeystviy faktorov. *Materialy Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Nazemnyye transportno-tekhnologicheskiye komplekсы i sredstva»*. Tyumen, Tyumenskiy

Норильский индустриальный институт, 1975. 38 с.

25. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. М.: Наука, 1978. 832 с.

† industrialnyy universitet, 2020, pp.35-36. (In Russian)

† 23. Targ S.M. *Kratkiy kurs teoreticheskoy mekhaniki*. Moscow, Vysshaya shkola, 2010. 416 p. (In Russian)

† 24. Spesivtsev V.V. *Komformnye otobrazheniya Laplasya v matematike*. Norilsk, Norilskiy industrialnyy institut, 1975. 38 p. (In Russian)

† 25. Korn G., Korn T. *Spravochnik po matematike*. Moscow, Nauka, 1978. 832 p. (In Russian)

УДК (УДК) 692.66:331.461

СНИЖЕНИЕ РИСКА ВОЗНИКНОВЕНИЯ И ТЯЖЕСТИ ПОСЛЕДСТВИЙ
НЕСЧАСТНЫХ СЛУЧАЕВ ПРИ АВАРИЯХ ЛИФТОВREDUCING THE RISK OF AND THE SEVERITY OF THE CONSEQUENCES
OF ACCIDENTS DURING ELEVATOR ACCIDENTSПанфилов А.В., Колганов В.П., Бахтеев О.А., Апрышкин Д.С., Чаузов В.В.
Panfilov A.V., Kolganov V.P., Bahteev O.A., Apryshkin D.S., Chauzov V.V.Донской государственный технический университет (Ростов-на-Дону, Россия)
Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

Аннотация. В данном исследовании рассматриваются вопросы безопасности эксплуатации лифтового оборудования, причины возникновения несчастных случаев при авариях, предлагаются пути снижения тяжести их последствий. Необходимым условием применения риск-ориентированного подхода в контрольно-надзорной деятельности являются сбор, систематизация и анализ информации о состоянии технических устройств в целях оценки риска возникновения на них инцидентов для обеспечения безопасной эксплуатации и снижения административной нагрузки, связанной с проверками, на объекты, где риск минимальный. Целью исследования является разработка путей снижения риска возникновения аварий с травмированием или смертью человека на лифтовых сооружениях и тяжести их последствий. Для исследования использованы статистические данные по количеству аварий и травматизму при авариях на лифтах Комитета по статистике и статистике Национального Лифтового Союза. Проведен анализ аварийности на лифтах с причинением вреда жизни или здоровью потерпевших. Выявлены и систематизированы причины травматизма и смертельных случаев. Разработаны пути повышения безопасности лифтов при их эксплуатации и обслуживании и снижения степени тяжести последствий аварий.

Ключевые слова: лифт, аварийность, травматизм, безопасность, риск.

Дата принятия к публикации: 24.08.2020
Дата публикации: 25.09.2020

Сведения об авторах:

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

ORCID: 0000-0001-7211-1824

Колганов Владимир Петрович – старший преподаватель кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственный технический университет,

Abstract. This study examines the safety issues associated with the operation of elevator equipment, the causes of accidents during accidents, and suggests ways to reduce the severity of their consequences. A prerequisite for applying a risk-based approach in control and supervisory activities is the collection, systematization and analysis of information on the state of technical devices in order to assess the risk of incidents on them to ensure safe operation and reduce the administrative burden associated with inspections at facilities where the risk is minimal. The aim of the study is to develop ways to reduce the risk of accidents with personal injury or death at elevator structures and the severity of their consequences. The study used statistical data on the number of accidents and injuries during accidents on elevators of the Committee for Analytics and Statistics of the National Elevator Union. The analysis of accidents on elevators with the injury to life or health of victims. The causes of injuries and deaths were identified and systematized. Ways are developed to increase the safety of elevators during their operation and maintenance and to reduce the severity of the consequences of accidents.

Keywords: elevator, accident, injuries, safety, risk.

Date of acceptance for publication: 24.08.2020
Date of publication: 25.09.2020

Authors' information:

Alexey V. Panfilov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department «Operation of transport systems and logistics», Don State Technical University, e-mail: panfilov@ikcmysl.ru.

ORCID: 0000-0001-7211-1824

Vladimir P. Kolganov – Senior Lecturer of the Department «Operation of transport systems and logistics», Don State Technical University, e-mail: v.p.kolganov@mail.ru.

e-mail: v.p.kolganov@mail.ru.

Бахтеев Олег Айратович – ведущий инженер кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственный технический университет, e-mail: omp-rostov@list.ru.

Апрышкин Дмитрий Сергеевич – старший преподаватель кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственный технический университет, e-mail: aprechnik@mail.ru.

Чаузов Владимир Владимирович – магистрант кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственный технический университет, e-mail: vovkinomilo@mail.ru.

Oleg A. Bakhteev – Leading Engineer of the Department «Operation of transport systems and logistics», Don State Technical University, e-mail: omp-rostov@list.ru.

Dmitry S. Aprashkin – Senior Lecturer of the Department «Operation of transport systems and logistics», Don State Technical University, e-mail: aprechnik@mail.ru.

Vladimir V. Chauzov – Graduate Student of the Department «Operation of transport systems and logistics», Don State Technical University, e-mail: vovkinomilo@mail.ru.

1. Введение

Одним из основных элементов, обеспечивающих нормальное функционирование городской инфраструктуры, является лифтовое хозяйство. В настоящее время лифтовое хозяйство сформировалось в отдельную отрасль, основной целью которой является обеспечение безопасных и комфортных условий жизнедеятельности граждан. В лифтовой отрасли взаимодействуют организации, осуществляющие производство лифтового оборудования и сопутствующих товаров, его монтаж, демонтаж, модернизацию, эксплуатацию, сервисное обслуживание, оценку соответствия оборудования требованиям нормативных актов.

Развитие лифтовой отрасли происходит бурными темпами количественно и качественно. Так, в 2019 году зарегистрировано 43238 деклараций новых лифтов, большая часть которых российского производства (30217 шт.) [1]. Наблюдается усложнение конструкции лифтового оборудования, усовершенствование систем безопасности, управления и контроля технического состояния, что, в свою очередь, требует высокой квалификации обслуживающего персонала.

Основными пользователями лифтов являются жители многоквартирных домов, которые не проходят специального обучения или целевых инструктажей по безопасной эксплуатации. Количество лифтов эксплуатирующихся в жилищном фонде на 2019 год составило 473 тыс. [2]. При этом 93,6 тысяч из них отработали установленный срок службы и не отвечают современным требо-

ваниям стандартов безопасности, не обладают комфортностью, доступностью для маломобильных групп населения. Старение лифтового парка имеет ежегодный прирост около 10 тыс. лифтов.

Несмотря на исключение лифтов из категории опасных производственных объектов [3], лифтовое оборудование остается объектом повышенной опасности, которая может возникнуть даже при возникновении небольшой неисправности. Исследования аварийности в лифтовом хозяйстве показывают, что большинство аварийных ситуаций (68%) возникает на лифтах, не отработавших нормативный срок службы, а по месту установки самый высокий показатель имеют лифты, установленные в жилых зданиях (85%) [4].

Обеспечение безопасной работы лифтового оборудования является важной задачей, которая может быть достигнута реализацией комплекса мероприятий, направленных на систематизацию данных по лифтам, применение риск-ориентированного подхода в контрольно-надзорной деятельности, прогрессивных технологий технического обслуживания и ремонта. Исследования, принадлежащие группе авторов, и их результаты подтверждают актуальность данной проблематики и заслуживают особого внимания [5 - 7].

2. Постановка задачи

Целью исследования является разработка путей снижения риска возникновения аварий с травмированием или смертью человека на лифтовых сооружениях и тяжести их последствий.

Опасности возникновения аварий на лифтах можно разделить на три группы факторов:

1) технические факторы, к которым относятся различные неисправности механики лифтовых установок, систем автоматики и электрики;

2) организационные факторы, связанные с нехваткой квалифицированного персонала, несвоевременным выполнением технического обслуживания, невыполнением требований нормативной документации по безопасной эксплуатации лифтов владельцами или обслуживающими организациями;

3) человеческий фактор, проявляющийся в ошибках специалистов, обслуживающих лифт, несоблюдении пассажирами правил пользования лифтом, вандализме.

Реализация поставленной цели достигается путем:

- проведения анализа аварийности на лифтах с причинением вреда жизни или здоровью потерпевших;

- выявления и систематизации причин травматизма и смертельных случаев;

- разработки путей повышения безопасности лифтов при их эксплуатации и обслуживании;

- снижения степени тяжести последствий аварий.

Исследование выполнено на основании данных по травматизму при авариях на лифтах, представленных Единой лифтовой ин-

формационно-аналитической системой Комитета по аналитике и статистике Национального Лифтового Союза [8].

Выбор исследования аварийности с точки зрения снижения степени тяжести последствий несчастных случаев обусловлен большим количеством несчастных случаев произошедших с людьми, не являющимися специалистами в области эксплуатации и обслуживания лифтов.

3. Исследование

Данные Единой лифтовой информационно-аналитической системы основываются на информации следственных органов, Министерства чрезвычайных ситуаций и средств массовой информации. Таким образом, используемая база данных о происшествиях на лифтах является наиболее полной.

Исследования проводились с разделением объектов, на которых эксплуатируются лифты, на три группы:

1) жилые здания;

2) нежилые здания;

3) строительные объекты.

Всего за 2019 год на лифтовых сооружениях зарегистрировано 75 аварийных ситуаций с общим количеством пострадавших 80 человек. Из них 46 человек травмировано, 34 человека погибло (табл. 1).

Таблица 1

Данные по авариям на лифтах с пострадавшими за 2017-2019 гг.

Показатель	2017 г.	2018 г.	2019 г.
Количество случаев	54	50	75
Количество пострадавших, из них	61	57	80
травмировано	30	28	46
несовершеннолетних	3	2	5
работников обслуживающей организации	1	4	6
погибло	31	29	34
несовершеннолетних	1	2	3
работников обслуживающей организации	7	7	5

Следует отметить существенный рост количества инцидентов с пострадавшими в 2019 году по сравнению с 2017 и 2018 годами (рис. 1). При этом происходит снижение относительного показателя количества по-

страдавших к общему количеству несчастных случаев. Так, в 2019 году он составил 1,07, в 2018 году – 1,14, в 2017 году – 1,13.



Рис. 1. Количество аварий на лифтах с пострадавшими за 2017-2019 гг.

Выделены следующие основные причины травматизма и гибели пострадавших при авариях на лифтах (табл. 2):

- техническая неисправность оборудования;
- нарушение правил безопасности при проведении работ по обслуживанию и ремонту и эксплуатации лифтовых сооружений;
- нарушение правил пользования лифтом;
- несанкционированное проникновение на объект где установлено лифтовое оборудование.

Таблица 2

Причины травматизма и гибели пострадавших при авариях на лифтах

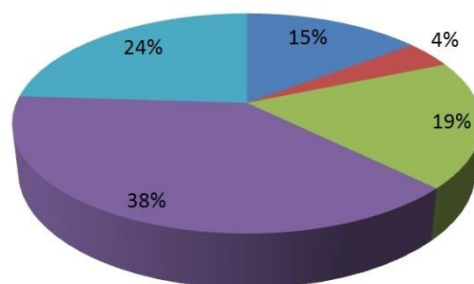
Причина	Всего случаев			Количество пострадавших		
	2017 г.	2018 г.	2019 г.	2017 г.	2018 г.	2019 г.
Техническая неисправность	4	14	11	4	19	12
Возгорание	0	0	3	0	0	4
Несанкционированное проникновение на объект	10	0	14	10	0	15
Нарушение правил безопасности	30	22	29	37	24	31
Нарушение правил пользования лифтом, в том числе	10	14	18	10	14	18
- самостоятельное открытие дверей лифта	1	3	4	1	3	4
- самостоятельное проникновение в шахту лифта	1	0	3	1	0	3
Всего	54	50	75	61	57	80

Анализ распределения причин травматизма при авариях на лифтах за 2019 год (рис. 2) показывает, что наиболее распространенной причиной является нарушение правил безопасности – 38%, второй причиной по частоте возникновения является нарушение пассажирами правил пользования лифтом – 24%. Аналогичное распределение причин травматизма наблюдается и предыдущие годы.

Нарушение правил безопасности подразделяется на нарушение техники безопасности при проведении работ по техническому обслуживанию и ремонту лифтового оборудования и нарушение требований безопасности труда в строительстве, в 2019 году составляют 29% и 71% соответственно.

Несанкционированное проникновение на объект где эксплуатируется лифтовое оборудо-

дование характерно для строительных объектов, что обусловлено недостаточным обеспечением охраны объекта, так в 2019 году



- Техническая неисправность
- Возгорание
- Несанкционированное проникновение на объект
- Нарушение правил безопасности
- Нарушение правил пользования лифтом

Рис. 2. Причины травматизма и гибели при авариях на лифтах в 2019 году

было зарегистрировано 6 таких случаев, в которых 2 человека было травмировано, 5 погибло. Пострадавшими при этом в основном являются несовершеннолетние.

Такие причины травматизма, как самостоятельное открытие дверей лифта и проникновение относятся к нарушению правил пользования лифтом и проявляются при незапланированной остановке лифта в результате возникновения технической неисправности или отключения электроэнергии в здании.

По данным Ростехнадзора основные причины возникновения аварий на лифтах связаны с нарушением правил эксплуатации лифтов [9]:

- неработоспособность или ненадлежащая работа дверных механизмов лифта;
- недостаточная освещенность посадочной площадки, шахты или приямка лифта;
- отсутствие связи пассажира с диспетчером;
- отсутствие в кабине правил пользования лифтом;
- некачественная организация технического обслуживания и ремонта;
- не проведение технического освидетельствования объекта;
- отсутствие ответственных за эксплуатацию лифта;
- низкая квалификация работников;
- отсутствие контроля ответственными лицами за действием персонала при эксплуатации и обслуживании объекта.

4. Результаты и их анализ

Как видно из анализа данных по аварийности с пострадавшими на лифтовых объектах, самая распространенная причина травматизма – это нарушение правил безопасности как работниками обслуживающих организаций, так и руководителями и сотрудниками строительных организаций.

В первом случае имеет место пренебрежение сотрудниками правилами техники безопасности, например, неиспользование страховочных приспособлений для проведения высотных работ, а также отсутствие контроля и низкая организация охраны труда со стороны руководства, что обуславливается

низкой квалификацией руководства и персонала. Для снижения действия этого негативного фактора необходимо обеспечить прохождение сотрудниками обслуживающей организации периодического обучения с контролем знаний, при этом управление процессом должно осуществляться органами уполномоченными государством.

Во втором случае нарушения связаны с невыполнением п. 71 приказа Министерства труда и социальной защиты Российской Федерации от 1 июня 2015 года N 336н «Об утверждении Правил по охране труда в строительстве» (с изменениями на 20 декабря 2018 года) [10], пп. 4.9, 4.10, 6.2.14, 6.2.20 Постановления Государственного комитета Российской Федерации по строительству и жилищно-коммунальному комплексу от 23 июля 2001 года № 80 «О принятии строительных норм и правил Российской Федерации «Безопасность труда в строительстве. Часть 1. Общие требования»» [11]. Здесь предлагаются следующие варианты решения сложившейся ситуации:

- повышение строгости наказания для должностных лиц, ответственных за обеспечение безопасности работ на объекте;
- отведение роли контролирующей организации на этапе монтажа лифта Ростехнадзору.

Нарушения правил пользования лифтом пассажирами объясняется неграмотностью граждан в области безопасной эксплуатации лифтов, нарушением эксплуатирующей организацией требований Постановления Правительства Российской Федерации от 24 июня 2017 года № 743 «Об организации безопасного использования и содержания лифтов, подъемных платформ для инвалидов, пассажирских конвейеров (движущихся пешеходных дорожек), эскалаторов, за исключением эскалаторов в метрополитенах» (с изменениями на 14 августа 2019 года) о размещении правил пользования лифтом [12]. В этом случае необходимо организовывать проведение первичного и повторных инструктажей для жителей многоквартирных домов оборудованных лифтами, по аналогии с организацией обеспечения безопасного использования газового оборудования, с выда-

чей соответствующего документа. Постановлением Правительства Российской Федерации от 24 июня 2017 года № 743 согласно п. 4 регламентировано размещение правил пользования лифтом «в кабине лифта и на основном посадочном этаже лифта». Игнорирование данного требования также негативно сказывается на информированности о безопасном использовании лифтов пассажиров.

Как было сказано выше, несанкционированное проникновение на объект, как причина травматизма, специфично для строящихся зданий и во многом зависит от организации охранной деятельности на объекте. Ужесточение наказания по статье 20.17 Кодекса Российской Федерации об административных правонарушениях может исправить ситуацию, так как в настоящее время предусмотрен административный штраф от 3 до 5 тыс. руб. [13].

Среди технических неисправностей, приводящих к травматизму, в том числе смертельному, наиболее частой является падение кабины лифта. Возникновение технических неисправностей обусловлено многими факторами, такими как:

- несвоевременное выполнение или выполнение не в полном объеме технического обслуживания лифта в соответствии с инструкцией завода-изготовителя;
- привлечение к работам персонала, не имеющего соответствующей квалификации;
- чрезмерный износ лифтового оборудования вследствие превышения фактической наработки уровня, заложенного при проектировании, при условии, что срок технического обслуживания еще не наступил.

Постановлением Правительства Российской Федерации от 24 июня 2017 года № 743 регламентируется периодичность обслуживания лифтового оборудования в зависимости от временного интервала с начала эксплуатации. Однако частота пользования лифтом и испытываемые оборудованием рабочие нагрузки носят случайный характер [14]. В данных обстоятельствах возникает необходимость проводить мероприятия по обслуживанию лифтового оборудования в зависимости от величины фактически накопленных нагрузок в реальном времени и уста-

новить зависимость периодичности технического обслуживания и общего срока эксплуатации от этих показателей.

Негативное влияние на безопасность эксплуатации лифтовых установок оказывает человеческий фактор. По статистическим данным технические неисправности являются причиной около 8% аварийных ситуаций с травматизмом на подъемных сооружениях. При этом в более чем 60% таких случаев связаны с отрицательным воздействием человеческого фактора [15], которое проявляется в неисполнении или недобросовестном исполнении обязанностей сотрудниками и руководством организации, несоблюдении требований безопасности эксплуатации и обслуживании, нарушении пассажирами правил пользования лифтом. Причиной этого могут служить:

- отсутствие или недостаточность информационного обеспечения;
- физическое или психоэмоциональное состояние человека;
- ограниченность ресурсов поддержки и исполнения принятого решения;
- отсутствие учёта человеческого фактора.

Снижение отрицательного влияния человеческого фактора на безопасность эксплуатации лифтов и, как следствие, на динамику травматизма можно достичь за счет применения информационно-коммуникационных технологий с использованием мобильных устройств, например, смартфонов, и сети Интернет [16].

Суть данного метода заключается в следующем: на сервере, расположенном в облачном хранилище сети Интернет, формируется база данных, включающая нормативную документацию по лифтам (стандарты, регламенты), рабочую документацию (паспорта лифтов, инструкции по эксплуатации, акты), документацию, регламентирующую деятельность работников (профессиональные стандарты, должностные инструкции), данные о парке лифтового оборудования (год ввода в эксплуатацию, место эксплуатации, технические характеристики), оперативные данные о состоянии оборудования из систем диспетчеризации. На сервере происходит обработка информации и выдача ее пользователю по-

средством программного обеспечения, установленного на мобильное устройство, в зависимости от степени допуска, анализ состояния объекта, оценка риска эксплуатации и вывод результатов в цветовой гамме (красный – эксплуатация запрещена, желтый – эксплуатация разрешена с ограничениями, зеленый – эксплуатация разрешена). Программным обеспечением предусматривается возможность заполнения электронных версий документации, связанной с эксплуатацией лифтов, с последующей ее отправкой в соответствующую службу, а также по договору с образовательными учреждениями, прохождение обучения и аттестации сотрудников дистанционно.

Применение такой технологии позволит повысить эффективность исполнения персоналом должностных и производственных функций, осуществлять оперативный контроль текущего состояния лифтового оборудования, обеспечить прозрачность сведений о состоянии объекта для контролирующих организаций, обеспечить своевременность проведения работ по техническому освидетельствованию и обследованию лифтов.

Кроме того, одним из ключевых способов снижения аварийности лифтового оборудования является проведение своевременного технического освидетельствования в полном объеме. Оценка соответствия лифта в течение назначенного срока службы осуществляется в форме технического освидетельствования не реже одного раза в 12 месяцев организацией, аккредитованной (уполномоченной) в порядке, установленном законодательством государства - члена Таможенного союза. Данное требование установлено Техническим регламентом Таможенного союза ТР ТС 011/2011 «Безопасность лифтов».

Для проведения технического освидетельствования целесообразно применять программу «Liftguru» для подготовки технической документации аккредитованной испытательной лаборатории по результатам оценки соответствия лифтов [17].

В рамках своей работы специалисты аккредитованной испытательной лаборатории заполняют типовые (по утвержденной форме) протоколы исследований и испытаний

лифтов. На основании протокола формируется акт технического освидетельствования. На месте производства работ специалист заполняет рабочие записи.

Общий принцип работы программы «Liftguru» для подготовки технической документации аккредитованной испытательной лаборатории по результатам оценки соответствия лифтов содержит следующую последовательность действий:

1. Специалист приходит на объект с приборной базой и планшетом с предустановленной программой «Liftguru» (разработана с участием представителей авторского коллектива настоящей статьи). Производит необходимые замеры и исследования. На месте производства работ по логину и паролю входит в программу (для идентификации пользователя), производит рабочие записи (черновик будущего протокола). При необходимости к рабочим записям прикрепляет фотографии и звуковые комментарии (заметки).

2. При подключении сети WI-FI специалист инициализирует синхронизацию сформированных на планшете рабочих записей с серверной частью (далее Сервер).

3. В приложении «Liftguru» на основании рабочих записей формируется протокол. На основании протокола формируется акт технического освидетельствования. Акт технического освидетельствования заносится в журнал выданных актов.

4. На рабочем месте, со стационарного компьютера специалист может зайти в web-версию приложения под своим логином и паролем, получить доступ к скачиванию им сформированных документов на компьютер, при необходимости скорректировать в программе Word, вывести на печать.

5. На рабочем месте методист по логину и паролю может войти в web-версию приложения, скачивать рабочие записи, протоколы, акты и журналы с серверной части по всем специалистам для последующей обработки.

Данный программный комплекс успешно опробован и внедрен в деятельность нескольких аккредитованных лиц, подтвердил свою эффективность в части упрощения, оптимизации, сокращения времени, затрат, по-

вышения качества, надежности ведения отчетной документации по результатам испытаний лифта.

5. Заключение

Можно выделить следующие приоритетные направления работы по снижению уровня травматизма и повышению безопасности лифтов в условиях риск-ориентированного подхода:

- повышение культуры пользования гражданами лифтами, проведение инструктажей по безопасному использованию лифтов;
- повышение профессиональных навыков обслуживающего персонала;
- применение планово-предупредительной системы технического обслуживания и ремонта лифтового оборудования с учетом фактической наработки;
- внедрение цифровых технологий в лифтовую отрасль, позволяющих производить оперативный контроль за состоянием лифтового оборудования надзорными органами.

Список литературы

1. Лифты, введенные в эксплуатацию в Российской Федерации. 2019 год. Ежегодный информационно-аналитический справочник. Выпуск № 10 – М.: НЛС, 2020, 193 с.
2. Стратегия развития российской лифтовой отрасли для эффективной реализации национального проекта «Жилье и городская среда» и программы замены лифтов в многоквартирных домах на период 2020-2025 гг. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.liftpress.ru/img/img_post/ID_8373/strategiya_liftovoj_otrasli_20-25.pdf
3. Федеральный закон «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» от 21.07.1997 № 116-ФЗ.
4. Короткий А.А., Хазанович Г.Ш., Апрышкин Д.С., Колганов В.П. Анализ аварийных ситуаций на пассажирских лифтах и разработка предложений по повышению их безопасности // Наземные транспортно-технологические комплексы и средства: Материалы Междунар. научно-техн. конф. Тюмень: ТИУ, 2018. С. 158-162.
5. Короткий А.А., Колганов В.П., Апрышкин Д.С. Анализ лифтового парка Российской Федерации // Наземные транспортно-технологические комплексы и средства: Материалы Междунар. научно-техн. конф. Тюмень: ТИУ, 2018. С. 154-158.
6. Котельников В.В. Безопасность лифтов при эксплуатации // Подъемно-транспортное дело. 2013. № 3. С.10-13.
7. Короткий А.А., Кинжибалов А.А., Пан-

References

1. *Lifty, vvedennyye v ekspluatatsiyu v Rossiyskoy Federatsii. 2019 god. Ezhegodnyy informatsionno-analiticheskiy spravochnik* [Elevators put into operation in the Russian Federation. 2019 year. Annual informational and analytical reference book.]. Issue 10. Moscow, NLS, 2020. 193 p. (In Russian)
2. *Strategiya razvitiya rossiyskoy liftovoy otrasli dlya effektivnoy realizatsii natsionalnogo proekta «Zhile i gorodskaya sreda» i programmy zameny liftov v mnogokvartirnykh domakh na period 2020-2025 goda*. Available at: http://www.liftpress.ru/img/img_post/ID_8373/strategiya_liftovoj_otrasli_20-25.pdf. (In Russian)
3. *Federalnyy zakon «O promyshlennoy bezopasnosti opasnykh proizvodstvennykh obektov» ot 21.07.1997 No. 116-FZ*. (In Russian)
4. *Korotkiy A.A., Hazanovich G.Sh., Apryshkin D.S., Kolganov V.P. Analysis of emergency situations on passenger elevators and development of proposals to improve their safety. In: Nazemnye transportno-tekhnologicheskie komplekсы i sredstva: Materialy Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii*. Tyumen, 2018, pp. 158-162. (In Russian)
5. *Korotkiy A.A., Kolganov V.P., Apryshkin D.S. Analysis of the elevator fleet of the Russian Federation. In: Nazemnye transportno-tekhnologicheskie komplekсы i sredstva: Materialy Mezhdunarodnoy*

- филов А.В., Курилкин Д.А. Риск-ориентированный подход к организации надзорной деятельности в области промышленной безопасности // Безопасность труда в промышленности. 2016. № 2. С. 58-63.
8. Единая лифтовая информационно-аналитическая система [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.liftstat.ru>
9. Ростехнадзор [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.gosnadzor.ru>
10. Приказ Министерства труда и социальной защиты Российской Федерации от 1 июня 2015 года № 336н «Об утверждении Правил по охране труда в строительстве» (с изменениями на 20 декабря 2018 года) [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/420281004>
11. Постановление Государственного комитета Российской Федерации по строительству и жилищно-коммунальному комплексу от 23 июля 2001 года № 80 «О принятии строительных норм и правил Российской Федерации «Безопасность труда в строительстве. Часть 1. Общие требования»» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/901794520>
12. Постановление Правительства Российской Федерации от 24 июня 2017 года № 743 «Об организации безопасного использования и содержания лифтов, подъемных платформ для инвалидов, пассажирских конвейеров (движущихся пешеходных дорожек), эскалаторов, за исключением эскалаторов в метрополитенах» (с изменениями на 14 августа 2019 года) [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/436745439>
13. Кодекс Российской Федерации об административных правонарушениях (с изменениями на 8 июня 2020 года) [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/901807667>
14. Хазанович Г.Ш., Апрышкин Д.С., Исаев А.Г., Чередниченко И.В., Марченко Ю.В., Колганов В.П. Формирование эквивалентных нагрузок, действующих на привод и силовые элементы при эксплуатации пассажирских лифтов // Инженерный вестник Дона. 2019. №9 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ivdon.ru/rumagazine/archive/N9y2019/6208>
- † *nauchno-tekhnicheskoy konferentsii*. Tyumen, 2018, pp. 154-158. (In Russian)
- † 6. Kotelnikov V.V. Safety of elevators during operation. *Podemno-transportnoe delo*, 2013, No. 3, pp.10-13. (In Russian)
- † 7. Korotkij A.A., Kinzhbalov A.A., Panfilov A.V., Kurilkin D.A. Risk-based approach to the organization of supervisory activities in the field of industrial safety. *Bezopasnost truda v promyshlennosti*, 2016, No. 2, pp. 58-63. (In Russian)
- † 8. Edinaya liftovaya informatsionno-analiticheskaya sistema. Available at: <http://www.liftstat.ru/> (In Russian)
- † 9. Rostekhnadzor. Available at: <http://www.gosnadzor.ru>. (In Russian)
- † 10. Prikaz Ministerstva truda i socialnoy zashchity Rossiyskoy Federatsii ot 1 iyunya 2015 goda No. 336n «Ob utverzhdenii Pravil po okhrane truda v stroitelstve» (s izmeneniyami na 20 dekabrya 2018 goda) Available at: <http://docs.cntd.ru/document/420281004>. (In Russian)
- † 11. Postanovlenie Gosudarstvennogo komiteta Rossiyskoy Federatsii po stroitelstvu i zhilishchno-kommunalnomu kompleksu ot 23 iyulya 2001 goda No. 80 «O prinyatii stroitelnykh norm i pravil Rossiyskoy Federatsii «Bezopasnost truda v stroitelstve. Chast 1. Obshchie trebovaniya». Available at: <http://docs.cntd.ru/document/901794520>. (In Russian)
- † 12. Postanovlenie Pravitelstva Rossiyskoy Federatsii ot 24 iyunya 2017 goda No. 743 «Ob organizatsii bezopasnogo ispolzovaniya i soderzhaniya liftov, podmnykh platform dlya invalidov, passazhirskikh konveyerov (dvizhushchikhsya peshekhodnykh dorozhek), eskalatorov, za isklyucheniem eskalatorov v metropolitenakh» (s izmeneniyami na 14 avgusta 2019 goda). Available at: <http://docs.cntd.ru/document/436745439>. (In Russian)
- † 13. Kodeks Rossiyskoy Federatsii ob administrativnykh pravonarusheniyakh (s izmeneniyami na 8 iyunya 2020 goda) Avail-

15. Короткий А.А., Котельников В.В., Егелская Е.В. Роль человеческого фактора при эксплуатации подъемных сооружений // Химагрегаты. 2014. № 4 (28). С. 42-45.
16. Короткий А.А., Колганов В.П. Повышение безопасности лифтов путем применения цифровых технологий // Безопасность техногенных и природных систем. 2019. № 1. С. 8-11. Режим доступа: http://www.bps-journal.ru/upload/iblock/128/2_Korotkiy_8_11.pdf
17. Панфилов А.В., Короткий А.А. Программа «Liftguru» для подготовки технической документации аккредитованной испытательной лаборатории по результатам оценки соответствия лифтов. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020616847, 2020
- † able at: <http://docs.cntd.ru/document/901807667>. (In Russian)
- † 14. Khazanovich G.Sh., Apryshkin D.S., Isaev A.G., Cherednichenko I.V., Marchenko Yu.V., Kolganov V.P. The formation of equivalent loads acting on the drive and power elements during the operation of passenger elevators. *Inzhenernyj vestnik Dona*, 2019, No.9. Available at: <http://www.ivdon.ru/magazine/archive/N9y2019/6208>. (In Russian)
- † 15. Korotkiy A.A., Kotelnikov V.V., Egelskaya E.V. The role of the human factor in the operation of lifting structures. *Himagregaty*, 2014, No. 4 (28), pp. 42-45. (In Russian)
- † 16. Korotkiy A.A., Kolganov V.P. Improving elevator safety through digital technology. *Bezopasnost tekhnogennykh i prirodnnykh sistem*, 2019, No. 1, pp. 8-11. Available at: http://www.bps-journal.ru/upload/iblock/128/2_Korotkiy_8_11.pdf (In Russian)
- † 17. Panfilov A.V., Korotkiy A.A. *Programma «Liftguru» dlya podgotovki tekhnicheskoy dokumentatsii akkreditovannoy ispytatelnoy laboratorii po rezultatam otsenki sootvetstviya liftov. Svidetelstvo o gosudarstvennoj registracii programmy dlya EVM* [«Liftguru» Program for preparing technical documentation of an accredited testing laboratory based on the results of conformity assessment of elevators. Certificate of state registration of a computer program] No. 2020616847, 2020. (In Russian)

УДК (UDC) 502.5:332.1(470.345)

АНАЛИЗ ТЕРРИТОРИАЛЬНОЙ ДИФФЕРЕНЦИАЦИИ АГРОПОТЕНЦИАЛА
МУНИЦИПАЛЬНЫХ РАЙОНОВ РЕСПУБЛИКИ МОРДОВИЯANALYSIS OF TERRITORIAL DIFFERENTIATION OF AGRICULTURAL POTENTIAL
OF MUNICIPAL DISTRICTS OF THE REPUBLIC OF MORDOVIAЗарубин О.А., Москалева С.А., Ларина А.В.
Zarubin O.A., Moskaleva S.A., Larina A.V.Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва
(Саранск, Россия)

National Research Mordovia State University (Saransk, Russian Federation)

Аннотация. Анализ пространственной организации региональной системы землепользования – одна из важнейших управленческих задач по обеспечению устойчивого эколого-социально-экономического развития территорий на всех уровнях организации взаимоотношений природы и общества. Статья посвящена актуальной проблеме анализа территориальной дифференциации агропотенциала Республики Мордовия в разрезе муниципальных районов как ключевого показателя эффективности сельскохозяйственного освоения ландшафтов региона. В качестве источников первичной информации использованы данные официальной статистики, региональных агрохимических обследований, сведения государственного учета земель и статистической отчетности по государственному земельному надзору, базы данных и электронные карты региональной географической информационной системы «Мордовия». Приводятся результаты оценки агропотенциала муниципальных районов Республики Мордовия на основе вычисления интегральных индексов. Многообразие учитываемых показателей структурировано в три блока: «Потенциал почвенного плодородия», «Эффективность сельскохозяйственного землепользования» и «Интенсификация сельскохозяйственного землепользования». На основе корреляционного анализа авторами выявлена зависимость интегрального и частных параметров эффективности сельскохозяйственного землепользования от различных показателей, обуславливающих почвенное плодородие пахотных земель. По результатам проведенного анализа авторами сделан вывод, что дифференциация агропотенциала муниципальных районов Республики Мордовии в значительной степени зависит от ландшафтных условий.

Ключевые слова: сельскохозяйственное землепользование, агропотенциал, муниципальный район, Республика Мордовия.

Abstract. The analysis of the spatial organization of the regional land use system is included in the list of the most important management tasks to ensure sustainable eco-logical-socio-economic development of territories. This task is valid for all levels of organization of the relationship between nature and society. The article is devoted to the actual problem of analyzing the territorial differentiation of the agricultural potential of the Republic of Mordovia. This analysis is carried out at the level of municipal districts of the region. It is a key indicator of the effectiveness of agricultural development of the region's landscapes. The authors used data from official statistics, regional agrochemical surveys, information from state land accounting and statistical reporting on state land supervision, databases and electronic maps of the regional geographical information system «Mordovia». The article estimates of the agricultural potential of the municipal districts of the Republic of Mordovia based on the calculation of integral indices. All private indicators are combined into the indices «Potential of soil fertility», «Efficiency of agricultural land use» and «Intensification of agricultural land use». The authors revealed the dependence of the integral and particular parameters of agricultural land use efficiency on various indicators based on correlation analysis. The results of the research shows that the effectiveness of agricultural land use depends on the soil fertility of arable land, the agricultural potential of the municipal districts of the Republic of Mordovia significantly depends on the differentiation of landscape conditions.

Keywords: agricultural land use, agricultural potential, municipal districts, Republic of Mordovia.

Дата принятия к публикации: 19.02.2020
Дата публикации: 25.09.2020

Date of acceptance for publication: 19.02.2020
Date of publication: 25.09.2020

Сведения об авторах:

Зарубин Олег Александрович – преподаватель кафедры землеустройства и ландшафтного планирования, Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва, e-mail: oleg-zarubin@list.ru.

ORCID: 0000-0002-3410-1139

Москалева Светлана Александровна – кандидат географических наук, доцент, доцент кафедры землеустройства и ландшафтного планирования, Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва, e-mail: moskaleva-s-a@yandex.ru.

Ларина Алена Викторовна – кандидат географических наук, доцент кафедры землеустройства и ландшафтного планирования, Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва, e-mail: larina2705@yandex.ru.

Authors' information:

Oleg A. Zarubin – Lecturer of the Department of Land Management and Landscape Planning, National Research Mordovia State University, e-mail: oleg-zarubin@list.ru.

ORCID: 0000-0002-3410-1139

Svetlana A. Moskaleva – Candidate of Geographical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Land Management and Landscape Planning, National Research Mordovia State University, e-mail: moskaleva-s-a@yandex.ru.

Alena V. Larina – Candidate of Geographical Sciences, Associate Professor of the Department of Land Management and Landscape Planning, National Research Mordovia State University, e-mail: larina2705@yandex.ru.

Благодарности

Исследование выполнено при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 19-05-00066)

Acknowledgements

The study was supported by the grant of Russian Foundation for Basic Research (project No. 19-05-00066)

1. Введение

Стратегической задачей государства и общества на любом этапе исторического развития является организация рациональной системы землепользования, предусматривающей высокоэффективное использование земельных ресурсов и устойчивое эколого-социально-экономическое развитие территорий на разных уровнях иерархической организации. При этом особое внимание в прикладных исследованиях уделяется анализу территориальной дифференциации сельскохозяйственного землепользования как важнейшему типу хозяйственного освоения ландшафтов [1 - 3].

Для Республики Мордовии как региона, ориентированного на развитие сельского хозяйства и перерабатывающей промышленности, анализ агропотенциала и эффективности сельскохозяйственного землепользования имеет важнейшее значение с точки зрения планирования республиканских программ социально-экономического развития, реализации крупных инвестиционных, инфраструктурных и социальных проектов.

В региональных исследованиях анализ и оценка агропотенциала территории Республики Мордовии выполнялась как с ландшафтно-экологических (геоэкологических) [4], так и с эколого-экономических [5 - 7] позиций. Ряд работ посвящен изучению организации сельскохозяйственного землепользования на уровне локальных природно-социально-производственных систем муниципальных районов [8 - 10].

Обзор предыдущих исследований показывает, что при проведении анализа территориальной дифференциации агропотенциала региона необходим комплексный учет природно-экологических и агроэкологических условий, сложившейся структуры землепользования и тенденций оптимизации сельскохозяйственного производства.

2. Методы и материалы исследования

При проведении анализа эффективности сельскохозяйственного землепользования дискуссионным является вопрос об определении территориального носителя информации, выступающего единицей аналитико-оценочных исследований. С учетом органи-

зации системы мониторинга и статистического наблюдения на федеральном и региональном уровне, моделирование территориальной дифференциации агропотенциала целесообразно проводить в разрезе муниципальных районов. Такой подход оправдывает себя и с позиции принятия управленческих решений на региональном уровне, определяя зону ответственности того или иного муниципалитета.

В качестве источников первичной информации использованы данные Управления Федеральной службы регистрации, кадастра и картографии по Республике Мордовия [11], Территориального органа Федеральной службы государственной статистики по Республике Мордовия [12], ФГБУ «Государственный центр агрохимической службы «Мордовский» [13] за 2017 год.

Учитываемые показатели структурированы в три группы: «Потенциал почвенного плодородия», «Эффективность сельскохозяйственного землепользования» и «Интенсификация сельскохозяйственного землепользования».

В качестве метрик потенциала почвенного плодородия пахотных почв использованы:

- содержание подвижного фосфора, мг/кг;
- содержание обменного калия, мг/кг;
- средневзвешенное содержание гумуса, %.

Содержание подвижных форм фосфора является важным фактором развития вегетативной массы растений, так как данный химический элемент участвует в образовании азотистых веществ и углеводов в растениях. Обменный калий выступает ключевым источником питания растений; обеспечивает активность ферментов, принимающих участие в углеводном обмене; при его недостатке снижается урожайность сельскохозяйственных культур, устойчивость к низким температурам и болезням. Средневзвешенное содержание гумуса влияет на физико-химические свойства почв, почвенно-поглотельную способность, интенсивность протекания почвообразующих процессов и др.

Группа показателей эффективности сельскохозяйственного использования территории основывалась на следующих параметрах:

- сельскохозяйственная освоенность, %;

- распаханность сельскохозяйственных угодий, %;

- урожайность зерновых культур на землях сельскохозяйственных организаций, ц/га;

- урожайность картофеля на землях сельскохозяйственных организаций, ц/га;

- урожайность овощей на землях сельскохозяйственных организаций, ц/га.

При отборе метрик приоритет отдан относительным показателям, что позволило минимизировать субъективный фактор площади территории муниципального района.

Показатели интенсификации сельскохозяйственного использования земель в разрезе муниципальных районов ориентированы на оценку проведения агрохимических работ, осуществляемых с целью повышения плодородия почв. Как и в предыдущей группе, параметры были приведены к относительным значениям. Для оценки выбраны:

- количество внесенных органических удобрений на площадь пашни, т/га;

- площадь посева озимых культур с использованием минеральных удобрений от общей площади посева озимых культур, %;

- площадь посева яровых (зерновых) культур с использованием минеральных удобрений от общей площади посева яровых (зерновых) культур, %;

- подкормка озимых культур, % выполнения плана;

- подкормка многолетних трав, % выполнения плана.

Для каждой группы параметров был рассчитан интегральный индекс. Для этого на первом этапе выполнялась процедура нормирования отдельных показателей I_i по формуле линейного масштабирования:

$$I_i = (X_i - X_{\min}) / (X_{\max} - X_{\min}),$$

где X_i – значение показателя в i -м муниципальном районе; $X_{\min}$, $X_{\max}$ – минимальное и максимальное значение показателя.

Интегральный индекс I_{it} рассчитывался как среднее геометрическое всех показателей в пределах группы:

$$I_{it} = \sqrt[n]{X_{1i} + \dots + X_{ni}},$$

где $X_{1i} \dots X_{ni}$ – показатели агропотенциала i -го муниципального района; n – количество показателей.

3. Основные положения и результаты исследования

Результаты территориальной дифференциации муниципальных районов на основе расчета интегральных индексов приведены на рис. 1.

В результате анализа было выделено четыре типа муниципальных районов по значению интегрального индекса «Потенциал почвенного плодородия пашни» (табл. 1). Типология районов Мордовии обусловлена закономерностями ландшафтной дифференциации, что показывает сопряженный анализ полученных результатов и выделов природных территориальных комплексов синтетической ландшафтной карты региона как модуля региональной географической инфор-

мационной системы «Мордовия», разработанной А.А. Ямашкиным [2].

В тип с самым высоким значением интегрального индекса (первый) вошли районы, большая часть пахотных земель которых расположена на придолинных участках склонов с выщелоченными и луговыми черноземами под луговыми степями. Для данных районов, как правило, характерна наибольшая сельскохозяйственная освоенность и распаханность угодий. Показатели плодородия пахотных земель значительно превосходят аналогичные показатели второго типа районов (содержание подвижного фосфора больше в 1,29 раза; содержание обменного калия – в 1,32 раза; содержание гумуса – в 1,26 раза).

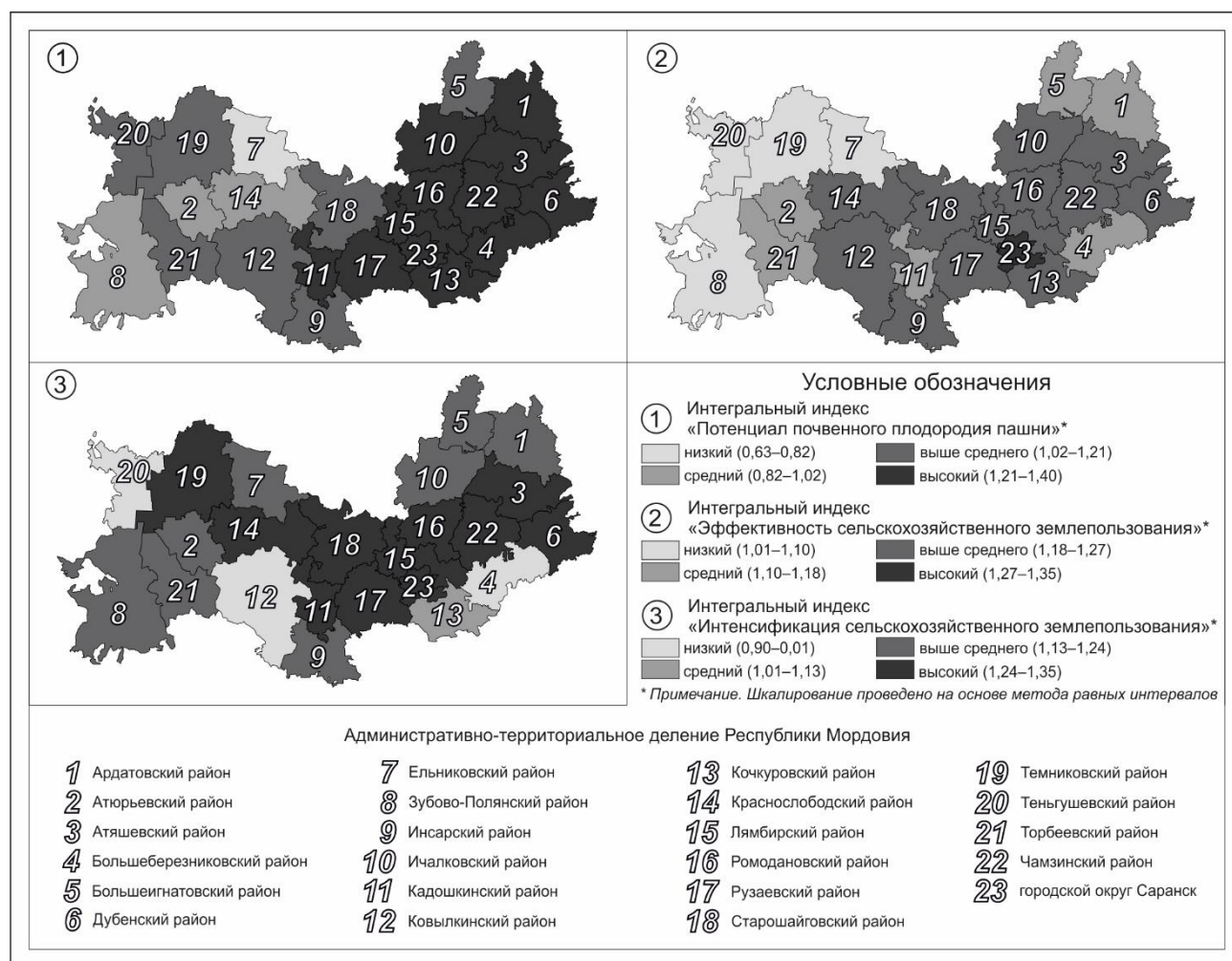


Рис. 1. Типы муниципальных районов Республики Мордовия по интегральным индексам потенциала сельскохозяйственного землепользования

Таблица 1

Типология муниципальных районов Республики Мордовия
 на основании интегрального индекса «Потенциал почвенного плодородия пашни»

Показатель	Значение интегрального индекса (тип районов)			
	Высокий (первый)	Выше среднего (второй)	Средний (третий)	Низкий (четвертый)
1.1 Содержание подвижного фосфора в пахотных почвах (среднее по типу района), мг/кг	171,33	133,29	88,67	85,00
1.2 Содержание обменного калия в пахотных почвах (среднее по типу района), мг/кг	187,17	142,29	100,00	78,00
1.3 Средневзвешенное содержание гумуса в пахотных почвах (среднее по типу района), %	6,43	5,11	4,93	3,40
Количество муниципальных районов	12	7	3	1

В третий и четвертый тип вошли муниципальные районы, значительная часть территории которых находится в ландшафтах смешанных лесов водно-ледниковых равнин и на надпойменных террасах (Ельниковский, Краснослободский, Zubovo-Полянский и Атюрьевский районы). Преобладающими типами почв здесь являются дерново-подзолистые и серые-лесные почвы, меньшее распространение имеют темно-серые лесные, черноземы оподзоленные и выщелоченные.

Во многом в зависимости показателей почвенного плодородия пахотных земель ранжировались значения второго интеграль-

ного индекса – «Эффективность сельскохозяйственного землепользования». Наибольшей эффективностью сельскохозяйственного производства отличается территория городского округа Саранск (табл. 2), что объясняется высокими показателями урожайности по всем направлениям растениеводства при самых низких в регионе площадях сельскохозяйственных угодий, в том числе пашни. По отношению к районам, входящим во второй тип, урожайность овощей больше в 7,39 раза, картофеля – в 4,15 раза, зерновых – в 1,15 раза.

Таблица 2

Типология муниципальных районов Республики Мордовия на основании интегрального индекса «Эффективность сельскохозяйственного землепользования»

Показатель	Значение интегрального индекса (тип районов)			
	Высокий (первый)	Выше среднего (второй)	Средний (третий)	Низкий (четвертый)
2.1 Сельскохозяйственная освоенность, %	62,10	73,94	67,12	43,45
2.2 Распаханность сельскохозяйственных угодий, %	80,70	69,66	70,20	44,28
2.3 Урожайность зерновых культур на землях сельскохозяйственных организаций, ц/га	41,70	36,28	24,57	20,75
2.4 Урожайность картофеля на землях сельскохозяйственных организаций, ц/га	244,20	58,83	50,27	95,55
2.5 Урожайность овощей на землях сельскохозяйственных организаций, ц/га	578,20	78,02	99,72	62,68
Количество муниципальных районов	1	12	6	4

На территории первого и второго типов районов располагаются крупнейшие сельскохозяйственные и перерабатывающие предприятия агропромышленного комплекса Мордовии: ГК «Талина», ООО «МПК „Атяшевский“, АО «Тепличное», АО «Агрофирма „Октябрьская“, ОАО «Птицефабрика «Атемарская», ООО МАПО «Восток», ООО

«Сыродельный комбинат „Ичалковский“» и др.

В четвертый тип вошли Ельниковский, Темниковский, Теньгушевский и Zubovo-Полянский районы. В силу специфики агропочвенных показателей и сложившейся специализации растениеводства отличительной характеристикой данного типа является вы-

сокая урожайность картофеля (в 1,62 раза выше, чем во втором типе районов, в 1,9 раза выше, чем в третьем) на фоне низких других значений.

Зависимость показателей интегрального индекса «Эффективность сельскохозяйст-

венного землепользования» от значений интегрального индекса «Потенциал почвенного плодородия пашни» в определенной степени подтверждается результатами корреляционного анализа (табл. 3).

Таблица 3

Значения корреляционной связи между интегральными индексами «Эффективность сельскохозяйственного землепользования» и «Потенциал почвенного плодородия пашни» и их частными параметрами

	1.1	1.2	1.3	1.1–1.3
2.1	0,04	0,49	0,63	0,43
2.2	0,29	0,66	0,71	0,63
2.3	0,25	0,58	0,66	0,56
2.4	0,19	–0,11	–0,17	0,00
2.5	0,29	0,18	0,13	0,23
2.1–2.5	0,30	0,65	0,73	0,66

Анализ коэффициентов корреляции r показывает, что ключевым фактором, обуславливающим территориальную дифференциацию показателей эффективности сельскохозяйственного землепользования, является содержание гумуса в пахотных почвах (значения r более 0,6). Гумусированность почв

определяет сельскохозяйственную ориентацию землепользования и приоритетные отрасли растениеводства в разрезе муниципальных районов, выступает важнейшим фактором специализации сельскохозяйственных предприятий на выращивании зерновых культур (рис. 2).

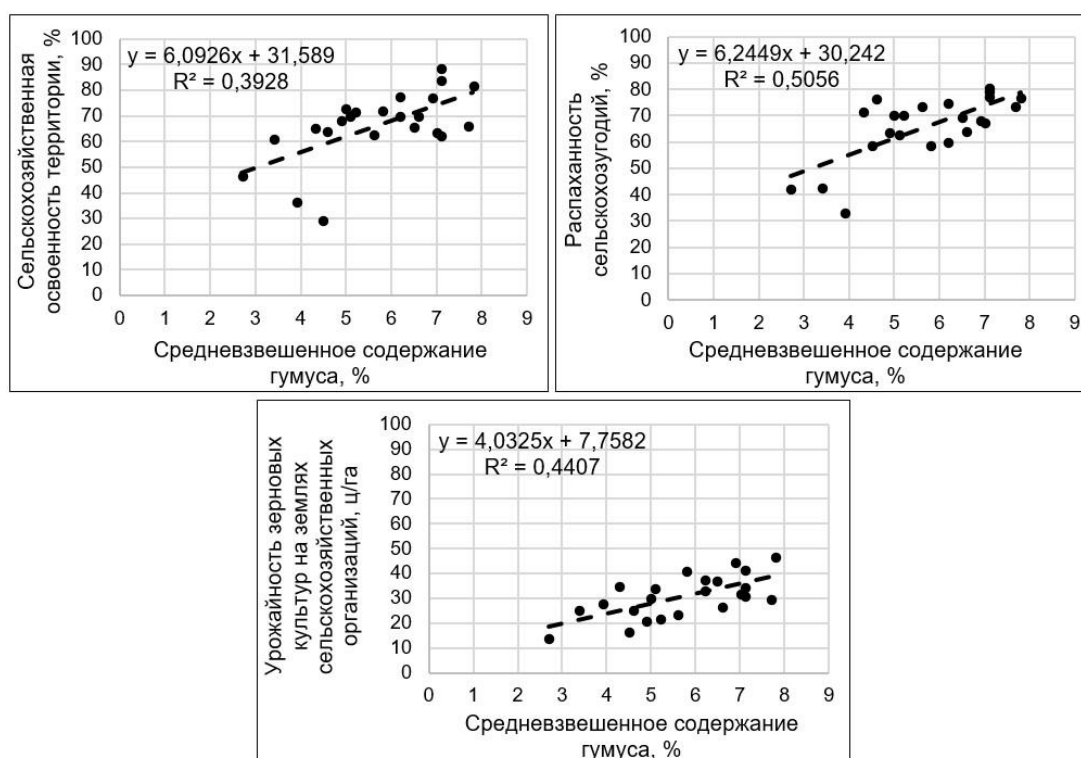


Рис. 2. Графики корреляционной связи между частными параметрами интегрального индекса «Эффективность сельскохозяйственного землепользования» и показателем средневзвешенного содержания гумуса

Интегральный индекс «Эффективность сельскохозяйственного землепользования» демонстрирует значительную зависимость от частных параметров – содержания калия и

гумуса в пахотном слое почв. Также наличие сильной корреляционной связи наблюдается между интегральными индексами (рис. 3).

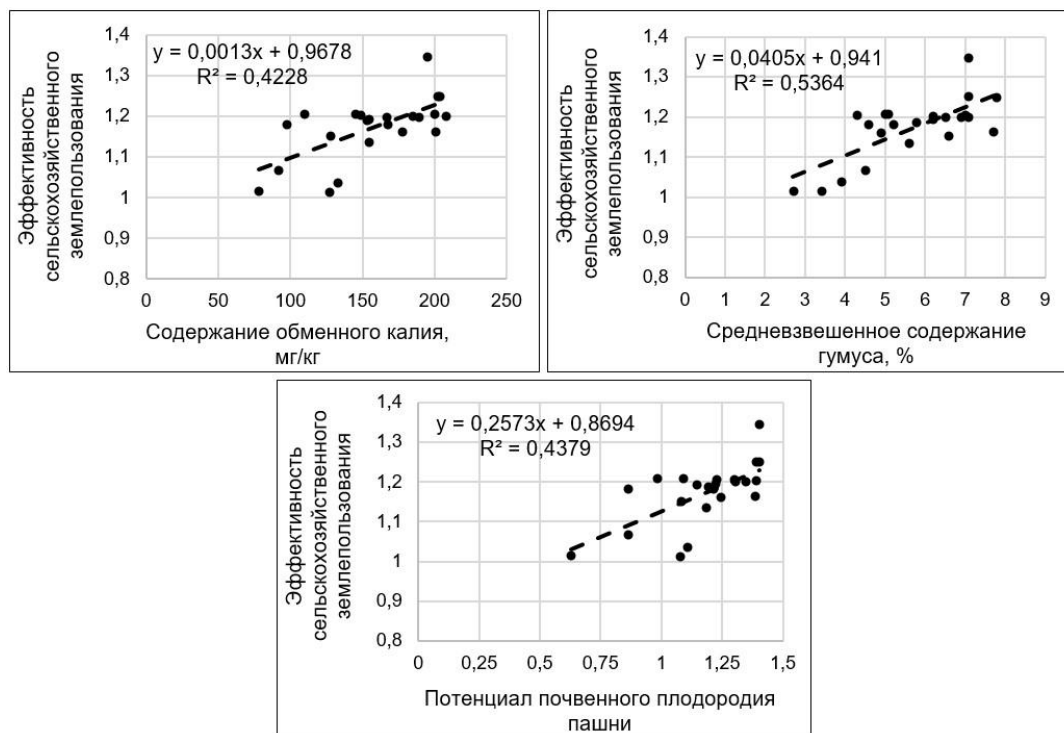


Рис. 3. Графики корреляционной связи между интегральным индексом «Эффективность сельскохозяйственного землепользования» и показателями потенциала почвенного плодородия пашни

Крайне слабую корреляционную связь среди всех показателей эффективности сельскохозяйственного землепользования имеет урожайность картофеля. Среди факторов, влияющих на эффективность, наименьшие коэффициенты r у содержания подвижного фосфора.

Частные параметры интегрального индекса «Интенсификация сельскохозяйственного землепользования» в разрезе муниципальных районов служат метрикой оптимизации сельскохозяйственного производства. Среди учитываемых показателей наибольшее значение для повышения агропотенциала региональной системы землепользования имеет внесение органических удобрений. Согласно данным ФГБУ «Государственный центр агрохимической службы «Мордовский» [13], как и в годы предыдущих наблюдений (с 1995 г.), в 2017 г. в республике отмечался отрицательный баланс гумуса (–0,63

т/га). Среди всех районов наибольшая потребность в органических удобрениях отмечается для Ковылкинского (964,1 тыс. т) и Старошайговского (619,4 тыс. т).

Типология муниципальных районов Мордовии показывает, что для большинства административных единиц, лидирующих по показателям потенциала почвенного плодородия и эффективности сельскохозяйственного землепользования, характерны наиболее высокие значения интегрального индекса «Интенсификация сельскохозяйственного землепользования» (табл. 4).

Так, в первый тип вошли городской округ Саранск, Атяшевский, Ромодановский, Лямбирский, Дубенский, Чамзинский, Рузаевский муниципальные районы. На долю данных семи районов в абсолютном выражении приходится 600,8 тыс. т внесенных органических удобрений, что составляет 59,44 % от общереспубликанского показателя.

Таблица 4

Типология муниципальных районов Республики Мордовия на основании интегрального индекса «Интенсификация сельскохозяйственного землепользования»

Показатель	Значение интегрального индекса (тип районов)			
	Высокий (первый)	Выше среднего (второй)	Средний (третий)	Низкий (четвертый)
3.1 Количество внесенных органических удобрений на площадь пашни, т/га	1,37	0,42	0,28	0,33
3.2 Площадь посева озимых культур с использованием минеральных удобрений от общей площади посева озимых культур, %	76,91	27,38	41,00	12,33
3.3 Площадь посева яровых (зерновых) культур с использованием минеральных удобрений от общей площади посева яровых (зерновых) культур, %	94,82	75,50	94,00	37,67
3.4 Подкормка озимых культур, % выполнения плана	64,91	61,63	23,00	45,67
3.5 Подкормка многолетних трав, % выполнения плана	87,55	68,25	0,00	6,00
Количество муниципальных районов	11	8	1	3

4. Заключение

Таким образом, агропотенциал муниципальных районов Мордовии в значительной степени зависит от дифференциации ландшафтных условий. Для территорий районов, значительная площадь которых находится в лугово-степных ландшафтах, массивы пашни приурочены к наиболее плодородным почвам – черноземам оподзоленным, выщелоченным, луговым. Для почвенного покрова данных районов, входящих в первый тип, характерна наиболее высокая гумусированность, содержание фосфора и калия. Они отличаются наибольшей сельскохозяйственной освоенностью по показателю распаханности (80,7 %), а также урожайностью основных сельскохозяйственных культур. Проведен-

ный анализ показывает, что территориальная дифференциация почвенного потенциала и эффективности сельскохозяйственного землепользования в значительной степени соотносятся, что подтверждается высоким значением корреляционной связи между интегральными индексами.

Ключевым направлением повышения агропотенциала муниципальных районов является интенсификация землепользования, основанная, прежде всего, на внесении органических удобрений с целью повышения средневзвешенного содержания гумуса. Первостепенная задача по внесению органических удобрений исходит из многолетнего тренда отрицательного баланса гумуса в почвах Мордовии.

Список литературы

1. Носонов А.М., Зинина Л.И., Тесленок С.А., Иванова И.А., Макаров С.В., Зарубин О.А. Инновационный потенциал сельского хозяйства России. Саранск: Изд-во Мордовского университета. 2019. 220 с.
2. Ямашкин А.А. Геоэкологические основы исследования процессов хозяйственного освоения ландшафтов (на примере Республики Мордовия): дис. ... д-ра геогр. наук / А. А. Ямашкин. Воронеж, 1999. 360 с.
3. Долганова М.В. Географический анализ и оценка эффективности землепользования крестьянскими (фермерскими) хозяйствами и индивидуальными предпринима-

References

1. Nosonov A.M., Zinina L.I., Teslenok S.A., Ivanova I.A., Makar S.V., Zarubin O.A. *Innovatsionnyy potentsial selskogo khozyaystva Rossii* [Innovative potential of Russian agriculture]. Saransk, Mordovian University Press, 2019. 220 p.
2. Yamashkin A.A. *Geoekologicheskie osnovy issledovaniya protsessov khozyaystvennogo osvoeniya landshaftov (na primere Respubliki Mordoviya)* [Geocological foundations of the research of the processes of economic development of landscapes (on the example of the Republic of Mordovia)]. Diss. Doc. Sci. (Geographical). Voronezh. 1999. 360

телями Брянской области // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. № 1. С. 129–146. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-05-01-129-146.

4. Ямашкин А.А., Борисов А.А., Ямашкин С.А., Зарубин О.А. Ландшафтно-экологическое зонирование Мордовии // Международный научно-исследовательский журнал. 2017. № 4–1 (58). С. 50–53. DOI: <https://doi.org/10.23670/IRJ.2017.58.056>.

5. Носонов А.М. Моделирование факторов развития агропроизводственной системы Республики Мордовия [Электронный ресурс] // Научное обозрение: электрон. журн. 2017. № 1. Режим доступа: <https://srjournal.ru/2017/id37/> (дата обращения 12.01.2020).

6. Куликов Н.Д., Носонов А.М. Региональный природный агропотенциал как основа сельскохозяйственного производства // Национальные интересы: приоритеты и безопасность. 2011. № 39. С. 15–24.

7. Куликов Н.Д., Носонов А.М., Ямашкин А.А. Эколого-экономическая оценка сельскохозяйственного потенциала Республики Мордовия // Нива Поволжья. 2011. № 3 (20). С. 110–114.

8. Кирюшин А.В., Бармина Т.В., Дурнова М.В., Москалева С.А. Оценка зависимости эффективности сельскохозяйственного производства от оптимальности структуры землепользования (на примере Ковылкинского района Республики Мордовия) // Научный взгляд в будущее. 2018. Т. 3, № 11. С. 15–21. DOI: <https://doi.org/10.30888/2415-7538.2017-11-03-041>.

9. Кимяева В.А., Ларина А.В. Результаты геоэкологического анализа сельскохозяйственных земель Ичалковского района Республики Мордовия // Структура, динамика и функционирование природно-социально-производственных систем: наука и практика: сб. науч. тр. Саранск: Изд-во Мордовского университета, 2019. С. 29–34.

10. Струлькова Е.Н., Москалева С.А., Ларина А.В. Результаты геоэкологического анализа природно-социально-производственных систем Дубенского района Республики Мордовия // Структура, динамика и функ-

п.

3. Dolganova M.V Geographic analysis and evaluation of efficiency of land use by peasant farms and self-employed entrepreneurs of the Bryansk region // *Nauchnotekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2019. No 1, pp. 129–146. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-05-01-129-146. (In Russian)

4. Yamashkin A.A., Borisov A.A., Yamashkin S.A., Zarubin O.A. Landscape-ecological zoning of Mordovia. *Mezhdunarodnyj nauchno-issledovatel'skij zhurnal*, 2017, No. 4–1 (58), pp. 50–53. DOI: <https://doi.org/10.23670/IRJ.2017.58.056>. (In Russian)

5. Nosonov A.M. Simulation of development factors of agricultural industrial system in the Republic of Mordovia. *Nauchnoe obozrenie*, 2017, No. 1, available at: <https://srjournal.ru/2017/id37/>. (In Russian)

6. Kulikov N.D., Nosonov A.M. Regional natural agricultural potential as the basis of agricultural production. *Natsionalnye interesy: priority i bezopasnost*, 2011, No. 39, pp. 15–24. (In Russian)

7. Kulikov N.D., Nosonov A.M., Yamashkin A.A. Ecological and economic assessment of the agricultural potential of the Republic of Mordovia. *Niva Povolzhya*, 2011. No. 3 (20), pp. 110–114. (In Russian)

8. Kiryushin A.V., Barmina T.V., Durnova M.V., Moskaleva S.A. Estimation of the dependence of the efficiency of agricultural production on the optimality of the land tenure (on the example of Kovytkinsky region of the Republic of Mordovia). *Nauchnyj vzglyad v budushhee*, 2018, Vol. 3, No. 11, pp. 15–21. DOI: <https://doi.org/10.30888/2415-7538.2017-11-03-041>. (In Russian)

9. Kimyaeva V.A., Larina A.V. Results of geoecological analysis agricultural land of the Ichalkovsky district of the Republic of Mordovia. In: *Struktura, dinamika i funktsionirovanie prirodno-sotsialno-proizvodstvennykh sistem: nauka i praktika* [Structure, dynamics and functioning of natural-social-production systems: science and practice]. Saransk, 2019, pp. 29–34. (In Russian)

ционирование природно-социально-производственных систем: наука и практика: межвуз. сб. науч. тр. Саранск: Изд-во Мордовского университета, 2018. С. 253–257.

11. О состоянии и использовании земель в Республике Мордовия в 2017 г.: региональный доклад. Саранск, 2018. 93 с.

12. Мордовия: стат. ежегодник / Мордовиястат. Саранск, 2018. 461 с.

13. О проделанной работе ФГБУ «Государственный центр агрохимической службы „Мордовский”» за 2017 г.: отчет. Саранск, 2018. 162 с.

† 10. Strulkova E.N., Moskaleva S.A., Larina A.V. The results of geoecological analysis of natural and industrial systems of the Dubensky district of Republic Mordovia. In: *Struktura, dinamika i funktsionirovanie prirodno-sotsialno-proizvodstvennykh sistem: nauka i praktika* [Structure, dynamics and functioning of natural-social-production systems: science and practice]. Saransk, 2019, pp. 253–257. (In Russian)

† 9. *O sostoyanii i ispolzovanii zemel v Respublike Mordoviya v 2017 g.: regionalnyj doklad* [About the state and use of land in the Republic of Mordovia in 2017: regional report]. Saransk, 2018. 93 p.

† 10. *Mordoviya: stat. ezhegodnik* [Mordovia: statistical yearbook]. Saransk, 2018. 461 p.

† 11. *O prodelannoy rabote FGBU «Gosudarstvennyy tsentr agrokhimicheskoy sluzhby „Mordovskiy”» za 2017 g.: otchet* [About the work done by the Federal State Budgetary Institution «State Center for Agrochemical Service „Mordovian”» for 2017: report]. Saransk, 2018. 162 p.

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> 25.09.2020 г.