



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2021(2)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 2
2021**

Технические науки

Nauchno-tehnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta

Scientific and Technical Journal of
Bryansk State University

№ 2
2021

Engineering Science

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 2 (2021). Брянск: РИСО БГУ, 2021. – Точка доступа: <https://ntv-brgu.ru>
Размещено на официальном сайте журнала: 25.06.2021

Распоряжением Минобрнауки России от 12 февраля 2019 г. № 21-р сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук по следующим специальностям научных работников:

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

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

05.05.03 – Колесные и гусеничные машины (технические науки);

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

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

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

Главный редактор сетевого издания:

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

Ответственный секретарь сетевого издания:

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

Редакционная коллегия сетевого издания:

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

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

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

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

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

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

И.А. Лагерев – доктор технических наук, проректор по инновационной работе Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия);

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

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

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

Н.Г. Ярушкина – доктор технических наук, первый проректор-проректор по научной работе Ульяновского государственного технического университета (г. Ульяновск, Россия).

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

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

Chief editor:

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

Executive secretary:

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

Editorial Board:

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

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

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

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

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

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

I.A. Lagerev – Doctor of Technical Sciences, Vice rector at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia);

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

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

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

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

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

16+

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

© Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2021
© 2021 Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



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

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ



Машиностроение и машиноведение

Транспортное, горное и строительное машиностроение

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

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-113-119

Влияние гидропневмоаккумулятора на гидропривод щеточного рабочего органа
путевых машин легкого типа 113

Грушецкий С.М. (Санкт-Петербург, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-120-131

Оценка эффективности определения производительности дорожных машин
экспериментальным и расчётным путями 120

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-132-140

Применение параллелограммного механизма с эффектом квазиулевого жесткости
в виброзащитных системах кресла оператора строительно-дорожной машины 132

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-141-152

Обеспечение вертикального габарита самоходной машины со штанговым
механизмом установки и фиксации концевой опоры для мобильной канатной дороги 141

Перминова Д.И. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-153-159

Моделирование динамической нагруженности узлов машин, содержащих
взаимодействующие ролики 153

Рябичев В.Д., Муховатый А.А. (Луганск, Луганская Народная Республика)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-160-165

Усовершенствование оборудования механической обработки за счет синтеза
исходных контуров внеполюсных зубчатых передач 160

Таричко В.И., Шалупина П.И. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-166-175

Моделирование нагруженности рамы базовой станции мобильного транспортно-
перегрузочного канатного комплекса 166

Шалупина П.И., Рагулина Ю.В. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-176-183

Моделирование нагруженности тягово-цепного устройства для буксирования
тяжелого прицепа 176

Шишкин Е.А., Иванченко С.Н., Сидорков В.В., Мамаев Л.А., Смоляков А.А.
(Хабаровск, Братск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-184-189

Исследование взаимосвязи конструктивных и технологических параметров
вибрационных и осцилляционных катков 184

Транспорт

Светашева Н.Ф., Светашев А.А., Мирзабекова У.Н., Пулатов Ж.С.
(Ташкент, Узбекистан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-190-196

Выбор варианта размещения и перевозки сыпучих грузов железнодорожным
транспортом 190

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)

Grinchar N.G., Bykov A.Yu. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-113-119

Influence of hydro-pneumatic accumulator on the hydraulic drive of the brush work body of light type track machines 113

Grushetsky S.M. (Saint-Petersburg, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-120-131

Estimation of the efficiency of determining the performance of road machines by experimental and design ways 120

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-132-140

Application of the parallelogram mechanism with the effect of quasi-zero stiffness in the vibration protection systems of the operator's chair of a road construction machine 132

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-141-152

Providing the vertical dimension of a self-propelled machine with a rod mechanism for installing and fixing the end tower for a mobile ropeway 141

Perminova D.I. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-153-159

Dynamic load simulation of the machine nodes containing interacting rollers 153

Ryabichev V.D., Muhovatiy A.A. (Lugansk, Luhansk People's Republic)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-160-165

Improvement of mechanical processing equipment due to synthesis of initial circuits of outpole gears 160

Tarichko V.I., Shalupina P.I. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-166-175

Load simulation of a base station chassis of the mobile transport and overloading rope complex 166

Shalupina P.I., Ragulina Yu.V. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-176-183

Simulation of the load of the traction device for towing a heavy trailer 176

Shishkin E.A., Ivanchenko S.N., Sidorkov V.V., Mamaev L.A., Smolyakov A.A.
(Khabarovsk, Bratsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-184-189

Investigation of the relationship between the design and technological parameters of vibration and oscillating rollers 184

Transport

Svetasheva N.F., Svetashev A.A., Mirzabekova U.N., Pulatov J.S. (Tashkent, Uzbekistan)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-190-196

Selection of options for location and transportation of bulk cargo by railway..... 190

УДК (УДК) 625.144

ВЛИЯНИЕ ГИДРОПНЕВМОАККУМУЛЯТОРА НА ГИДРОПРИВОД ЩЕТОЧНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ПУТЕВЫХ МАШИН ЛЕГКОГО ТИПА

INFLUENCE OF HYDRO-PNEUMATIC ACCUMULATOR ON THE HYDRAULIC DRIVE OF THE BRUSH WORK BODY OF LIGHT TYPE TRACK MACHINES

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

Аннотация. Основным направлением совершенствования процессов ремонта всех типов и текущего содержания пути, является снижение затрат времени и труда при максимально возможном уровне механизации и автоматизации всех видов путевых работ. При этом значительное место занимает очистка путей от засорителей и излишков балласта. Рабочим органом машин для выполнения этих работ является щеточный подборщик с гибкими лопастями, обеспечивающий уборку засорителей и балласта ниже уровня головки рельса. Как правило, на отечественных машинах гибкие лопасти представляют собой отрезки стального троса диаметром 16...21 мм. Одним из основных недостатков щеточных подборщиков с тросовыми лопастями является относительно низкая эффективность из-за усталостного выламывания гибких лопастей в месте выхода из заделки. Известны также конструкторские решения с применением лопастей выполненных из резиновой ленты. Наиболее удачным является сочетание тросовых и ленточных лопастей на одном подборщике. Основным типом привода для такого рабочего органа следует считать объемный гидропривод, позволяющий решить задачу конструктивно наиболее простым и эффективным образом. Так как лопасти подборщика взаимодействуют с объектом (балластный щебень) поочередно (обычно имеется 8-12 лопастей) то нагрузка на привод носит нестационарный характер, давление в напорной магистрали приводного гидромотора изменяется синусоидально, что отрицательно сказывается на надежности и долговечности привода. Для сглаживания колебаний давления рекомендуется применение гидропневмоаккумулятора.

Ключевые слова: путевые машины, щеточный рабочий орган, надежность, гидропривод, лопасти комбинированного типа, гидропневмоаккумулятор.

Дата принятия к публикации: 12.04.2021
Дата публикации: 25.06.2021

Сведения об авторах:

Гринчар Николай Григорьевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства»,

Abstract. The main direction of improving the repair processes of all types and the current maintenance of the track is to reduce the time and labor costs with the highest possible level of mechanization and automation of all types of track work. At the same time, a significant place is occupied by cleaning the tracks from weeds and excess ballast. The working body of the machines for performing these works is a brush picker with flexible blades, which provides cleaning of weeds and ballast below the level of the rail head. As a rule, on domestic machines, flexible blades are segments of a steel cable with a diameter of 16...21 mm. One of the main disadvantages of brush pickers with cable blades is the relatively low efficiency due to fatigue breaking of the flexible blades at the point of exit from the seal. There are also known design solutions with the use of blades made of rubber tape. The most successful is the combination of cable and belt blades on one picker. The main type of drive for such a working body should be considered a volumetric hydraulic drive, which allows you to solve the problem structurally in the simplest and most effective way. Since the picker blades interact with the object (ballast rubble) alternately (usually there are 8-12 blades) the load on the drive is non-stationary, the pressure in the pressure line of the drive hydraulic motor changes sinusoidally, which negatively affects the reliability and durability of the drive. To smooth out pressure fluctuations, it is recommended to use a hydropneumulator.

Keywords: track machines, brush working body, reliability, hydraulic drive, combined type blades, hydropneumoaccumulator

Date of acceptance for publication: 12.04.2021
Date of publication: 25.06.2021

Authors' information:

Nikolay G. Grinchar – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department «Ground transportation and technological means» at

ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»,
e-mail: nggrin@yandex.ru.

Быков Андрей Юрьевич – научный сотрудник
 41 лаборатории научно-исследовательского испытательного центра, ФГБУ «3 Центральный научно-исследовательский институт» Министерства обороны Российской Федерации,
e-mail: andrei_18bykov@mail.ru.

Russian University of Transport,
e-mail: nggrin@yandex.ru.

Andrei Yu. Bykov – Research worker of a 41
 Laboratories of the Research Testing Center at 3 the
 Central Research Institute of the Ministry of Defense of
 Russian Federation, *e-mail: andrei_18bykov@mail.ru.*

1. Введение

Широкое использование объемного гидропривода в конструкциях путевых машин определяется его некоторыми преимуществами перед приводами других типов (электроприводом, механическим передаточными, пневмоприводом). Объемный гидропривод дает возможность получить большие усилия на исполнительных механизмах машин при относительно небольших размерах гидроагрегатов, что имеет большое значение с точки зрения удобства конструирования. Объемный гидропривод позволяет относительно простым образом преобразовать вращательный тип движения на валу первичной энергетической установки машины в поступательное путем использования гидроцилиндров при ограниченных размерах гидродвигателей. Он позволяет осуществлять бесступенчатое регулирование скорости исполнительных органов в широком диапазоне. При работе в режимах со значительными колебаниями нагрузки имеется возможность их демпфирования, за счет применения различного типа гидроаккумуляторов (наиболее часто применяются гидропневмоаккумуляторы). Сглаживание колебаний, в свою очередь, позволяет повысить долговечность аппаратов.

Благодаря вышеизложенному объемный гидропривод нашел широкое применение в современных путевых машинах, в том числе, в машинах легкого типа для оснащения основных рабочих органов. За счет применения гидроприводов удастся существенно упростить кинематику рабочих механизмов, как например, в машинах УПМ-750 и КПУ-1 [3, 4, 7]. В частности, для привода щеточного подборщика машины КПУ-1 (рис.1) был принят аксиально-поршневой гидромотор серии 310 производства Екатеринбургского завода «Пневмостроймашина».



Рис. 1. Комплекс путевой универсальный КПУ-1: 1 – базовая машина; 2 – щеточный подборщик

2. Экспериментальные исследования работы щеточного подборщика

В рамках работ по данной тематике были проведены экспериментальные исследования работы щеточного рабочего органа путевых машин легкого типа [4, 9] в эксплуатационных условиях. Целью проведения экспериментальных исследований являлось изучение процессов взаимодействия трех основных вариантов конструкции щеточного рабочего органа (с тросовыми щетками, с резиноканевыми щетками и комбинированный вариант) [3, 4, 9] (рис. 2) с очищаемой поверхностью, получение данных об энергоемкости процесса очистки поверхности и сравнение качества очистки.

Испытания проводились при двух основных режимах работы подборщика – 1600 об/мин и 1800 об/мин. Результаты испытаний показали, что наилучшая очистка поверхности балластной призмы и рельсошпальной решетки достигается при ис-

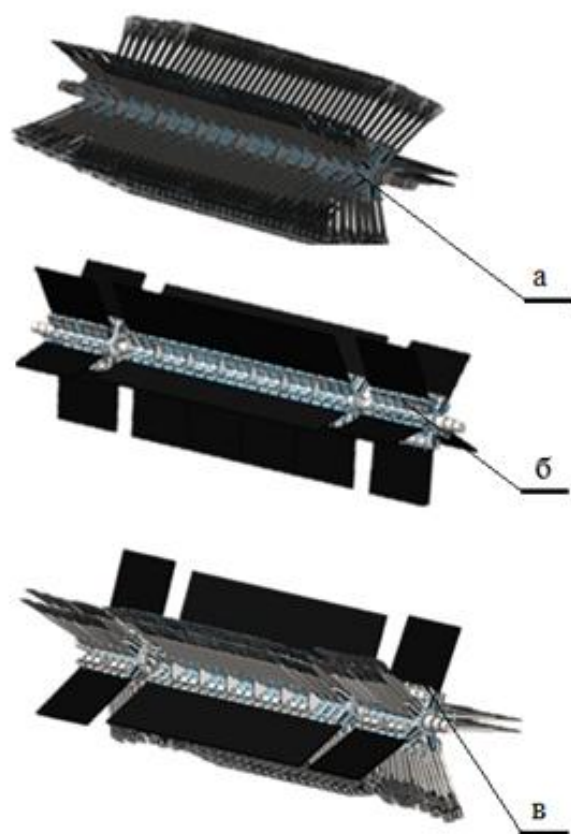


Рис. 2. Варианты конструкции щеточного рабочего органа: а – с тросовыми щетками; б – с резиноканевыми щетками; в – комбинированный вариант

пользовании комбинированного типа щеток, которыми оснащен подборщик. Фрагмент осциллограммы, отражающий характер колебаний давления в напорной магистрали гидромотора представлен на рис. 3.

Из анализа результатов следует, что давление в напорной магистрали гидромотора имеет пульсирующий характер (рис.3) со средним размахом до 17 бар. Данное обстоятельство нельзя считать благоприятным с точки зрения надежности и долговечности работы гидропривода [5, 6].

Как было показано в [5], одним из основных параметров, влияющих на надежность и долговечность гидроаппаратов в эксплуатационных условиях, является коэффициент колебаний нагрузки, чаще всего определяемый для гидропривода как коэффициент колебаний давления

$$K_{\Delta P} = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{cp}},$$

где P_{\max} – максимальное значение давления в напорной магистрали за период наблюдений; P_{\min} – минимальное значение давления в напорной магистрали за период наблюдений; P_{cp} – среднее значение давления в напорной магистрали за период наблюдений, равно:

$$P_{cp} = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2}.$$

Расчет значений коэффициента колебаний нагрузки в соответствии с осциллограммой, представленной на рис. 3, составляет:

- при скорости вращения подборщика 1600 об/мин $K_{\Delta P} = 0,55$;
- при скорости вращения подборщика 1800 об/мин $K_{\Delta P} = 0,44$.

Эти значения соответствуют среднему режиму эксплуатации [5]. Прогнозируемый срок службы основных гидроагрегатов (аксиально-поршневых насоса и гидромотора) составит примерно 3500...4000 ч.

Предполагается, что снятие с эксплуатации гидронасоса или гидромотора производится при снижении объемного коэффициента полезного действия ниже значения 0,7.

В связи с вышеизложенным, для снижения колебаний давления в напорной магистрали по результатам исследований было рекомендовано установить гидропневмоаккумулятор в напорной магистрали гидромотора так, как показано на рис. 4.

Для предварительной оценки результата было выполнено моделирование в междисциплинарном программном комплексе для моделирования физико-технических объектов и систем SimulationX 3.9 Hydraulics. SimulationX объединяет подготовку модели, ее решение и постобработку в единую среду. Результаты могут быть проанализированы в режиме онлайн, параметры могут меняться прямо во время процесса расчета [8].

Критерием эффективности работы гидропневмоаккумулятора является демпфирование колебаний давления в напорной магистрали гидросистемы. В идеальном случае - полное сглаживание. Это, как показано в [10, 11], может быть обеспечено таким гидропневмоаккумулятором, который имеет собственную частоту свободных колебаний, совпадающую, в свою очередь, с основной

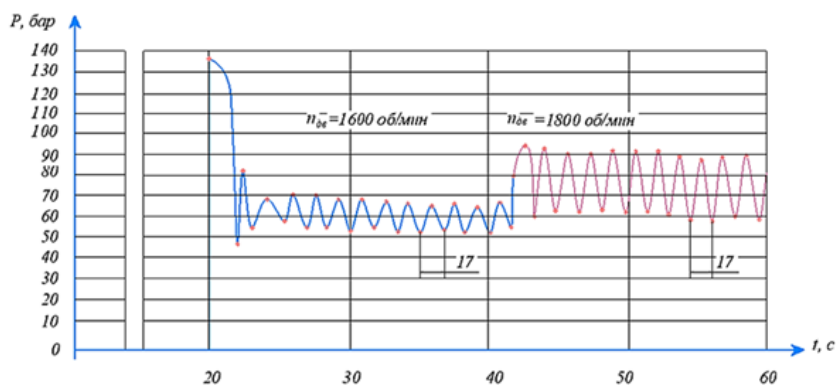


Рис. 3. Осциллограмма изменения давления в напорной магистрали гидромотора щеточного рабочего органа с лопастями комбинированного типа

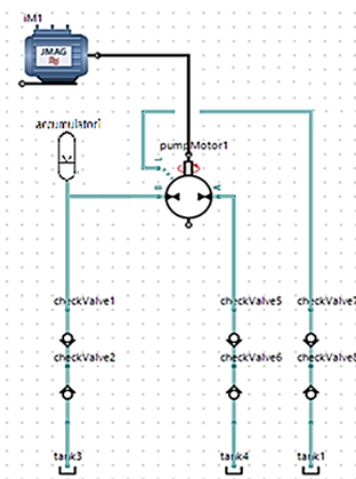


Рис. 4. Схема нагружения гидромотора щеточного рабочего органа

рабочей частотой колебаний давления в гидросистеме. При этом основную роль играет масса жидкости в горловине гидропневмоаккумулятора [10, 11], что объясняется относительно малой величиной проходного сечения горловины по сравнению с поперечным сечением основной рабочей камеры гидропневмоаккумулятора.

Частота свободных колебаний гидропневмоаккумулятора составляет

$$f_a = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_a}{m_a}}, \quad (1)$$

где m_a – приведенная масса жидкости, перемещающаяся вдоль горловины.

Масса m_a рассчитывается по зависимостям

$$m_a = m_r + m_{np},$$

$$m_r = \rho F_r l_r,$$

$$m_{np} = K_\phi \rho F_r r_r,$$

m_r – масса жидкости в горловине гидропневмоаккумулятора; m_{np} – присоединённая масса рабочей жидкости; F_r – площадь сечения горловины; l_r – длина горловины; r_r – радиус горловины; ρ – плотность рабочей жидкости; K_ϕ – коэффициент, учитывающий виртуальную длину горловины гидропневмоаккумулятора с учетом присоединенной массы рабочей жидкости.

Данный эффект возникает при любом неравномерном движении и является реакцией на перемещение рабочей жидкости в горловине гидропневмоаккумулятора. В соответствии с рекомендациями [10, 11] можно принять $K_\phi = 1,7$.

В инженерных расчетах можно считать, что приведенная масса жидкости m_a перемещается вдоль горловины, а газ играет роль пружины с эквивалентной жесткостью C_a [10, 11]:

$$C_a = \frac{\lambda_1 P_0}{V_0} \left(\frac{P_a}{P_0} \right)^{1 + \frac{1}{\lambda_1}} F_r^2, \quad (2)$$

где λ_1 – показатель политропы.

Показатель политропы

$$\lambda_1 = \frac{C_p}{C_g},$$

где C_p, C_g – теплоёмкости газа при постоянном давлении и постоянном объеме; P_0, V_0 – давление начальной зарядки газа и объем,

занимаемый газом при этом давлении; P_a , V_a – давление газа и объем, занимаемый газом при этом давлении в процессе реагирования на колебания.

Соотношение, характеризующее изменение давления в гидропневмоаккумуляторе при постоянной массе газа в рабочей камере, имеет вид:

$$P_0 V_0 = P_a V_a^{\lambda_1}. \quad (3)$$

Частота свободных колебаний гидропневмоаккумулятора в этом случае определяется согласно [10, 11] следующим образом:

$$f_a = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\lambda_1 F_r P_a^{1+\frac{1}{\lambda_1}}}{V_0 \rho (l_r + 1,7r_r) P_0^{\frac{1}{\lambda_1}}}}. \quad (4)$$

Используя полученное выражение, можно подбирать рациональные параметры гидропневмоаккумуляторов с целью эффектив-

ного демпфирования колебаний давления рабочей жидкости в гидросистеме привода щеточного рабочего органа путевых машин легкого типа.

Из конструктивных соображений (исходя из возможности размещения на машине) для моделирования был выбран гидропневмоаккумулятор серии НТР с рабочим давлением 210 бар и номинальным объемом рабочей камеры 50 л.

После подстановки выбранного гидропневмоаккумулятора в гидросистему при моделировании в программе SimulationX 3.9 Hydraulics был получен график, представленный на рис. 5. Как видно из графика, в отличие от рис. 3 колебания давления в напорной магистрали гидромотора имеют затухающий характер.

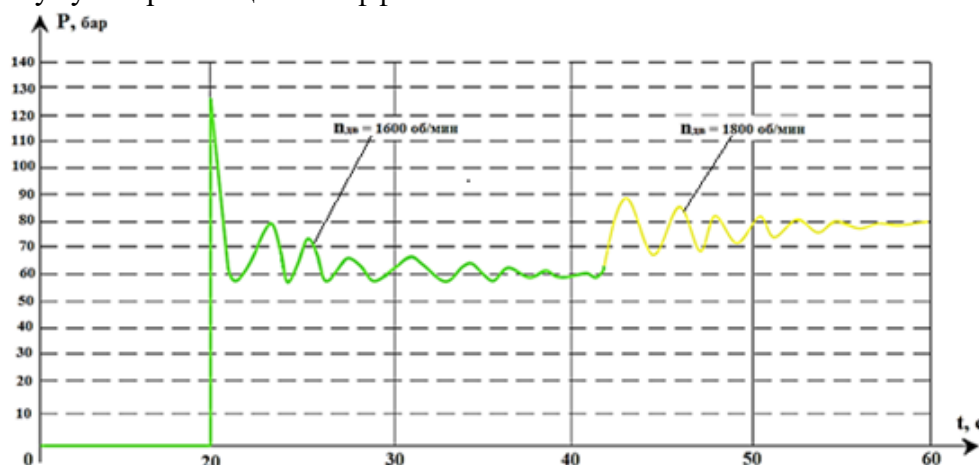


Рис. 5. Оциллограмма изменения давления в напорной линии привода щеточного подборщика после установки гидропневмоаккумулятора

При этом коэффициент колебаний давления в напорной линии привода щеточного подборщика $K_{\Delta P}$ крайне незначителен и практически им можно пренебречь. Как следует из графика (рис. 3), стабилизация уровня давления происходит примерно в течение 20 с, что является вполне удовлетворительным результатом.

3. Заключение

Применение объемного гидропривода в механизмах путевых машин легкого типа, в частности, для привода щеточных подборщиков позволяет удачно решить ряд во-

просов, связанных с конструированием и эксплуатацией машины. Однако как показывают экспериментальные исследования применение гидрообъемной трансмиссии не позволяет получить рабочие режимы, благоприятные для работы механизма вращения с нагрузкой, изменяющейся в широком диапазоне. При определенных режимах нагружения и параметрах вращательного механизма в гидросистемах возникают значительные колебания давления рабочей жидкости, что отрицательно влияет на надёжность и долговечность гидроагрегатов, а также на экономическую эффективность.

Для устранения данного обстоятельства рекомендуется применение гидропневмоаккумуляторов, подключенных к напорной линии гидромотора. При этом, как показывает компьютерное моделирование, коэффициент колебания давления снижается до

пренебрежимо малых величин. Таким образом, применение гидропневмоаккумулятора позволяет увеличить срок службы гидроагрегатов, в первую очередь, как насоса, так и гидромотора за счет сглаживания и стабилизации давления в напорной магистрали.

Список литературы

1. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 424 с.
2. Гринчар Н.Г., Зайцева Н.А. Основы гидропривода машин: Ч. 1. М: ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2016. 442 с.
3. Гринчар Н.Г., Быков А.Ю., Капустин Н.И. Современные и перспективные машины легкого типа для очистки рельсошпальной решетки // Путь и путевое хозяйство. 2019. № 9. С. 18-21.
4. Гринчар Н.Г., Быков А.Ю., Чалова М.Ю. Натурные испытания щеточного рабочего органа с комбинированном типом лопастей // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. № 2. С. 230-236.
5. Гринчар Н.Г. Надежность гидроприводов строительных, путевых и подъемно-транспортных машин. М.: ООО «Издательский дом «Автограф», 2016. 368 с.
6. Сырицин Т.А. Эксплуатация и надежность гидро-и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1990. 248 с.
7. Быков, А.Ю. Специальная техника Железнодорожных войск // Грузовик: транспортный комплекс, спецтехника. 2016. Вып. 8. С. 15-21.
8. Джомартов А.А. Использование программы SimulationX для виртуального моделирования сложных мехатронных систем // Вестник Кыргызского государственного университета строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Исанова. 2012. № 2. С. 112-120.
9. Патент на полезную модель 189746. Рабочий орган универсальных путевых машин легкого типа. Быков А.Ю., Гринчар Н.Г. Заявл. 02.10.2018, опубл. 31.05.2019.
10. Ковальский В.Ф. Пути стабилизации

References

1. Bashta T. M. Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 424 p. (In Russian).
2. Grinchar N.G., Zaitseva N.A. Osnovy gidroprivoda mashin. Ch. 1. Moscow, FGBOU "Educational and Methodological Center for Education in the railway transport", 2016. 442 p. (In Russian).
3. Grinchar N.G., Bykov A.Yu., Kapustin N.I. Modern and perspective light-type machines for cleaning the rail-spar grid. *Put i putevoe khozyaystvo*, 2019, No. 9, pp. 18-21. (In Russian).
4. Grinchar N.G., Bykov A.Yu., Chalova M.Yu. Full-scale tests of a brush working organ with a combined type of blades. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2/ pp. 230-236. (In Russian).
5. Grinchar N.G. Reliability of hydraulic drives of construction, track and lifting and transport machines. Moscow, LLC "Publishing House "Autograph", 2016. 368 p. (In Russian).
6. Syritsin T.A. Operation and reliability of hydraulic and pneumatic actuators. Moscow, Mashinostroenie, 1990. 248 p. (In Russian).
7. Bykov A.Yu. Special equipment of Railway troops. *Gruzovik: transportnyy kompleks, spetstekhnika*, 2016, Is.8, pp. 15-21. (In Russian).
8. Dzhomartov A.A. Using the SimulationX program for virtual modeling of complex mechatronic systems. *Bulletin of the Kyrgyz State University of Construction, Transport and Architecture named after N. Isanov*, 2012, No.2, pp. 112-120. (In Russian).
9. Patent RU 189746. Working body of universal light-type track tires. Bykov A.Yu., Griner N.G. Appl. 02.10.2018, publ. 31.05.2019. (In Russian).
10. Kovalsky V.F. Ways of liquid pressure stabilization in hydraulic drive of drilling ma-

давления жидкости в гидроприводе буровых машин // Труды МИИТа «Исследование надежности и параметров погрузочно-разгрузочных и строительных машин». 1977. № 559. С.54-57.

† chines. In: Proceedings of МИИТ "Research of reliability and parameters of loading and unloading and construction machines", 1977, No. 559, pp. 54-57. (In Russian).
†
†
†
†
†
†

УДК (UDC) 625.089.23

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ДОРОЖНЫХ МАШИН ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ И РАСЧЁТНЫМ ПУТЯМИ

ESTIMATION OF THE EFFICIENCY OF DETERMINING THE PERFORMANCE OF ROAD MACHINES BY EXPERIMENTAL AND DESIGN WAYS

Грушецкий С.М.
Grushetsky S.M.Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет (Санкт-Петербург, Россия)
Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering (Saint-Petersburg, Russian Federation)

Аннотация. Исследование производительности дорожных машин является актуальным научным исследованием. Это связано с тем, что производительность дорожных машин является критерием, который связывает объёмы выполняемые машинами работ и вопросы по их эксплуатации. Выполнение объёмов работ является одним из основных предназначений дорожных машин. Обеспечение работоспособного состояния дорожных машин не гарантирует выполнение необходимых объёмов работ. Для решения задачи выполнения необходимых объёмов работ в статье исследуется производительность дорожных машин. В статье рассматриваются вопросы, связанные с определением эксплуатационной производительности дорожных машин на основе двух подходов - экспериментального и расчетного. Целью представленных исследований является решение задачи определения эксплуатационной производительности дорожных машин и проведение качественной и количественной оценки двух разных подходов к решению указанной задачи.

Ключевые слова: автомобильная дорога, дорожная машина, производительность, жизненный цикл, строительство, реконструкция, ремонт, содержание.

Дата принятия к публикации: 20.05.2021
Дата публикации: 25.06.2021

Сведения об авторе:

Грушецкий Станислав Михайлович – кандидат технических наук, доцент, докторант кафедры «Наземные транспортно-технологические машины», Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет,
e-mail: grushetsky.stanislav@yandex.ru.

Abstract. The performance study of road machines was a relevant scientific study. This is due to the fact that the performance of road machines is a criterion that connects the volume of work performed by machines and the issues of their operation. The implementation of the volume of work is one of the main purposes of road vehicles. Ensuring the working condition of road vehicles does not guarantee the performance of the required amount of work. Ensuring the working condition of road vehicles does not guarantee the performance of the required amount of work. To solve the problem of performing the required amount of work, the article examines the performance of road cars. The article discusses issues related to the determination of the operational performance of road vehicles on the basis of two approaches - experimental and calculated. The aim of the presented studies is to solve the problem of determining the operational performance of road vehicles and to carry out a qualitative and quantitative assessment of two different approaches to solving this problem.

Keywords: highway, road machine, productivity, life cycle, construction, reconstruction, repair, maintenance.

Date of acceptance for publication: 20.05.2021
Date of publication: 25.06.2021

Author' information:

Stanislav M. Grushetsky - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Doctoral candidate of the Department "Land Transport and Technological Vehicles" at Saint-Petersburg State University Architecture and Civil Engineering,
e-mail: grushetsky.stanislav@yandex.ru.

1. Введение

Исследование производительности дорожных машин является одной из приоритетных задач, связанных с их эксплуатацией. От производительности дорожных машин прямым образом зависит выполнение необ-

ходимых объёмов работ. Невыполнение необходимых объёмов работ приводит к невыполнению производственного плана. Как известно, существует несколько видов производительностей: проектно-конструкторская, техническая и эксплуатационная [1]. В данной статье рассматривается задача определе-

ния эксплуатационной производительности экспериментальным путем. На практике эксплуатационную производительность, как правило, определяют по известным расчётным зависимостям [2]. Это связано прежде всего с тем, что известно значительное число исследований, которые позволяют достаточно объективно определять производительность, в том числе, и эксплуатационную дорожных машин. Большой вклад в определение производительности дорожных машин внесли такие исследователи, как Е.С. Буряк, М.Г. Горяев, С.А. Евтюков, И.А. Засов, Г.А. Копылов, М.П. Куксов, С.В. Репин, М.Ю. Чалова, П.В. Шепелина, Ю.М. Яковлев и др. На практике, как правило, отсутствуют объективные данные по значениям плановой и фактической производительностям конкретных дорожных машин. Целью данной статьи является определение эксплуатационной производительности конкретных дорожных машин расчётным путём и сравнение полученных результатов с определёнными ранее фактическими значениями эксплуатационной производительности тех же дорожных машин [1]. Это необходимо для того, чтобы оценить эффективность и объективность полученных результатов путём сравнения с аналогичными результатами, полученными другим способом.

2. Постановка задачи

Обоснуем и проанализируем задачи, которые необходимо решить. Необходимо отметить, что исследование было выполнено применительно к дорожным машинам, рассмотренным ранее в [1].

1. Необходимо проанализировать работу выбранных дорожных машин на конкретных объектах для выбора правильного пути расчёта эксплуатационной производительности. Это связано с тем, что рассматриваемые дорожные машины могут быть как циклического, так и непрерывного принципа действия [2]. Проводимое исследование опирается на работе выбранных дорожных машин на конкретных дорожных объектах, что требует учёта конкретных обстоятельств, которые влияют на работу дорожных машин.

2. Обосновать известные расчётные зависимости эксплуатационной производительности, наилучшим образом отражающие работу выбранных дорожных машин [3]. Это связано с тем, что в известных работах [2] производительность машин для строительства, реконструкции, ремонта и содержания автомобильных дорог выражается, как правило, в объёмных эквивалентах - в $\text{м}^3/\text{ч}$. Для условий реального производства для некоторых дорожных машин важнее оценивать их производительность, приведённую к единице обрабатываемой площади, т.е. в $\text{м}^2/\text{ч}$. Поэтому возникает необходимость в коррекции отдельных зависимостей для её применения к конкретным условиям производства.

3. Определить по выбранным расчётным зависимостям среднюю часовую эксплуатационную производительность за одни сутки в течение одного года для выбранных дорожных машин в рассматриваемый период [1].

4. Проанализировать полученные расчётные значения средней часовой эксплуатационной производительности за одни сутки в рассматриваемый период для выбранных дорожных машин и сравнить их с полученными ранее в результате эксперимента аналогичными значениями средней часовой эксплуатационной фактической производительности.

5. Дать оценку эффективности каждого способа определения эксплуатационной производительности выбранных дорожных машин с помощью коэффициента сходимости [1].

3. Разработанные модели, методы

Анализ работы исследованных в [1] дорожных машин на конкретных объектах показал, что экскаваторы-погрузчики, экскаваторы бульдозеры, автогрейдеры, автокраны, автовышки работали по циклическому принципу действия. Остальные исследованные дорожные машины - дорожные фрезы, асфальтоукладчики, катки, коммунальные дорожные машины, маркировочные машины - работали по непрерывному принципу действия. Некоторые из перечисленных дорожных машин могут работать как по циклическому принципу действия, так и по непрерывному принципу действия. Например, автогрейдер -

машина, которая является многофункциональной и эффективной на всех этапах дорожного строительства. Если рассматривать работу автогрейдера на нулевых циклах, то он больше используется как бульдозер, т.е. как машина циклического действия. Если рассматривать работу автогрейдера на других этапах, когда осуществляется профилирование основания или откосов дороги, то он больше работает как дорожная машина непрерывного действия. При этом возможны переходные режимы [3]. Практика показала, что независимо от того по какому принципу работает дорожная машина, её техническая производительность не может превышать значения, определённого для конкретных условий эксплуатации. Это объясняется техническими характеристиками конкретной дорожной машины, одинаковыми условиями работы (разрыхлением грунта и т.д.). Это означает, что при работе дорожной машины на разных объектах техническая производительность может отличаться [4]. При проведении эксперимента дорожные машины выбирались исходя из того, что они работали на одних объектах с максимальной загрузкой. Например, автогрейдер марки ДЗ-122, являющийся одним из наиболее распространённых автогрейдеров отечественного производства при строительстве, реконструкции, ремонте и содержании автомобильных дорог, больше времени работал по циклическому принципу действия. Это объясняется быстрым образованием призмы волочения грунта максимального объёма впереди отвала машины [5]. Особый интерес представляла работа экскаваторов-погрузчиков второй размерной группы марки JCB 3СХ. Высокая маневренность, относительно небольшая масса, компактные габариты, хорошие геометрические параметры и универсальность рабочих органов обеспечивает высокую эффективность работы данных машин на объектах. Данные машины являются одними из самых востребованных на всех этапах строительства, реконструкции, ремонте и содержании автомобильных дорог. Наблюдение в течение года за работой трёх экскаваторов-погрузчиков данной марки трёх возрастных групп показали высокую эксплуатационную

производительность данных дорожных машин при их работе как в режиме погрузчика, так и в режиме экскаватора. При максимальной загрузке и квалифицированном управлении такие машины могут заменить в некоторых случаях бульдозер, автогрейдер или экскаватор средней размерной группы [6].

При проведении эксперимента внимание было обращено на сезонные изменения в работе дорожных машин. Эксперимент проводился в течение одного года - с ноября 2019 г. до ноября 2020 г. [1]. Было отмечено два периода, которые отличались по погодным условиям:

- зимний период с ноября 2019 г. до мая 2020 г.;

- летний период с мая 2020 г. до ноября 2020 г.

Работы на рассматриваемых дорожных объектах велись в течение всего рассматриваемого периода. Машины для землеройных и земляных работ (шесть экскаваторов-погрузчиков, три экскаватора, три бульдозера, три грейдера), грузоподъёмные машины (три автокрана и три автовышки), три грунтовых и шесть комбинированных катков, машины для содержания автомобильных дорог (девять коммунальных дорожных машин) работали на объектах в течение всего рассматриваемого периода. Машины асфальтовой группы (девять дорожных фрез, девять асфальтоукладчиков, девять автогудронаторов) в период с 16 ноября 2019 г. до 16 апреля 2020 г. не работали ввиду сезонных изменений. По той же причине выбранные маркировочные машины для нанесения дорожной разметки (девять машин) не работали в период с ноября 2019 г. до мая 2020 г. [1]. В зимний период эксплуатации выбранных дорожных машин осуществлялись работы по разработке, устройству и планированию оснований автомобильных дорог, а также монтажно-демонтажные работы по дорожному обустройству. В летний период эксплуатации выбранных дорожных машин, кроме указанных работ, велась работа машин асфальтовой группы и маркировочных машин.

Следует обратить внимание на использование единиц измерения производительности дорожных машин разных функциональ-

ных групп. Вследствие того, что работа дорожных машин рассматривается в плоскости производственной эксплуатации, можно встретить разные подходы к определению единиц измерения их производительности. Например, если рассматривать работу дорожных машин асфальтовой группы (дорожных фрез, асфальтоукладчиков, автогудронаторов), то в технической литературе можно найти информацию по их производительности, причем единицы измерения приводятся, как правило, в м³/ч. Такой общий подход обусловлен отсутствием привязки дорожной машины к конкретному дорожному объекту. Это не устраивает производителей и специалистов при планировании и при мониторинге работ дорожных машин на объектах. По их мнению, поскольку главным предназначением дорожной машины является выполнение поставленных объёмов, то учитывать надо не саму дорожную машину, а вид выполняемых работ по строительству, реконструкции, ремонту и содержанию автомобильных дорог. Каждая дорожная машина должна быть привязана к конкретному дорожному объекту, а не наоборот [7]. Для машин асфальтовой группы производительность выражается не в м³/ч, а в м²/ч, так как учёт и отчёт по проделанной работе ведётся исключительно исходя из площади дорожного полотна, а не из объёма укладываемого материала. Толщина срезаемого и укладываемого слоя асфальта задаётся перед выполнением работ и контролируется после выполнения работ. Необходимая толщина срезаемого и укладываемого слоя асфальта обеспечивается при работе дорожной машины специальной автоматизированной следящей системой. Такой системой были оборудованы все дорожные машины, участвующая в эксперименте.

Поскольку в эксперименте участвовало семьдесят восемь дорожных машин, то из-за ограничения объёма статьи невозможно представить все расчётные зависимости определения эксплуатационной производительности всех выбранных дорожных машин. Ниже показаны зависимости определения значений часовой эксплуатационной расчётной производительности за рассмат-

риваемый период только для девяти выбранных дорожных машин [1]. Указанные дорожные машины входят в общее число дорожных машин, участвующих в эксперименте, и соответствуют всем условиям эксперимента. Все девять выбранных машин являются одними из наиболее востребованных на всех этапах строительства, реконструкции, ремонта и содержания автомобильных дорог. В их число входят:

- три экскаватора-погрузчика марки JCB 3CX;
- три асфальтоукладчика марки Volvo ABG P6820C;
- три коммунальные дорожные машины для содержания автомобильных дорог на шасси автомобиля КамАЗ-65115.

Все указанные дорожные машины одной марки были трёх возрастных групп - до пяти лет, от пяти до десяти лет и от десяти лет и старше. С учётом вышеизложенных особенностей работы дорожных машин и поставленных выше задач для участвующих в эксперименте машин были использованы следующие зависимости, позволяющие определить значения часовой эксплуатационной расчётной производительности $\Pi_{\text{Эп}}$:

- экскаваторы-погрузчики, экскаваторы

$$\Pi_{\text{Эп}} = \frac{3600 \cdot q \cdot k_n \cdot k_c \cdot k_b}{T_{\text{ц}} \cdot k_p}, [\text{м}^3 / \text{ч}], \quad (1)$$

где q – вместимость ковша, м³; k_n – коэффициент наполнения ковша ($k_n = 0,8 \dots 1,2$); k_c – коэффициент совмещения операций ($k_c = 1,0 \dots 1,2$); k_b – коэффициент использования рабочего времени ($k_b = (0,75 \dots 0,80)$); k_p – коэффициент разрыхления материала ($k_p = (1,1 \dots 1,3)$); $T_{\text{ц}}$ – время цикла, с;

- грейдеры, бульдозеры

$$\Pi_{\text{Эп}} = \frac{3600 \cdot V_r \cdot k_{\text{II}} \cdot k_e}{T_{\text{ц}} \cdot k_p}, [\text{м}^3 / \text{ч}], \quad (2.1)$$

$$T_{\text{ц}} = \frac{l_p}{V_p} + \frac{l_{\text{II}}}{V_{\text{II}}} + \frac{l_0}{V_0} + t + t_{\text{II}} + t_0, \quad (2.2)$$

$$k_{\text{II}} = 1 - (0,003 \dots 0,006)l_{\text{II}}, \quad (2.3)$$

$$V_r = \frac{L \cdot H^2}{2} \cdot k_{\text{np}}, \quad (2.4)$$

где $V_{\text{Г}}$ – объём грунта перед отвалом в призмае волочения, перемещаемый грейдером,

бульдозером за один цикл, m^3 ; $k_{П}$ – коэффициент потери грунта, зависящий от расстояния перемещения, м; $k_{в}$ – коэффициент использования рабочего времени ($k_{в} = 0,85 \dots 0,90$); $l_p, l_{п}, l_o$ – длина пути резания, перемещения и обратного хода, м; $t, t_{п}, t_o$ – продолжительность одного поворота, переключения передач и опустошения отвала, с; $V_p, V_{п}, V_o$ – скорость движения при резании, перемещении и обратном ходе, м/с; L – длина отвала, м; H – высота отвала, м; $k_{пр}$ – коэффициент пропорциональности ($k_{пр} = 1,3 \dots 1,2$ для связных и $k_{пр} = 0,9 \dots 0,7$ для несвязных грунтов);

- автокраны/автовышки

$$\Pi_{Э_p} = Q \cdot m \cdot k_r \cdot k_{в}, [m / ч], \quad (3)$$

где Q – грузоподъемность, т; m – число циклов совершаемых за 1 ч; k_r – коэффициент использования по грузоподъемности; $k_{в}$ – коэффициент использования рабочего времени ($k_{в} = 0,75 \dots 0,85$);

- дорожные фрезы

$$\Pi_{Э_p} = 60 \cdot H_{ф} \cdot V_{ф} \cdot k_{в}, [M^2 / ч], \quad (4)$$

где $H_{ф}$ – машинальная ширина фрезерования, м; $V_{ф}$ – скорость фрезерования, м/мин; $k_{в}$ – коэффициент использования рабочего времени ($k_{в} = 0,75 \dots 0,85$);

- асфальтоукладчики

$$\Pi_{Э_p} = V_r \cdot b_{min} \cdot k_{зy} \cdot k_{сл} \cdot k_{в}, [M^2 / ч], \quad (5)$$

где V_r – рабочая скорость укладки смеси, м/ч; b_{min} – минимальная ширина полосы укладки; $k_{зy}$ – коэффициент запаса на уплотнение ($k_{зy} = 1,25$); $k_{сл}$ – коэффициент, учитывающий толщину укладки слоя ($k_{сл} = 0,7$); $k_{в}$ – коэффициент использования рабочего времени ($k_{в} = 0,75$);

- автогудронаторы

$$\Pi_{Э_p} = b_{ш} \cdot k_{в} \cdot V_{раб}, [M^2 / ч], \quad (6)$$

где $b_{ш}$ – рабочая ширина обрабатываемого участка, м; $V_{раб}$ – рабочая скорость движения, м/ч; $k_{в}$ – коэффициент использования рабочего времени ($k_{в} = 0,75 \dots 0,85$);

- дорожные катки (комбинированные, грунтовые)

$$\Pi_{Э_p} = \frac{L \cdot (B - A) \cdot k_{в}}{\left(\frac{L}{V} + t\right) \cdot n}, [M^2 / ч], \quad (7)$$

где L – длина захвата, м; B – ширина вальца, м; A – величина перекрытия слоев ($A = 0,2$

м); $k_{в}$ – коэффициент использования рабочего времени ($k_{в} = 0,8$); V – скорость движения катка, м/ч; t – время маневрирования ($t = 0,02$ с); n – число проходов катка по одному следу, необходимое для уплотнения;

- коммунальные дорожные машины для содержания автомобильных дорог

$$\Pi_{Э_p} = 3600 \cdot b_{ш} \cdot V_{раб} \cdot k_{в}, [M^2 / ч], \quad (8)$$

где $b_{ш}$ – ширина полосы дороги, обрабатываемой за один проход, м; $k_{в}$ – коэффициент использования рабочего времени ($k_{в} = 0,75 \dots 0,85$);

- машины для нанесения горизонтальной дорожной разметки

$$\Pi_{Э_p} = 1000 \cdot V_{раб} \cdot k_{в} \cdot k_{мz}, [M / ч], \quad (9)$$

где $k_{в}$ – коэффициент использования рабочего времени ($k_{в} = 0,75$); $k_{мz}$ – коэффициент технической готовности ($k_{мz} = 0,75$).

Анализируя представленные зависимости видно, что эксплуатационная расчётная производительность для экскаваторов-погрузчиков марки JCB 3 CX определяется как для машин циклического действия, для асфальтоукладчиков марки Volvo ABG P682OC и коммунальных дорожных машин для содержания автомобильных дорог на шасси автомобиля КамАЗ-65115 - как для машин непрерывного действия. В каждой из трёх зависимостей имеются параметры, которые могут значительно меняться в процессе работы дорожных машин и влиять на конечный результат расчёта. Данное обстоятельство следует учитывать отдельно для каждого функционального типа рассматриваемых дорожных машин [8].

Для экскаваторов-погрузчиков марки JCB 3CX такими параметрами являются вместимость ковша q и время цикла $T_{ц}$. Другие параметры в расчётной зависимости в течение длительного периода времени меняются редко. Как правило, перед расчётом из технических характеристик машины выбирают вместимость ковша и данное значение используют в расчёте. Время цикла обычно определяется опытным путём, проведя несколько замеров и выбрав среднее значение. В нормативных источниках значения такого параметра как время цикла для конкретной дорожной машины отсутствуют. В реальной

ситуации при работе экскаваторов-погрузчиков как наполнение ковшей, так и время каждого цикла может меняться значительно, так как зависит от множества случайных факторов [6]. При проведении эксперимента было принято нормативное значение вместимости ковшей для экскаваторов-погрузчиков марки JCB 3CX: для фронтального ковша $q_{\text{ф}} = 1 \text{ м}^3$, для ковша экскаватора $q_{\text{э}} = 0,4 \text{ м}^3$. Данный выбор можно обосновать тем, что в условиях эксперимента было трудно объективно измерить объём грунта, обрабатываемого дорожной машиной за один цикл. Кроме того, все машины, включая экскаваторы-погрузчики работали в режиме максимальной загрузки. Грунты и строительные материалы, такие как щебень и песок, имели достаточное разрыхление и подвижность для того, чтобы была возможность заполнять ковши максимально при работе машины. Поэтому если рассматривать работу конкретных экскаваторов-погрузчиков нормативные значения вместимости ковшей могут быть в данном случае приняты для расчёта эксплуатационной производительности [9]. По определению времени цикла для выбранных экскаваторов-погрузчиков марки JCB 3CX были проведены от пяти до восьми замеров в течение одной смены в рассматриваемый период и за сутки определялось среднее значение, которое и использовалось в расчётной зависимости.

Для асфальтоукладчиков марки Volvo ABG P682 OC и коммунальных машин для содержания дорог марки КамАЗ-65115 параметрами, которые могут значительно меняться в процессе работы дорожных машин, являются: для асфальтоукладчиков – рабочая скорость укладки смеси ($V_p = 100 \text{ м/ч}$), для коммунальных машин для содержания дорог – рабочая скорость движения машины (35...40 км/ч). Данные параметры определялись опытным путём, исходя из работы дорожной машины на конкретных объектах. Количественные значения параметров соответствуют нормативным документам: отраслевым дорожным методикам (ОДМ), ГОСТ и др.

4. Результаты и их анализ

Для исследуемых дорожных машин был выполнен расчёт средних значений часовой эксплуатационной производительности за одни сутки в течение рассматриваемого периода. В табл. 1 приведены полученные значения средней часовой фактической $P_{\text{эф}}$ и расчётной $P_{\text{эр}}$ эксплуатационной производительностей за сутки в течение одного месяца (июль 2020 г.), техническая $P_{\text{т}}$ и плановая эксплуатационная $P_{\text{эп}}$ производительности. Выбор месяца был связан с загрузкой выбранных дорожных машин на конкретных объектах в рассматриваемый период.

По полученным экспериментальным значениям были построены графические зависимости (рис. 1 – 3). На них показаны изменения средних значений часовой эксплуатационной расчётной производительности за сутки в течение одного месяца. Сплошными линиями изображено изменение средних значений часовой эксплуатационной фактической производительности, полученных ранее при проведении эксперимента [1] для машин трёх возрастных групп. Техническая производительность выбранных машин обозначена на графиках сплошной линией коричневого цвета.

Определение эксплуатационной производительности дорожных машин по известным расчётным зависимостям является достаточно распространённым решением данного вопроса из-за простого способа применения, не требующего больших временных затрат и высокой квалификации исполнителя. Недостатком данного решения является высокая вероятность расхождения полученных расчётных значений и фактических значений эксплуатационной производительности [11].

Анализ плановых и фактических объёмов работ позволяет непосредственно оценить плановые и фактические значения эксплуатационной производительности в течение разных периодов времени, что значительно повышает точность определяемых значений. Точность обеспечивается тем, что производительность определяется путём интегрирования плановых и фактических объёмов работ [12]. Это позволяет решить пять последовательных задач, рассмотренных в [1]. В их число входят следующие задачи:

Таблица 1

Средние значения часовой эксплуатационной расчётной производительности выбранных девяти дорожных машин за первые семь дней июля 2020 г.

Число месяца	П _Т	П _{ЭП} до 5 лет	П _{ЭФ} до 5 лет	П _{ЭР} до 5 лет	П _{ЭП} от 5 до 10 лет	П _{ЭФ} от 5 до 10 лет	П _{ЭР} от 5 до 10 лет	П _{ЭП} 10 лет и старше	П _{ЭФ} 10 лет и старше	П _{ЭР} 10 лет и старше
JCB 3CX, м ³ /ч										
1	23,5	13,99	15,38	14,80	14,46	16,81	15,84	8,25	0,00	14,36
2	23,5	11,97	14,25	14,80	17,52	17,88	15,84	9,35	11,00	14,36
3	23,5	14,45	17,63	14,80	18,36	20,63	15,84	17,61	19,56	14,36
4	23,5	12,40	15,13	15,54	17,49	19,88	13,47	8,01	7,63	14,65
5	23,5	18,34	21,08	15,54	12,15	14,13	13,47	9,98	11,88	14,65
6	23,5	17,81	20,96	15,54	16,00	19,75	13,47	12,04	13,38	14,65
7	23,5	16,74	20,67	13,32	12,42	11,94	13,62	13,85	15,92	16,28
Volvo ABG P682OC, м ² /ч										
1	250	121,58	141,38	148,50	205,13	227,92	178,20	52,62	59,13	165,00
2	250	91,64	111,75	148,50	119,27	140,31	178,20	87,44	100,50	176,55
3	250	158,96	148,56	148,50	139,07	165,56	178,20	160,58	188,92	176,55
4	250	186,78	217,19	153,45	103,66	142,00	169,95	145,72	169,44	176,55
5	250	169,70	223,29	153,45	162,44	193,38	169,95	153,30	174,21	173,25
6	250	161,03	209,13	153,45	178,93	210,50	169,95	102,20	127,75	173,25
7	250	147,19	179,50	181,50	141,21	174,33	173,25	159,77	197,25	173,25
КамАЗ-65115, м ² /ч										
1	90	41,89	59,00	64,54	58,89	66,17	74,58	42,82	50,38	76,01
2	90	74,28	81,63	64,54	31,32	43,50	72,43	41,19	49,63	76,01
3	90	65,85	81,29	64,54	39,06	36,50	72,43	47,72	56,81	69,56
4	90	38,64	46,00	64,54	57,59	65,44	72,43	50,47	60,08	69,56
5	90	51,01	57,31	64,54	52,05	70,33	73,15	37,67	53,06	69,56
6	90	56,85	73,83	64,54	18,05	21,75	73,15	60,40	77,44	74,58
7	90	53,42	52,38	73,86	73,56	89,71	73,15	58,81	58,81	74,58

Июль 2020, группа 1

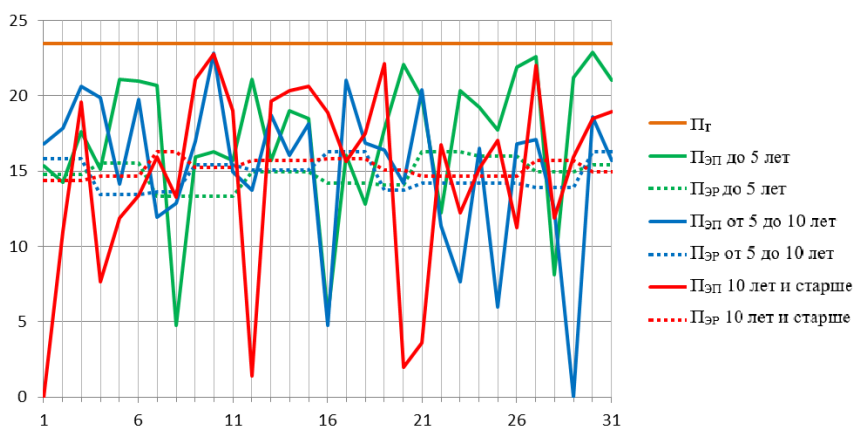


Рис. 1. График изменения средних значений часовой эксплуатационной расчётной и фактической производительностей трёх экскаваторов-погрузчиков марки JCB 3CX по дням в течение июля 2020 г.

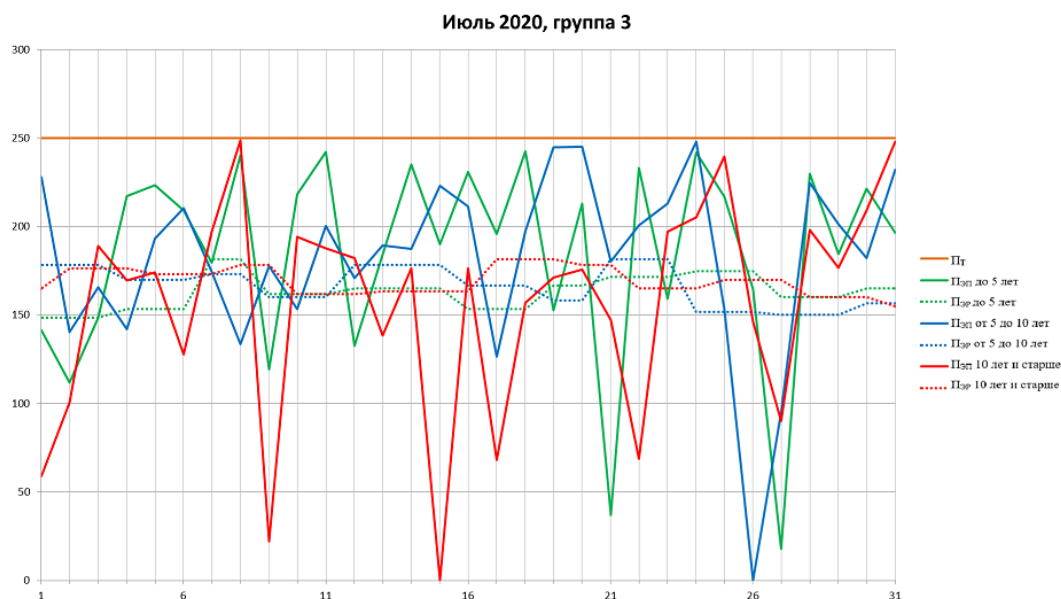


Рис.2. График изменения средних значений часовой эксплуатационной расчётной и фактической производительностей трёх асфальтоукладчиков Volvo ABG P682 OC по дням в течение июля 2020 г.

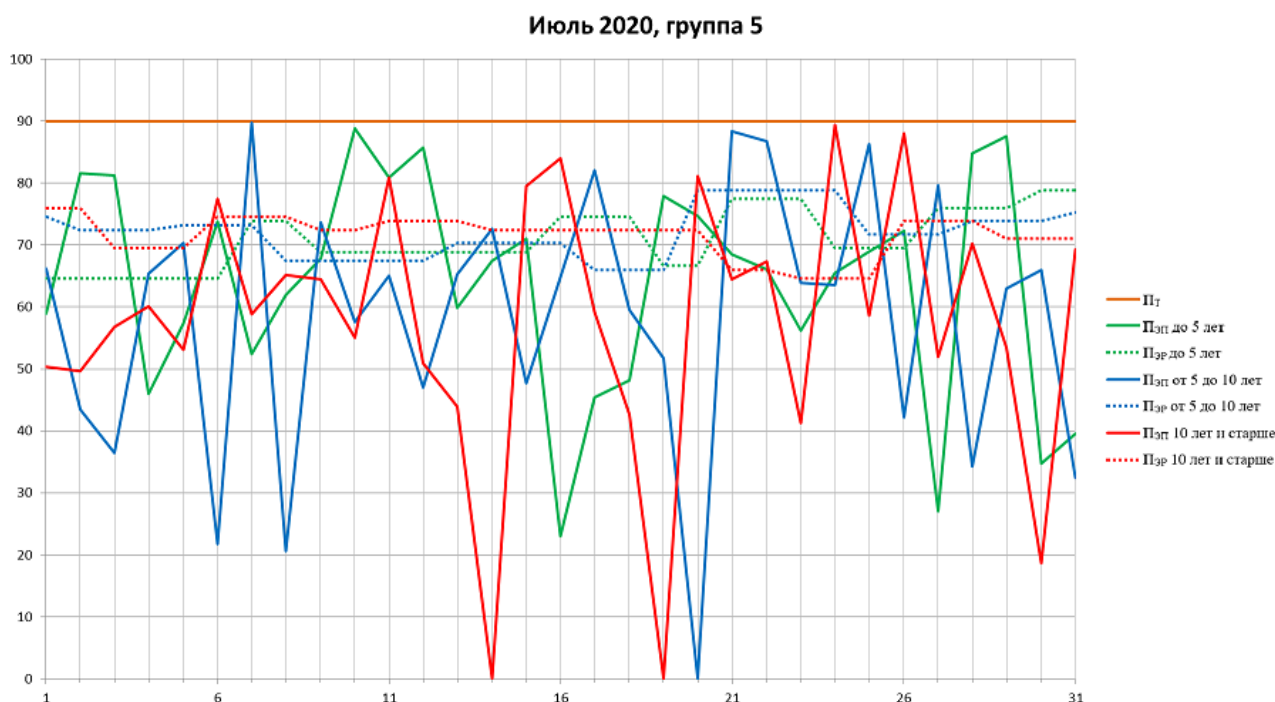


Рис.3. График изменения средних значений часовой эксплуатационной расчётной и фактической производительностей трёх коммунальных машин марки КамАЗ-65115 для содержания дорог по дням в течение июля 2020 г.

1. Оценка дорожной машины на всех этапах её жизненного цикла.

2. Определение места и участков выполнения или невыполнения производственного плана каждой исследуемой дорожной машины посуточно в рассматриваемый период.

3. Выявление причин снижения эксплуа-

тационной фактической производительности в конкретных местах.

4. Выявление и не допущение снижения эксплуатационной фактической производительности ниже планового значения.

5. Определение фактических коэффициентов технического использования $K_{т.и.}$ и

технической готовности $K_{т.г.}$ выбранных дорожных машин [13].

Основными недостатками данного подхода является необходимость больших временных затрат и информационных ресурсов, необходимость высокого уровня технической готовности персонала (исполнителей).

Для количественной оценки двух разных подходов к определению эксплуатационной производительностей производительности j -ой дорожной машины (расчетной $П_{эп_j}$ и фактической $П_{эф_j}$) за одни сутки её работы в рассматриваемый период времени удобно использовать коэффициент сходимости [14]. Он может быть определен по следующей зависимости

$$k_{cx_j} = П_{эп_j} / П_{эф_j}. \quad (10)$$

Полученные значения k_{cx_j} для девяти выбранных дорожных машин были сведены в табл. 2. Анализ полученных значений коэффициента сходимости k_{cx_j} выбранных машин за один месяц их работы позволил сделать следующие выводы.

1. Если значение коэффициента сходимости $k_{cx_j} < 1$, то значение $П_{эп}$ меньше, чем значение $П_{эф}$. Это означает, что в конкретный день работы с высокой степенью вероятности будет невыполнение плана работ конкретной дорожной машиной и перерасход топливо-эксплуатационных и строительных материалов.

2. Если значение коэффициента сходимости $k_{cx_j} > 1$, то значение $П_{эп}$ больше, чем значение $П_{эф}$. Это означает, что в конкретный день работы с высокой степенью вероятности будет перевыполнение плана работ конкретной дорожной машиной и недоиспользование строительных и топливо-эксплуатационных материалов.

3. Если значение коэффициента сходимости $k_{cx_j} = 1$, то реализуется идеальная ситуация сходимости, когда значения $П_{эп}$ и $П_{эф}$ равны. Это означает, что с высокой степенью вероятности будет иметь место выполнение плана работ, при этом перерасход или недоиспользование имеющихся производственных ресурсов будут отсутствовать или будут

незначительными [14, 15].

4. Сходимость эксплуатационных производительностей, полученных расчётным и экспериментальным путями, будет выше тогда, когда значения коэффициента сходимости k_{cx_j} будут ближе к единице. Значение k_{cx_j} может быть как больше, так и меньше 1. Однако в любом случае минимизируется разница между двумя подходами при решении одной задачи. Чем выше сходимость, тем эффективность способа определения эксплуатационной производительности расчётным путём выше и, соответственно, наоборот, чем ниже сходимость, тем эффективность способа определения эксплуатационной производительности экспериментальным путём выше [16].

5. Заключение

Проведённое исследование показало, что на практике более эффективно работает способ определения эксплуатационной производительности экспериментальным путём, т.е. определение эксплуатационной фактической производительности дорожных машин путём интегрирования объёмов плановых и фактических работ. Это позволяет более точно отражать работу дорожных машин на объектах. Определение эксплуатационной производительности по известным расчётным зависимостям, несмотря на свои недостатки, является способом, широко применяемым при планировании работ. Поэтому целесообразно способ определения эксплуатационной расчётной производительности применять при предварительных оценках объёмов работ, при выборе дорожных машин при формировании парка. При обеспечении рабочего процесса дорожных машин на конкретных объектах целесообразно применять способ определения эксплуатационной фактической производительности путём интегрирования плановых и фактических объёмов работ, так как он более точно отражает сам рабочий процесс. Современные условия позволяют осуществлять процесс мониторинга в режиме реального времени. Поэтому при грамотной организации рабочего процесса проводимые в обязательном порядке мероприятия

могут явиться необходимым и достаточным условием при выборе метода (способа) расчёта эксплуатационной производительности дорожных машин.

Таблица 2
 Значения коэффициента сходимости девяти выбранных дорожных машин за первые семь дней июля 2020 г.

Число месяца	k_{cx_j} до 5 лет	k_{cx_j} от 5 до 10 лет	k_{cx_j} 10 лет и старше
JCB 3CX			
1	0,96	0,94	0,00
2	1,04	0,89	1,31
3	0,84	0,77	0,73
4	1,03	0,68	1,92
5	0,74	0,95	1,23
6	0,74	0,68	1,10
7	0,64	1,14	1,02
Volvo ABG P682OC			
1	1,05	0,78	2,79
2	1,33	1,27	1,76
3	1,00	1,08	0,93
4	0,71	1,20	1,04
5	0,69	0,88	0,99
6	0,73	0,81	1,36
7	1,01	0,99	0,88
КамАЗ-65115			
1	1,09	1,13	1,51
2	0,79	1,67	1,53
3	0,79	1,98	1,22
4	1,40	1,11	1,16
5	1,13	1,04	1,31
6	0,87	3,36	0,96
7	1,41	0,82	1,27

Список литературы

1. Грушецкий С.М., Евтюков С.А., Репин С.В., Кузнецов А.А. Определение технической и эксплуатационной производительностей дорожных машин на основе анализа объёмов работ // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. №1. С. 38-52.

2. Грушецкий С.М., Евтюков С.А., Репин С.В., Соболев А.А. Особенности постановки научных задач при исследовании систем мониторинга дорожных машин в современных условиях // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета. 2020.

References

1. Grushetsky S.M., Evtyukov S.A., Repin S.V., Kuznecov A.A. Determination of technical and operating performance of road machines based on analysis of the scope of work. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No.1, pp. 38-52. (In Russian)

2. Grushetsky S.M., Evtyukov S.A., Repin S.V., Sobolev A.A. Features of setting scientific tasks in the study of monitoring systems for road machines in modern conditions. *Bulletin of the Moscow Automobile and Road State Technical University*, 2020, No. 4 (63), pp. 36-42. (In Russian)

№ 4 (63). С. 36-42.

3. Мерданов Ш.М., Закирзаков Г.Г., Конеv В.В., Половников Е.В., Красиков А.А. Определение показателей эксплуатационных свойств современных строительно-дорожных машин // *Фундаментальные исследования*. 2016. № 12-2. С. 312-317.

4. Грушецкий С.М., Евтюков С.А., Репин С.В., Карро Г.А. Производительность как качественный критерий оценки эффективности всех этапов системы жизненного цикла дорожных машин // *Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета*. 2020. № 4 (63). С. 36-42.

5. Чооду О.А. Развитие систем планово-предупредительного ремонта горных и транспортно-технологических машин // *Вестник Тувинского государственного университета. Технические и физико-математические науки*. 2019. № 3 (42). С. 37-49.

6. Евтюков С.А., Репин С.В., Грушецкий С.М., Карро Г.А. Формирование парка машин для строительства, реконструкции, ремонта и содержания автомобильных дорог с учетом этапов их жизненного цикла // *Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета*. 2020. № 3 (62). С. 62-68.

7. Мандровский К.П. Анализ систем мониторинга дорожно-строительных машин и концепция системы управления эффективностью // *Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета*. 2016. № 1 (44). С. 26-33.

8. Мандровский К.П. Обобщённые характеристики надёжности в системе мониторинга эффективности дорожных машин. // *Вестник Тихоокеанского государственного университета*. 2016. № 3 (42). С. 63-72.

9. Золин Р.Н., Заббаров А.Ш. Эффективное использование дорожной техники // *Транспорт: наука, техника, управление. Научный информационный сборник*. 2018. № 11. С. 69-70.

10. Доценко А.И. Комплексный мониторинг параметров дорожных машин и асфальтобетонной смеси - основа повышения

3. Merdanov Sh.M., Zakirzakov G.G., Konev V.V., Polovnikov E.V., Krasikov A.A. Determination of performance indicators of modern road construction machines. *Fundamentalnye issledovaniya*, 2016, No.12-2, pp. 312-317. (In Russian)

4. Evtyukov S.A., Repin S.V., Grushetsky S.M., Carro G.A. Formation of a park of machines for the construction, reconstruction, repair and maintenance of automobile horns taking into account the stages of their life cycle. *Vestnik Moskovskogo avtomobilno-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2020, No. 3 (62), pp. 62-68. (In Russian)

5. Choodu O.A. Development of systems of planned preventive repair of mining and transport and technological machines. *Vestnik Tuvinского gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie i phisico-mathematische nauki*, 2019, No. 3 (42), pp. 37-49. (In Russian)

6. Grushetsky S.M., Evtyukov S.A., Repin S.V., Carro G.A. Performance as a qualitative criterion for assessing the effectiveness of all stages of the life cycle system of road machines. *Vestnik Moskovskogo avtomobilno-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2020, No. 4 (63), pp. 36-42. (In Russian)

7. Mandrovsky K.P. Analysis of monitoring systems of road construction machines and concept of efficiency management system. *Vestnik Moskovskogo avtomobilno-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2016, No. 1 (44), pp. 26-33. (In Russian)

8. Mandrovsky K.P. Generalized reliability characteristics in the system for monitoring the performance of road vehicles. *Vestnik Tihookeanskogo gosudartvennogo universiteta*, 2016, No. 3 (42), pp. 63-72. (In Russian)

9. Zolin R.N., Zabbarov A.Sh. Effective use of road technology. *Transport: science, technology, management. Scientific information collection*. 2018. № 11. pp. 69-70. (In Russian)

10. Docenko A.I. Comprehensive monitoring of parameters of road machines and asphalt concrete mixture - the basis for improving the quality of road pavements. *Vestnik*

качества покрытий автомобильных дорог // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета. 2018. № 2 (53). С. 89-93.

11. Гаффарова С. Р. Современные системы мониторинга и контроля технического обслуживания подъемно-транспортных и строительно-дорожных машин. // Совершенствование автотранспортных систем и сервисных технологий: сб. научн. тр. по материалам XIV междунар. научно-техн. конф., посвящ. 95-летию д.т.н., проф., засл. деятеля науки и техники РФ Авдоськина Ф.Н. (1923-1996). 2018. С. 107-115.

12. Конеv В.В., Созонов С.В., Половников Е.В., Леочко А.Н. Анализ датчиков для исследования теплового состояния машин // Транспортные и транспортно-технологические системы: Мат. междунар. научно-техн. конф. 2015. С. 159-164.

13. Евтюков С.А., Репин С.В., Грушецкий С.М., Карро Г.А. Научные задачи исследования жизненного цикла дорожных машин в современных условиях // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2020. № 4 (74). С. 442-451.

14. Федоров С.А. Определение технической производительности и коэффициента использования машины по времени // Дальний Восток. Автомобильные дороги и безопасность движения. 2018. С. 101-103.

15. Кудяев А.Н., Косенко А.А., Бобров Д.В., Бобров В.Н. Исследование функционирования аппаратных средств мониторинга транспортных средств специального назначения // Современные наукоемкие технологии. 2016. № 4-2. С. 255-259.

16. Мандровский К.П. Возможные перспективы развития систем мониторинга дорожных машин при управлении эффективностью и техническом аудите // Механизация строительства. 2016. № 10. С. 47-55.

Moskovskogo avtomobilno-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, 2018, No. 2 (53), pp. 89-93. (In Russian)

11. Gaffarova S.R.. The modern systems of monitoring and control of technical service hoisting-and-transport and systems - telno-road cars. In: *Proceeing of XIV the Int. Conf. "Improvement of motor transportation systems and service technologies"*. 2018, pp. 107-115. (In Russian)

12. Konev V.V., Sozonov S.V., Polovnikov E.V., Leochko A.N. Analysis of sensors for the study of the thermal state of machines. In: *Proceeing of Int. Conf. "Transportnye i transportno-tekhnologicheskie sistemy"*. 2015, pp. 159-164. (In Russian)

13. Evtyukov S.A., Repin S.V., Grushetsky S.M., Carro G.A. Scientific tasks of the study of the life cycle of road machines in modern conditions. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta*, 2020, No.4 (74), pp. 442-451. (In Russian)

14. Fedorov S.A. Determination of technical productivity and time utilization of the machine. *Dalniy Vostok. Avtomobilnye dorogi i bezopastnost dvizheniya*, 2018, pp. 101-103. (In Russian)

15. Kudaev A.N., Kosenko A.A., Bobrov D.V., Bobrov V.N. Study of the functioning of hardware for monitoring special-purpose vehicles. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii*, 2016, No. 4-2, pp. 255-259. (In Russian)

16. Mandrovsky K.P. Possible prospects for the development of monitoring systems for road machines with efficiency management and technical audit. *Mekhanizatsiya stroitelstva*, 2016, No. 10, pp. 47-55. (In Russian)

УДК (UDC) 62-752.2

ПРИМЕНЕНИЕ ПАРАЛЛЕЛОГРАММНОГО МЕХАНИЗМА С ЭФФЕКТОМ
КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ В ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМАХ КРЕСЛА
ОПЕРАТОРА СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ МАШИНЫAPPLICATION OF THE PARALLELOGRAM MECHANISM WITH THE EFFECT OF
QUASI-ZERO STIFFNESS IN THE VIBRATION PROTECTION SYSTEMS OF THE
OPERATOR'S CHAIR OF A ROAD CONSTRUCTION MACHINEКорытов М.С., Щербаков 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. Для защиты от вибраций операторов строительных и дорожных машин перспективным направлением является использование пассивных виброзащитных систем на основе механизмов с квазинулевой жесткостью. Пассивные системы виброизоляции, обладая меньшей сложностью по сравнению с активными, требуют менее частого обслуживания, дешевле в изготовлении и надежнее активных. Актуальной остается проблема подбора оптимальной, наиболее надежной и простой конструкции механизма с эффектом квазинулевой жесткости. Наибольшее распространение при этом получило использование элементов, создающих отрицательную жесткость. Это требует наличия в механизме также элементов с положительной жесткостью, что усложняет конструкцию. Более перспективны конструкции механизмов, где элементы с отрицательной жесткостью не выделены в отдельную структуру. В таких механизмах, как параллелограммный, исследуемый в настоящей работе, участок с квазинулевой жесткостью может обеспечиваться всего одной пружиной растяжения, что упрощает конструкцию и снижает стоимость всей виброзащитной системы. Методом прямого аналитического вывода для представленной схемы параллелограммного механизма с одной пружиной получены аналитические выражения силы растяжения пружины, необходимой для компенсации силы тяжести кресла с оператором от высоты подъема кресла и длины пружины. В качестве примера приведены полученные по предложенной методике графические зависимости силы растяжения пружины от высоты подъема кресла и от собственной длины пружины. Установлено, что статическая силовая характеристика пружины представляет собой прямую, проходящую через начало координат. То есть нулевой силе соответствует нулевая длина пружины, что технически не осуществимо. Предложено использовать механизм, замещающий пружину растяжения, что позволит обеспечить заданную силовую характеристику.

Ключевые слова: вибрация, виброзащита, механизм параллелограммный, квазинулевая жесткость.

Abstract. For vibration protection of operators of construction and road machines, a promising direction is the use of passive vibration protection systems based on mechanisms with quasi-zero rigidity. Passive vibration isolation systems, being less complex than active ones, require less frequent maintenance, are cheaper to manufacture and more reliable than active ones. The problem of selecting the optimal, most reliable and simple design of the mechanism with the effect of quasi-zero rigidity remains urgent. In this case, the most widespread use of elements that create negative stiffness. This requires elements with positive stiffness in the mechanism, which complicates the design. More promising structures of mechanisms, where elements with negative stiffness are not separated into a separate structure. In mechanisms such as the parallelogram, studied in this work, a section with quasi-zero stiffness can be provided with just one tension spring, which simplifies the design and reduces the cost of the entire vibration protection system. By the method of direct analytical inference for the presented diagram of a parallelogram mechanism with one spring, analytical expressions are obtained for the tensile force of the spring necessary to compensate for the force of gravity of the chair with the operator on the height of the chair and the length of the spring. As an example, the graphical dependences of the spring tensile force on the chair lift and on the spring's own length are given as an example. It was found that the static force characteristic of the spring is a straight line passing through the origin. That is, the zero force corresponds to the zero spring length, which is not technically feasible. It is proposed to use a mechanism that replaces the tension spring, which will provide a given power characteristic.

Keywords: vibration, vibration protection, parallelogram mechanism, quasi-zero stiffness.

Дата принятия к публикации: 23.03.2021 † Date of acceptance for publication: 23.03.2021
Дата публикации: 25.06.2021 † Date of publication: 25.06.2021

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

Щербаков 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.

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Department “Automobiles, Construction Materials and Technologies” at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: kms142@mail.ru.
ORCID: 0000-0002-5104-7568

Vitaliy S. Sherbakov - Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department “Production Processes and Electrical Engineering” at Siberian State-Impact 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-Impact Automobile and Road University (SibADI),
e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

1. Введение

Вопросам снижения вибрационных динамических воздействий со стороны строительных и дорожных машин на их операторов, вызывающих профессиональные заболевания последних [1], посвящено множество научных работ российских [2] и зарубежных [3] ученых.

Вибрации рабочих органов, шасси и кресла с человеком-оператором строительных и дорожных машин вызывают не только ухудшение их рабочих характеристик [4], в том числе вследствие увеличения количества ошибок операторов [5], но и, в некоторых случаях, приводят даже к усталостному разрушению рабочих органов и прочих узлов машин [6].

Мощность и производительность новых моделей строительных и дорожных машин в последнее время имеют тенденцию к увеличению [7].

При этом на первый план выходят вопросы безопасности и неразрывно связанные с ними вопросы сохранения здоровья операторов [8].

Поскольку основными путями передачи вибрации от двигателя и рабочих органов строительных и дорожных машин оператору являются места соединения кабины операторо-

ра с шасси и сиденья с кабиной, особое значение приобретают системы виброизоляции кабин и сидений [9]. Виброизоляция кабин ограничена рамной конструкцией последних, поэтому виброизоляция сидений операторов в любом случае является обязательной мерой виброзащиты [10].

В случае отсутствия виброизоляции кабины в некоторых конструкциях строительных и дорожных машин виброизоляция кресла становится особенно важной [11].

Для виброизоляции кабин и кресел операторов наибольшее распространение получили пассивные (не использующие внешнюю энергию) системы виброзащиты, как наиболее простые, недорогие и надежные, не требующие постоянного технического обслуживания [12]. Хотя активные (использующие подвод внешней энергии) системы виброизоляции имеют ряд преимуществ перед пассивными [13].

Перспективным направлением совершенствования виброзащитных систем как активного, так и пассивного типов является использование в их статических силовых характеристиках участков с квазиулевой жесткостью [14]. Они позволяют наиболее эффективно защитить оператора от низкочастотных колебаний [15].

На участке квазиулевой жесткости сила, действующая на кресло оператора со стороны виброзащитного механизма кресла, является постоянной или близка к постоянному значению [16].

Актуальной и до конца не решенной остается задача поиска оптимальной, наиболее простой и надежной конструкции механизма, реализующего эффект квазиулевой жесткости. Подобные механизмы, если говорить о пассивных системах, могут иметь самую разную конструкцию, в том числе на основе кулачков [17], тарельчатых пружин [18] и др. Основным направлением остается при этом использование элементов механизма, создающих отрицательную жесткость [19].

Элементы с отрицательной жесткостью предполагают также наличие в виброзащитном механизме элементов с положительной жесткостью, что усложняет конструкцию, увеличивает в ней количество пружин или других упругих элементов. С этой точки зрения, перспективными являются виброзащитные механизмы, в которых элементы с отрицательной жесткостью не выделяются в отдельную структуру. Такие механизмы могут иметь минимальное количество пружин, в

пределе всего одну, что упрощает их конструкцию и снижает стоимость. Одним из таких механизмов является параллелограммный. Он известен достаточно давно [20], несмотря на это, его применение не утратило актуальности и сегодня.

Преимуществами данного механизма являются: возможность использования одной пружины для обеспечения эффекта квазиулевой жесткости в большом диапазоне вертикальных перемещений, и сохранение угловой ориентации виброзащищаемого объекта при перемещениях.

Целью настоящей работы является определение условий, при которых параллелограммный механизм с одной пружиной обеспечивает постоянное значение вертикально направленной силы.

2. Постановка задачи

Имеется виброзащитная система кресла человека-оператора строительной (дорожной) машины, построенная на основе параллелограммного механизма (рис. 1).

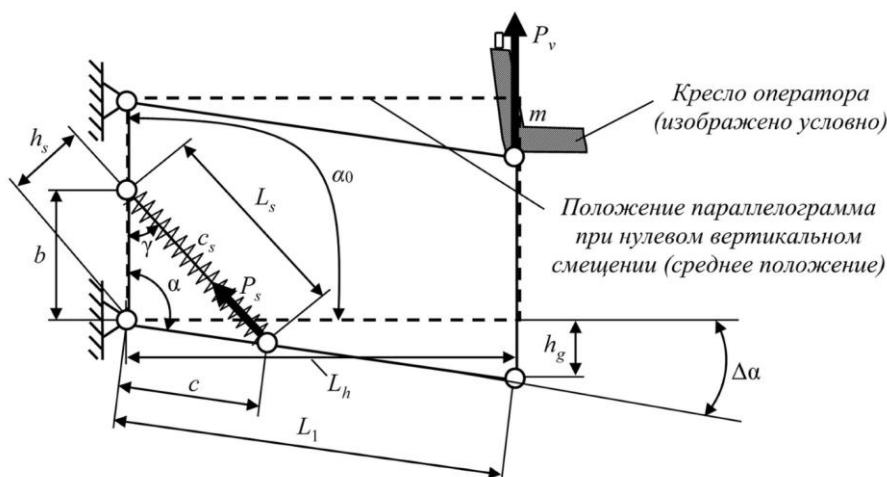


Рис. 1. Расчетная схема параллелограммного механизма виброзащитной системы кресла с пружиной растяжения

Приняты условные обозначения: h_g – высота подъема/опускания рабочей точки относительно нулевого уровня, соответствующего прямому углу параллелограммного механизма, м; L_1 – постоянная длина горизон-

тальной стороны параллелограмма, м; b, c – размеры радиусов двух точек крепления пружины относительно левой нижней точки качания механизма, м; L_s – текущая длина пружины растяжения, м; L_{s0} – равновесная

длина (в свободном состоянии) пружины растяжения, м; c_s – коэффициент жесткости пружины, Н/м; P_s – сила растяжения пружины, Н; h_s – плечо действия силы растяжения пружины относительно левой нижней точки качания механизма, м; P_v – вертикально направленная возвращающая сила, Н; m – приведенная к правой верхней точке параллелограммного механизма масса полезной нагрузки, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; $\Delta\alpha$, α , γ – углы схемы, град; $\alpha_0 = 90$ – левый нижний угол параллелограмма, соответствующий нулевому значению высота подъема/опускания рабочей точки ($h_g = 0 \text{ м}$), град.

Требуется определить силу растяжения пружины, необходимую для компенсации силы тяжести кресла с оператором, в зависимости от высоты подъема полезной нагрузки (кресла с оператором) и длины самой пружины. Таким образом, необходимо найти аналитические выражения статической характеристики пружины $P_s = f(L_s)$ и, в качестве примера, построить данную статическую характеристику пружины растяжения механизма в графическом виде для заданных числовых значений параметров системы.

3. Методика построения статической характеристики пружины растяжения параллелограммного механизма

В основу методики положен метод прямого аналитического вывода текущей длины пружины и силы ее растяжения в зависимости от высоты подъема кресла в статике при постоянной силе тяжести кресла с оператором.

Принято допущение о том, что горизонтальная координата центра масс кресла с человеком-оператором находится над правым отрезком параллелограмма, т.е. над правым верхним вращательным шарниром механизма. Кресло жестко соединено с правым отрезком (стержнем) параллелограммного механизма. Отрезок (стержень) механизма слева жестко связан с кабиной оператора.

Тогда соответствующее определенному значению высоты подъема правой части ме-

ханизма и кресла h_g изменение угла поворота параллелограммного механизма $\Delta\alpha$ будет равно:

$$\Delta\alpha = \arcsin\left(\frac{h_g}{L_1}\right). \quad (1)$$

Плечо силы тяжести точки приложения полезной нагрузки относительно левой нижней точки качания механизма:

$$L_h = \frac{h_g}{\tan(\Delta\alpha)}. \quad (2)$$

Момент силы тяжести, создаваемой полезной нагрузкой относительно левой нижней точки качания механизма:

$$M = m \cdot 9,81 \cdot L_h. \quad (3)$$

Момент силы, создаваемой пружиной, должен уравнивать M , т.е. приравнивается к последнему.

Текущее значение левого нижнего угла параллелограмма:

$$\alpha = \alpha_0 + \Delta\alpha. \quad (4)$$

Текущая длина пружины:

$$L_s = \sqrt{b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos(\alpha)}. \quad (5)$$

Верхний угол треугольника со сторонами b, c, L_s по теореме косинусов:

$$\gamma = \arccos\left(\frac{L_s^2 + b^2 - c^2}{2 \cdot L_s \cdot b}\right). \quad (6)$$

Плечо действия силы растяжения пружины относительно левой нижней точки качания механизма:

$$h_s = b \cdot \sin(\gamma). \quad (7)$$

Необходимая сила растяжения пружины:

$$P_s = \frac{M}{h_s}. \quad (8)$$

Использование зависимостей (1) - (8) в приведенной последовательности позволило получить зависимости статической силовой характеристики механизма от его вертикального перемещения, а также статической силовой характеристики пружины от собственной длины.

4. Пример использования разработанной методики

На рис. 2 в качестве примера представлены статическая силовая характеристика параллелограммного механизма и зависимость плеча силы пружины относительно линии приложения нагрузки при значениях параметров: $m=200$ кг, $b=0,2$ м, $c=0,2$ м, $L_1=0,5$ м.

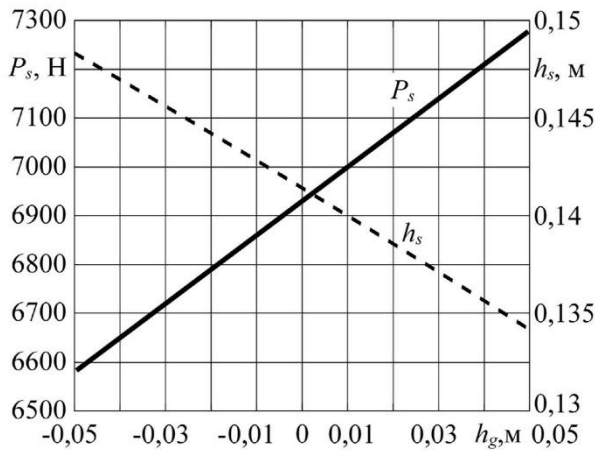


Рис. 2. Пример зависимостей силы растяжения пружины P_s и плеча силы пружины относительно линии приложения нагрузки h_s от высоты подъема полезной нагрузки (кресла с оператором) h_g

На рис. 3 приведен пример собственной статической силовой характеристики пружины параллелограммного механизма при тех же значениях параметров. Утолщенной линией выделена часть характеристики, которую необходимо использовать в пределах рассматриваемого вертикального хода механизма $h_g = [-0,05; +0,05]$ м.

Характеристика представляет собой прямую линию, продолжение которой в сторону уменьшения длины перемещения дает пересечение с горизонтальной осью координат при нулевом значении силы.

Была проведена верификация разработанной методики, которая осуществлялась в следующем порядке. На основе полученных по (5) и (8) значений L_s и P_s , однократно было определено постоянное значение коэффициента жесткости условной пружины c_s :

$$c_s = \frac{P_s}{L_s}. \quad (9)$$

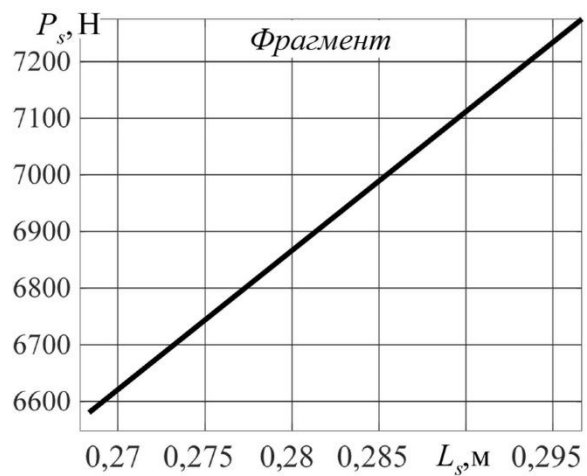
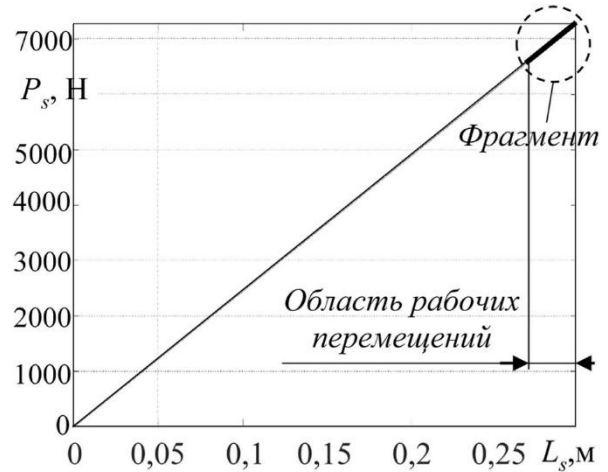


Рис. 3. Зависимость силы растяжения пружины от ее длины (пример)

Значения L_s и P_s для вычисления коэффициента жесткости по формуле (9), были получены при одном и том же постоянном значении вертикального хода механизма h_g , находящемся в рассматриваемых пределах $h_g = [-0,05; +0,05]$ м.

Далее для каждого значения h_g из диапазона определялись параметры $\Delta\alpha$ по (1), L_h - по (2), α - по (4), L_s - по (5), γ по (6), h_s - по (7). После этого на основе текущей длины определялась сила растяжения пружины

$$P_s = c_s \cdot L_s. \quad (10)$$

Далее определялся момент, создаваемый этой силой относительно левой нижней точки качания механизма:

$$M = P_s \cdot h_s. \quad (11)$$

Вычислялась вертикальная сила P_v , создаваемая механизмом:

$$P_v = \frac{M}{L_h}. \quad (12)$$

Таким образом, порядок вычислений при верификации данных, полученных с помощью зависимостей (1) - (8), был следующим: (9), (1), (2), (4), (5), (6), (7), (10), (11), (12).

Для указанных выше значений параметров эксперимента значение вертикальной силы P_v , создаваемой механизмом, для всего диапазона значений вертикального перемещения точки приложения нагрузки составило 1962 Н, что при ускорении свободного падения $9,81 \text{ м/с}^2$ с высокой точностью соответствует массе полезного груза $m = 200 \text{ кг}$.

5. Заключение

Анализ полученных зависимостей, в частности, силовой характеристики пружины относительно собственной длины (рис. 3), позволяет сделать вывод о том, что реализация данной характеристики путем прямой установки в механизм пружины растяжения с обычным зацепом невозможна. Величина максимальной деформации винтовых цилиндрических пружин растяжения составляет в большинстве случаев не более 100% от их первоначальной (равновесной) длины. При превышении максимальных допустимых значений деформации возникают необратимые пластические деформации материала пружины, т.е. пружина теряет свои рабочие свойства [21].

Таким образом, пружина с обычным зацепом в рассматриваемом параллелограммном механизме должна иметь нулевую равновесную длину L_s (когда создаваемая пружиной сила $P_s = 0$) и при этом иметь возможность увеличиваться до рабочей длины в 30 см. Условие о нулевой равновесной длине для известных конструкций пружин не может быть выполнено, т.е. подобных пружин не существует.

В этой ситуации может быть предложено, в качестве варианта, следующее решение: использование вместо пружины растяжения дополнительного механизма, который обеспе-

чил бы требуемую статическую характеристику (рис. 3). В настоящей работе конструктивные исполнения данного дополнительного механизма не рассматривались. Другим вариантом решения может быть перенос (сдвиг) одной точки закрепления пружины растяжения со стороны параллелограмма в другое место. Однако предварительные исследования показали, что в этом случае статические силовые зависимости, аналогичные приведенным в данной работе, приобретают некоторую кривизну. То есть, квазиулевая жесткость не будет обеспечиваться в полной мере. Данный вопрос требует проведения дополнительных исследований.

На рис. 4 показаны ограничители хода («отбойники»), которые также должны присутствовать в любом виброзащитном механизме. Данные ограничители могут конструктивно представлять собой обычные пружины с демпферами, связанные с креслом односторонними неударяющими связями.

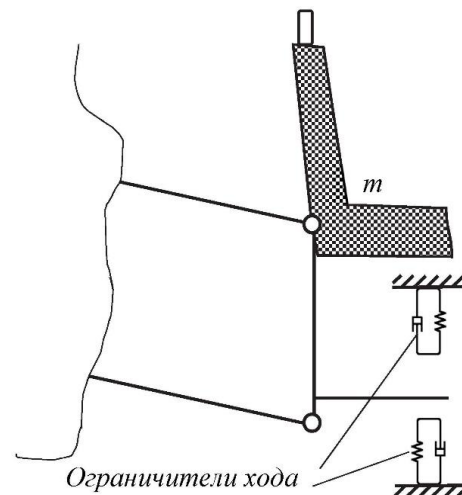


Рис. 4. Принципиальная схема установки ограничителей хода в виброзащитной системе на основе параллелограммного механизма

Использование параллелограммного механизма с заменяющим пружину дополнительным механизмом обеспечит постоянство вертикальной силы во всем заданном диапазоне вертикальных перемещений при сохранении постоянной угловой ориентации кресла, что является его достоинством. А ограничители хода позволят выполнять плавный

останов при выходе за границы заданного диапазона перемещений.

Полученные результаты могут быть интересны исследователям, занимающимся во-

просами разработки виброзащитных систем с эффектом квазиулевого жесткости, в том числе, для строительных и дорожных машин.

Список литературы

1. 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. P. 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
2. 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. P. 012125. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012125
3. Jiao X., Zhang J., Zhao H., Yan Y. Research on dynamic stiffness of the damping element in bellows-type fluid viscous damper by a simplified model // *Engineering Computations*. 2020. Vol. 38. No. 1. P. 413-441. DOI: 10.1108/EC-10-2019-0459
4. 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. P. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
5. Saransh J., Shubham S., Catalin I.P., Deepak R.U. Performance investigation of integrated model of quarter car semi-active seat suspension with human model // *Applied Sciences*. 2020. Vol. 10. No. 9. P. 3185-3203. DOI: 10.3390/app10093185
6. Bosnjak S.M., Arsic M.A., Gnjatovic N.B. et al. Failure of the bucket wheel excavator buckets // *Engineering failure analysis*. 2018. Vol. 84. P. 247-261. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2017.11.017
7. Ivanov S.L., Ivanova P.V., Kuvshinkin S.U. Weather conditions as a factor affecting the performance of modern powerful mining excavators // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1399. P. 044070. DOI: 10.1088/1742-6596/1399/4/044070
8. Poje A., Grigolato S., Potočnik I. Opera-

References

1. 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
2. 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
3. Jiao X., Zhang J., Zhao H., Yan Y. Research on dynamic stiffness of the damping element in bellows-type fluid viscous damper by a simplified model. *Engineering Computations*, 2020, Vol. 38, No. 1, pp. 413-441. DOI: 10.1108/EC-10-2019-0459
4. 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
5. Saransh J., Shubham S., Catalin I.P., Deepak R.U. Performance investigation of integrated model of quarter car semi-active seat suspension with human model. *Applied Sciences*, 2020, Vol. 10, No. 9, pp. 3185-3203. DOI: 10.3390/app10093185
6. Bosnjak S.M., Arsic M.A., Gnjatovic N.B. et al. Failure of the bucket wheel excavator buckets. *Engineering failure analysis*, 2018, Vol. 84, pp. 247-261. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2017.11.017
7. Ivanov S.L., Ivanova P.V., Kuvshinkin S.U. Weather conditions as a factor affecting the performance of modern powerful mining excavators. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019, Vol. 1399, pp. 044070. DOI: 10.1088/1742-6596/1399/4/044070
8. Poje A., Grigolato S., Potočnik I. Opera-

tor Exposure to Noise and Whole-Body Vibration in a Fully Mechanised CTL Forest Harvesting System in Karst Terrain // *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2019. Vol. 40. P. 139-250.

9. Renqiang J., Vanliem N., Vanquynh L. Ride comfort performance of hydro pneumatic isolation for soil compactors cab in low frequency region // *Journal of Vibroengineering*. 2020. Vol. 22. No. 5. P. 1174-1186. DOI: 10.21595/jve.2020.21345

10. 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. P. 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_19

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

12. Yang S., Han C., Shin C. et al. Dynamic characteristics of passive and semi-active cabin mounts for vibration control of a wheel loader // *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. 2019. Vol. 26. No. 2. P. 239-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2019.098278

13. Zhang F., Shao S., Tian Z. et al. Active-passive hybrid vibration isolation with magnetic negative stiffness isolator based on Maxwell normal stress // *Mechanical systems and signal processing*. 2019. Vol. 123. P. 244-263. DOI: 10.1016/j.ymsp.2019.01.022

14. Burian Y.A., Silkov M.V., Trifonova E.N. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment // *AIP Conference Proceedings*. 2019. Vol. 2141. No. 1. P. 030067. DOI: 10.1063/1.5122117

15. Liu Y., Xu L., Song C. et al. Dynamic characteristics of a quasi-zero stiffness vibration isolator with nonlinear stiffness and damping // *Archive of applied mechanics*. 2019. Vol. 89. No. 9. P. 1743-1759. DOI: 10.1007/s00419-019-01541-0

16. Kim J., Jeon Y., Um S. et al. A novel passive quasi-zero stiffness isolator for ultra-

tor Exposure to Noise and Whole-Body Vibration in a Fully Mechanised CTL Forest Harvesting System in Karst Terrain. *Croatian Journal of Forest Engineering*, 2019, Vol. 40, pp. 139-250.

9. Renqiang J., Vanliem N., Vanquynh L. Ride comfort performance of hydro pneumatic isolation for soil compactors cab in low frequency region. *Journal of Vibroengineering*, 2020, Vol. 22, No. 5, pp. 1174-1186. DOI: 10.21595/jve.2020.21345

10. 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

11. Korihtov, M.S., Therbakov V.S., Pochekueva I.E. Sravniteljnihiy analiz pruzhinnikh mekhanizmov vibrozatitnikh kresel dorozhno-stroiteljnikh 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)

12. Yang S., Han C., Shin C. et al. Dynamic characteristics of passive and semi-active cabin mounts for vibration control of a wheel loader. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 2019, Vol. 26, No. 2, pp. 239-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2019.098278

13. Zhang F., Shao S., Tian Z. et al. Active-passive hybrid vibration isolation with magnetic negative stiffness isolator based on Maxwell normal stress. *Mechanical systems and signal processing*, 2019, Vol. 123, pp. 244-263. DOI: 10.1016/j.ymsp.2019.01.022

14. Burian Y.A., Silkov M.V., Trifonova E.N. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment. *AIP Conference Proceedings*, 2019, Vol. 2141, No. 1, pp. 030067. DOI: 10.1063/1.5122117

15. Liu Y., Xu L., Song C. et al. Dynamic characteristics of a quasi-zero stiffness vibration isolator with nonlinear stiffness and damping. *Archive of applied mechanics*, 2019, Vol. 89, No. 9, pp. 1743-1759. DOI: 10.1007/s00419-019-01541-0

16. Kim J., Jeon Y., Um S. et al. A novel passive quasi-zero stiffness isolator for ultra-

precision measurement systems // *International journal of precision engineering and manufacturing*. 2019. Vol. 20. No. 9. P. 1573-1580. DOI: 10.1007/s12541-019-00149-2

17. Li M., Cheng W., Xie R. A quasi-zero-stiffness vibration isolator using a cam mechanism with user-defined profile // *International journal of mechanical sciences*. 2021. Vol. 189. P. 105938. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2020.105938

18. Кориотов М.С., Щербаков В.С., Почекуева И.Е. Использование тарельчатых пружин для создания виброзащитного механизма с участком квазинулевой жесткости // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2020. № 3. С. 377-387. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-377-387

19. Bian J., Jing X. Analysis and design of a novel and compact X-structured vibration isolation mount (X-Mount) with wider quasi-zero-stiffness range // *Nonlinear Dynamics*. 2020. Vol. 101. No. 4. P. 2195–2222. DOI: 10.1007/s11071-020-05878-y

20. Nathan R.H. A constant force generation mechanism // *Journal of mechanisms, transmissions, and automation in design*. 1985. Vol. 107. No. 4. P. 508-512. DOI: 10.1115/1.3260755

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

precision measurement systems. *International journal of precision engineering and manufacturing*, 2019, Vol. 20, No. 9, pp. 1573-1580. DOI: 10.1007/s12541-019-00149-2

17. Li M., Cheng W., Xie R. A quasi-zero-stiffness vibration isolator using a cam mechanism with user-defined profile. *International journal of mechanical sciences*, 2021, Vol. 189, pp. 105938. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2020.105938

18. Korihtov, M.S., Therbakov V.S., Pochekueva I.E. Ispoljzovanie tareljchatihkh pruzhin dlya sozdaniya vibrozathitnogo mekhanizma s uchastkom kvazinulevoyj zhestkosti. *Nauchno-tekhnicheskiyj vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No. 3, pp. 377-387. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-377-387 (In Russian)

19. Bian J., Jing X. Analysis and design of a novel and compact X-structured vibration isolation mount (X-Mount) with wider quasi-zero-stiffness range. *Nonlinear Dynamics*, 2020, Vol. 101, No. 4, pp. 2195–2222. DOI: 10.1007/s11071-020-05878-y

20. Nathan R. H. A constant force generation mechanism. *Journal of mechanisms, transmissions, and automation in design*, 1985, Vol. 107, No. 4, pp. 508-512. DOI: 10.1115/1.3260755

21. Ponomarev S.D., Andreeva L.E. *Raschet uprugikh ehlementov mashin i priborov* [Calculation of elastic elements of machines and devices]. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 326 p.

УДК (UDC) 62-82:681.581.5

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВЕРТИКАЛЬНОГО ГАБАРИТА САМОХОДНОЙ МАШИНЫ
СО ШТАНГОВЫМ МЕХАНИЗМОМ УСТАНОВКИ И ФИКСАЦИИ КОНЦЕВОЙ
ОПОРЫ ДЛЯ МОБИЛЬНОЙ КАНАТНОЙ ДОРОГИPROVIDING THE VERTICAL DIMENSION OF A SELF-PROPELLED MACHINE
WITH A ROD MECHANISM FOR INSTALLING AND FIXING THE END TOWER
FOR A MOBILE ROPEWAYЛагереv 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 дороги для проведения погрузочно-разгрузочных и транспортно-переправочных операций в заранее не обустроенных или труднодоступных местностях, формируемые с помощью соединенных единой канатной системой концевыми базовыми станциями на основе самоходных колесных или гусеничных шасси повышенной грузоподъемности и проходимости, являются перспективным видом подъемно-транспортной техники, обеспечивающим оперативное развертывание необходимых технологических средств. В статье рассмотрены вопросы компоновки механизма установки и фиксации концевой опоры с помощью складывающейся штанги, состоящей из двух шарнирно-сочлененных звеньев. Разработана математическая модель, обеспечивающая требуемый нормативный вертикальный габарит самоходной базовой станции мобильной канатной дороги с целью ее безопасного самостоятельного перемещения к месту развертывания канатной дороги по автомобильным дорогам общего назначения. Выполнен анализ влияния нормативных габаритных требований, конструктивных размеров несущей рамы шасси и высоты концевой опоры на основные конструктивные размеры шарнирно-сочлененной складывающейся штанги в транспортном положении. Расчеты показали, что рассмотренная конструкция позволяет обеспечить нормативный вертикальный габарит базовой станции на 6-осном самоходном шасси при длине концевой опоры до 18 м.

Ключевые слова: мобильная канатная дорога, самоходная машина, концевая опора, штанговый механизм, компоновка, геометрический анализ, кинематический анализ.

Дата принятия к публикации: 26.03.2021
Дата публикации: 25.06.2021

Abstract. Mobile ropeways for carrying out loading and unloading and transport and transfer operations in previously unsettled or inaccessible areas, formed with the help of terminal base stations connected by a single rope system on the basis of self-propelled wheeled or tracked chassis of increased carrying capacity and cross-country ability, are a promising type of lifting and transport equipment ensuring the prompt deployment of the necessary technological tools. The article deals with the layout of the mechanism for installing and fixing the end tower using a folding bar, consisting of two articulated links. A mathematical model has been developed that provides the required normative vertical dimension of a self-propelled base station of a mobile ropeway with the aim of its safe independent movement to the place of deployment of the ropeway along general roads. The analysis of the influence of standard dimensional requirements, design dimensions of the chassis carrying frame and the height of the end tower on the main design dimensions of the articulated folding rod in the transport position is carried out. Calculations have shown that the considered design makes it possible to provide the standard vertical dimension of a base station on a 6-axle self-propelled chassis with an end tower length of up to 18 m.

Keywords: mobile ropeway, self-propelled machine, end tower, rod mechanism, layout, geometric analysis, kinematic analysis.

Date of acceptance for publication: 26.03.2021
Date of publication: 25.06.2021

Сведения об авторах:

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

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*

Лагерев 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

Как показывает анализ отечественных [1-4] и зарубежных [5-7] источников, канатные транспортные системы в виде стационарных подвесных или буксировочных канатных дорог получили широкое распространение для организации перевозки грузов и пассажиров в горной и труднодоступной местности, территориально распределенной урбанизированной среде. Это объясняется объективно присущими канатным системам уникальными функциональными и экономическими характеристиками [2, 3]. Для таких традиционных канатных дорог, тем не менее, характерны и существенные недостатки, ограничивающие их более широкое распространение и определяющую их функциональную нишу в сфере транспортно-логистических технологий [8, 9].

Для эксплуатирующихся в настоящее время подвесных канатных дорог характерна стационарность размещения опорных конструкций вдоль трассы канатной дороги [5, 10]. Эта конструктивная особенность несущих конструкций препятствует оперативной перестройке транспортной сети под изменяющиеся интересы пользователей или опе-

ративному переносу трассы канатной дороги на иное место эксплуатации. Также невозможно быстрое возведение стационарных конструкций и развертывание транспортно-перегрузочной канатной системы в труднодоступной и заранее не обустроенной местности, например, в условиях Арктики, или при необходимости скорого реагирования на события природного или техногенного характера в сложной оперативной обстановке (в условиях чрезвычайных ситуаций или военных конфликтов).

В сложившейся ситуации мобильные канатные дороги для проведения погрузочно-разгрузочных и транспортно-переправочных операций в заранее не обустроенных или труднодоступных местностях, формируемые с помощью соединенных единой канатной системой концевыми базовыми станциями на основе самоходных колесных или гусеничных шасси повышенной грузоподъемности и проходимости, являются перспективным видом подъемно-транспортной техники, обеспечивающим оперативное развертывание необходимых технологических средств [8, 9].

Высокая мобильность данного типа грузовых канатных транспортных систем обусловлена их размещением на специальных

многоосных шасси высокой грузоподъемности и проходимости базовых колесных или гусеничных машин многоцелевого назначения [11, 12]. Среди таких мобильных конструкций, которые в настоящее время представлены только самоходными трелевочными машинами для лесохозяйственных работ, имеются технические устройства, которые уже реализованы на практике и показали свою эффективность в процессе многолетней эксплуатации [13-15]. Еще большее число мобильных конструкций канатных дорог известны лишь в качестве технических предложений и патентов.

2. Исследуемая конструкция и постановка задачи

На рис. 1 и 2 показан общий вид исследуемой конструкции – конструкции штангового механизма установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры, расположенного на несущей раме самоходной колесной машины, предназначенной для работы в составе мобильной канатной дороги. Исследуемая конструкция защищена патентом РФ [16]. Она является одним из конструктивных вариантов концевых базовых станций, предложенных в работе [8].

На рис. 1 и 2 цифровые обозначения соответствуют следующим элементам: 1 - несущая рама; 2 - самоходная концевая станция; 3 - надрамная конструкция; 4, 9, 12, 16, 21 - цилиндрический шарнир; 5 - концевая опора; 6, 10, 14 – проушина; 7, 11, 15, 19, 22 - шарнирный палец; 8 - подъемный гидроцилиндр; 13 - нижняя часть складывающейся штанги; 17 - верхняя часть складывающейся штанги; 18 - профилированная проушина; 20 – шток; 23 - канатный шкив; 24 - несущетяговый канат; 25 - транспортная стойка; 26 - выносная опора; 27 - анкерное устройство; 28 – кабина; 29 - стопорная пластина; 30 – сквозное окно для размещения складывающейся штанги (рис. 27, а); элемент I – механизм поворота канатного шкива.

Непосредственно на несущей раме колесного шасси монтируются конструктивные узлы и элементы механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем поло-

жении, включая саму концевую опору 5 и подъемный гидроцилиндр 8. Концевая опора является поддерживающей конструкцией для узлов механизма пространственной ориентации канатного шкива 23 и механизма движения несущетягового каната. Концевая опора и приводной гидроцилиндр кинематически связаны между собой с помощью шарнирсочлененной цилиндрическим шарниром 21 складывающейся штанги, состоящей из двух звеньев – нижней части 13 и верхней части 17. Механизм пространственной ориентации канатного шкива необходим для согласования взаимного расположения канатных шкивов сопряженных самоходных машин, установленных на разной высоте, и учета естественного провисания несущетягового каната [3]. Механизм движения несущетягового каната одной из мобильных установок обеспечивает маятниковое перемещение транспортируемых грузов вдоль трассы канатной дороги. Механизм натяжения несущетягового каната другой самоходной машины обеспечивает его оптимальное натяжение [17]. Указанные механизмы имеют частотно-регулируемый гидропривод [18, 19], работа которого осуществляется за счет отбора мощности штатного двигателя внутреннего сгорания самоходной машины.

К месту назначения самоходная колесная машина выдвигается, имея концевую опору в транспортном положении, как показано на рис. 1, а. При достижении места назначения машина ориентируется таким образом, чтобы ее продольная ось совпадала с продольной осью мобильной канатной дороги. Для обеспечения общей устойчивости в условиях действия значительных горизонтальных опрокидывающих нагрузок от силы натяжения несущетягового каната и транспортируемого груза [20] шасси выставляется на аутригеры, которые закрепляются на грунте с помощью дополнительных анкерных устройств. В их качестве могут быть использованы известные конструкции аутригеров с анкерными устройствами [21]. Концевая опора с помощью приводного гидроцилиндра поворачивается в вертикальной плоскости относительно цилиндрического шарнира В, занимая свое рабочее положение, как показа-

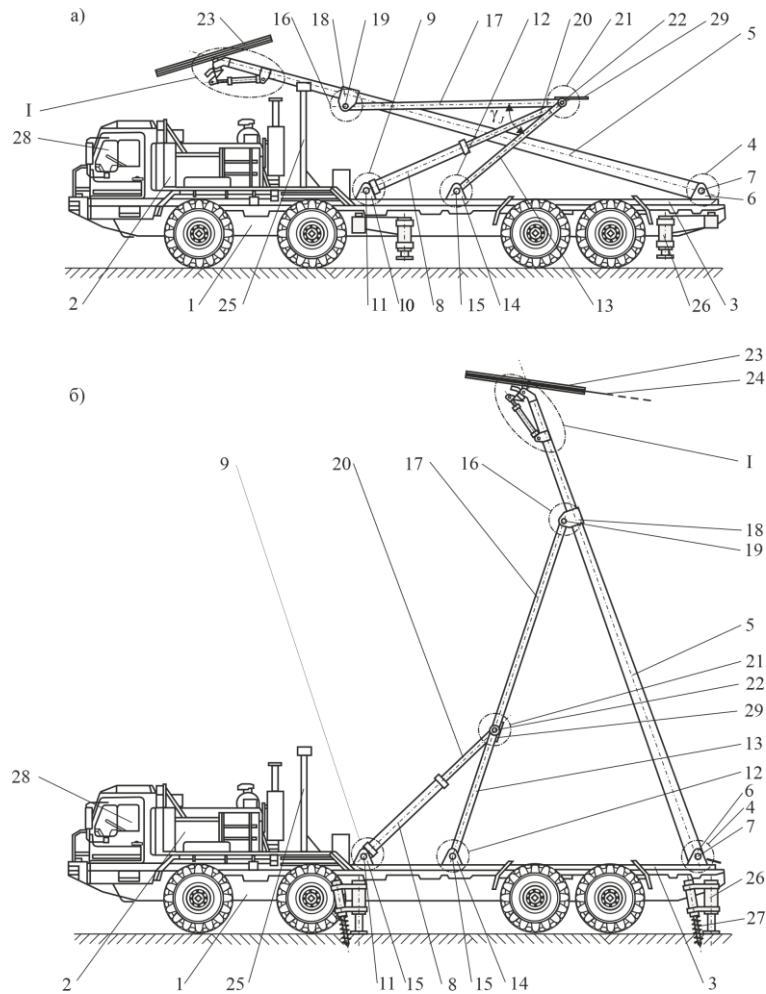


Рис. 1. Общий вид сбоку базовой станции с концевым расположением концевой опоры и складывающейся штангой и обозначением основных конструктивных элементов:

а – транспортное положение концевой опоры;

б – рабочее положение концевой опоры при $\gamma_{ws} < 0$

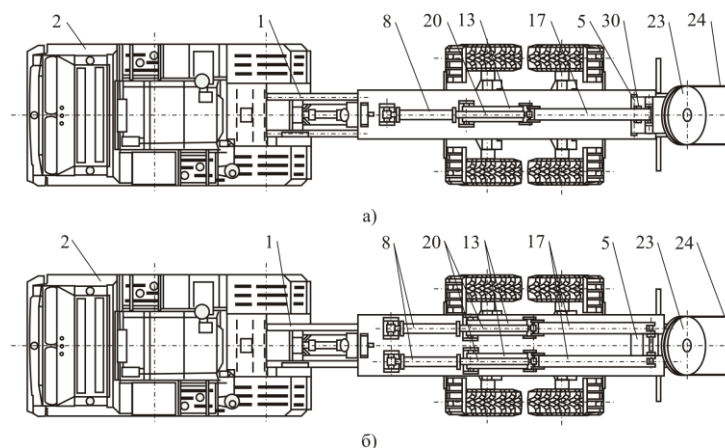


Рис. 2. Общий вид сверху базовой станции с концевым расположением концевой опоры и складывающейся штангой в рабочем положении при $\gamma_{ws} > 0$ в различных модификациях:

а - с одинарной складывающейся штангой и одинарным гидроцилиндром;

б - с двумя складывающимися штангами и сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера

но 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 несущего-тягового каната [9].

Перевод концевой опоры из исходного транспортного положения (рис. 1, а) в рабочее положение (рис. 1, б) производится подъемным гидроцилиндром путем втягивания штока 20 во внутрь его корпуса. Шток перемещает цилиндрический шарнир 21 по направлению к кабине 28 самоходной концевой станции в продольной вертикальной плоскости, причем он совершает сложное плоскопараллельное движение – поступательное вдоль продольной оси подъемного гидроцилиндра и поворотное относительно шарнирного пальца 22. При этом происходит увеличение угла γ_J (рис. 1, а) скрещивания продольных осей нижней и верхней частей складывающейся штанги. Нижняя часть складывающейся штанги воздействует на верхнюю часть, заставляя ее перемещаться вверх, одновременно поворачиваясь относительно шарнирного пальца 22 цилиндрического шарнира 21 в продольной вертикальной плоскости в противоположную сторону от кабины самоходной концевой станции. В свою очередь, верхняя часть складывающейся штанги воздействует на концевую опору 5 в месте присоединения цилиндрического шарнира 21, заставляя опору поворачиваться в продольной вертикальной плоскости относительно цилиндрического шарнира 4 и, таким образом, подниматься в требуемое рабочее положение (рис. 1, б). Рабочее положение концевой опоры достигается, когда продольные оси обеих частей складывающейся штанги совместятся (т.е. когда угол γ_J станет равным 180°). В этот момент перемещение штока прекращается вследствие срабатывания концевого выключателя, установленного на стопорной пластине 29. Всю эксплуатационную нагрузку воспринимает складывающаяся опора, работающая в условиях растяжения и обеспечивающая фиксацию концевой опоры в требуемом рабочем положении. По завершении

работы перевод концевой опоры из рабочего положения в транспортное положение производится в обратном порядке.

Таким образом, по сравнению с другими известными конструктивными вариантами концевых базовых станций [8] использование шарнирно-сочлененной складывающейся штанги позволяет обеспечить снижение массо-габаритных характеристик подъемного гидроцилиндра за счет уменьшения его необходимой длины и хода штока, а также освобождение подъемного гидроцилиндра от дополнительной функции по удержанию концевой опоры в требуемом рабочем положении в процессе эксплуатации мобильной канатной дороги.

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 базовой станции по автомобильным дорогам общего пользования к месту дислокации. Нормативный габарит обеспечивается при выполнении условия

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

где H_{mc} - вертикальная координата наиболее высокой точки основного технологического оборудования на базовом шасси в транспортном положении (вертикальный габарит); $[H] = 4$ м - нормативный габарит приближения по высоте с учетом требуемых зазоров, регламентируемый ГОСТ Р 52748-2007 [22].

Качественный анализ конструкции шарнирно-сочлененной складывающейся штанги позволяет сделать вывод, что лимитирующий размер H_{mc} , позволяющий обеспечить условие (1), зависит не только от размеров шасси и концевой опоры, но также от абсолютных значений длин и соотношения длин верхней и нижней части штанги и присоединительных размеров концов штанги к опоре и несущей раме шасси.

3. Математическая модель и ее анализ

Кинематическая схема механизма установки и фиксации концевой опоры со складывающейся

вающейся штангой для рассматриваемого варианта конструктивного исполнения базовой станции (рис. 1) в транспортном (исходном) и предельном рабочем (конечном) положениях концевой опоры приведена на рис. 3 [8].

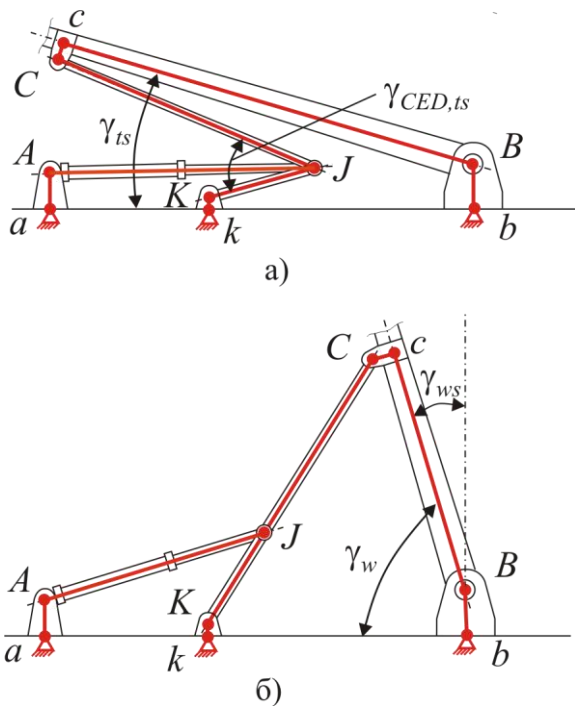


Рис. 3. Кинематическая схема механизма установки и фиксации концевой опоры складывающейся штангой: а - транспортное (исходное) положение; б - предельное рабочее (конечное) положение

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} (для вариантов конструктивного исполнения базовой станции со складывающейся штангой предельное рабочее положение соответствует единственному рабочему положению, т.е. $\gamma_w = \pi/2 + \gamma_{ws}$);

- расстояниями между характерными точками i и j кинематической схемы l_{ij} .

При задании длин сопрягаемых частей складывающейся штанги l_{CJ} и l_{JK} необходимо исключить возможность их контактирования как с металлоконструкцией концевой опоры, так и надрамной конструкции, для чего в транспортном положении должно выполняться условие

$$\gamma_{CED,ts} > [\gamma_{CED}]_{\min},$$

где $[\gamma_{CED}]_{\min}$ - угол, минимально допустимый по условию расположения сопрягаемых частей складывающейся штанги в пространстве под концевой опорой.

Расчетная схема для разработки компоновки основного технологического оборудования, включающего складывающуюся штангу, на базовом колесном шасси в транспортном положении приведена на рис. 4.

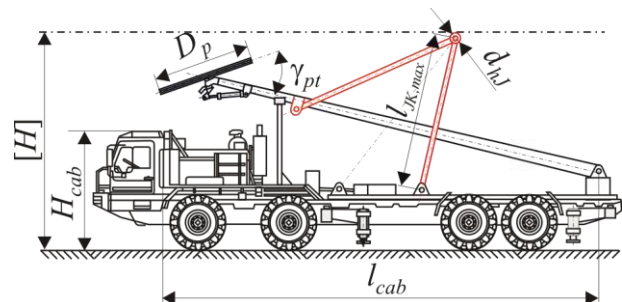


Рис. 4. Расчетная схема для компоновки основного технологического оборудования при установке концевой опоры с помощью складывающейся штанги в транспортном положении

При использовании при установке концевой опоры складывающейся штанги вертикальная координата наиболее высокой точки основного технологического оборудования базовой станции в транспортном положении (вертикальный габарит) H_{mc} может также определяться возвышением шарнирного узла соединения сопрягаемых частей штанги (рис. 4). Такая ситуация возможна, если длина нижней части штанги l_{JK} превышает максимально допустимую величину $l_{JK,max}$. Значение $l_{JK,max}$ совместно со значением координаты x_J центра J шарнирного узла соеди-

нения сопрягаемых частей штанги находится в виде решения системы двух нелинейных урав-

$$\begin{cases} (x_J - l_{ak})^2 + ([H] - h_{lb} - h_{of} - d_{hJ} / 2 - l_{Kk})^2 - l_{JK,max}^2 = 0 \\ (x_J - x_{C,ts})^2 + ([H] - h_{lb} - h_{of} - d_{hJ} / 2 - y_{C,ts})^2 - (L_{sh} - l_{JK,max})^2 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

где h_{lb} - высота рабочей плоскости несущей рамы шасси; h_{of} - высота надрамной конструкции; d_{hJ} - габаритный размер шарнирного узла соединения сопрягаемых частей штанги; x_C , y_C - координаты центра шарнира C узла присоединения верхней части складывающейся штанги в транспортном положении (рис. 4); L_{sh} - длина складывающейся штанги в разложенном состоянии.

Размеры $x_{C,ts}$, $y_{C,ts}$ и L_{sh} , необходимые для определения $l_{JK,max}$, вычисляются с помощью следующих зависимостей:

$$\begin{aligned} x_{C,ts} &= l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}; \\ y_{C,ts} &= l_{Bb} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts}; \\ L_{sh} &= l_{JK} + l_{CJ} = \\ &= \left[(l_{ab} - l_{ak} + l_{Bc} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws})^2 + \right. \\ &\left. + (l_{Bb} - l_{Kk} + l_{Bc} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws})^2 \right]^{0,5}. \end{aligned}$$

Как пример, на рис. 5 приведены графики изменения максимально допустимой длины нижней части складывающейся штанги $l_{JK,max}$ и относительной длины $l_{JK,max} / L_{sh}$ в зависимости от расстояния между шарнирами B и C l_{Bc} и угла наклона концевой опоры длиной 10 м в рабочем положении γ_{ws} . С увеличением угла γ_{ws} , т.е. увеличением отклонения концевой опоры в сторону трассы канатной дороги, наблюдается практически линейный рост максимально допустимой длины нижней части складывающейся штанги $l_{JK,max}$, что обусловлено необходимостью увеличения длины складывающейся штанги в разложенном состоянии, соответствующем рабочему положению концевой опоры. Однако относительная длина $l_{JK,max} / L_{sh}$ изменяется незначительно: интервал разброса ее значений $\Delta(l_{JK,max} / L_{sh}) < 0,03$.

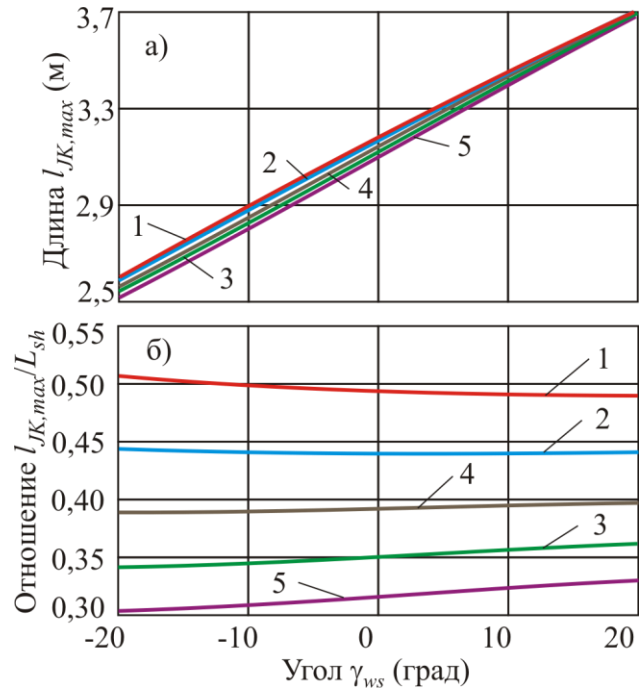


Рис. 5. Влияние расстояния между шарнирами B и C l_{Bc} и угла наклона концевой опоры в рабочем положении γ_{ws} на максимально допустимую длину нижней части штанги: а - $l_{JK,max}$; б - $l_{JK,max} / L_{sh}$ (1 - $l_{Bc} = 5$ м; 2 - $l_{Bc} = 6$ м; 3 - $l_{Bc} = 7$ м; 4 - $l_{Bc} = 8$ м; 5 - $l_{Bc} = 9$ м)

На рис. 6 в масштабе показано взаимное расположение в транспортном положении концевой опоры, складывающейся штанги и подъемного гидроцилиндра в случае лимитирования вертикального габарита базовой станции $H_{mc} = [H] = 4$ м положением шарнира J (при максимально допустимой длине нижней части складывающейся штанги $l_{JK,max}$). Расчеты показывают, что при изменении размеров l_{Bc} и γ_{ws} в практически важном диапазоне горизонтальная координата шарнира J изменяется сравнительно мало, например, для рассматриваемой конструкции базовой станции она лежит в диапазоне $\Delta x_J < 0,9$ м.

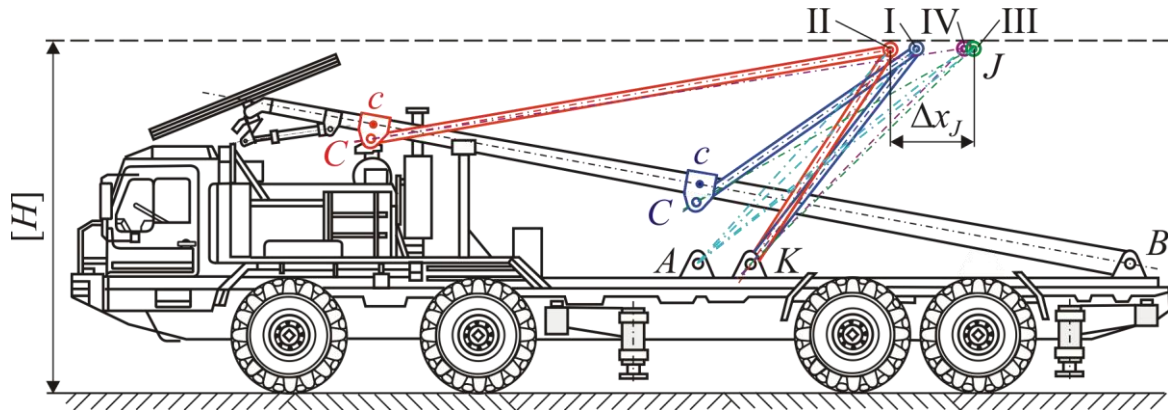


Рис. 6. Конфигурация технологического оборудования в транспортном положении для случая лимитирования вертикального габарита базовой станции расположением шарнира J при длине концевой опоры 10 м: I - $l_{Bc} = 5$ м, $\gamma_{ws} = -10^\circ$; II - $l_{Bc} = 9$ м, $\gamma_{ws} = -10^\circ$; III - $l_{Bc} = 5$ м, $\gamma_{ws} = 10^\circ$; IV - $l_{Bc} = 9$ м, $\gamma_{ws} = 10^\circ$

Длина нижней части складывающейся штанги l_{JK} лимитируется минимально допустимым значением $l_{JK,min}$

$$l_{JK} > l_{JK,min},$$

которое определяется зависимостью:

$$l_{JK,min} = \frac{1}{2} \left\{ L_{sh} - \left[(l_{ab} - l_{ak} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Kk} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2 \right] \right\}.$$

Анализ системы уравнений (2) показывает, что значение максимально допустимой длины нижней части штанги $l_{JK,max}$ и координаты x_J центра J шарнирного узла соединения сопрягаемых частей штанги, удовлетворяющие условию (1), не зависят от длины концевой опоры. Очевидно, максимально возможная длина концевой опоры $H_{t,max}$, которую можно разместить на самоходном шасси базовой станции, определяется максимальным возвышением оголовка опоры (рис. 7).

Данный случай максимального возвышения оголовка концевой опоры рассмотрен в [8, 23]. Максимально возможная длина концевой опоры $H_{t,max}$ может быть достигнута при угле ее наклона в транспортном положении, равном γ_{ts}^{min} . Согласно [8] величина этого угла находится решением нелинейного уравнения вида

$$l_{cab} \sin \gamma_{ts}^{min} - \frac{B_t}{2 \cos \gamma_{ts}^{min}} + h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} - H_{cab} = 0,$$

где l_{cab} - расстояние между задней стенкой кабины водителя и шарниром B крепления концевой опоры; B_t - высота поперечного сечения концевой опоры; H_{cab} - высота кабины водителя.

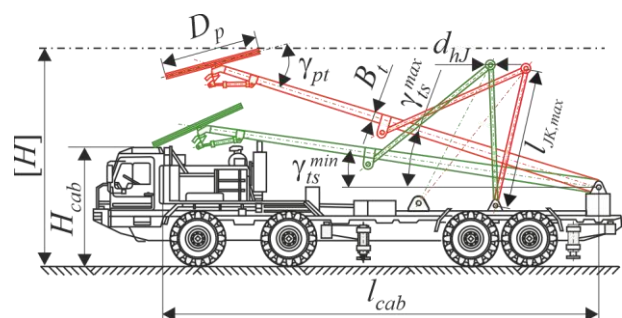


Рис. 7. Расчетная схема для определения максимально возможная длина концевой опоры, которую можно разместить на самоходном шасси базовой станции

Тогда максимально возможная длина концевой опоры $H_{t,max}$ определяется с помощью соотношения

$$H_{t,max} = \frac{[H] - 0,5D_p \sin(\gamma_{pt} - \gamma_{ts}^{min}) - h_{lb} - h_{of} - l_{Bb}}{\sin \gamma_{ts}^{min}},$$

а максимально возможная высота расположения канатного шкива составляет

$$H_{rp,max} = h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} + H_{t,max},$$

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

4. Заключение

Анализ представленной в данной статье математической модели расчета вертикального габарита базовых концевых станций мобильных канатных дорог на основе самоходных многоосных специальных шасси высокой грузоподъемности и проходимости с установленным на них основным технологическим оборудованием для установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры при помощи шарнирно-сочлененной складывающейся штанги доказывает возможность разработки такой компоновки оборудования базовой станции в транспортном положении, которая бы позволяла ее самостоятельное перемещение по автомобильным дорогам общего назначения до места дислокации с учетом нормативных требований в части высотных приближений к объектам дорожной инфраструктуры, причем при этом концевая опора имеет практически значимую длину.

Например, 6-осные самоходные шасси могут укомплектовываться концевыми опорами длиной порядка 18 м, что позволяет в рабочем положении концевой опоры поднимать канатный шкив на высоту порядка 20 м, обеспечивая возможность транспортирования грузов на значительное расстояние исходя из естественного провисания несущего каната под нагрузкой и собственным погонным весом и разности высотных отметок установки сопряженных концевых базовых станций. Максимально возможная длина концевой опоры не зависит от конструктивных размеров верхней и нижней частей складывающейся штанги и ее присоединительных размеров, а лимитируется, главным образом, продольной длиной самоходного шасси. Таким образом, использование шасси с большим количеством осей позволяет устанавливать на них более высокие концевые опоры при использовании шарнирно-сочлененных штанг одинаковых размеров.

Список литературы

1. Канатная дорога [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Канатная_дорога (Дата обращения: 20.02.2021).
2. Короткий А.А., Маслов В.Б. О перспективах применения канатного транспорта // Безопасность труда в промышленности. 2005. №6. С.30-34.
3. 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. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2017. 344 с. DOI: 10.5281/zenodo.1311913
4. Логвинов А.С., Короткий А.А. Пассажирские одноканатные дороги. Устройство и эксплуатация. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2016. 210 с.
5. Scheingert Z. Aerial Ropeways and Funicular Railways. London, 1966. 555 p.
6. Vuchic V.R. Urban Transit Systems and Technology. NY: John Wiley & Sons, Inc., 2007. 614 p.
7. El-JouZou H. A Comparative Study of Aerial Ropeway Transit (ART) Systems. Ad-

References

1. *Kanatnaya doroga* [site]. Available at: https://ru.wikipedia.org/wiki/Канатная_дорога (accessed 03 Apr. 2021) (In Russian)
2. Korotkiy A.A., Maslov V.B. O perspektivakh primeneniya kanatnogo transporta. *Bezopasnost truda v promyshlennosti*, 2005, No.6, pp. 30-34. (In Russian)
3. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V. *Razvitie transportnoy infrastruktury krupnykh gorodov i territoriy na osnove tekhnologii kanatnogo metro* [The development of transport infrastructure of large cities and territories on the basis of technology of passenger ropeways]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2017. 344 p. DOI: 10.5281/zenodo.1311913 (In Russian)
4. Logvinov A.S., Korotkiy A.A. *Passazhirskie odnokanatnye dorogi. Ustroystvo i ekspluatatsiya* [Passenger ropeways with single rope. Device and operation]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2016. 210 p. (In Russian)
5. Scheingert Z. Aerial Ropeways and Funicular Railways. London, 1966. 555 p.
6. Vuchic V.R. Urban Transit Systems and

vantages and Possibilities // Master of Science in Urban Agglomerations Thesis, Frankfurt University of Applied Sciences. 2016. 210 p.

8. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Конструкции и основы проектирования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2020. 207 с.

9. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с. DOI: 10.5281/zenodo.1311913

10. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 484 с.

11. Кочнев Е.Д. Энциклопедия военных автомобилей 1769-2006. М.: За рулем, 2006. 640 с.

12. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 728 с.

13. Special machines – Valentini Teleferiche. Available online: <https://www.valentini-teleferiche.it/en/soluzioni/special-machines> (accessed 03 Apr. 2021).

14. Канатная дорога LARIX 3T [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://www.slpkrtiny.cz/ru/eieel-lner-al-nleuiinnu/elni-l-errci/elni-l-erric/larix-3t/> (дата обращения: 16.08.19).

15. Канатная дорога MOZ 300 [Электронный ресурс]. - Режим доступа: [https://docviewer.yandex.ru/view/91983459\(D_Lite_13_1d_page80_82.pdf\)](https://docviewer.yandex.ru/view/91983459(D_Lite_13_1d_page80_82.pdf)) (дата обращения: 16.08.19).

16. Пат. 2004005 Рос. Федерация: МПК⁷ В61В 7/00, В61В 7/06, В66С 23/16. Самоходная концевая станция мобильной канатной дороги / Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского». - № 2020141677; заявл. 16.12.20; опубл. 04.05.2021. Бюл. № 13.

17. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Оптимизация шага установки промежуточных опорных конструкций вдоль линии канатно-

Technology. NY: John Wiley & Sons, Inc., 2007. 614 p.

7. El-JouZou H. A Comparative Study of Aerial Ropeway Transit (ART) Systems. Advantages and Possibilities. Master of Science in Urban Agglomerations Thesis, Frankfurt University of Applied Sciences. 2016. 210 p.

8. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Konstruksii i osnovy proektirovaniya mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Structures and design fundamentals of mobile transport and transshipment rope complexes]. Bryansk, RISO BGU, 2020. 207 p. (In Russian)

9. 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: 10.5281/zenodo.3551132 (In Russian)

10. Dukelskiy A.I. *Podvesnye kanatnye dorogi i kabelnye krany* [Overhead cableways and cable cranes]. Moscow-Leningrad, Mashinostroenie, 1966. 484 p. (In Russian)

11. Kochnev E.D. *Entsiklopediya voennykh avtomobiley 1769-2006* [Encyclopedia of Military Vehicles 1769-2006]. Moscow, OOO Knizhnoe izdatelstvo Za rulem, 2006. 640 p. (In Russian)

12. Belousov B.N., Popov S.D. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bolshoy grupopodemnosti* [Wheeled vehicles of extra heavy duty]. Moscow, Izdatelstvo MGTU imeni N.E. Bauman, 2006. 728 p. (In Russian)

13. Special machines – Valentini Teleferiche. Available online: <https://www.valentini-teleferiche.it/en/soluzioni/special-machines> (accessed 03 Apr. 2021).

14. *Kanatnaya doroga LARIX 3T* [site]. Available at: <http://www.slpkrtiny.cz/ru/eieel-lner-al-nleuiinnu/elni-l-errci/elni-l-erric/larix-3t/> (accessed 03 Apr. 2021). (In Russian)

15. *Kanatnaya doroga MOZ 300* [site]. Available at: [https://docviewer.yandex.ru/view/91983459\(D_Lite_13_1d_page80_82.pdf\)](https://docviewer.yandex.ru/view/91983459(D_Lite_13_1d_page80_82.pdf)) (accessed 03

го метро // Вестник Брянского государственного университета. 2014. № 4. С. 22-30.

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

19. Лагереv А.В., Таричко В.И., Лагереv И.А. Работа гидроприводов с частотно-дрессельным регулированием мобильных канатных комплексов при последовательной установке дресселей // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №1. С. 73-92. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-73-92

20. Лагереv А.В., Таричко В.И., Солдатченков С.П. Обеспечение общей устойчивости базовых колесных станций мобильных канатных дорог // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 210-220. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-210-220

21. 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: 10.5281/zenodo.1294622

22. ГОСТ Р 52748-2007. Дороги автомобильные общего пользования. Нормативные нагрузки, расчетные схемы нагружения и габариты приближения. Введ. 2008-01-01. М.: Стандартинформ, 2008. 16 с.

23. Лагереv И.А., Таричко В.И., Лагереv А.В. Компоновка технологического оборудования на базовом шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №3. С. 388-403. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-388-403

Apr. 2021). (In Russian)

16. Patent RU 204005, B61D 7/00, B61D 7/06, B66C 23/16. *Samokhodnaya kontsevaya stantsiya mobilnoy kanatnoy dorogi* [Self-propelled terminal station of the mobile ropeway]. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Declared 16.12.2020. Published 04.05.2021. (In Russian)

17. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimizing the step of installation of intermediate tower structures along the ropeway line. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2014, No.4, pp. 22-30. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302237> (In Russian)

18. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Modeling operation modes of hydraulic drives with frequency-throttle regulation of mobile transport and overloading ropes complexes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 462-480. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480 (In Russian)

19. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. The operation of hydraulic drives with frequency-throttle regulation for mobile rope complexes with the consistent installation of throttles. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.1, pp. 73-92. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-04-73-92 (In Russian)

20. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P. General stability of a base vehicle of a mobile ropeway. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 210-220. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-209-220 (In Russian)

21. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622> (In

- ‡ Russian)
‡ 22. GOST R 52748-2007 Automobile roads
‡ of the general using. Standard loads, loading
‡ systems and clearance approaches. Moscow,
‡ Standartinform, 2008. 16 p. (In Russian)
‡ 23. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev
‡ I.A. Placement of technological equipment on
‡ the basic chassis of the mobile transportation
‡ and reloading rope complex. *Nauchno-*
‡ *tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo*
‡ *gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.3, pp.
‡ 388-403. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-
‡ 03-388-403 (In Russian)

УДК (UDC) 681.625

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ
УЗЛОВ МАШИН, СОДЕРЖАЩИХ ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИЕ РОЛИКИDYNAMIC LOAD SIMULATION
OF THE MACHINE NODES CONTAINING INTERACTING ROLLERSПерминова Д.И.
Perminova D.I.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье представлена динамическая модель взаимодействия роликов на примере печатных цилиндров офсетной машины. На основе решения контактной задачи определены усилия взаимодействия цилиндров, проведено прямое моделирование динамических нагрузок и колебаний, определены амплитуды колебаний и изменения давлений. Рассмотрены варианты снижения нагрузок. Проанализированы и учтены недостатки существующих моделей печатных машин.

Ключевые слова: офсетная печатная машина, взаимодействующие ролики, вынужденные колебания, динамика, метод конечных элементов.

Дата принятия к публикации: 31.05.2021
Дата публикации: 25.06.2021

Сведения об авторах:

Перминова Диана Игоревна – студент ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: di.perm01@mail.ru.

Abstract. The article presents a dynamic model of interaction of rollers on the example of printing cylinders of an offset machine. Based on the solution of the contact problem, the interaction forces of the cylinders are determined, direct modeling of dynamic loads and vibrations is carried out, the amplitudes of vibrations and pressure changes are determined. Options for reducing loads are considered. The disadvantages of existing models of printing machines are analyzed and taken into account.

Keywords: offset printing machine, interacting rollers, forced oscillations, dynamics, finite element method.

Date of acceptance for publication: 31.05.2021
Date of publication: 25.06.2021

Authors' information:

Diana I. Perminova – student, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: di.perm01@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 Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

1. Введение

Типовым узлом машин различного назначения является система взаимодействующих роликов. Примером могут служить прокатные станы, машины для офсетной печати, конвейеры, элементы стационарных и мобильных канатных дорог [1-6].

Офсетная печать является самым распространенным способом промышленной печати. Конструкции офсетных машин постоянно модернизируются. Растут скорости печати, что неизбежно приводит к росту вибра-

руженности и снижению качества печати. Основным требованием хорошего качества печати является равномерный и насыщенный переход краски с формы или с офсетного полотна на бумагу. Практика показывает, что такой переход краски достигается только если давление, возникающее при контакте печатающих элементов формы с декелем, находится в фиксированном диапазоне. Одной из причин неравномерности давления печати является недостаточная жесткость печатного, формного и офсетного цилиндров на их рабочей части [3].

Поэтому актуальной научно-технической задачей является снижение колебаний рабочих узлов офсетной печатной машины. При этом наличие адекватных математических моделей и методов моделирования позволит сократить время и скорость разработки нового оборудования, что особенно важно в рыночных условиях.

В статье представлены результаты разработки математической модели для оценки динамических характеристик рабочих органов офсетной печатной машины. Разработанные подходы могут применяться для исследования динамической нагруженности широкого круга машин, содержащих взаимодействующие ролики.

2. Особенности конструкции объекта исследования

Конструктивной особенностью цилиндра печатной офсетной машины является наличие зоны затяжки полотна (рис. 1). Вдоль оси цилиндра существует прорезь шириной 2...10 мм, предназначенная для подачи полотна в затяжной механизм печатной машины. Таким образом, реальная форма элемента имеет отклонение от идеального цилиндра.

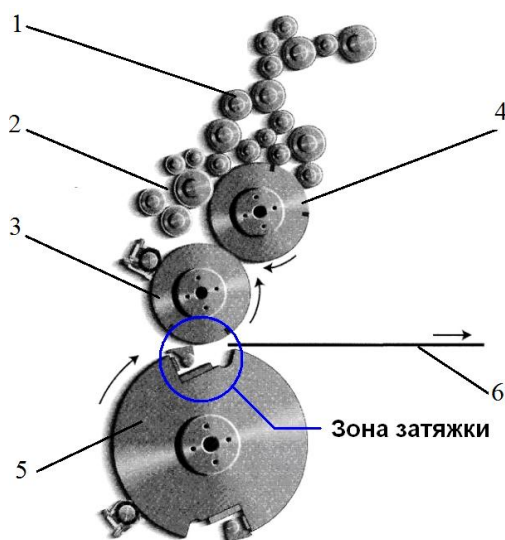


Рис. 1. Внешний вид офсетного и печатного вала машины: 1 – красочный аппарат; 2 – система увлажнения; 3 – формный цилиндр; 4 – офсетный цилиндр; 5 – печатный цилиндр; 6 – запечатываемый материал

Зона затяжки является основной причиной возникновения вибрационных колебаний в процессе работы.

3. Упрощенная математическая модель для исследования колебаний цилиндров офсетной печатной машины

В работах [3, 4, 7] предложены двухмассовые динамические модели, позволяющие смоделировать работу печатного аппарата с импульсным воздействием (рис. 2).

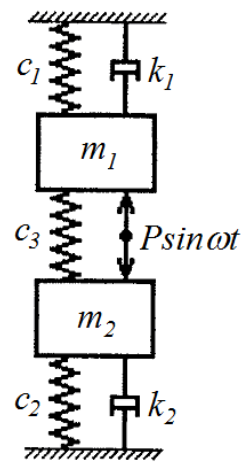


Рис. 2. Динамическая двухмассовая модель взаимодействия цилиндров офсетной печатной машины

Указанной расчетной схеме соответствует следующая система дифференциальных уравнений движения:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 + c_3 (x_1 - x_2) + \\ + k_2 (\dot{x}_1 - 2\dot{x}_2) = P \sin \omega t; \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 \dot{x}_2 + c_2 x_2 + c_3 (x_1 - x_2) + \\ + k_2 (\dot{x}_1 - 2\dot{x}_2) = P \sin \omega t, \end{cases}$$

где m_1 , m_2 – массы цилиндров; c_1 , c_2 – жесткости цилиндров; c_3 – контактная жесткость цилиндров; k_1 , k_2 – коэффициенты демпфирования; $P \sin \omega t$ – циклическая возмущающая сила.

Приведенная модель дает приближенные зависимости, позволяющие рассчитать динамические нагрузки и вибрации, возникающие при работе ротационных печатных машин, оценить их воздействие на конструкции машины и фундамент [7].

Модель не учитывает изгибные колебания цилиндров, скачок силы происходит мгновенно, как при абсолютно неупругом ударе. Поэтому требуется создание более точных математических моделей.

4. Уточненная математическая модель для исследования колебаний цилиндров офсетной печатной машины

Сложность конструкции цилиндров и процессов их взаимодействия требует использования специальных численных методов компьютерного моделирования [8-10].

На первом этапе исследования была построена расчетная конечноэлементная модель взаимодействия цилиндров офсетной печатной машины (рис. 3). Масса цилиндра 250 кг, частота вращения 8 об/с. Для сокращения времени и трудоемкости расчета при моделировании использовалось свойство симметрии конструкции.

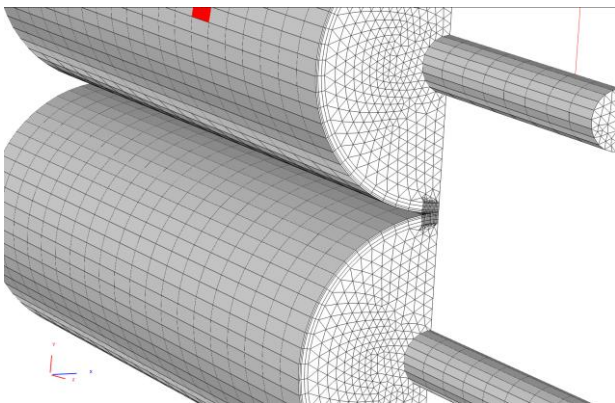


Рис. 3. Расчетная конечноэлементная модель объекта исследования

Расчет показал, что деформации изгиба влияют на распределение давлений между цилиндрами даже при статическом нагружении. В частности, давление в центре цилиндра равно 0,81 МПа, на краю – 0,86 МПа, прогиб цилиндра составляет около 3 мкм. Неравномерность давлений и прогиб существенно зависят от длины цапф цилиндров.

На втором этапе исследования с учетом полученных данных была разработана модель печатного узла офсетной печатной машины, содержащей 4 цилиндра (рис. 4).

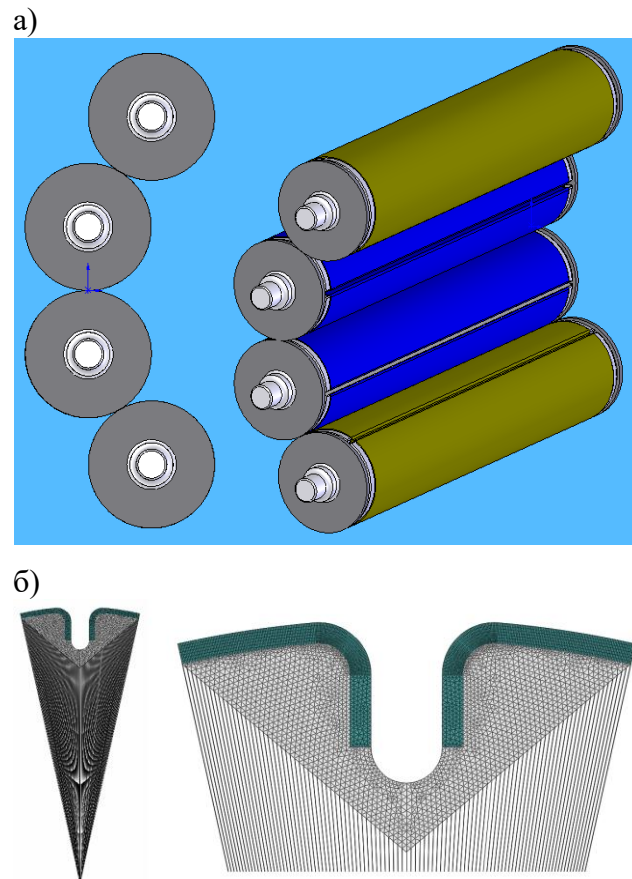


Рис. 4. Модель печатного узла:
а – общий вид; б – зона затяжки

Конечноэлементная модель содержит более 10 тысяч элементов. При этом зона перехода через затяжной механизм была разбита на элементы с размером около 0,2 мм, что гарантированно обеспечило высокую точность расчета.

Нагрузкой для модели являются силы взаимодействия между цилиндрами, которые необходимо вычислять (корректировать) на каждом шаге с учетом реального взаимодействия цилиндров. Сила взаимодействия зависит от типа цилиндров, положения и степени внедрения (натиска). Для определения реальных сил взаимодействия решена контактная задача для двух цилиндров при их разном положении и их разных исполнениях (угол поворота цилиндра и относительное внедрение) в процессе вращения. На основе этих расчетов были построены графики зависимости распределенных по длине сил взаимодействия цилиндров в зависимости от угла поворота и глубины внедрения.

График зависимости силы взаимодействия от угла поворота для контакта двух печатных цилиндров представлен на рис. 5. По оси абсцисс отложена относительная координата, которая называется – константа угла поворота. При моделировании, угол поворота цилиндра рассчитывался как частное данной константы к радиусу цилиндра. То есть, зная, что радиус барабана был равен 100 мм, можно сказать, что исследовался контакт в пределах от 0 до 0.13 рад. Аналогичные гра-

фики могут быть построены и для других цилиндров печатной машины.

Результаты предварительных расчетов были использованы для создания плагина в пакет конечноэлементного анализа, с помощью которого вычисляются силы взаимодействия при интегрировании уравнений движения системы методом Ньюмарка, что позволяет построить реализации динамических процессов, протекающих в печатной машине.

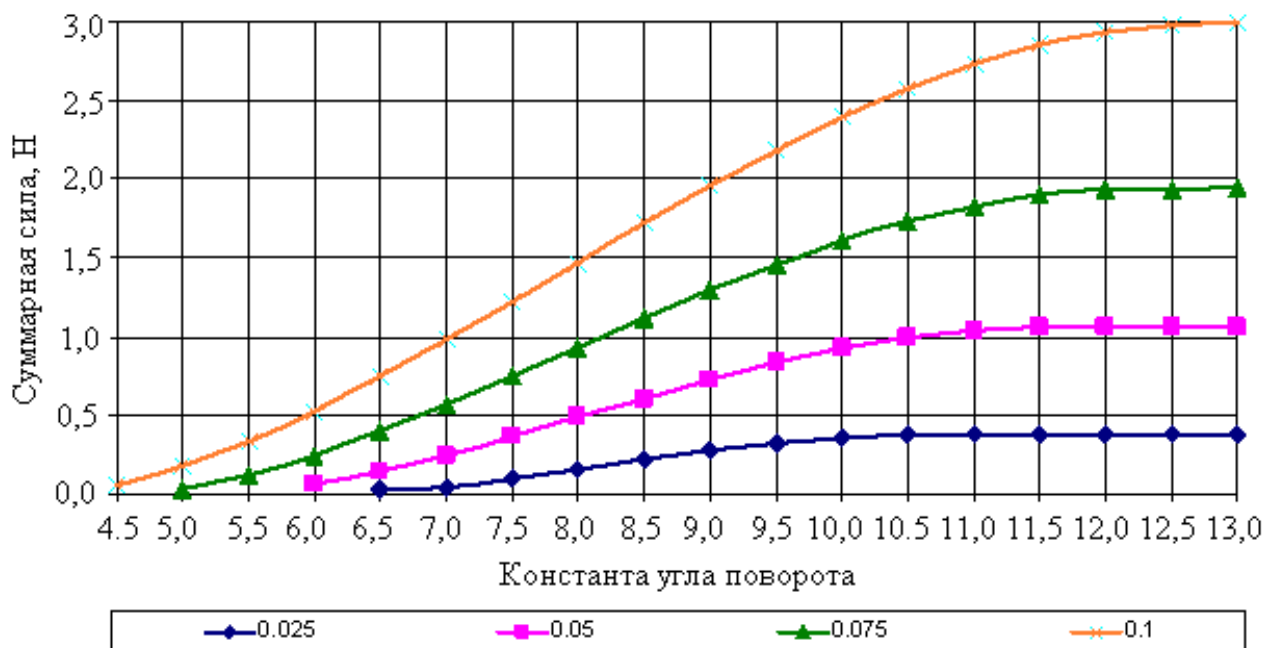


Рис. 5. Зависимость силы взаимодействия от угла для разных внедрений

При разработке итоговой динамической модели предусмотрена возможность оперативного изменения некоторых важных параметров, таких как:

- начальное время интегрирования;
- конечное время интегрирования;
- шаг интегрирования;
- шаг вывода;
- параметры демпфирования;
- скорость вращения.

Основным расчетным режимом выбран следующий:

- время интегрирования – 0,125 с (время полного оборота);
- шаг интегрирования по времени – 0,00002 с (число шагов 6250);

– шаг вывода – 0,00008 (число контрольных точек 1562);

– скорость вращения – 8 об/с (штатная скорость работы машины).

Прохождение зоны затяжки происходит за 260 шагов, что дает 65 контрольных точек. Опыты показали, что уменьшение шага интегрирования не дает заметного улучшения точности результатов.

Модель позволяет оценить горизонтальные и вертикальные координаты характерных точек модели на каждом шаге интегрирования.

Результаты моделирования динамики офсетной печатной машины при работе на номинальном режиме показаны на рис. 6.

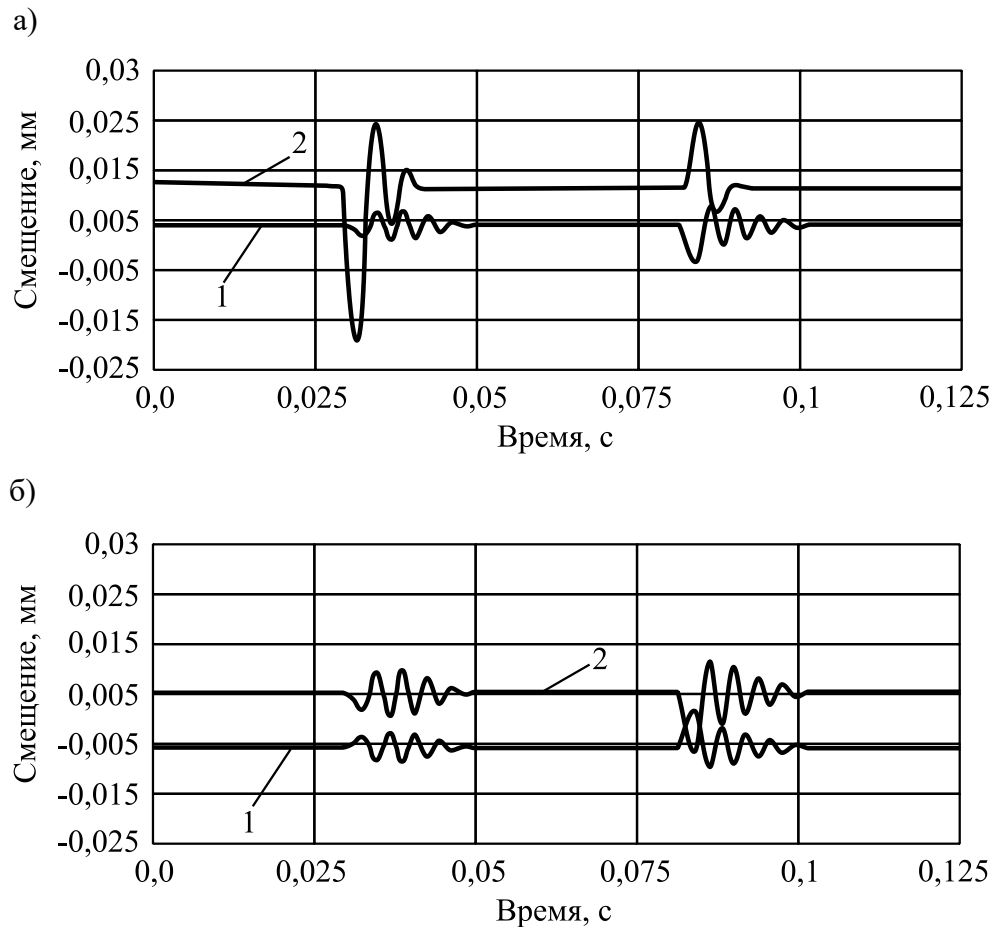


Рис. 6. Графики колебаний валов офсетной печатной машины:
 а – печатный вал; б – офсетный вал
 (1 – горизонтальная координата; 2 – вертикальная координата)

Следует отметить следующее: в начальный момент времени валы печатной машины поджаты на 0,04 мм относительно друг друга. При завышенных скоростях вращения 10 об/с максимальная амплитуда колебаний составляет 0,035 мм, что в сумме с начальным поджатием дает внедрение 0,075 мм, что в свою очередь меньше запаса по внедрению. Минимальная смещение составляет $-0,02$ мм, что в сумме с начальным поджатием дает внедрение 0,02 мм. Это говорит о корректности первоначально заложенных в модель параметров.

Из графиков на рис. 6 явно видны два такта возмущений. Первый происходит при прохождении зоны затяжки между печатными валами, второй – между печатным и офсетным валами. Учитывая схему расположения валов, можно вычислить время между всплесками амплитуд. Примерное соотно-

шение этих двух времен соответствует $2/5$ и $3/5$ от общего времени.

5. Основные выводы

В ходе исследования разработана методика моделирования и анализа динамических нагрузок офсетной печатной машины. Разработана последовательность действий при моделировании, позволившая значительно сократить время получения результатов без потери точности. Определены контактные давления. Получены зависимости амплитуд колебаний основных узлов печатной машины от различных параметров конструкции.

Следует сделать вывод, что основное внимание необходимо уделять второму такту возмущения амплитуд колебаний, так как именно они оказывают основное негативное воздействие на качество печати.

Список литературы

1. Мальцев А.И., Мальцев А.А. Исследование влияния люфтов в соединениях на динамику главной линии прокатного стана // Современные технологии. 2018. №12. С. 185-189.
2. Чехман Я.И., Сенкус В.Т., Бирбраер Е.Г. Печатные машины. М.: Книга, 1987. 304 с.
3. Суслов М.В. Оценка влияния элементов конструкции на деформации цилиндров печатной пары. М.: МГУ, 2010. 98 с.
4. Лагереv И.А., Таричко В.И., Солдатченков С.П., Игнатов Д.А. Создание экспериментального макета мобильной канатной дороги с использованием 3D-печати // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 221-230.
5. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с. DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132>
6. 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.
7. Разинкин Е.В., Куликов Г.Б. Влияние динамических нагрузок в офсетных ролловых ротационных печатных машинах на качество печати // Известия высших учебных заведений. Проблемы полиграфии и издательского дела. 2006. №1. С. 52-62.
8. Киятина И.И., Лагереv И.А. Формирование компетенций в области современных сквозных цифровых технологий у обучающихся по направлению «Реклама и связи с общественностью» // Ученые записки Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 11-15.
9. Вершинский А.В., Лагереv И.А., Шубин А.Н., Лагереv А.В. Численный анализ металлических конструкций подъемно-транспортных машин. Брянск: РИО БГУ, 2014. 186 с.

References

1. Maltsev A.I., Maltsev A.A. Investigation of the influence of backlash in joints on the dynamics of the main line of the rolling mill. *Sovremennye tekhnologii*, 2018, No.12, pp. 185-189. (In Russian)
2. Tchekhman Ya. I., Senkus V.T., Vibrayer E.G. *Pechatnye mashiny* [Printing Machines]. Moscow, Kniga, 1987. 304 p. (In Russian)
3. Suslov M.V. Otsenka vliyaniya elementov konstruktсии na deformatsii tsilindrov pechatnoi pary [Evaluation of the influence of structural elements on the deformation of the cylinders of the printing pair]. Moscow, Kniga, 1987. 304 p. (In Russian)
4. Lagerev I.A., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P., Ignatov D.A. The experimental model creation of a mobile ropeway by 3D-printing. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 221-230. (In Russian)
5. 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.3551132> (In Russian)
6. 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)
7. Razinkin E.V., Kulikov G.B. Influence of dynamic loads in offset roll rotary printing machines on print quality. *Izvestiya vyshikh uchebnykh zavedenii. Problemy poligraphii i izdatelskogo dela*, 2006, №1, pp. 52-62.
8. Kiyutina I.I., Lagerev I.A. Formation of competencies in the field of modern end-to-end digital technologies for students in the direction of PR. *Uchenye zapiski Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 11-15. (In Russian)
9. Vershinckiy A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Chislennyy analiz*

УДК (UDC) 621.833

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ
ЗА СЧЕТ СИНТЕЗА ИСХОДНЫХ КОНТУРОВ ВНЕПОЛЮСНЫХ ЗУБЧАТЫХ
ПЕРЕДАЧIMPROVEMENT OF MECHANICAL PROCESSING EQUIPMENT DUE TO SYNTHESIS
OF INITIAL CIRCUITS OF OUTPOLE GEARSРябичев В.Д., Муховатый А.А.,
Ryabichev V.D., Muhovatiy A.A.Луганский государственный университет имени Владимира Даля (г. Луганск, Луганская Народная Республика)
Lugansk Vladimir Dahl State University (Lugansk, Luhansk People's Republic)

Аннотация. Представлен синтез исходных контуров зубьев внеполюсных передач на параллельных осях по критерию контактной прочности рабочих поверхностей, определены геометрические параметры исходных контуров зубьев передач с высокой контактной прочностью рабочих поверхностей. Проведена оценка по таким критериям работоспособности: потери мощности в зацеплении, толщина масляного слоя, удельной работы сил трения, заедания. Установлено, что критерий контактной прочности зубьев в 1,26...1,74 раза больше, чем критерий контактной прочности эвольвентной передачи.

Ключевые слова: зубчатая передача, исходный контур, прочность, внеполюсное зацепление.

Дата принятия к публикации: 20.05.2021
Дата публикации: 25.06.2021

Сведения об авторах:

Рябичев Виктор Дронович – доктор технических наук, профессор, ректор ГОУ ВО ЛНР «Луганский государственный университет имени Владимира Даля», e-mail: dahl.univer@yandex.ru.

Муховатый Александр Анатольевич, к.т.н., доцент, доцент кафедры «Машиноведение» ГОУ ВО ЛНР «Луганский государственный университет имени Владимира Даля», Луганская Народная Республика, г. Луганск, e-mail: mukhovatiy@mail.ru.

Abstract. The synthesis of the initial contours of the teeth of out-of-pole gears on parallel axes according to the criterion of the contact strength of the working surfaces is presented, the geometric parameters of the original contours of the gear teeth with high contact strength of the working surfaces are determined. An assessment was carried out according to the following performance criteria: power loss in the engagement, the thickness of the oil layer, the specific work of friction forces, galling.

Keywords: gear transmission, initial contour, strength, out-of-pole engagement.

Date of acceptance for publication: 20.05.2021
Date of publication: 25.06.2021

Authors' information:

Viktor D. Ryabichev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Rector at Lugansk Vladimir Dahl State University, e-mail: dahl.univer@yandex.ru

Alexander A. Muhovatiy - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department "Machine Science Engineering" at Lugansk Vladimir Dahl State University, e-mail: mukhovatiy@mail.ru

1. Введение

Одной из задач, решаемых в производстве, является усовершенствование технических характеристик оборудования механической обработки. Со временем изменяются технологические особенности производства и, в том числе, это относится к внеполюсным передачам с параллельными осями.

Передачи с параллельными осями являются наиболее распространенными механизмами в конструкциях оборудования механической обработки. Они оказывают существенное влияние на работоспособность приводов, их надежность, долговечность, габариты и металлоемкость. Синтез внеполюсных зубчатых передач с параллельными осями является актуальной задачей при со-

вершенствовании оборудования механической обработки.

Контактная прочность рабочих поверхностей зубьев зубчатых передач является одним из важных критериев работоспособности зацепления. Поэтому в последние годы проводятся интенсивные исследования по созданию эвольвентных и неэвольвентных зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью [1-7]. Однако исследования по синтезу исходных контуров внеполюсных передач с использованием значений критерия контактной прочности до настоящего времени не проводились.

Целью данной работы является разработка математической модели синтеза исходного контура по критерию контактной прочности зубьев внеполюсных передач, а также определение параметров исходных контуров зубьев внеполюсных передач с параллельными осями с высокой контактной прочностью.

2. Математическая модель

Критерий контактной прочности зубчатой цилиндрической прямозубой передачи, зубья которой спрофилированы с использованием исходного контура и профиль которого очерчен кривой общего вида (рис. 1), определяется зависимостью [8]:

$$\theta = \frac{\cos \alpha}{\chi}, \quad (1)$$

где α - текущий угол профиля исходного контура (рис. 1); χ - приведенная кривизна рабочих поверхностей зацепляющихся зубьев.

Приведенная кривизна согласно [8] выражается соотношением

$$\chi = \frac{(R_1 + R_2)(\zeta - f_1 \zeta')^2}{\zeta^3 \tau_1 \cdot \tau_2}, \quad (2)$$

где R_1, R_2 - радиусы начальных окружностей зацепляющихся колес; $\zeta = \sin \alpha$; ζ' - производная функции ζ по f_1 ; f_1 - переменная величина, от которой зависит функция f_2 (рис. 1); f_2 - функция, определяющая профиль исходного контура в системе координат $f_1 O f_2$; τ_1, τ_2 - параметры, выражаемые соотношениями:

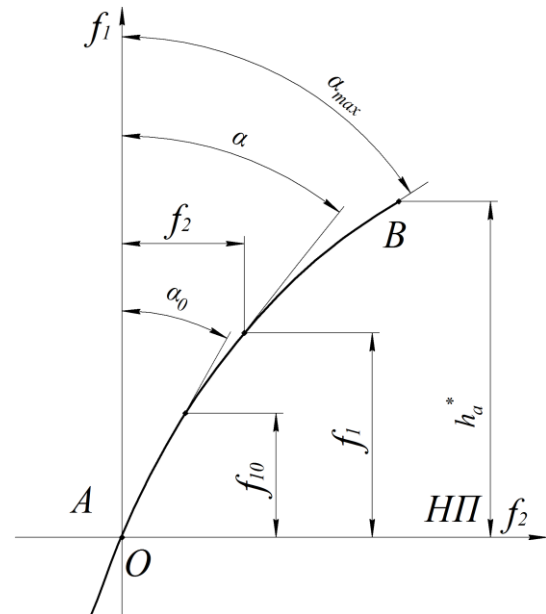


Рис. 1. Профиль АВ исходного контура (НП – начальная прямая)

$$\begin{aligned} \tau_1 &= R_1 + \frac{f_1(\zeta - f_1 \zeta')}{\zeta^3}, \\ \tau_2 &= R_2 - \frac{f_1(\zeta - f_1 \zeta')}{\zeta^3}. \end{aligned} \quad (3)$$

Равенство (1) является дифференциальным уравнением для определения функции ζ при заданных значениях θ и R_1 и R_2 . Решение этого уравнения зависит от радиусов R_1 и R_2 , т.е. для каждой зацепляющейся пары зубчатых колес будет свое решение и, следовательно, свой исходный контур, что является нерациональным. Получить решение, не зависящее от R_1 и R_2 , можно с использованием следующих допущений:

- зубчатая передача имеет большие значения R_1 и R_2 , существенно превышающие вторые слагаемые в зависимостях (3), и поэтому τ_1 и τ_2 приблизительно равны:

$$\begin{aligned} \tau_1 &\cong R_1, \\ \tau_2 &\cong R_2; \end{aligned}$$

- для эвольвентной зубчатой передачи в этом случае критерий контактной прочности с учетом зависимостей (1) - (3) принимает вид:

$$\theta_s = \cos \alpha_s \sin \alpha_s, \quad (4)$$

где α_s - профильный угол прямого начального контура.

С использованием зависимостей (1) - (4) получаем значение относительного критерия контактной прочности

$$\bar{\theta} = \frac{\zeta^3 \sqrt{1-\zeta^2}}{(\zeta - f_1 \zeta')^2 \cos \alpha_3 \sin \alpha_3}. \quad (5)$$

Из равенства (5) следует

$$\zeta' = \frac{\zeta \left[1 - \sqrt{\frac{\zeta}{\theta_0}} \cdot (1-\zeta^2)^{0,25} \right]}{f_1}, \quad (6)$$

где $\theta_0 = \bar{\theta} \sin \alpha_3 \cos \alpha_3$.

В качестве исходных данных примем значения f_1 в пределах

$$0 \leq f_1 \leq h_a^*, \quad \alpha_0 \leq \alpha \leq \alpha_{max},$$

где $\alpha_0 = 10^0 \dots 20^0$ - угол профиля исходного контура на начальной прямой (рис.1); $\alpha_{max} = 25^0 \dots 34^0$ - максимальный угол профиля исходного контура при $f_{1max} = h_a^*$.

Для упрощения решения уравнения (6) можно положить, что $1 - \zeta^2 = \cos \alpha_1 = const$. Тогда

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - c_o \sqrt{\zeta})}{f_1}, \quad (7)$$

где $c_o = \frac{(\cos \alpha_1)^{0,25}}{\sqrt{\theta_0}}$.

Если c_o - это постоянная величина в пределах поля зацепления, то решение уравнения (7) имеет вид

$$cf_1 = \frac{\zeta}{(1 - c_o \sqrt{\zeta})^2}, \quad (8)$$

где c - постоянная интегрирования.

Для определения постоянной интегрирования c зададим α_0 при $f_1 = f_{10}$; $f_{10} = 0,1$. В этом случае

$$c = \frac{\zeta_o}{f_{10} (1 - c_o \sqrt{\zeta_o})^2}, \quad (9)$$

где $\zeta_o = \sin \alpha_o$.

Тогда

$$c_o = \frac{0,9542}{\sqrt{\theta_0}}. \quad (10)$$

Из равенства (8) следует, что

$$\zeta = \frac{cf_1}{(1 + c_o \sqrt{cf_1})^2}. \quad (11)$$

Используя равенства (8) и (9) при $f_1 = f_{1max}$ и $\zeta_{max} = \sin \alpha_{max}$, получаем

$$\bar{\theta} = \frac{1,82 (\sqrt{\zeta_o} - \sqrt{k \zeta_{max}})^2}{(1 - \sqrt{k})^2 \sin 2\alpha_3}, \quad (12)$$

где $k = \frac{f_{1max} \zeta_o}{f_{10} \zeta_{max}}$.

Из соотношения (12) следует, что критерий контактной прочности зубьев зависит от геометрических параметров f_{10} , f_{1max} , ζ_o и ζ_{max} исходного контура. На рис. 2 представлены графики зависимости $\bar{\theta}$ от этих параметров при $\alpha_3 = 20^0$.

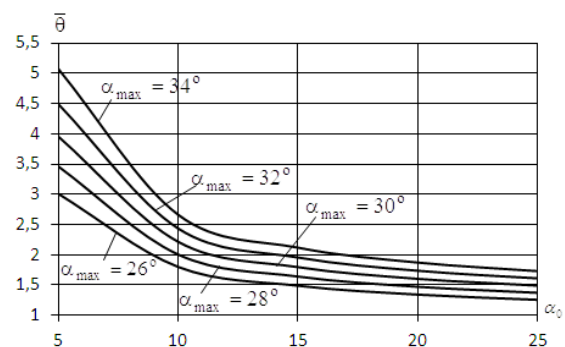


Рис. 2. Графики зависимости $\bar{\theta}$ от параметров исходного контура при $f_{1max} = 2$; $f_{10} = 0,1$

Определим геометрические параметры исходного контура зубьев внеполюсной неэвольвентной зубчатой передачи при следующих исходных данных: $f_{10} = 0,1$, $f_{1max} = 2$, $\alpha_o = 20^0, 15^0, 10^0$, $\alpha_{max} = 32^0$. По графику на рис. 2 определяем $\bar{\theta} = 1,74$ при $\alpha_o = 20^0$, $\bar{\theta} = 1,95$ - $\alpha_o = 15^0$, $\bar{\theta} = 2,44$ - $\alpha_o = 10^0$ с использованием формулы (12).

Используя результаты, приведенные в [9, 10], получим уравнения кривой, которой очерчен исходный контур в промежутке $0 \leq f_1 \leq 2$ (размеры в долях модуля) и первых двух производных этой функции по f_1 :

- при $\alpha_o = 20^0$

$$f_2 = -0,118 f_1^{0,4573} + 0,5526 f_1; \quad (13)$$

$$f'_2 = -0,054 f_1^{-0,543} + 0,5526;$$

$$f''_2 = 0,0294 f_1^{-1,543};$$

- при $\alpha_o = 15^\circ$

$$f_2 = -0,238 f_1^{0,6753} + 0,6075 f_1; \quad (14)$$

$$f'_2 = -0,161 f_1^{-0,325} + 0,6075;$$

$$f''_2 = 0,0522 f_1^{-1,325};$$

- при $\alpha_o = 10^\circ$

$$f_2 = -2,458 f_1^{0,961} + 2,759 f_1; \quad (15)$$

$$f'_2 = -2,363 f_1^{-0,039} + 2,759;$$

$$f''_2 = 0,0911 f_1^{-1,039}.$$

На рис. 3 изображен общий вид синтезированного исходного контура, а в табл. 1 даны его геометрические параметры.

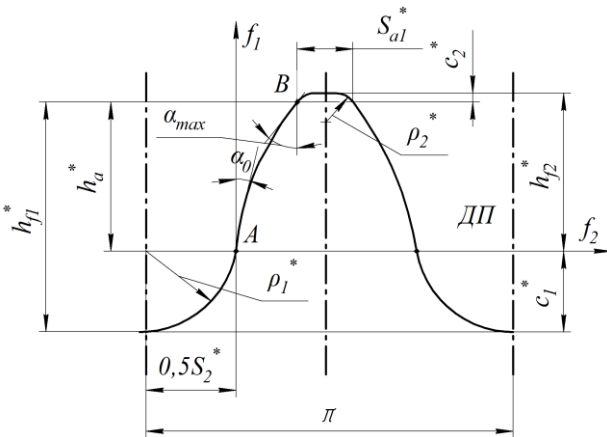


Рис. 3. Общая схема исходного контура (ДП – делительная прямая)

Таблица 1.

Геометрические параметры синтезированных исходных контуров (размеры в долях модуля)

α_o	h_a^*	h_{f1}^*	h_{f2}^*	S_{a1}^*	S_{a2}^*
20	2,0	2,228	2,168	0,6047	0,6497
15	2,0	2,29	2,197	0,7128	0,7578
10	2,0	2,361	2,226	0,816	0,861
α_o	ρ_1^*	ρ_2^*	c_1^*	c_2^*	
20	0,3457	0,3564	0,228	0,168	
15	0,3922	0,4202	0,29	0,197	
10	0,4371	0,481	0,361	0,226	

3. Сравнительный анализ по критериям работоспособности

В качестве примера рассмотрим зубчатую передачу с параметрами:

- число зубьев шестерни - $z_1 = 20$;
- число зубьев колеса - $z_2 = 80$;
- модуль зацепления - $m = 1$ мм;
- радиус начальной окружности шестерни - $R_1 = 10$ мм;
- радиус начальной окружности колеса - $R_2 = 40$ мм;
- исходные контуры синтезированной передач – табл. 1;
- профильный угол эвольвентной передачи - $\alpha_o = 20^\circ$.

Результаты расчетов по критериям работоспособности для синтезируемых исходных контуров представлен на рис. 4-6.

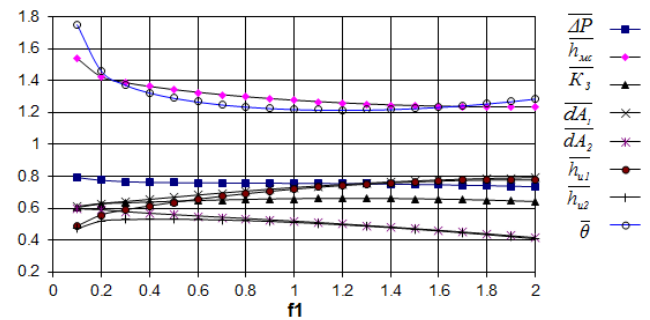


Рис. 4. Графики изменения критериев нагрузочной способности внеполусной зубчатой передачи при $\alpha_o = 20^\circ$

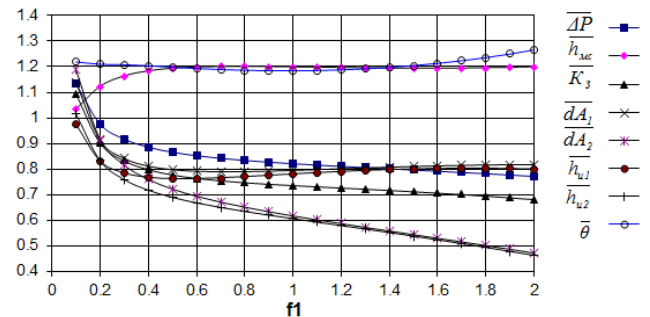


Рис. 5. Графики изменения критериев нагрузочной способности внеполусной зубчатой передачи при $\alpha_o = 15^\circ$

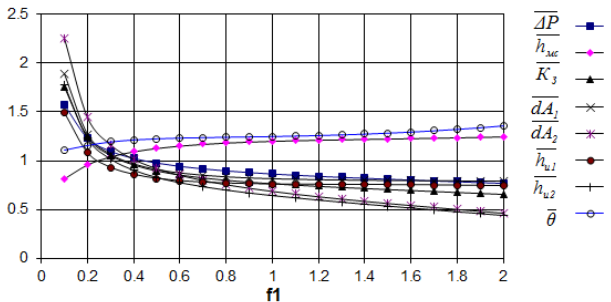


Рис. 6. Графики изменения критериев нагруженности внеполусной зубчатой передачи при $\alpha_0 = 10^\circ$

Из анализа данных графиков на рис. 4-6 следует, что по всему полю зацепления $0 \leq f_1 \leq 2$ значения критериев работоспособности зубчатой передачи с зубьями, спрофилированными с применением синтезированных исходных контуров, значительно выше в сравнении с эвольвентной зубчатой передачей. Согласно данным рис. 4-6 эти критерии имеют значения:

- критерий потерь мощности в зацеплении $\overline{\Delta P}$ составляет 0,73...0,79 от критерия потерь в эвольвентном зацеплении;
- критерий толщины масляного слоя $\overline{h_{мс}}$ между рабочими поверхностями в 1,23...1,54 раза больше, чем в эвольвентном зацеплении;
- критерий заедания $\overline{K_3}$ составляет 0,6...0,9 от критерия заедания эвольвентной передачи;

Список литературы

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник / Под ред. Э.Б. Вулгакова. М.: Машиностроение, 1981. 374 с.
2. Башански М., Токоли П., Ваня Ф., Кожух И. Возможность использования неэвольвентного зацепления в коробках передач сельскохозяйственных машин // Вісник НТУ «ХП». 2011. № 29. С. 21-30.
3. Аникин Ю.В. Синусоидальное зацепление. Воронеж: Изд-во ВНУ, 1975. 56 с.
4. Шабанов И.Р. О зубчатой передаче с конхoidalной линией зацепления // Труды НИИинформтяжмаш «Надежность и качество зубчатых передач». 1967. Вып. 18-67-106. С.1-8.
5. Шабанов И.И. Зубчатая передача, со-

- критерий удельной работы сил трения \overline{dA} составляет 0,41...0,79 от удельных работ сил трения эвольвентной передачи;
- критерий износа зубьев $\overline{h_u}$ составляет 0,41...0,79 от критерия зубьев эвольвентной передачи;
- критерий контактной прочности $\overline{\theta}$ зубьев в 1,26...1,74 раза больше, чем критерий контактной прочности эвольвентной передачи.

4. Заключение

Разработан метод синтеза исходного контура зубьев внеполусных зубчатых передач с параллельными осями с использованием разработанной математической модели по определению критериев работоспособности.

Разработана геометрия исходных контуров зубьев внеполусной передачи синтезом с использованием постоянного значения критерия контактной прочности по полю зацепления.

Проведен сравнительный анализ критериев работоспособности синтезированных и эвольвентной передач.

Дальнейшее использование полученных результатов связано с определением рациональных параметров синтезированного исходного контура и проведением экспериментальных исследований.

References

1. *Aviacionnye zubchatye peredachi i reduktory*. Ed. Je.B. Vulgakov. Moscow, Mashinostroenie, 1981. 374 p. (In Russian)
2. Bashanski M., Tokoli P., Vanja F., Kozhuh I. *Vozmozhnost ispolzovaniya neevolventnogo zatsepleniya v korobkakh peredach selskokhozyaystvennykh mashin*. *Visnik NTU «HPI»*, 2011, No. 29, pp. 21-30. (In Russian)
3. Anikin Yu.V. *Sinusoidalnoe zatseplenie* [Sinusoidal gearing]. Voronezh, VNU, 1975, p. 56. (In Russian)
4. Shabanov I.R. *O zubchatoy peredache s konkhoidalnoy liniey zatsepleniya*. In: *Proceeding of NIinformtyazhmash "Nadezhnost i kachestvo zubchatykh peredach"*, Iss. 18-67-

стоящая из цилиндрических зубчатых колес с конхoidalной линией зацепления и ее элементы // Труды УСХИ. 1966, Т. XII, Вып.1. С.20-28.

6. Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением. Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. 408 с.

7. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. Харьков: ХНАДУ, 2005. 100 с.

8. Шишов В.П., Панкратов Д.А., Муховатый А.А. Критерии оценки работоспособности передач зацеплением // Вісник національного технічного університету «ХПІ». 2001. № 12. С. 33-40.

9. Шишов В.П., Бурко В.В., Ревякина О.А., Муховатый А.А. Синтез зубчатых передач с пониженной энергоемкостью // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2012. № 13 (184). Ч.1. С. 117-123.

10. Муховатый А.А. Неэвольвентные зубчатые передачи с высокой контактной прочностью зубьев // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2013. № 5 (194). Ч. 2. С. 199-203.

106, 1967, pp. 1-8. (In Russian)

5. Shabanov I.I. Zubchataya peredacha, sostoyashchaya iz tsilindricheskikh zubchatykh koles s konkhoidalnoy liniey zatsepleniya i eye elementy. In: *Proceeding of USHI*, 1966, Vol. XII, Iss. 1b, pp. 20-28. (In Russian)

6. Shishov V.P., Nosko P.L., Fily P.V. *Teoreticheskie osnovy sinteza peredach zatsepleniem* [Theoretical foundations of the synthesis of gears by gearing]. Lugansk, SNU im. V. Dalja, 2006. 408 p. (In Russian)

7. Pavlov A.I. *Sovremennaya teoriya zubchatykh zatsepleni* [Modern gear theory]. Harykov, HNADU, 2005. 100 p. (In Russian)

8. Shishov V.P., Pankratov D.A., Muhovaty A.A. Kriteriy otsenki rabotosposobnosti peredach zatsepleniem. *Visnik natsionalnogo tekhnichnogo universiteta «HPI»*, 2001, No. 12, pp. 33-40. (In Russian)

9. Shishov V.P., Burko V.V., Revyakina O.A., Muhovaty A.A. Sintez zubchatykh peredach s ponizhennoy energoyemkostyu. *Visnik Shidnoukraynsykogo natsionalynogo universitetu imeni V. Dalya*, 2012, No. 13 (184), Ch.1, pp. 117-123. (In Russian)

10. Muhovaty A.A. Neevolventnye zubchatye peredachi s vysokoy kontaktnoy prochnosti zubev. *Visnik Shidnoukraynsykogo natsionalynogo universitetu imeni V. Dalya*, 2013, No. 5 (194), Ch. 2, pp. 199-203. (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ РАМЫ БАЗОВОЙ СТАНЦИИ
МОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНОГО КАНАТНОГО КОМПЛЕКСАLOAD SIMULATION OF A BASE STATION CHASSIS OF THE MOBILE TRANSPORT
AND OVERLOADING ROPE COMPLEXТаричко В.И., Шалупина П.И.
Tarichko V.I., Shalupina P.I.АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)
Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы моделирования напряженно-деформированного состояния рамы шасси, предназначенного для размещения оборудования базовой станции мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса. Определены основные расчетные случаи. Построены геометрические и расчетные конечноэлементные модели, учитывающие особенности металлической конструкции и элементов подвески. Применена методика склейки элементов сеточной модели. На основе выполненных расчетов сделаны выводы о соответствии разработанной конструкции требованиям прочности и жесткости.

Ключевые слова: мобильная канатная дорога, шасси, рама, напряженно-деформированное состояние.

Дата принятия к публикации: 31.03.2021
Дата публикации: 25.06.2021

Сведения об авторах:

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

Шалупина Павел Игоревич – начальник конструкторского бюро расчетов и надежности АО «Брянский автомобильный завод», e-mail: p.shalupina@gmail.com.

Abstract. The article deals with the issues of modeling the stress-strain state of a chassis designed to accommodate the equipment of a mobile transport and overloading rope complex. The main computational cases are determined. Geometric and computational finite element models are constructed, taking into account the features of the metal structure and suspension elements. The method of gluing elements of the grid model is applied. On the basis of the performed calculations, conclusions are drawn about the compliance of the developed structure with the requirements of strength and rigidity.

Keywords: mobile ropeway, chassis, frame, stress-strain state.

Date of acceptance for publication: 31.03.2021
Date of publication: 25.06.2021

Authors' information:

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

Pavel I. Shalupina – Head of the Design Bureau of Calculations and Reliability, Bryansk Automobile Plant JSC, e-mail: p.shalupina@gmail.com.

Благодарности

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

Acknowledgements

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

1. Введение

Мобильные транспортно-перегрузочные канатные комплексы используются для выполнения транспортных операций в труднодоступной местности, а также в сложных опе-

ративных условиях. Оборудование канатной дороги (канатные шкивы, мачты, натяжные устройства, тяговые и несущие канаты, при-
воды) размещаются на мобильных шасси различной конструкции (на колесных или гусеничных шасси) [1-13].

Известны различные варианты компоновки основного оборудования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на базовом шасси. Один из вариантов предполагает размещение мачты канатной дороги на конце рамы (в районе заднего свеса) [14]. При работе рама воспринимает внешние нагрузки, действующие со стороны канатной дороги [14, 15].

В работе рассмотрен расчет напряженно-деформированного состояния рамы шасси базовой станции, на основе результатов которого сделан вывод о соответствии конструкции условиям прочности и жесткости.

2. Конструкция рамы базовой станции

Конструкция рамы базового шасси показана на рис. 1. Основные эксплуатационные нагрузки воспринимает рама 1 и надрамник 2, состоящие из ряда лонжеронов. Базовая станция комплекса оснащается аутригерами 3 и 4, позволяющими обеспечить общую устойчивость системы согласно рекомендациям [3]. Узел установки 5 мачты канатной дороги представляет собой опорный круг, к которому мачта крепится шпильками.

Элементы конструкции рамы и надрамника изготавливаются из стали марки 09Г2, элементы конструкции аутригеров – из стали 30ХГСА или аналогов.

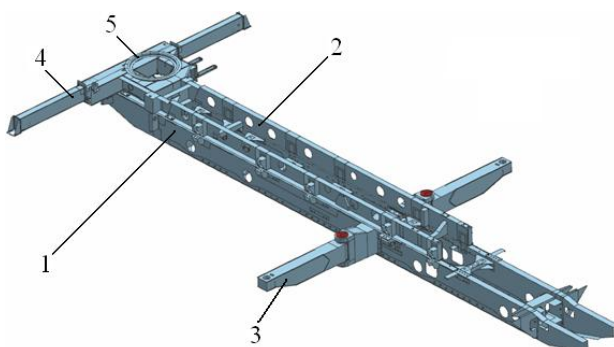


Рис. 1. Идеализированная геометрическая модель рамы базовой станции: 1 – основная рама; 2 – надрамник; 3 – передний аутригер; 4 – задний аутригер; 5 – узел установки мачты канатной дороги

В ходе проектирования базового шасси построена его геометрическая твердотельная модель (рис. 1). Для этого согласно извест-

ным методикам [16-18] использовалась система инженерного геометрического моделирования (CAD-система).

3. Определение расчетных нагрузок, действующих на раму базовой станции

При исследовании динамической нагруженности учитываются два режима работы – монтаж (развертывание) мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса на месте (режим 1) и эксплуатационный режим (режим 2). При этом статическая прочность конструкции однозначно определяется режимом 2.

Расчетная схема для определения нагрузок приведена на рис. 2. В зависимости от текущего значения угла ориентации мачты γ_t можно выделить две стадии, каждой из которых соответствует своя система внешних нагрузок.

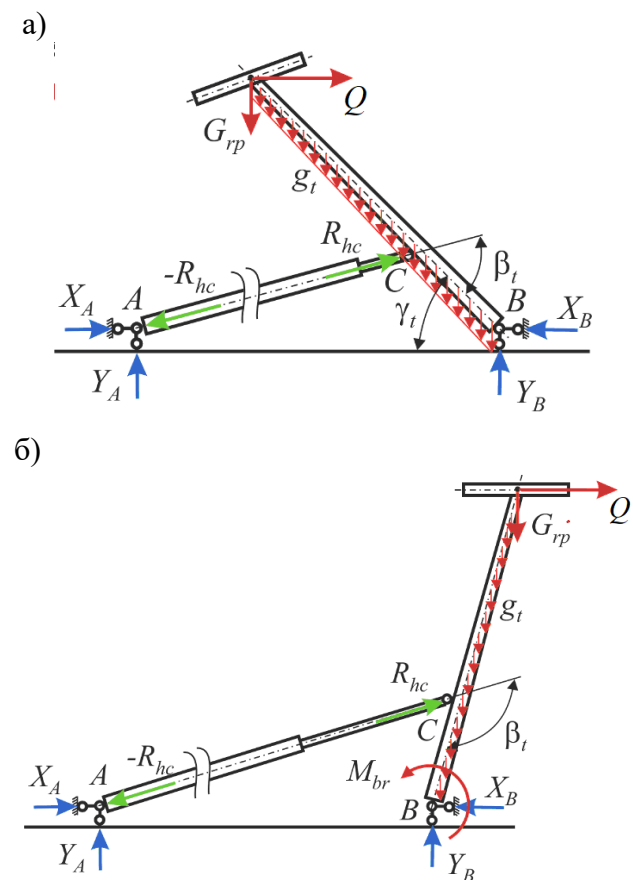


Рис. 2. Расчетная схема для определения нагрузок от мачты: а – стадия 1 при $\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \pi/2$; б – стадия 2 при $\pi/2 < \gamma_t \leq \gamma_{ws}$ [19]

Усилие на гидроцилиндре можно вычислить следующим образом:

- стадия 1 ($\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \gamma_{br}$)

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

- стадия 2 ($\gamma_{br} < \gamma_t \leq \pi/2 + \gamma_{ws}$)

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

где G_{rp} – динамическая нагрузка со стороны канатной дороги и сосредоточенный вес канатного шкива с элементами механизма его ориентации; g_t – распределенный вес мачты; Q – рабочее натяжение канатной системы; $M_{br}(\gamma_t)$ – тормозной момент относительно шарнира В, создаваемый специальным тормозным устройством; H_t – плечо гидроцилиндра; k_R – коэффициент запаса по усилию гидроцилиндра, учитывающий инерционные нагрузки при повороте концевой опоры вокруг шарнира В и весовые нагрузки от дополнительных элементов опоры (можно принять $k_R \sim 1,2 \dots 1,4$); n_{hc} – число силовых гидроцилиндров механизма; l_{ij} – расстояние между точками i и j [19].

Опорные реакции в местах шарнирного крепления к несущей раме концевой опоры и гидроцилиндра составляют:

$$Y_A = R_{hc} \left| \sin \left[\operatorname{atg} \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right] \right|;$$

$$Y_B = G_{rp} + g_t H_t -$$

$$- n_{hc} R_{hc} \left| \sin \left[\operatorname{atg} \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right] \right|;$$

$$X_A = R_{hc} \cos \left[\operatorname{atg} \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right];$$

$$X_B = -n_{hc} X_A \text{ [19].}$$

4. Расчетная модель для исследования напряженно-деформированного состояния рамы базовой станции

Моделирование напряженно-деформированного состояния рамы базовой станции

мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса выполнено методом конечных элементов [16-17, 20].

На основе геометрической модели (рис. 1) разработана расчетная конечноэлементная модель (рис. 3). Геометрия листовых тел аппроксимируется плоскими оболочечными трех и четырехузловыми конечными элементами, учитывающими толщину металла в каждом узле, твердых тел – объемными тетраэдральными четырехузловыми конечными элементами.

Листовые элементы соединены между собой посредством инструмента моделирования «сшивка», при использовании которого грани «сшиваются» между собой в единое тело по совпадающим ребрам. В дальнейшем образуется сплошная согласованная конечноэлементная сетка.

Массы установленных узлов и агрегатов приняты согласно весовой ведомости на шасси и учтены в модели в виде точечных масс, расположенных в их центрах тяжести и связанных с местами крепления специальными интерполяционными конечными элементами распределения массовых нагрузок.

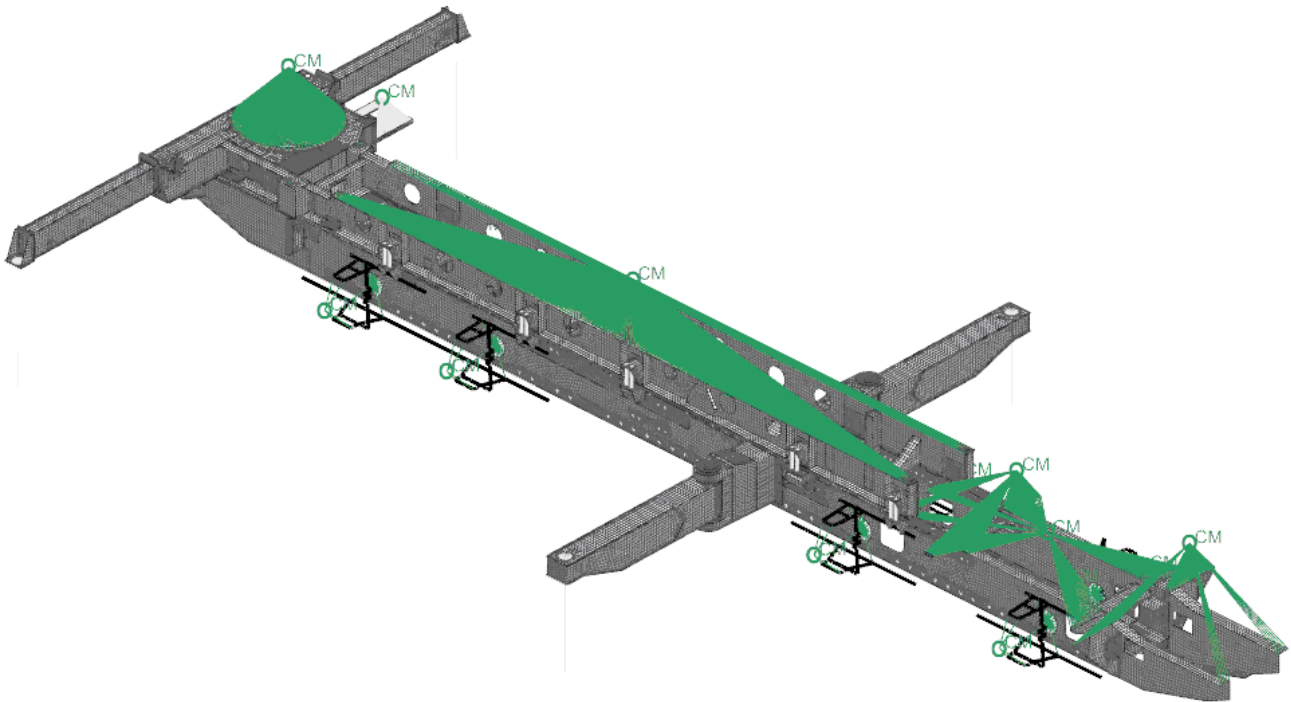
Дополнительно для корректной передачи усилий между элементами конструкции в некоторых частях модели применяются специальные объекты моделирования типа «склейка», которые технически реализуются в виде абсолютно жестких соединений.

Соединение некоторых конструктивных элементов осуществляется при помощи болтовых соединений. В связи с этим в предложенной модели реализованы упрощенные модели болтовых соединений, представляющих собой набор одномерных элементов. Тело болта моделируется балочным элементом, имеющим геометрические размеры и свойства материала болта, а взаимодействие шляпки/гайки к конструкцией – элементами связи, что обеспечивает корректную силовую схему в области болтового соединения.

Средний размер плоских конечных в модели составляет 30 мм, объемных – 20 мм. Количество узлов в модели равно 143302, элементов – 221670.

Общий вид разработанной конечноэлементной модели представлен на рисунке 2.

a)



б)

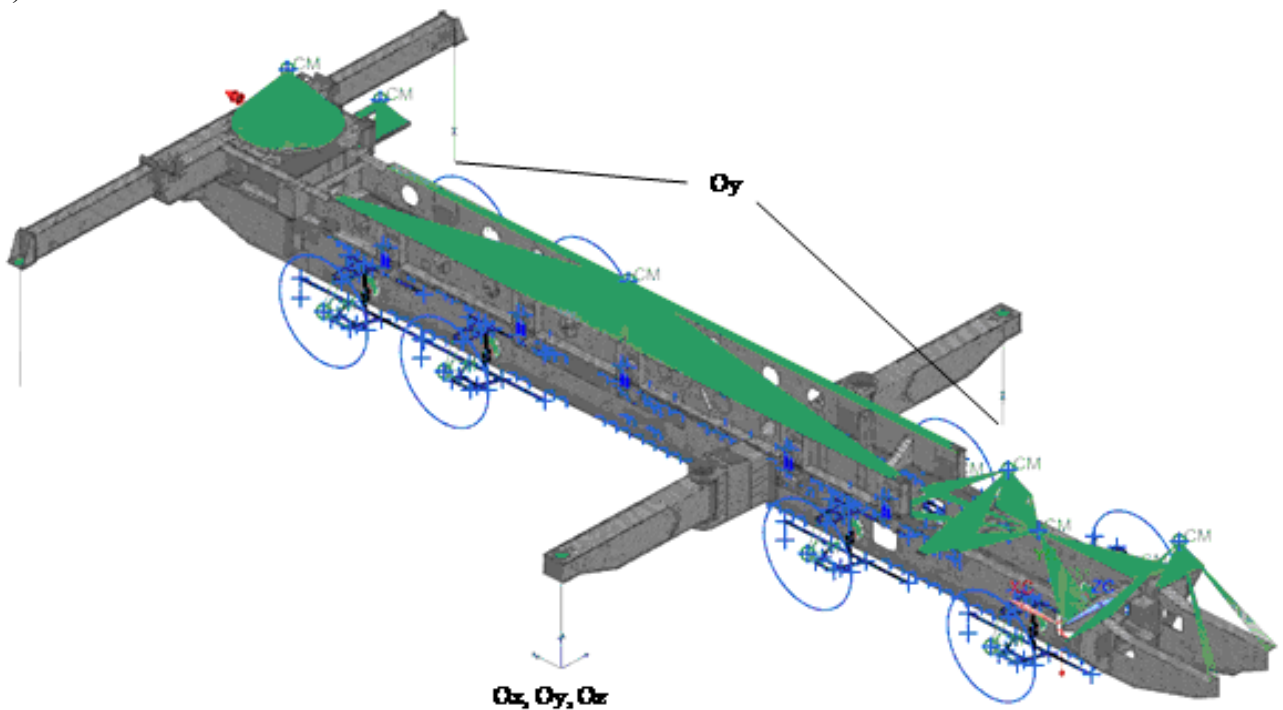


Рис. 3. Расчетная конечноэлементная модель рамы базовой станции:
а – сеточная модель с заданными массами элементов конструкции;
б – конечноэлементная модель с закреплениями

5. Результаты расчета напряженно-деформированного состояния рамы базовой станции

На рис. 4 показана картина распределения суммарных деформаций рамы базового шасси (геометрическая сумма деформаций по осям координат). Максимальные деформации рамы достигают 120 мм. Это связано с относительно высокой длиной рамы при сравнительно малой ее ширине (отношение составляет 10:1). При оценке общей устойчивости базовой станции следует учитывать эти упругие деформации. Экспериментальные исследования показали, что расчет устойчивости без учета деформаций рамы приводит к нарушению равновесия. Однако детальное описание этого вопроса не входит в предмет рассмотрения настоящей статьи.

На рис. 5 показана картина распределения эквивалентных напряжений по Мезису, действующих в элементах исследуемой конструкции. В целом напряжения в наиболее

нагруженных областях не превышают 120...160 МПа.

Значения действующих эквивалентных напряжений в характерных точках конструкции приведены в таблице.

Таблица
Эквивалентные напряжения по Мезису

Точка	Напряжение, МПа
Лонжероны в районе кабины	20...40
Лонжероны между передними и задними аутригерами	110...130
Лонжероны в зоне узла установки мачты канатной дороги	180...220
Передние аутригеры шасси	140...190
Надрамник в зоне узла установки мачты канатной дороги	140...190

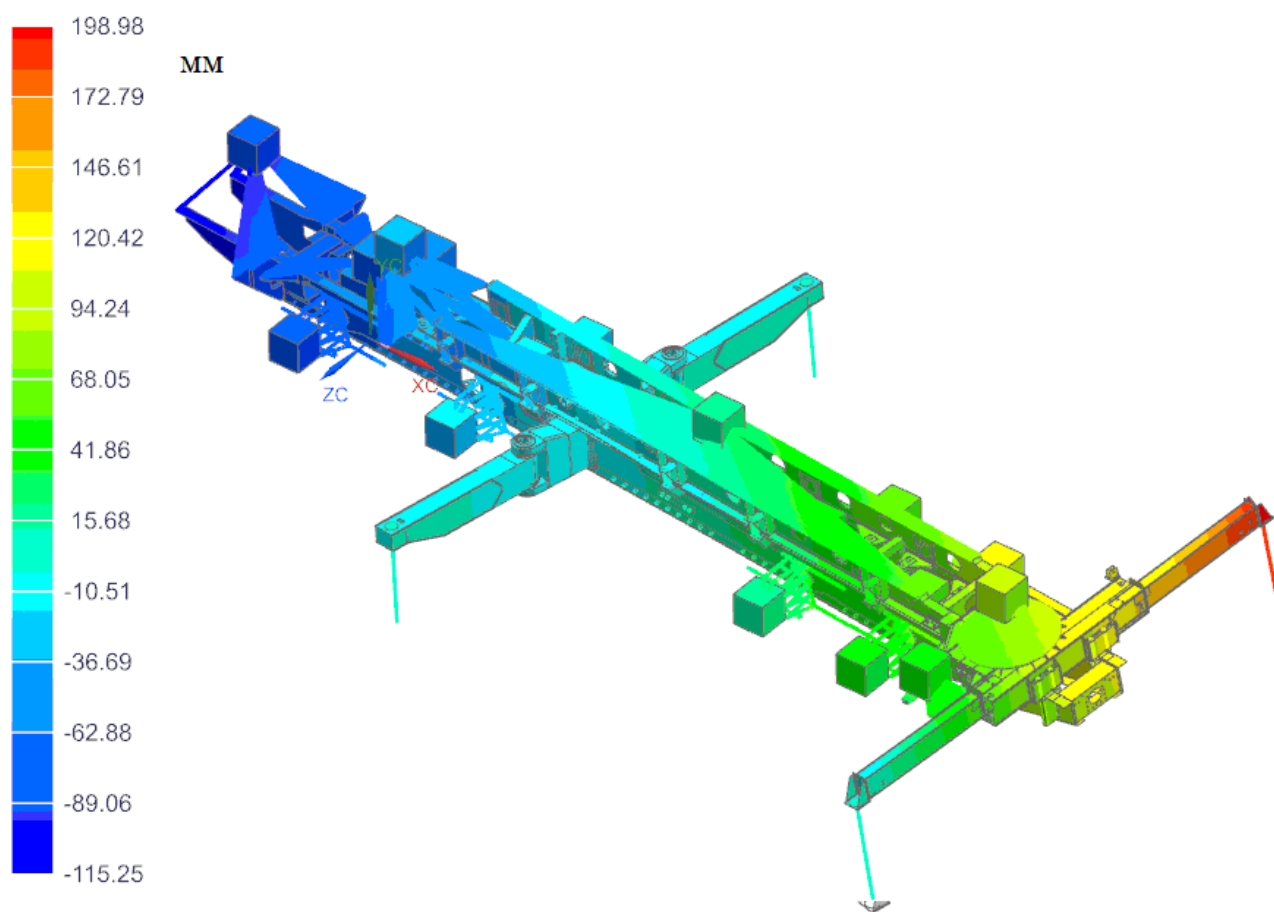


Рис. 4. Суммарные перемещения расчетных точек рамы базовой станции (в мм)

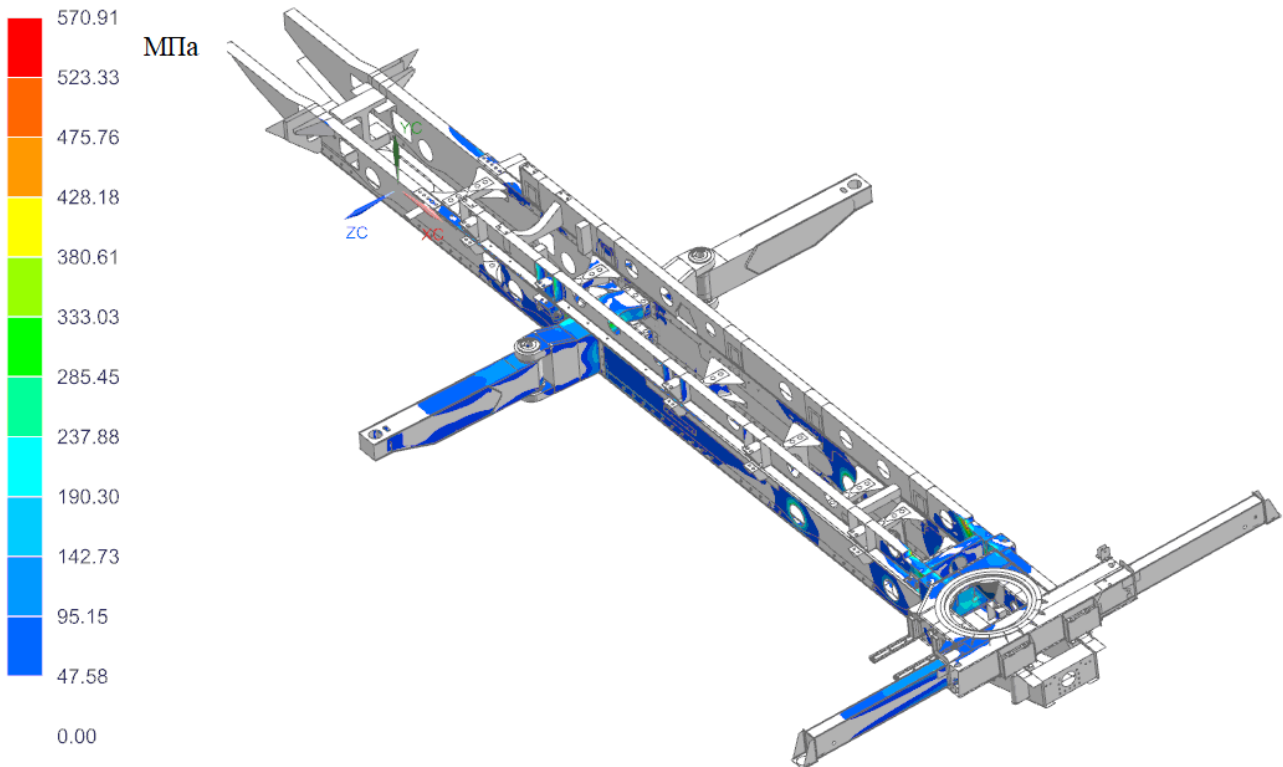


Рис. 5. Эквивалентные напряжения по Мезису рамы базовой станции (в МПа)

Расчеты базового шасси стандартной конструкции показали наличие в раме зон перегрузки, в которых могут возникнуть пластические деформации (рис. 6).

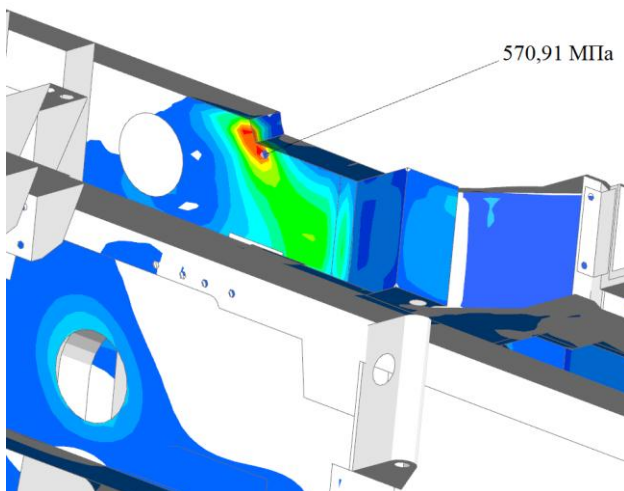


Рис. 6. Локальные зоны перегрузки в районе узла установки мачты канатной дороги

Эквивалентные напряжения в этих локальных зонах, расположенных возле узла установки мачты канатной дороги, достигают 570 МПа при пределе текучести материала 350 МПа.

Следует отметить, что реальные напряжения в зонах пластической деформации будут несколько ниже, так как в расчете используется линейно-упругая модель материала. Однако с точки зрения конструктора это не имеет значения, так как наличие зон пластической деформации не только не допустимо, но и необходимо обеспечить запас прочности не ниже 1,2...1,6.

Для решения выявленной проблемы предложен вариант усиления рамы стандартной конструкции (рис. 7).

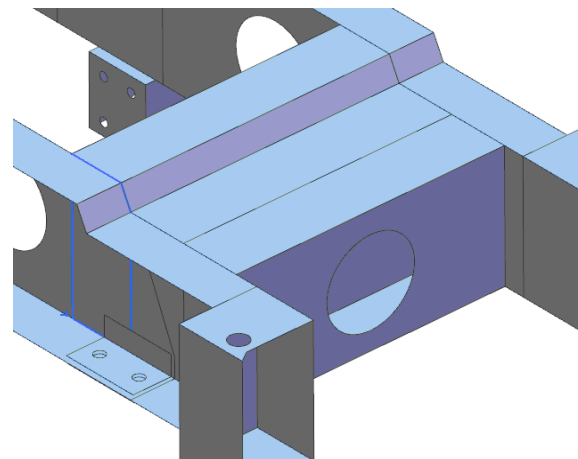


Рис. 7. Элемент усиления рамы

Расчет усиленной конструкции (рис. 8) показал, что максимальные деформации снижаются на 15%, запас прочности в выявленной зоне перегрузки составляет 1,24.

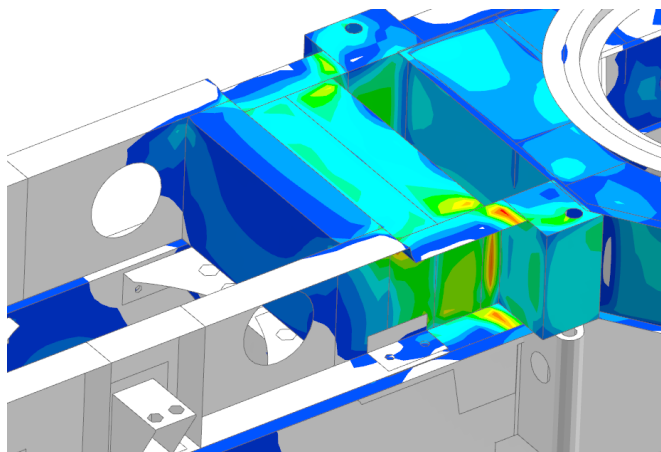


Рис. 8. Картина распределения эквивалентных напряжений в усиленной конструкции

Список литературы

1. Пат. 2337023 Рос. Федерация: МПК7 В61В 7/00. Мобильная подвесная канатная дорога / Короткий А.А., Хальфин М.Н., Маслов В.Б. и др.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. № 2007102705/11; заявл. 24.01.2007; опубл. 27.10.2008, Бюл. 30.
2. Пат. 2465423 Рос. Федерация: МПК7 E04H 3/14. Стадион / Короткий А.А., Приходько В.М. Кустарев Г.В. и др.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. № 2011112660/03; заявл. 01.04.2011; опубл. 27.10.2012, Бюл. 30.
3. Лагереv А.В., Таричко В.И., Солдатченков С.П. Обеспечение общей устойчивости базовых колесных станций мобильных канатных дорог // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 210-220.
4. Макурин А.Н., Обрядин В.П. К вопросу об использовании мобильных воздушных канатных дорог для аварийно-спасательных работ // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. 2015. № 4. С. 73-77.

6. Основные выводы и рекомендации

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Спроектированная конструкция рамы базовой станции мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса удовлетворяет требованиям прочности и жесткости. Максимальные значения действующих эквивалентных напряжений не превышают 120...160 МПа.

2. При расчете общей устойчивости базовой станции следует учитывать упругие деформации рамы шасси. Это связано с высокими деформациями, обусловленными относительно высокой длиной рамы при сравнительно малой ее ширине.

3. При разработке комплексных математических моделей [21] рекомендуется разработка подмодели крутильных деформаций рамы, вызванных внешними воздействиями.

References

1. Patent RU 2337023, B61B 7/00. Mobilnaya podvesnaya kanatnaya doroga [Mobile ropeway]. Korotkiy A.A., Khalphin M.N., Maslov V.B. Published 27.10.2008. (In Russian)
2. Patent RU 2465423, E04H 3/14. Stadion [Stadium]. Korotkiy A.A., Prihodko V.M., Kustarev G.V. Published 27.10.2012. (In Russian)
3. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P. General stability of a base vehicle of a mobile ropeway. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 210-220. (In Russian)
4. Makurin A.N., Obryadin V.P. K voprosu ob ispolzovanii mobilnykh vozдушnykh kanatnykh dorog dlya avariyno-spasatelnykh rabot (On the use of mobile aerial ropeways for rescue operations). *Nauchnye i obrazovatelnye problemy grazhdanskoj zashchity*, 2015, No. 4, pp. 73-77. (In Russian)
5. Lagerev I.A., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P., Ignatov D.A. The experimental model creation of a mobile ropeway by 3D-printing. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 221-230. DOI: 10.22281/2413-

5. Лагереv И.А., Таричко В.И., Солдатченков С.П., Игнатов Д.А. Создание экспериментального макета мобильной канатной дороги с использованием 3D-печати // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 221-230. – DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-221-230>.

6. Мехренцев А.В., Герц Э.Ф., Мартишек Я., Новак Л. Канатные трелевочные установки. Екатеринбург, Брно: УГЛТУ, 2012. 19 с.

7. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Оптимальное проектирование линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2015. Т.1. № 1. С. 57-65.

8. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Короткий А.А., Панфилов А.В. Концепция инновационной системы городского транспорта «Канатное метро города Брянска» // Вестник Брянского государственного технического университета. 2012. №3. С. 12-15. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302025>

9. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Оптимизация шага установки промежуточных опорных конструкций вдоль линии канатного метро // Вестник Брянского государственного университета. 2014. № 4. С. 22-30. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302237>

10. 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. Ростов-на-Дону, ДГТУ, 2017. 344 с.

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

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

12. Лагереv И.А., Таричко В.И., Лагереv А.В. Формирование стратегии восстановления канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного

9920-2019-05-02-221-230 (In Russian)

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

7. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of cable subway lines in a highly urbanized city environment. *Izvestiya MGTU "MAMI"*, 2015, Vol.1, No.1, pp. 57-65. (In Russian)

8. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Korotkiy A.A., Panfilov A.V. Innovation transport system "Bryansk rope metro". *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2012, No. 3, pp. 12-15. (In Russian)

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302025>

9. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Cable transport system "Kanatnoe metro" towers distance optimization. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2014, No.4, pp. 22-30.

10. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V. *Razvitie transportnoy infrastruktury krupnykh gorodov i territoriy na osnove tekhnologii kanatnogo metro* [The development of transport infrastructure of large cities and territories on the basis of technology of passenger ropeways]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2017. 344 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311913> (In Russian)

11. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Modeling operation modes of hydraulic drives with frequency-throttle regulation of mobile transport and overloading ropes complexes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 462-480. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480 (In Russian)

12. Lagerev I.A., Tarichko V.I., Lagerev A.V. Formation of the strategy for restoring the rope system of the mobile transport and reloading rope complex during operation. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 276-293. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-276-293 (In Russian)

13. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Probability-temporal analysis of reliability indicators kinetics at the stage of designing a rope system of a mobile transport and reload-

комплекса в процессе эксплуатации // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 276-293. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-276-293

13. Лагереv А.В., Таричко В.И., Лагереv И.А. Вероятностно-временной анализ кинетики показателей надежности на стадии проектирования канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 256-275. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2020-06-02-256-275>

14. Лагереv А.В., Таричко В.И., Лагереv И.А. Компоновка технологического оборудования на базовом шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №3. С. 388-403. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-388-403

15. 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>

16. Вершинский А.В., Лагереv И.А., Шубин А.Н., Лагереv А.В. Численный анализ металлических конструкций подъемно-транспортных машин. Брянск: РИО БГУ, 2014. 186 с.

17. Вершинский А.В., Лагереv И.А., Шубин А.Н., Лагереv А.В. Расчет металлических конструкций подъемно-транспортных машин методом конечных элементов. Брянск: РИО БГУ, 2015. 210 с.

18. Киятина, И.И. Формирование компетенций в области современных сквозных цифровых технологий у обучающихся по направлению «Реклама и связи с общественностью» / И.И. Киятина, И.А. Лагереv // Ученые записки Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 11-15.

19. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко В.И. Конструкции и основы проектирования мобильных транспортно-перегрузочных

ing ropeway. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 256-275. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2020-06-02-256-275> (In Russian)

14. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Placement of technological equipment on the basic chassis of the mobile transportation and reloading rope complex. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.3, pp. 388-403. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-388-403 (In Russian)

15. 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)

16. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Chislennyi analiz metallicheskh konstruktsii podemno-transportnykh mashin* [Numerical analysis of metal constructions of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2014. 186 p. (In Russian).

17. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Raschet metallicheskh konstruktsii podemno-transportnykh mashin metodom konechnykh elementov* [Calculation of metal structures of lifting and transport machines by the finite element method]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 210 p. (In Russian).

18. Kiyutina I.I. Lagerev I.A. Formation of competencies in the field of modern end-to-end digital technologies for students in the direction of PR, *Uchenye zapiski Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 11-15. (In Russian)

19. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Konstruktsii i osnovy proektirovaniya*

канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2020. 207 с.

20. Лагерев И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2011. №4. С. 29-36.

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

mobilnykh transportno-pergruzochnykh kanatnykh kompleksov [Structures and design basics of mobile transport and reloading rope complexes]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2020. 207 p.

20. Lagerev I.A. Simulation of stress-strain state in crane-manipulator of pipeline welding machine. *Izvestiya vyshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2011, No.4, pp. 29-36. (In Russian)

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

УДК (UDC) 629.35

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ТЯГОВО-СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА
ДЛЯ БУКСИРОВАНИЯ ТЯЖЕЛОГО ПРИЦЕПАSIMULATION OF THE LOAD OF THE TRACTION DEVICE
FOR TOWING A HEAVY TRAILERШалупина П.И., Рагулина Ю.В.
Shalupina P.I., Ragulina Iu.V.АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)
Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы моделирования напряженно-деформированного состояния тягово-сцепного устройства, предназначенного для буксирования тяжелого прицепа, на котором размещено оборудование базовой станции мобильного транспортно-перезгрузочного канатного комплекса. Определены основные расчетные нагрузки. Построены геометрические и расчетные конечноэлементные модели, учитывающие особенности металлической конструкции. Применена методика склейки элементов сеточной модели. Учитывается контактное взаимодействие деталей. На основе выполненных расчетов сделаны выводы о соответствии разработанной конструкции требованиям прочности.

Ключевые слова: колесное шасси, тягово-сцепное устройство, напряженно-деформированное состояние

Дата принятия к публикации: 01.04.2021
Дата публикации: 25.06.2021

Сведения об авторах:

Шалупина Павел Игоревич – начальник конструкторского бюро расчетов и надежности АО «Брянский автомобильный завод», e-mail: p.shalupina@gmail.com.

Рагулина Юлия Валерьевна – главный специалист конструкторского бюро расчетов и надежности АО «Брянский автомобильный завод», alekseeva.iulija2014@yandex.ru.

Abstract. The article deals with the issues of modeling the stress-strain state of a traction device designed for towing a heavy trailer, on which the equipment of the base station of a mobile transport and reloading rope complex is placed. The main design loads are defined. Geometric and computational finite element models are constructed, taking into account the features of the metal structure. The method of gluing elements of the grid model is applied. The contact interaction of the parts is taken into account. On the basis of the performed calculations, conclusions are drawn about the compliance of the developed structure with the requirements of strength.

Keywords: wheel chassis, traction device, stress-strain state

Date of acceptance for publication: 01.04.2021
Date of publication: 25.06.2021

Authors' information:

Pavel I. Shalipina – Chief specialist of the Design Bureau of Calculations and Reliability, Bryansk Automobile Plant JSC, e-mail: p.shalupina@gmail.com.

Iulia V. Ragulina – Main of the Design Bureau of Calculations and Reliability, Bryansk Automobile Plant JSC, alekseeva.iulija2014@yandex.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 Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

1. Введение

Мобильные транспортно-перезгрузочные канатные комплексы используются для выполнения транспортных операций в трудно-

доступной местности, а также в сложных оперативных условиях. Оборудование канатной дороги размещается на мобильных шасси различной конструкции (на колесных или гусеничных шасси) [1-16].

Известны различные варианты компоновки основного оборудования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на базовом шасси. В том числе, существует вариант применения полуприцепа для размещения активной платформы, устанавливаемой во время работы канатной системы на опорную поверхность [14, 16].

Данный полуприцеп может иметь массу до 30 т, что требует применение тягово-сцепных устройств с высокими техническими характеристиками.

В работе рассмотрен расчет напряженно-деформированного состояния тягово-сцепного устройства для буксировки тяжелого прицепа, на основе результатов которого сделан вывод о соответствии конструкции условиям прочности.

2. Конструкция тягово-сцепного устройства

Конструкция тягово-сцепного устройства показана на рис. 1. Конструкция буксирного прибора, входящего в состав тягово-сцепного устройства, предусматривает применение упругого элемента в виде пружины. Пружина предназначена для снижения динамического воздействия на несущую конструкцию тягача в процессе эксплуатации.

Тягово-сцепное устройство устанавливается на раме тягача (рис. 1, а) в коробке, приваренной к поперечине 1, усиленной ребрами жесткости 2 и 3. Поперечина крепится к лонжеронам 4. Крюк буксирного прибора 5 показан условно в виде сферы.

При воздействии усилия со стороны прицепа на крюк 5 буксирного прибора нагрузка передается через резьбовое соединение между гайкой 9 и шайбой 10. Шайба 10, в свою очередь, передает нагрузку на переднюю втулку пружины 11, которая, взаимодействуя с пружиной 12, перемещается вдоль стержня крюка 5 до упора в упорную втулку 13. В дальнейшем втулка пружины 14 при действии максимального усилия на крюк 5 воспринимает нагрузку от пружины 12 и упорной втулки 13 и передает её на пластину поперечины 6 и далее непосредственно на поперечину 1.

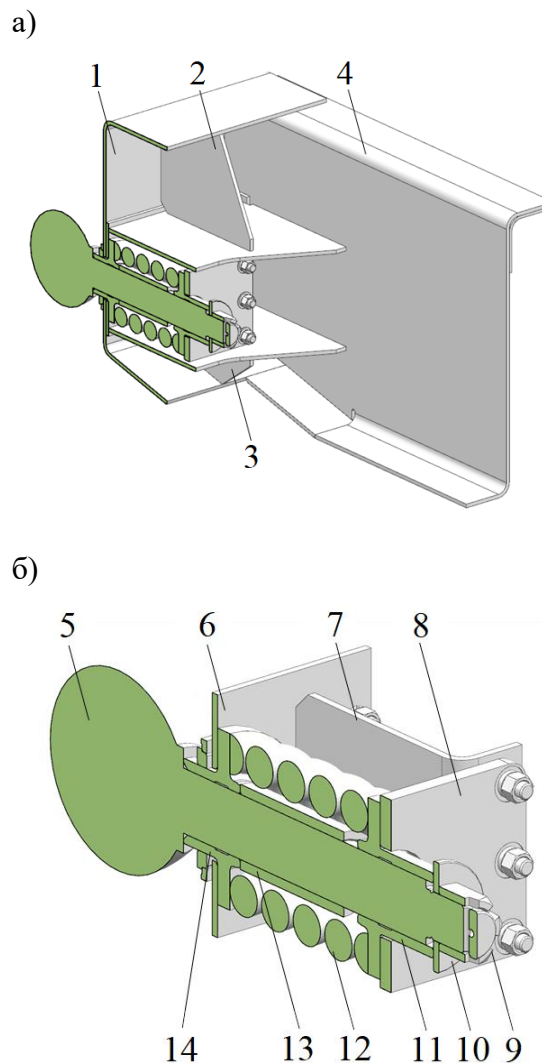


Рис. 1. Конструкция тягово-сцепного устройства для буксировки тяжелого прицепа: а – установка на раме тягача; б – буксирный прибор; 1 – поперечина; 2 – ребро поперечины вертикальное (верхнее); 3 – ребро поперечины вертикальное (нижнее); 4 – лонжерон; 5 – крюк; 6 – пластина поперечины; 7 – упор крышки; 8 – крышка задняя; 9 – гайка; 10 – шайба; 11 – втулка пружины внутренняя; 12 – пружина; 13 – втулка упорная; 14 – втулка пружины

В ходе проектирования тягово-сцепного устройства для буксировки тяжелого прицепа построена идеализированная геометрическая твердотельная модель (рис. 2). Для этого согласно известным методикам [16-18] использовалась система инженерного геометрического моделирования (CAD-система).

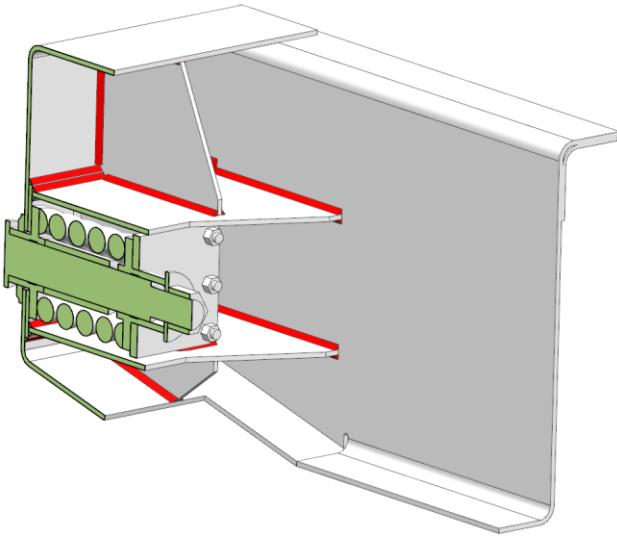


Рис. 2. Идеализированная модель тягово-цепного устройства для буксировки тяжелого прицепа

Исходная геометрическая модель была дополнена сварными швами между соединяемыми деталями. Зазор между свариваемыми деталями принят равным 0,5 мм. Идеализированная модель не учитывает фаски, скругления, галтели и проточки в деталях, поскольку данные конструктивные элементы не оказывают существенного влияния на результаты расчета [16, 17].

3. Определение расчетной нагрузки, действующей на тягово-цепное устройство

Расчет максимального усилия, возникающего при трогании тягача с места с прицепом полной массой 30 т, проводится по методике, описанной в [19]. Нагрузка на сцепке между тягачом и шасси определяется по следующей зависимости:

$$P_{\text{сц}} = m\varphi M_T \left[1 + e^{-\beta\tau} \sqrt{1 + \frac{2\xi c}{m\varphi M_T} \left(\sqrt{\frac{2\xi c}{m\varphi M_T}} - 2\gamma \right)} \right],$$

где c – жесткость пружины, Н/м; m – соотношение масс автопоезда; γ – коэффициент демпфирования, Нс/м; ξ – максимальный зазор в сцепке, м; φ – коэффициент сцепления; M_T – полная масса тягача, кг; β – угловая частота собственных колебаний системы, рад/с, вычисляемая по формуле:

$$\beta = \sqrt{\frac{c}{mM_T}},$$

τ – темп приложения нагрузки [19].

Темп приложения нагрузки определяется следующим образом [19]:

$$\tau = \frac{1}{\beta\sqrt{1-\gamma^2}} \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1-\gamma^2} \left[\sqrt{\frac{2\xi c}{m\varphi M_T} (1-4\gamma)} + 2\gamma \right]}{\gamma \sqrt{\frac{2\xi c}{m\varphi M_T} (3-4\gamma^2) - (1-2\gamma^2)}}.$$

4. Расчетная модель для исследования напряженно-деформированного состояния тягово-цепного устройства

Моделирование напряженно-деформированного состояния рамы базовой станции мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса выполнено методом конечных элементов [16, 17, 20].

Геометрия идеализированной модели аппроксимирована объемными конечными элементами тетраэдральной и гексаэдральной формы. Общее количество узлов в модели – 166 610, элементов – 400 578.

Взаимодействие деталей в рассматриваемой модели обеспечивается применением специальных объектов моделирования типа «контакт» и «склейка». Коэффициент трения между контактирующими деталями принят 0,15 (для контактных пар «сталь-сталь»).

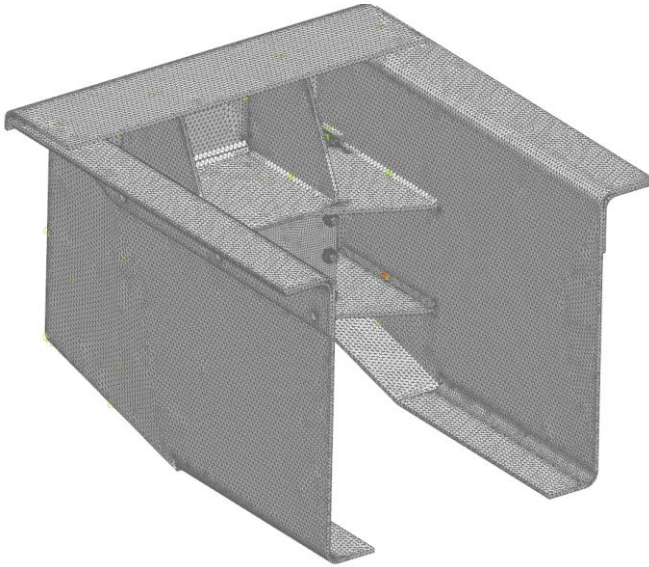
Сцепное усилие, вычисленное с использованием зависимостей, приведенных в разделе 3, составляет 420 кН и приложено в виде сосредоточенной нагрузки.

Общий вид разработанной конечноэлементной модели представлен на рис. 3.

5. Результаты расчета напряженно-деформированного состояния тягово-цепного устройства

На рис. 4 показана картина распределения эквивалентных напряжений по Мезису, действующих в элементах исследуемой конструкции. Значения действующих эквивалентных напряжений в характерных точках конструкции приведены в таблице.

а)



б)

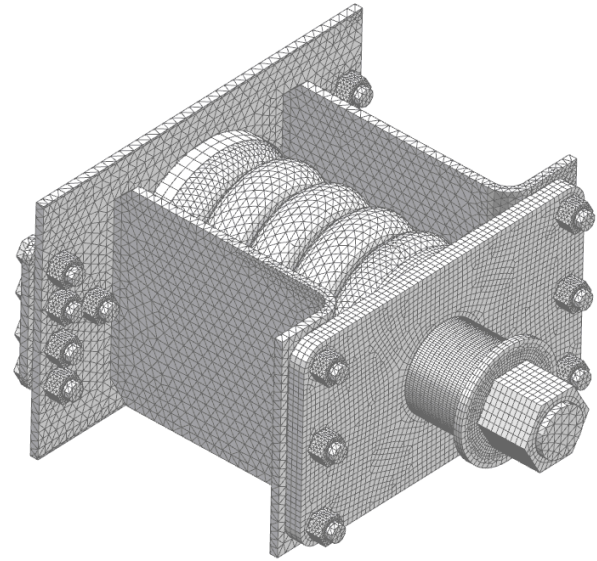


Рис. 3. Конечноэлементная модель тягово-цепного устройства:
 а – часть рамы тягача; б – буксирный прибор

Таблица

Результаты расчета на прочность

Элемент (локализация)	Эквивалентные напряжения, МПа	Допускаемые напряжения, МПа	Коэффициент запаса прочности
Рама (втулка задней крышки буксирного прибора)	331,38	325	1,18
Лонжероны рамы тягача в районе установки тягово-цепного устройства	60,0	325	5,41
Пружина (внутренняя поверхность витка)	1017,60	1225	1,44
Упорная втулка (зона контакта с втулкой пружины)	573,18	654	1,37
Втулка пружины (зона изменения жесткости в контакте между втулкой и стержнем крюка)	255,24	654	3,08
Втулка пружины внутренняя (зона изменения жесткости в контакте между втулкой и стержнем крюка)	446,11	654	1,76
Гайка	745	833	1,34

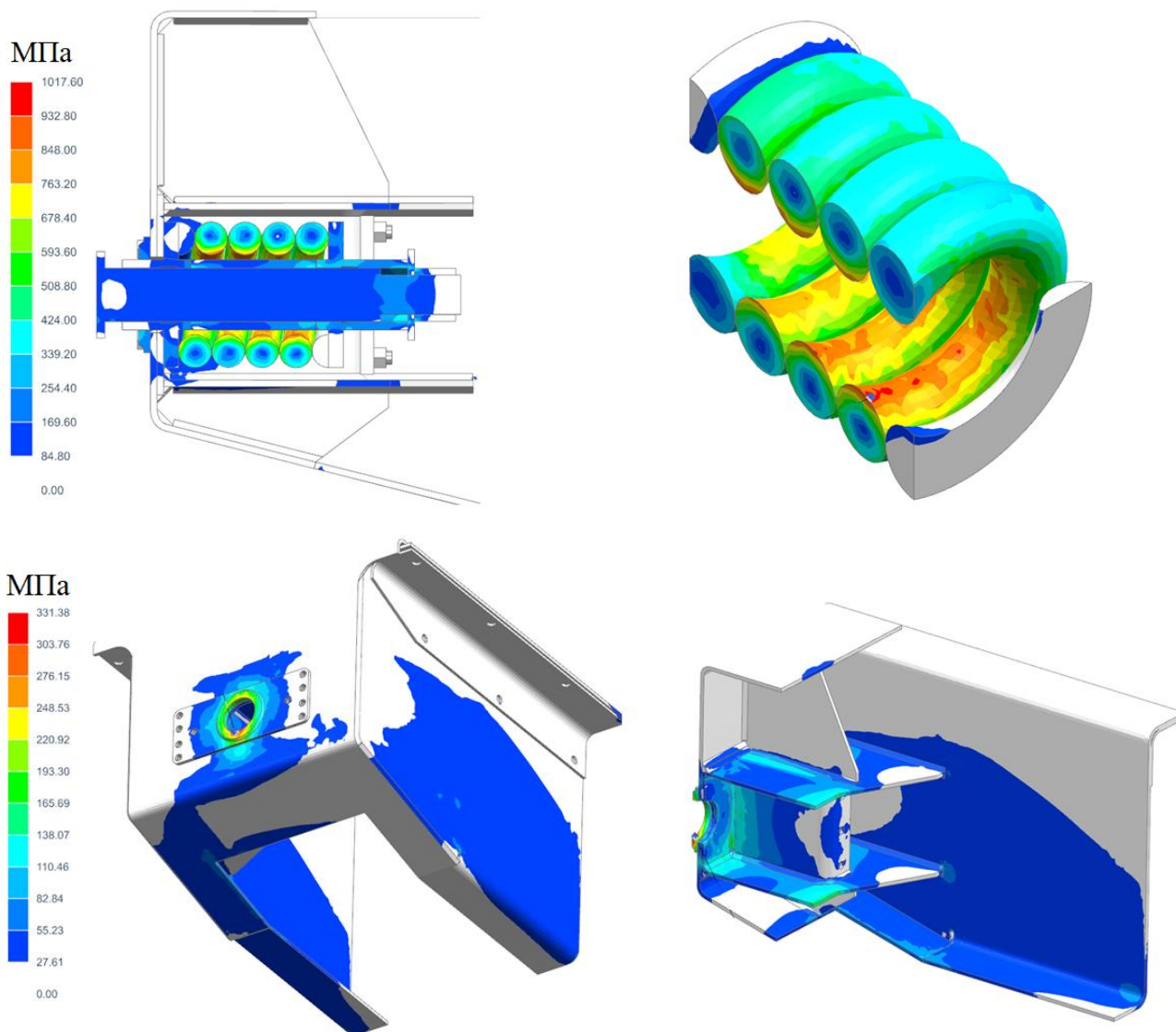


Рис. 4. Эквивалентные напряжения по Мезису в исследуемой системе (в МПа)

6. Основные выводы и рекомендации

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Расчеты тягово-сцепного устройства показали соответствие созданной конструкции требованиям прочности.

2. Наименьший коэффициент запаса прочности во втулке задней крышки буксирного прибора составляет 1,18. При действии сцепных усилий (вплоть до 50 тс в сцепке) неизбежно возникновение незначительных пластических деформаций в конструкциях, которые не оказывают существенного влия-

ния на общую прочность изделия. Таким образом, данный коэффициент запаса прочности является приемлемым в условиях тяжелых кратковременных нагрузок (троганий).

3. Максимальные напряжения возникают на внутренних витках пружины. Однако коэффициент запаса для этого элемента конструкции при использовании рекомендуемой стали марки 60С2ХФА равен 1,44.

4. При разработке комплексных математических моделей [21, 22] рекомендуется разработка подмодели, учитывающей динамические процессы, протекающие в тягово-сцепном устройстве.

Список литературы

1. Пат. 2337023 Рос. Федерация: МПК7 В61В 7/00. Мобильная подвесная канатная дорога / Короткий А.А., Хальфин М.Н., Маслов В.Б. и др.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. № 2007102705/11; заявл. 24.01.2007; опубл. 27.10.2008, Бюл. 30.
2. Пат. 2465423 Рос. Федерация: МПК7 E04H 3/14. Стадион / Короткий А.А., Приходько В.М. Кустарев Г.В. и др.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. № 2011112660/03; заявл. 01.04.2011; опубл. 27.10.2012, Бюл. 30.
3. Лагереv А.В., Таричко В.И., Солдатченков С.П. Обеспечение общей устойчивости базовых колесных станций мобильных канатных дорог // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 210-220.
4. Макурин А.Н., Обрядин В.П. К вопросу об использовании мобильных воздушных канатных дорог для аварийно-спасательных работ // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. 2015. № 4. С. 73-77.
5. Лагереv И.А., Таричко В.И., Солдатченков С.П., Игнатов Д.А. Создание экспериментального макета мобильной канатной дороги с использованием 3D-печати // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 221-230.
6. Мехренцев А.В., Герц Э.Ф., Мартинек Я., Новак Л. Канатные трелевочные установки. Екатеринбург, Брно: УГЛТУ, 2012. 19 с.
7. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Оптимальное проектирование линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2015. Т.1. № 1. С. 57-65.
8. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Короткий А.А., Панфилов А.В. Концепция инновационной системы городского транспорта «Канатное метро города Брянска» // Вестник Брянского государственного технического

References

1. Patent RU 2337023, B61B 7/00. Mobilnaya podvesnaya kanatnaya doroga [Mobile ropeway]. Korotkiy A.A., Khalphin M.N., Maslov V.B. Published 27.10.2008. (In Russian)
2. Patent RU 2465423, E04H 3/14. Stadion [Stadium]. Korotkiy A.A., Prihodko V.M., Kustarev G.V. Published 27.10.2012. (In Russian)
3. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P. General stability of a base vehicle of a mobile ropeway. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 210-220. (In Russian)
4. Makurin A.N., Obryadin V.P. K voprosu ob ispolzovanii mobilnykh vozdushnykh kanatnykh dorog dlya avariyno-spasatelnykh rabot (On the use of mobile aerial ropeways for rescue operations). *Nauchnye i obrazovatelnye problemy grazhdanskoy zashchity*, 2015, No. 4, pp. 73-77. (In Russian)
5. Lagerev I.A., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P., Ignatov D.A. The experimental model creation of a mobile ropeway by 3D-printing. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 221-230. (In Russian)
6. Mekhrentsev A.V., Gerts E.F., Martinek Ya., Novak L. *Kanatnye trelevochnye ustanovki* [Cable skidders]. Ekaterinburg, Brno, UGLTU, 2012. 19 p. (In Russian)
7. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of cable subway lines in a highly urbanized city environment. *Izvestiya MGTU "MAMI"*, 2015, Vol.1, No.1, pp. 57-65. (In Russian)
8. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Korotkiy A.A., Panfilov A.V. Innovation transport system "Bryansk rope metro". *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2012, No. 3, pp. 12-15. (In Russian)
9. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Cable transport system "Kanatnoe metro" towers distance optimization. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2014, No.4, pp. 22-30.
10. 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*

университета. 2012. №3. С. 12-15.

9. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Оптимизация шага установки промежуточных опорных конструкций вдоль линии канатного метро // Вестник Брянского государственного университета. 2014. № 4. С. 22-30.

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

11. Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А. Моделирование режимов работы гидроприводов с частотно-дрессельным регулированием мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С. 462-480.

12. Лагерев И.А., Таричко В.И., Лагерев А.В. Формирование стратегии восстановления канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса в процессе эксплуатации // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 276-293.

13. Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А. Вероятностно-временной анализ кинетики показателей надежности на стадии проектирования канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 256-275.

14. Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А. Компонировка технологического оборудования на базовом шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №3. С. 388-403.

15. Лагерев И.А., Лагерев 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>

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. (In Russian)

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

12. Lagerev I.A., Tarichko V.I., Lagerev A.V. Formation of the strategy for restoring the rope system of the mobile transport and reloading rope complex during operation. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 276-293. (In Russian)

13. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Probability-temporal analysis of reliability indicators kinetics at the stage of designing a rope system of a mobile transport and reloading ropeway. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 256-275. (In Russian)

14. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Placement of technological equipment on the basic chassis of the mobile transportation and reloading rope complex. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.3, pp. 388-403. (In Russian)

15. 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. (In Russian)

16. Tarichko V.I., Shalupina P.I. Load simulation of a semi-trailer of the mobile transport and overloading rope complex. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No.1, pp. 73-81. (In Russian)

16. Таричко В.И., Шалупина П.И. Моделирование нагруженности полуприцепа мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. №1. С. 73-81. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-07-01-73-81
16. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Chislennyi analiz metallicheskih konstruksii podemno-transportnykh maschin* [Numerical analysis of metal constructions of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2014. 186 p. (In Russian).
16. Вершинский А.В., Лагерев И.А., Шубин А.Н., Лагерев А.В. Численный анализ металлических конструкций подъемно-транспортных машин. Брянск: РИО БГУ, 2014. 186 с.
17. Вершинский А.В., Лагерев И.А., Шубин А.Н., Лагерев А.В. Расчет металлических конструкций подъемно-транспортных машин методом конечных элементов. Брянск: РИО БГУ, 2015. 210 с.
17. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Raschet metallicheskih konstruksii podemno-transportnykh maschin metodom konechnykh elementov* [Calculation of metal structures of lifting and transport machines by the finite element method]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 210 p. (In Russian).
18. Киятина И.И., Лагерев И.А. Формирование компетенций в области современных сквозных цифровых технологий у обучающихся по направлению «Реклама и связи с общественностью» // Ученые записки Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 11-15.
18. Kiyutina I.I., Lagerev I.A. Formation of competencies in the field of modern end-to-end digital technologies for students in the direction of PR, *Uchenye zapiski Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 11-15. (In Russian)
19. Щукин М.М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей // Машиностроение, 1960. 209 с.
19. Schukin M.M. *Stepnyye ustroystva avtomobilei i tyagatchei* [Coupling devices of cars and tractors]. Mashinostroenie, 1960. 209 p. (In Russian).
20. Лагерев И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2011. №4. С. 29-36.
20. Lagerev I.A. Simulation of stress-strain state in crane-manipulator of pipeline welding machine. *Izvestiya vyshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2011, No.4, pp. 29-36. (In Russian)
21. Таричко В.И., Химич А.В. Комплексная математическая модель мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С. 523-532. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-523-532
21. Tarichko V.I., Khimich A.V. Comprehensive model of the mobile transport and overloading rope complex. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 523-532. (In Russian)
22. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Конструкции и основы проектирования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2020. 207 с.
22. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Konstruksii i osnovy proektirovaniya mobilnykh transportno-pergruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Structures and design basics of mobile transport and reloading rope complexes]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2020. 207 p.

УДК (УДК) 625.8

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОСВЯЗИ КОНСТРУКТИВНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННЫХ И ОСЦИЛЛЯЦИОННЫХ КАТКОВ

INVESTIGATION OF THE RELATIONSHIP BETWEEN THE DESIGN AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF VIBRATION AND OSCILLATING ROLLERS

Шишкин Е.А.¹, Иванченко С.Н.¹, Сидорков В.В.¹, Мамаев Л.А.², Смоляков А.А.¹
Shishkin E.A.¹, Ivanchenko S.N.¹, Sidorkov V.V.¹, Mamaev L.A.², Smolyakov A.A.¹¹ – Тихоокеанский государственный университет (Хабаровск, Россия)² – Братский государственный университет (Братск, Россия)¹ – Pacific national university (Khabarovsk, Russian Federation)² – Bratsk State University (Bratsk, Russian Federation)

Аннотация. Моделирование является важным этапом проектирования новых моделей дорожных катков. В процессе моделирования удается исключить варианты, не позволяющие получить оптимальную структуру или параметры проектируемой машины. Для осуществления указанного этапа необходимо иметь информацию о диапазоне значений конструктивных параметров катка, главным из которых является эксплуатационная масса. Масса, приходящаяся на ось дорожного катка, зависит от его эксплуатационной массы и состоит из массы части рамы и массы вальца, значение которой требуется при динамическом моделировании системы «вибрационный валец-уплотняемый материал». Производители дорожных катков в технической документации не приводят массу вальца, поэтому определение ее значения затруднено. В предлагаемом исследовании получена аналитическая зависимость массы вальца от технологических параметров вибрационного и осцилляционного катка, а проведенный статистический анализ показал, что для расчетов массу вальца можно принимать равной 20% от эксплуатационной массы катка. В результате анализа системы сил, действующих на валец, установлено, что при одинаковой массе осцилляционный валец в сравнении с вибрационным развивает большую вынуждающую силу. Кроме этого, импульс вынуждающей силы осцилляционного вальца выше, чем импульс силы вибрационного. Результаты исследования могут быть использованы для моделирования взаимодействия гладкого вальца дорожного катка при проектировании новых моделей машин.

Ключевые слова: дорожный каток, валец, вибрация, осцилляция, вынуждающая сила, статический момент, масса вальца.

Дата принятия к публикации: 03.06.2021
Дата публикации: 25.06.2021

Сведения об авторах:

Шишкин Евгений Алексеевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспортно-технологические системы в строительстве и горном

Abstract. Simulation is an important step in the design of new road roller models. In the process of modeling, it is possible to exclude options that do not allow obtaining the optimal structure or parameters of the designed machine. To carry out this stage, it is necessary to have information about the range of values of the design parameters of the roller, the main of which is the operating weight. The mass per axle of a road roller depends on its operating mass and consists of the mass of the frame part and the mass of the drum, the value of which is required in the dynamic simulation of the vibrating drum-compacted material system. Manufacturers of road rollers do not give the drum weight in their technical documentation, so it is difficult to determine its value. In the proposed study, the analytical dependence of the drum mass on the technological parameters of the vibrating and oscillating roller was obtained, and the statistical analysis carried out showed that for calculations the drum mass can be taken equal to 20% of the operational roller mass. As a result of the analysis of the system of forces acting on the drum, it was found that with the same mass, the oscillating drum, in comparison with the vibration, develops a greater driving force. In addition, the impulse of the driving force of the oscillating drum is higher than the impulse of the vibratory drum. The research results can be used to simulate the interaction of a smooth drum of a road roller in the design of new machine models.

Keywords: road roller, drum, vibration, oscillation, driving force, static moment, drum mass.

Date of acceptance for publication: 03.06.2021
Date of publication: 25.06.2021

Authors' information:

Evgeniy A. Shishkin – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the department “Transport and technological systems in construction and mining”



деле», Тихоокеанский государственный университет, e-mail: 004655@pnu.edu.ru.

Иванченко Сергей Николаевич – доктор технических наук, профессор, ректор Тихоокеанского государственного университета, e-mail: sni@mail.khstu.ru.

Сидорков Владимир Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта», Тихоокеанский государственный университет, e-mail: sidorkov@pnu.edu.ru.

Мамаев Леонид Алексеевич – доктор технических наук, профессор кафедры «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование», Братский государственный университет, e-mail: sdm@brstu.ru.

Смоляков Александр Андреевич – магистрант, Тихоокеанский государственный университет, e-mail: 2012003170@pnu.edu.ru.

at Pacific national university, e-mail: 004655@pnu.edu.ru.

Sergej N. Ivanchenko – Doctor of Technical Sciences, Professor, Rector of Pacific National University, e-mail: sni@mail.khstu.ru.

Vladimir V. Sidorkov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the department “Road transport operation” at Pacific national university, e-mail: sidorkov@pnu.edu.ru.

Leonid A. Mamaev – Doctor of Technical Sciences, Professor of the department “Hoisting-and-transport, construction, road machines and equipment” at Bratsk State University, e-mail: sdm@brstu.ru.

Aleksandr A. Smolyakov - graduate student at Pacific National University, e-mail: 2012003170@pnu.edu.ru.

1. Введение

Для уплотнения верхнего слоя покрытия автомобильной дороги используют дорожные катки статического или динамического типов [1]. В настоящее время преимущество отдается динамическому способу, который позволяет более эффективно выполнять операцию уплотнения [2]. Вальцы дорожных катков динамического действия оснащаются вибрационным или осцилляционным механизмом [3].

Для аналитического описания поведения динамической системы «валец – уплотняемый материал» требуются численные значения массы катка, приходящейся на ось, а также массы вальца катка [4]. Так как заводы-изготовители не указывают массу вальца в технических характеристиках дорожных катков ее определение затруднено.

2. Методика исследования

Эксплуатационный вес дорожного катка G распределяется на передний и задний вальцы согласно схеме, изображенной на рис. 1.

При этом эксплуатационный вес дорожного катка равен

$$G = G_1 + G_2, \quad (1)$$

где G_1 , G_2 - статические нагрузки на переднюю и заднюю оси соответственно, Н.

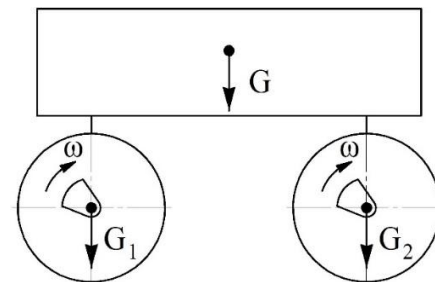


Рис. 1. Схема распределения веса катка

Тогда эксплуатационная масса катка равна

$$M = M_1 + M_2, \quad (2)$$

где M_1 - масса катка, приходящаяся на переднюю ось, кг; M_2 - масса катка, приходящаяся на заднюю ось, кг.

Или с учетом (1) выражение (2) примет вид

$$M = \frac{G_1 + G_2}{g}. \quad (3)$$

Масса катка, приходящаяся на i -ю ось равна

$$M_i = m_{ei} + m_{pi}, \quad (4)$$

где m_{ei} - масса i -го вальца, включая массу вибрационного механизма, кг; m_{pi} - масса части рамы, опирающейся на i -й валец, кг.

Круговая частота вибрации дебаланса вальца равна [5]

$$\omega = 2\pi f, \quad (5)$$

где f - частота вибрации, Гц.

Статический момент дебаланса равен [5]

$$[m_0 r_0] = \frac{F_u}{\omega^2}, \quad (6)$$

где F_u - центробежная сила вибровозбудителя, Н; ω - круговая частота вибрации дебаланса вальца, рад/с.

Массу вальца можно определить из соотношения

$$m_g = \frac{[m_0 r_0]}{A}, \quad (7)$$

где A - номинальная амплитуда колебаний дебаланса, м.

С учетом (5) и (6) уравнение (7) примет вид

$$m_g = \frac{F_u}{\omega^2 A}. \quad (8)$$

Статистический анализ конструктивных параметров более 280 моделей дорожных катков фирм AMMANN, BOMAG, DYNAPAC, HAMM, VOLVO, SAKAI, PASCAT и CATERPILLAR показал сильную статистическую связь массы вальца с его диаметром и шириной, а также с эксплуатационной массой катка (рис. 2 - 4). Коэффициент достоверности аппроксимации для полученных зависимостей не менее 0,85. Следовательно, масса вальца является важным конструктивным параметром дорожного катка, который необходимо учитывать при моделировании.

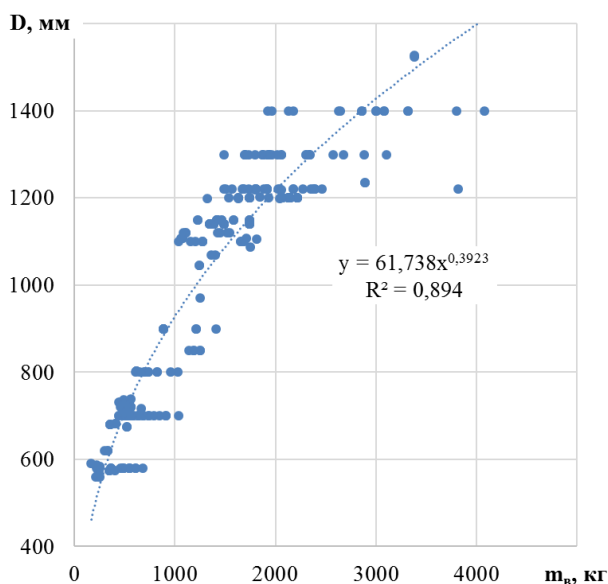


Рис. 2. Статистическая связь между диаметром D и массой m_g вальца

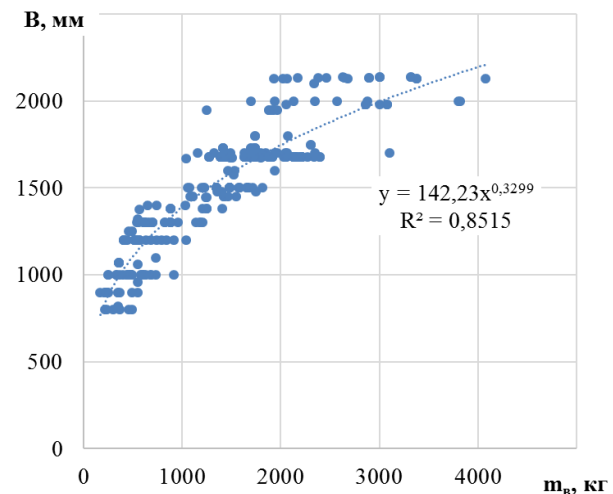


Рис. 3. Статистическая связь между шириной B и массой m_g вальца

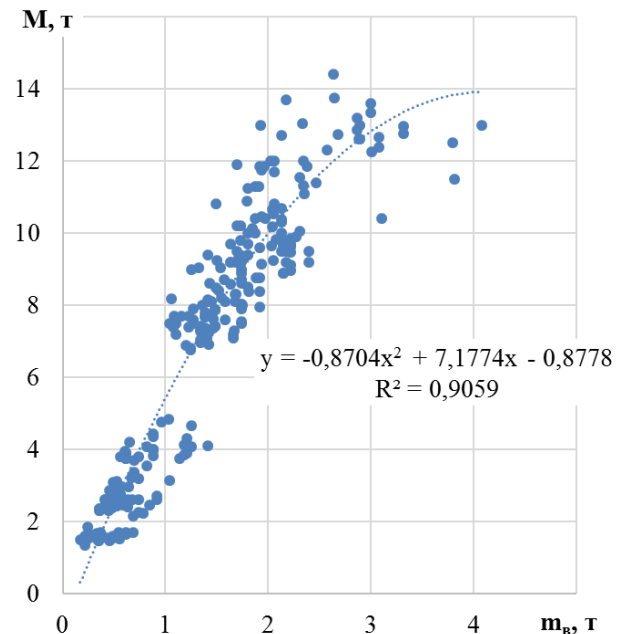


Рис. 4. Статистическая связь между массой катка M и массой вальца m_g

В результате анализа отношения массы вальца к эксплуатационной массе m_g/M для различных моделей катков установлено, что среднее значение составляет приблизительно 20% при стандартном отклонении 0,05 (рис. 5). Таким образом масса вальца в среднем может быть принята равной 20% от эксплуатационной массы катка.

Исследуем поведения вальца в процессе его колебательного движения. Без учета уп-

лотняемого материала на валец действуют сила инерции и вынуждающая сила [6] (рис. 6).

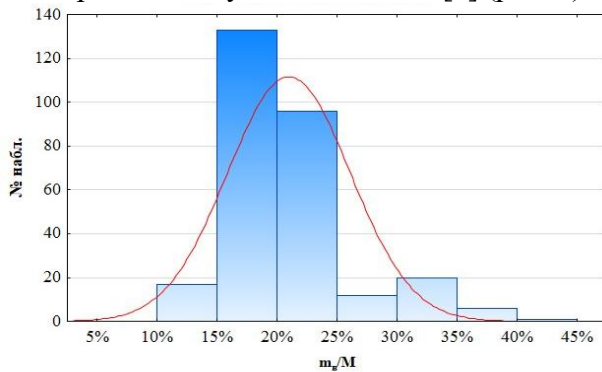


Рис. 5. Гистограмма m_e/M для различных моделей дорожных катков

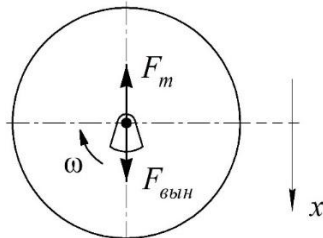


Рис. 6. Схема действия сил на вибрационный валец

Сила, характеризующая инерционные свойства вальца, определяется по формуле

$$F_m = m_e \frac{d^2 x}{dt^2}, \quad (9)$$

где x – вертикальное перемещение вальца, см.

Вынуждающая сила дебаланса вальца изменяется по следующему закону

$$F_{\text{вын}} = [m_0 r_0] \omega^2 \cos(\omega t). \quad (10)$$

Рассматривая равновесие сил относительно оси x (рис. 3) с учетом уравнений (9) и (10), получим выражение для виброускорения вальца

$$a(t) = \frac{[m_0 r_0] \omega^2}{m_e} \cos(\omega t), \quad (11)$$

где a – текущее значение виброускорения.

Амплитудное значение виброускорения с учетом (6) равно

$$a_A = \frac{F_u}{m_e}. \quad (12)$$

После интегрирования уравнения (11) получим выражение для виброскорости вальца

$$v(t) = \frac{[m_0 r_0] \omega}{m_e} \sin(\omega t), \quad (13)$$

где v – текущее значение виброскорости.

Амплитудное значение виброскорости определяется уравнением

$$v_A = \frac{[m_0 r_0] \omega}{m_e}. \quad (14)$$

С учетом (6) уравнение для виброскорости примет вид

$$v_A = \frac{F_u}{m_e \omega}. \quad (15)$$

Из уравнения (14) получим выражение для определения импульса вынуждающей силы

$$v_A m_e = [m_0 r_0] \omega. \quad (16)$$

3. Анализ результатов

В результате статистического анализа установлена связь между виброскоростью вальца и амплитудой его колебаний (рис. 7).

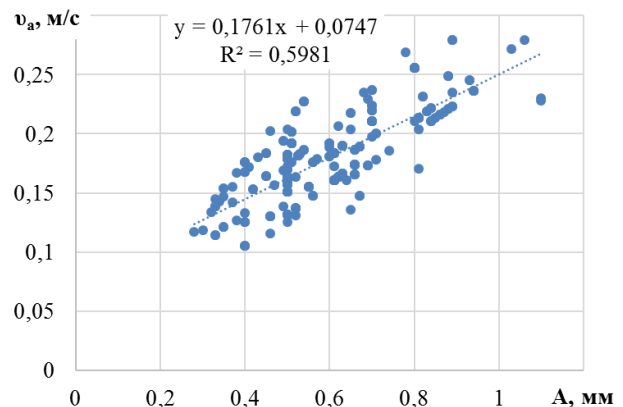


Рис. 7. Статистическая связь между виброскоростью вальца v_A и амплитудой колебаний дебаланса A

Особый интерес представляют статистические зависимости центробежной силы дебаланса и импульса вынуждающей силы от массы вальца для различных видов динамического воздействия (рис. 8, 9).

Анализ диаграмм, представленных на рис. 9 и 10, позволяет сделать вывод о том, что при одинаковой массе осцилляционный валец в сравнении с вибрационным развивает большую вынуждающую силу. Кроме это-

го, импульс вынуждающей силы осцилляционного вальца выше, чем импульс силы вибрационного.

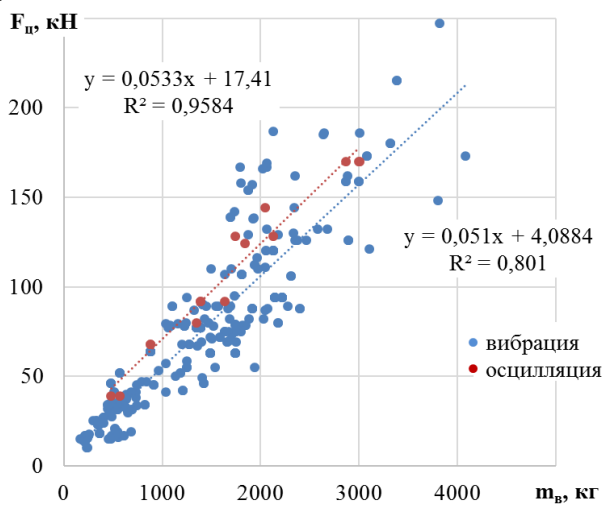


Рис. 8. Статистическая связь между центробежной силой $F_{ц}$ и массой вальца $m_{в}$

4. Выводы

В результате проведенного исследования установлена сильная связь массы вальца с основными конструктивными параметрами дорожного катка. Статистически доказано, что для расчетов массу вальца следует принимать равной 20% от эксплуатационной массы катка.

В результате сравнения силовых параметров вибрационного и осцилляционного вальцов можно сделать вывод о том, что последний эффективнее применять на заклю-

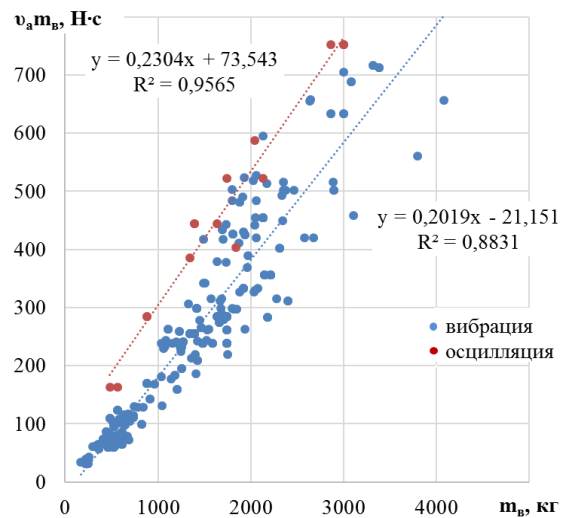


Рис. 9. Статистическая связь между импульсом вынуждающей силы $v_{амв}$ и массой вальца $m_{в}$

чительной стадии уплотнения материала, что соответствует результатам исследований [7, 8]. При этом значительное по сравнению с вибрацией силовое воздействие компенсируется тангенциальным приложением силы к уплотняемому материалу.

Результаты исследования могут быть использованы для моделирования взаимодействия гладкого вальца дорожного катка при проектировании новых моделей машин.

Список литературы

1. Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов. Л.: Машиностроение, 1973. 176 с.
2. Форсблад Л. Вибрационное уплотнение грунтов и оснований. М.: Транспорт, 1987. 190 с.
3. Аннабердиев А.Х.-М. Анализ режимов уплотнения и разработка рекомендаций по их совершенствованию // Инженерный вестник Дона. 2017. Т. 45. №2(45). С. 137.
4. Курьянов В.К., Допперт В.А. Основные параметры катков при уплотнении дорожных одежд нежесткого типа // Лесной вестник. 2009. № 3. С. 100-102.
5. Кузьмичев В.А. Основы проектирова-

References

1. Kharkhuta N.Ya. *Mashiny dlya uplotneniya gruntov* [Soil compaction machines]. Leningrad, Mashinostroenie, 1973. 176 p. (In Russian).
2. Forssblad L. *Vibratsionnoe uplotnenie gruntov i osnovaniy* [Vibration compaction of soils and foundations]. Moscow, Transport. 1987. 190 p. (In Russian).
3. Annaberdiev A.H.-M. Analysis of compaction modes and development of recommendations for their improvement. *Inzhenernyy vestnik Dona*, 2017, Vol. 45, No. 2(45), p. 137. (In Russian).
4. Kuryanov V.K., Doppert V.A. The main parameters of rollers when compacting non-

ния вибрационного оборудования. СПб.: Лань, 2014. 208 с.

6. Дубков В.В., Медведева К.А. Повышение эффективности уплотнения дорожно-строительных материалов осциляторно-вибрационным катком // Техника и технологии строительства. 2015. Т. 1. С. 49-53.

7. Тюремнов И.С., Батраков Д.С. Особенности определения технологических возможностей вибрационных катков // Информационные технологии. Проблемы и решения: Материалы Междунар. научно-практ. конф. 2018. № 1(5). С. 140-146.

8. Тюремнов И.С., Игнатъев А.А., Попов Ю.Г. Об оценке уплотняющей способности вибрационных катков // Строительные и дорожные машины. 2011. № 11. С. 51-56.

‡ rigid road pavements. *Lesnoy vestnik*, 2009, No. 3, pp 100-102. (In Russian).

‡ 5. Kuzmichev V.A. [Vibration equipment design basics]. Saint Petersburg, Lan'. 2014. 208 p. (In Russian).

‡ 6. Dubkov V.V., Medvedeva K.A. Increasing the efficiency of compaction of road-building materials by an oscillator-vibration roller. *Tekhnika i tekhnologii stroitelstva*, 2015, Vol. 1, pp. 49-53. (In Russian).

‡ 7. Tyuremnov I.S., Batrakov D.S. Features of determining the technological capabilities of vibratory rollers. In: *Informatsionnye tekhnologii. Problemy i resheniya: Materialy Mezhdunar. nauchno-prakt. konf.*, 2018, No. 1(5), pp. 140-146. (In Russian).

‡ 8. Tyuremnov I.S., Ignatev A.A., Popov Y.G. On the assessment of the compaction capacity of vibratory rollers. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2011, No. 11, pp. 51-56. (In Russian).

УДК (UDC) 656.2

ВЫБОР ВАРИАНТА РАЗМЕЩЕНИЯ И ПЕРЕВОЗКИ СЫПУЧИХ ГРУЗОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫМ ТРАНСПОРТОМSELECTION OF OPTIONS FOR LOCATION AND TRANSPORTATION OF BULK
CARGO BY RAILWAYСветашева Н.Ф., Светашев А.А., Мирзабекова У.Н., Пулатов Ж.С.
Svetasheva N.F., Svetashev A.A., Mirzabekova U.N., Pulatov J.S.Ташкентский государственный транспортный университет (Ташкент, Узбекистан)
Tashkent state transport university (Tashkent, Uzbekistan)

Аннотация. Одним из основных условий повышения экономической эффективности перевозок сыпучих грузов является разработка и обоснование технических норм погрузки груза в вагон, что позволяет повысить эффективность использования вагона. Анализ показал, что грузоподъемность вагона используется не в полной мере и для того, чтобы повысить, грузоподъемность вагона предложены варианты перевозки сыпучих грузов железнодорожным транспортом. В статье рассматривались варианты перевозки сыпучих грузов в мешках и в мягких контейнерах (биг-бэгах), также производилось их сравнение, для дальнейшего освобождения специализированного вагонного парка для перевозки экспортных видов грузов. Целью исследования является обоснование выбора типа вагонов для перевозки сыпучих грузов на железнодорожном транспорте. Методы исследования базируются на существующих методах поиска рациональной перевозки грузов железнодорожным транспортом. Представлена методика расчета вариантов размещения груза в вагоне. Произведен технико-экономический расчет эффективности рассматриваемых вариантов при перевозке железнодорожным транспортом, который в свою очередь позволит определить рациональный вариант для перевозки сыпучих грузов. Даны рекомендации по перевозке сыпучих грузов железнодорожным транспортом, что в свою очередь позволит правильно и рационально выбрать тип вагона и максимально использовать грузоподъемность вагона в зависимости от условий перевозки.

Ключевые слова: сыпучий груз, перевозка, погрузка, выгрузка, крытый вагон, полувагон, транспортный пакет, станция.

Дата принятия к публикации: 11.05.2021
Дата публикации: 25.06.2021

Сведения об авторах:

Светашева Наргиза Фаритовна – старший преподаватель кафедры «Организация движения на транспорте» Ташкентского государственного транспортного университета,
e-mail: expose_09@mail.ru.

Светашев Александр Александрович – кандидат технических наук, доцент кафедр «Организация

Abstract. One of the main conditions for using the efficiency of the use of freight traffic is the substantiation of the technical standards for loading into a carriage, which makes it possible to increase the efficiency of using a freight car. The analysis showed that the carrying capacity of the car is not fully utilized, and in order to increase the carrying capacity of the car, options for the transportation of bulk freight transport have been proposed. The article considered options for the transportation of bulk cargo in bags and soft containers (big bags), they were also compared, for the further release of a specialized wagon fleet for the transportation of export types of cargo. The aim of the study is to substantiate the choice of the type of wagons for the transportation of bulk cargo by rail. The research methods are based on the existing methods of searching for the rational transportation of goods by rail. A methodology for calculating options for placing cargo in a car is presented. A technical and economic calculation of the effectiveness of the options under consideration for transportation by rail has been made, which in turn will determine a rational option for the transportation of bulk cargo. Recommendations are given for the transportation of bulk cargo by rail, which, in turn, will make it possible to correctly and rationally choose the type of carriage and make the most of the carrying capacity of the carriage, depending on the conditions of transportation.

Keywords: bulk cargo, transportation, unloading, covered forklift, gondola car, transport package, station.

Date of acceptance for publication: 11.05.2021
Date of publication: 25.06.2021

Authors' information:

Nargiza F. Svetasheva – senior lecturer of Department "Organization of traffic on the transport" at Tashkent state transport university,
e-mail: expose_09@mail.ru.

Aleksandr A. Svetashev – Candidate of Technical Sciences, Docent of Department "Organization of traf-

движения на транспорте» Ташкентского государственного транспортного университета, *e-mail: alexsandr-svetashev@bk.ru.*

Мирзабекова Умида Нишанбаевна – студент магистратуры Ташкентского государственного транспортного университета, *e-mail: 909519559@mail.ru*

Пулатов Жамшид Собиржонович – студент бакалавриата Ташкентского государственного транспортного университета, *e-mail: 909519559@mail.ru*

fic on the transport" at Tashkent State Transport University, *e-mail: alexsandr-svetashev@bk.ru.*

Umida N. Mirzabekova – Masters at Tashkent State Transport University, *e-mail: 909519559@mail.ru*

Zhamshid S. Pulatov - bachelor's student at Tashkent State Transport University, *e-mail: 909519559@mail.ru*

1. Введение

В настоящее время особое внимание уделяется исследованиям по совершенствованию технологии процессов организации перевозки сыпучих грузов как железнодорожным, так и другими видами транспорта. Перед железной дорогой стоит вопрос о экономической эффективности перевозки сыпучих грузов и экономическом обосновании технических норм погрузки вагона, дабы повысить эффективность использования вагона.

Целью исследования является обоснование выбора типа вагона для перевозки сыпучих грузов.

Одним из основных условий повышения экономической эффективности перевозок сыпучих грузов является разработка и обоснование технических норм погрузки груза в вагон, что позволяет повысить эффективность использования вагона [1, 3, 7]. В настоящее время на станции загружается в вагон 48...49 тонн груза при грузоподъемности вагона 65 тонн, т.е. грузоподъемность вагона используется на 71%, что указывает на проблемы в этом вопросе [2, 4, 8-10].

В тоже время, некоторые сыпучие грузы в мешках укладываются на поддоны, которые являются оборотной тарой и должны быть своевременно возвращены предприятию или на станцию [2, 5, 6]. Не менее важную роль в повышении эффективности перевозок сыпучих грузов играют и другие вопросы, требующие своего решения.

В мировой практике существует несколько вариантов перевозки сыпучих грузов железнодорожным транспортом: в мешках различного веса, в мягких контейнерах (биг-бэгах), в специализированных контейнерах, в специализированных вагонах и т.д.

В данном исследовании рассматривается перевозка грузов в мешках, уложенных на поддон и в мягких контейнерах (биг-бэгах), так как перевозка грузов в специализированных контейнерах требует дополнительные капитальные затраты на приобретение и модернизацию контейнеров. Перевозка в специализированных вагонах позволяет высвободить этот тип вагонов для перевозки экспортных видов грузов (например, пшеницы).

Далее более подробно рассмотрим каждый из указанных видов перевозки.

2. Перевозка грузов в мешках на поддонах

Погрузка и выгрузка вагонов на станции организуется таким образом, чтобы обеспечивались все меры безопасности как при производстве маневровой работы, так и при погрузочно-выгрузочных мероприятиях с соблюдением техники личной безопасности работников железнодорожного транспорта.

Перевозка сыпучих грузов в мешках позволяет укладывать мешки на поддоны, формируя при этом тарно-штучные грузы. Если на станции имеются погрузочно-разгрузочное оборудование и механизмы, то это существенно ускоряет погрузочно-разгрузочный процесс (2...2,5 ч), в противном случае при их отсутствии этот процесс будет проходить в ручную (5...7 ч).

Количество размещенного груза на поддонах в вагоне $N_{ваг}$ определяется таким образом, чтобы при размещении грузов между транспортными пакетами был технологический зазор между транспортными пакетами, который можно принять равным 3% (это зависит от размера транспортного пакета) [2].

Для дальнейшего расчёта условно разделим вагон на правую и левую части (крыло),

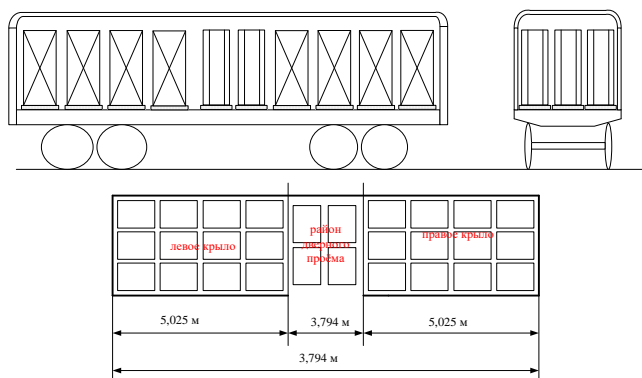


Рис. 1. Условное разделение вагона

где также имеется место у дверного проёма (рис. 1).

Транспортные пакеты в крытом вагоне можно размещать как по длине, так и по ширине транспортного пакета.

Общее количество размещенных транспортных пакетов в крытом вагоне можно определить по следующей формуле:

$$N_{кр} = (N_{кр}^l \cdot N_{кр}^b \cdot N_{кр}^h) + (N_{дв}^l \cdot N_{дв}^b \cdot N_{дв}^h), \text{ пак.} \quad (1)$$

Масса груза в вагоне (в т) составляет

$$Q_{кр} = q_{нак} \cdot N_{кр}, \quad (2)$$

где $q_{нак}$ – масса одного грузового места.

Если масса груза в вагоне превышает его грузоподъемность, то необходимо пересчитать количество погруженного груза в вагон.

$$Q_{кр} \geq P_{кр}, \text{ тогда } N_{кр} = \left\{ \frac{P_{кр}}{q_{нак}} \right\}, \quad (3)$$

где $P_{кр}$ – грузоподъемность вагона.

Произведем расчет и полученные данные сведем в табл. 1.

Таблица 1

Определение числа пакетов и массы груза

Параметр	Значение параметра для варианта	
	I (по длине транспортного пакета)	II (по ширине транспортного пакета)
Число транспортных пакетов, шт.	33	32
Масса груза в вагоне, т	39,6	38,4

Таким образом, размещение транспортного пакета по длине вагона позволяет увеличить загрузку вагона на 1,2 т больше, чем

при размещении транспортного пакета по ширине вагона.

3. Перевозка грузов в мягких контейнерах (биг-бэгах)

В ряде зарубежных стран на станции погрузки сыпучих грузов большое распространение получили мягкие контейнеры (биг-бэги). Данная упаковка представляет собой большой мягкий полипропиленовый мешок. Его легко адаптировать под любое погрузо-разгрузочное оборудование, что, в свою очередь, обеспечивает сохранность перевозимого груза, снижает стоимость его транспортировки и делает универсальным для применения на железнодорожном транспорте.

Биг-бэг позволяет хранить грузы на открытых площадках, не боясь того, что груз придет в негодное состояние из-за воздействия атмосферных осадков. Важной особенностью является то, что грузы, загруженные в мягкие контейнеры (биг-бэги) можно перевозить в полувагонах. На сегодняшний день более 30% вагонного парка компании АО «УТЙ» составляют именно полувагоны (рис. 2).



Рис. 2. Структура вагонного парка АО «УТЙ»

В данном исследовании рассматривался биг-бег размерами 95×95×120 см и грузоподъемностью 700 кг (рис. 3).

Общее количество биг-бегов, расположенных в полувагоне, можно определить по формуле:

$$N_{нв} = N_{нв}^l \cdot N_{нв}^b \cdot N_{нв}^h. \quad (4)$$

Масса груза в вагоне (в т) составит

$$Q_{биг} = q_{биг} \cdot N_{нв}, \quad (5)$$

где $q_{биг}$ – масса одного грузового места.

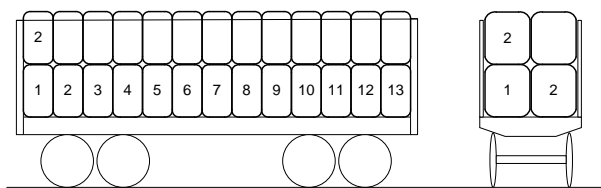


Рис. 3. Схема размещения биг-бегов в полувагоне

Если масса груза в вагоне превышает его грузоподъемность, то необходимо пересчитать количество погруженного груза в вагон:

$$Q_{нг} = P_{нг}, \text{ тогда } N_{кр} = \left\{ \frac{P_{нг}}{q_{буг}} \right\}, \quad (6)$$

где $P_{нг}$ – грузоподъемность вагона.

Произведем расчет количества биг-бегов, которые могут быть размещены по длине полувагона:

$$N_{нг}^l = E \left\{ \frac{L_{нг}}{L_{буг}} \right\},$$

где E – условное обозначение целой части числа в фигурных скобках; $L_{нг}$ – длина полувагона, м; $L_{буг}$ – длина биг-бега, м.

Произведем расчет количества биг-бегов, которые могут быть размещены по ширине полувагона:

$$N_{нг}^b = E \left\{ \frac{B_{нг}}{B_{буг}} \right\},$$

где $B_{нг}$ – ширина полувагона, м; $B_{буг}$ – ширина биг-бега, м.

Количество транспортных пакетов по высоте полувагона равно

$$N_{нг}^h = E \left\{ \frac{H_{нг} + 0,4}{h_{буг}} \right\},$$

где $h_{буг}$ – высота транспортного пакета, м; $H_{нг}$ – высота полувагона, м.

Таким образом, применение мягких контейнеров (биг-бегов):

- позволяет снизить потери при погрузочно-разгрузочных работах;
- обеспечивает возможность складирования грузов на открытых площадках;
- решает проблему выгрузки практически в любом месте (причем сыпучие грузы могут складироваться на открытых площадках накопления при температуре от -50° до $+60^\circ$ C);

- позволяет достигать норму погрузки-выгрузки на станции до 5000 т/сутки при работе одним краном;
- предохраняет полувагоны от повреждений;
- загрузка или выгрузка вагонов занимает 30...45 мин.

4. Техничко-экономический расчет возможных вариантов перевозки сыпучих грузов

Для определения экономической эффективности рассматриваемых вариантов перевозки мягких контейнеров железнодорожным транспортом и определения наиболее выгодного из них необходимо произвести технико-экономический расчет. Рассмотрим основные анализируемые параметры такого расчета.

Интегральный эффект (чистый доход) $\mathcal{E}_{инт}$ определяется как сумма текущих эффектов за расчетный период, приведенный к начальному шагу. Чем больше чистый доход, тем выгоднее проект.

При оценке эффективности разработанных предложений соизмерение разновременных показателей осуществляется путем приведения их к ценностям в начальном периоде. Приведение разновременных затрат, результатов и эффектов к начальному периоду осуществляется с помощью нормы дисконта E . При одноэтапных вложениях и постоянном во времени результате реализации рассматриваемых вариантов дисконтирование результатов и затрат может не производиться [11].

Интегральный эффект (в тыс. руб.) рассчитывается по формуле

$$\mathcal{E}_{инт} = \frac{\mathcal{E} - \mathcal{E}_{дон}}{E} - K_{дон}, \quad (7)$$

где \mathcal{E} – экономический эффект от реализации мероприятия, млн. руб; $\mathcal{E}_{дон}$ – дополнительные эксплуатационные расходы, млн. руб; $K_{дон}$ – дополнительные капиталовложения, млн. руб.

Срок окупаемости T_o – это период, после которого первоначальные вложения начнут

генерировать стабильный денежный поток и позволят инвестору получать прибыль [11].

Индекс рентабельности \mathcal{E}_k рассчитывается как отношение суммы приведенного результата к размерам капитальных вложений:

$$\mathcal{E}_k = \frac{\mathcal{E} - \mathcal{E}_{доп}}{E \cdot K_{доп}}. \quad (8)$$

Индекс рентабельности связан с чистым дисконтированным доходом (интегральным эффектом). Если интегральный эффект отрицателен, то $\mathcal{E}_k < 1$, и наоборот. Отсюда следует, что при $\mathcal{E}_k > 1$ проект считается эффективным.

При постоянном результате и единовременных затратах внутренняя норма рентабельности $E_{вн}$ равна

$$E_{вн} = \frac{\mathcal{E} - \mathcal{E}_{доп}}{K_{доп}}, \quad (9)$$

срок окупаемости T_o (в год) составляет

$$T_o = \frac{K_{доп}}{\mathcal{E} - \mathcal{E}_{доп}}. \quad (10)$$

Эффективность рассматриваемых вариантов целесообразно оценивать с помощью всей совокупности показателей. Однако предпочтение следует отдавать интегральному эффекту и сроку окупаемости.

Экономическая эффективность перевозки сыпучих грузов в крытых вагонах. Основная экономия достигается за счёт сокращения потерь от выплаты неустойки (штрафа) за нарушение сроков погрузки сыпучих грузов на станции за один вагон и составляет (в руб./ваг.)

$$\mathcal{E}_{шт} = C_{шт} \cdot (t_{сп} - t_{мех}), \quad (11)$$

где $\mathcal{E}_{шт}$ – потери от выплаты неустойки за нарушение сроков погрузки, руб./год (согласно Устава железных дорог с грузополучателя за каждый час простоя вагона взывается штраф в размере 0,2 минимального размера оплаты труда [12]); $t_{сп}$ – средний простой вагона; $t_{мех}$ – простой крытого вагона при механизированной погрузке транспортных пакетов [13].

Количество вагонов в год при перевозке сыпучих грузов в транспортных пакетах в крытых вагонах определяется как

$$N_{ваг} = \frac{Q_{год}}{Q_{кр}}, \quad (12)$$

где $Q_{год}$ – общая масса сыпучих грузов, т/год; $Q_{кр}$ – масса груза в вагоне, т.

Общая экономическая эффективность (тыс. руб./год) составляет

$$\mathcal{E} = N_{ваг} \cdot \mathcal{E}_{шт} \cdot 10^{-3}.$$

Экономическая эффективность перевозки сыпучих грузов в полувагонах (в биг-бегах).

Экономия возникает за счёт сокращения простоя вагонов на станции при погрузке с использованием биг-бегов.

Количество вагонов в год при этом варианте перевозке сыпучих грузов составляет

$$N_{ваг} = \frac{Q_{год}}{Q_{нв}}, \quad (13)$$

где $Q_{нв}$ – масса груза в полувагоне, т.

На станциях, где происходит затаривание сыпучих грузов, учитываются как капитальные, так и текущие расходы.

Дополнительные капитальные вложения (в тыс. руб.) для варианта I перевозки сыпучих грузов в мешках, уложенных на поддон, составляют:

$$K_{доп} = N_{ваг} \cdot N_{кр} \cdot C_{под} \cdot 10^{-3},$$

где $N_{кр}$ – количество поддонов в крытом вагоне; $C_{под}$ – стоимость поддонов (поддон ЕВРО 800x1200 1 сорт (EUR/EPAL), руб. [3].

Дополнительные капитальные вложения (в тыс. руб.) для варианта II перевозки сыпучих грузов в биг-бегах составляют:

$$K_{доп} = N_{ваг} \cdot N_{нв} \cdot C_{нв} \cdot 10^{-3},$$

$N_{нв}$ – количество биг-бегов; $C_{нв}$ – стоимость одного биг-бега размером 95×95×120 см, руб.

Дополнительные эксплуатационные расходы по вариантам I и II связаны с увеличением численности работников станции, а следовательно, с увеличением фонда заработной платы. Они могут быть рассчитаны по формуле (в тыс. руб.)

$$\mathcal{E}_{зн} = 365 \cdot p_i \cdot z \cdot 12 \cdot 1,304,$$

где p_i – численность работников, чел.; z – средняя заработная плата работника, тыс. руб./мес.; 12 – число месяцев в году; 1,304 – коэффициент страхового взноса.

Результаты оценки экономической эффективности рассмотренных вариантов приведены в табл.2.

Таблица 2

Сравнение показателей экономической эффективности по двум вариантам

Показатели	Способы перевозок	
	I вариант	II вариант
Интегральный эффект, тыс. руб.	20725,3	44422,3
Индекс рентабельности	1,73	3,22
Внутренняя норма рентабельности	0,26	0,48
Срок окупаемости, год	4	2,1

Экономический эффект необходимо оценивать, учитывая все перечисленные показатели, однако, ограничиться можно только интегральным эффектом и сроком окупаемости.

Оценка экономической эффективности рассмотренных вариантов показала, что пе-

ревозка сыпучих грузов в «биг-бегах» является наиболее оптимальным.

Заключение

Организация эффективных перевозок сыпучих грузов на станции требует индивидуального подхода в зависимости от параметров мешка, поддона и крытых вагонов.

Расчёты, касающиеся рациональной перевозки сыпучих грузов в крытых вагонах, являются достаточно простыми, однако эти расчеты позволяют в кратчайшие сроки рассмотреть различные варианты влияющие на условия перевозки, а также на погрузку и выгрузку этих вагонов.

Предложенная методика оценки экономической эффективности перевозки сыпучих грузов железнодорожным транспортом позволит правильно выбрать транспортную тару в зависимости от условия перевозок.

Список литературы

1. Илесалиев Д.И. Анализ существующих способов доставки насыпных грузов в универсальных контейнерах // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. №3. С. 304-311.

2. Илесалиев Д.И. Обоснование метода переработки тарно-штучных грузов на перевалочных складах в цепях поставок: дис. канд. техн. наук. СПб, 2016. 125 с.

3. Илесалиев Д.И. Определение оптимальных значений параметров погрузочно-разгрузочного участка тарно-штучных грузов // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2015. № 3 (44). С. 55-63.

4. Илесалиев Д.И. Определение оптимальных параметров погрузочно-разгрузочного участка с помощью математических методов // Транспорт: проблемы, идеи, перспективы: Сб. тр. LXXV Всеросс. научнотехнич. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. СПб.: ПГУПС, 2015. С. 227-233.

5. Илесалиев Д.И., Коровяковский Е.К., Маликов О.Б. Перевозка экспортно-импортных грузов в Республике Узбекистан // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2014. № 3 (39). С. 11-17.

References

1. Pesaliev D.I. Analysis of existing methods of delivery of bulk cargo in universal containers. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No. 3, pp. 304-311. (In Russian)

2. Pesaliev D.I. Substantiation of the method for processing unitized cargo at transshipment warehouses in supply chains: Diss. Cand. Sci. (Engineering). St. Petersburg. 2016. 125 p. (In Russian)

3. Pesaliev D.I. Determination of the optimal values of the parameters of the loading and unloading section of packaged cargo. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobsheniya*, 2015, No. 3 (44), pp. 55-63. (In Russian)

4. *Transport: problemy, idei, perspektivy: Sb. tr. LXXV Vseross. nauchnotekhnich. konf. studentov, aspirantov i molodykh uchenykh* [Transport: Problems, Ideas, Prospects: Proceedings of the LXXV All-Russian Scientific and Technical Conference of Students, Postgraduates and Young Scientists]. SPb, FGBOU VPO PGUPS, 2015. pp. 227-233. (In Russian)

5. Pesaliev D.I., Korovyakovskiy E.K., Malikov O.B. Transportation of export-import

6. Маликов О.Б., Курилов Е.Г., Илесалиев Д.И. Некоторые вопросы экономической эффективности перевозки сыпучих грузов в контейнерах // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2016. Том 13. № 4(49). С. 493-501.

7. Махкамов Н.Я., Илесалиев Д.И., Мержанов А.М. Исследование эффективности пакетизации тарно-упаковочных грузов // Научно-технический Вестник Брянского государственного университета. 2019. № 4. С. 549-558.

8. Туранов Х.Т., Исследование математической модели обеспечения вагонами зерноэлеваторов // Транспорт: наука, техника, управление. Научный информационный сборник. 2020. № 5. С. 37-40.

9. Туранов Х.Т., Илесалиев Д.И. Исследование характера входящего потока для обеспечения вагонами зерноэлеваторов // Бюллетень транспортной информации. 2020. Вып. 4. № 298. С. 8-15.

10. Pesaliev D.I., Abduvakhitov S.R., Ismatullaev A.F., Makhmatkulov S.G.. Research of the main storage area of the container terminal // Int. J. of Engineering and Advanced Technology (IJEAT). 2019. №9 (1). P. 4625-4630.

11. Екимова, К.В., Савельева И.П., Кардапольцев К.В. Финансовый менеджмент М.: Издательство Юрайт, 2017. 381 с.

12. Устав железнодорожного транспорта Российской Федерации: Федеральный закон №503-ФЗ: [принят Государственной думой 24 декабря 2002 года].

13. Правила перевозок железнодорожным транспортом грузов мелкими отправами: Приказ Министерство путей сообщения Российской Федерации №33 [Утверждены приказом МПС России 18 июня 2003 года].

cargo in the Republic of Uzbekistan. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobsheniya*, 2014, No. 3 (39), pp. 11-1 (In Russian)

6. Malikov O.B., Kurilov E.G., Ilesaliev D.I. Some questions of economic efficiency of transportation of bulk cargo in containers. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobsheniya*, 2016, No. 4 (49), pp. 493-501. (In Russian)

7. Makhkamov N.Ya., Pesaliev D.I., Merganov A.M. Investigation of the effectiveness of packaging containerized cargo. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, № 4, pp. 549-558. (In Russian)

8. Turanov Kh.T., Ilesaliev D.I. Investigation of the mathematical model of providing grain elevators with wagons. In: *Transport: nauka, tekhnika, upravlenie. Nauchnyy informatsionnyy sbornik*. Moscow, 2020, No. 5. pp. 37-40. (In Russian)

9. Turanov Kh.T. Investigation of the nature of the incoming flow to provide grain elevators with wagons. *Byulleten transportnoy informatsii*, 2020, No. 298, pp. 8-15. (In Russian)

10. Pesaliev D.I., Abduvakhitov Sh.R., Ismatullaev A.F., Makhmatkulov Sh.G. Research of the main storage area of the container terminal. *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)*, 2019, Vol. 9(1), pp. 4625-4630.

11. Ekimova K.V., Saveleva K.V. Kardapol'tsev. *Finansovyy menedzhment* [Financial Management]. Moscow: Publishing house Yurayt, 2017, p. 381. (In Russian)

12. *Ustav jeleznodorojnogo transporta Rossiyskoy Federatsii* [Charter of the railway transport of the Russian Federation]. Federal Law N 503-FZ. (In Russian)

13. *Pravila perevozok jeleznodorojnim transportom gruzov melkimi otpravkami* [Rules for the carriage of goods by rail in small consignments]. Order of the Ministry of Railways of the Russian Federation N 33 (In Russian)

Сетевое издание
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Брянского государственного университета
ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Учредитель и издатель:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации
выдано Федеральной службой по надзору
в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций
Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

Главный редактор сетевого издания:

доктор технических наук, профессор
А.В. Лагереv

Адрес учредителя:

ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

Адрес редакции и издателя:

РИСО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.06.2021 г.