



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2024(2)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 2
2024**

Nauchno-tehnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta

Scientific and Technical Journal of
Bryansk State University

№ 2
2024

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 2 (2024). Брянск: РИСО БГУ, 2024. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>
Размещено на официальном сайте журнала: 25.06.2024

Решением Высшей Аттестационной комиссии при Минобрнауки России с 07 марта 2023 г. сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» включено в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук по следующим специальностям научных работников:

2.5.2 – Машиноведение (технические науки);

2.5.11 – Наземные транспортно-технологические средства и комплексы (технические науки);

2.5.21 – Машины, агрегаты и технологические процессы (технические науки)

Решением Высшей Аттестационной комиссии при Минобрнауки России (письмо от 06 декабря 2022 г. № 02-1198) сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» отнесено к категории К2

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

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

Главный редактор сетевого издания:

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

Ответственный секретарь сетевого издания:

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

Редакционная коллегия сетевого издания:

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

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

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

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

К.А. Гончаров – доктор технических наук, проректор по инновационному развитию, информатизации и цифровой трансформации Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия);

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

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

И.А. Лагерев – доктор технических наук, ректор Кубанского государственного технологического университета (г. Краснодар, Россия);

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

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

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

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

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

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

Chief editor:

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

Executive secretary:

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

Editorial Board:

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

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

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

K.A. Goncharov – Doctor of Technical Sciences, Vice-Rector for Innovative Development, Informatization and Digital Transformation at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia);

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

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

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

I.A. Lagerev – Doctor of Technical Sciences, Rector at Kuban State Technological University (Krasnodar, Russia);

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

I.A. 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, Rector at Ulyanovsk State Technical University (Ulyanovsk, Russia).

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

16+

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

© Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2024
© 2024 Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



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

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

**Машиноведение, наземные транспортно-технологические средства и процессы**

Статьи, опубликованные в этом разделе, соответствуют требованиям Перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора наук, на соискание ученой степени кандидата наук по специальностям научных работников 2.5.2; 2.5.11; 2.5.21

Статьи, опубликованные в этом разделе, соответствуют требованиям к журналам категории К2 Перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора наук, на соискание ученой степени кандидата наук (Информационное письмо ВАК при Минобрнауки России от 06.12.2022 № 02-1198)

Бортяков Д.Е., Грачев А.А., Никитин С.В., Лесковец И.В., Васильев И.А.

(Санкт-Петербург, Россия; Могилев, Республика Беларусь)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-79-90

Учет динамических нагрузок при проектировании металлоконструкций порталных кранов 79

Заярный С.Л., Баранов К.А. (Калуга, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-91-100

Исследование математической модели объемного гидропривода с релейным управлением применительно к грузовой лебедке крана 91

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-101-110

Амплитудно-частотные характеристики виброзащитной системы сиденья с трехсегментной статической силовой характеристикой и участком квази нулевой жесткости 101

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-111-123

Влияние конструктивных характеристик манипулятора харвестера на оптимальные размеры рабочей зоны 111

Фокин В.В., Сладкова Л.А. (Москва, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-124-132

Анализ изнашивания элементов опорно-поворотного устройства стреловых самоходных кранов производства LIEBHERR 124

Шшикин Е.А. (Хабаровск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-133-139

Определение параметров реологической модели по данным лабораторных исследований 133

Юргин И.В. (Ростов-на-Дону, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-140-149

Использование программы ANYLOGIC для моделирования процессов с использованием контейнеров-трансформеров 140

НАУКИ О ЗЕМЛЕ

Ходжиев А.Э., Сабурова Г.Н., Норматов И.Ш., Сафарова З.И. (Душанбе, Таджикистан)
DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-150-155

Оценка частоты возникновения засухи в Файзабадском районе (Таджикистан) в зависимости от метеорологических условий 150

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE

**Machinery, ground transportation and technological means and processes**

The articles published in this section comply with the requirements of the List of peer-reviewed scientific publications, in which the main scientific results of dissertations for the degree of Doctor of Science, for the degree of Candidate of Science in the specialties of scientific workers 2.5.2; 2.5.11; 2.5.21

The articles published in this section meet the requirements for journals of category K2 of the List of peer-reviewed scientific publications, in which the main scientific results of dissertations for the degree of Doctor of Science, for the degree of Candidate of Science (Information letter of the Higher Attestation Commission under the Ministry of Education and Science of Russia of December 6, 2022 No. 02-1198)

Bortiaikov D.E., Grachev A.A., Nikitin S.V., Leskovets I.V., Vasilyev I.A.

(Saint Petersburg, Russian Federation; Mogilev, Republic of Belarus)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-79-90

Consideration of dynamic loads in the design of metal structures of gantry cranes 79

Zayarny S.L., Baranov K.A. (Kaluga, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-91-100

Investigation of the mathematical model of volumetric hydraulic drive with relay control as applied to the cargo winch crane 91

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-101-110

Amplitude-frequency characteristics of the seat vibration protection system with a three-segment static force characteristic with a section of quasi-zero stiffness 101

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-111-123

The influence of the harvester manipulator design characteristics on the working area optimal size 111

Fokin V.V., Sladkova L.A. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-124-132

Analysis of the wear of the elements of the slewing support of LIEBHERR self-propelled jib cranes 124

Shishkin E.A. (Khabarovsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-133-139

Rheological model parameters determination based on laboratory studies 133

Yurgin I.V. (Rostov-on-Don, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-140-149

Using the ANYLOGIC program for modeling processes using transformer containers ... 140

EARTH SCIENCE

Hojiev A.E., Saburova G.N., Normatov I.Sh., Safarova Z.I. (Dushanbe, Tajikistan)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-150-155

Assessment of drought frequency in the Fayzabad district (Tajikistan) depending on meteorological conditions 150

УДК (УДК) 621.875

УЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ
МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВCONSIDERATION OF DYNAMIC LOADS IN THE DESIGN OF
METAL STRUCTURES OF GANTRY CRANESБортяков Д.Е.¹, Грачев А.А.¹, Никитин С.В.¹, Лесковец И.В.², Васильев И.А.¹
Bortiakov D.E.¹, Grachev A.A.¹, Nikitin S.V.¹, Leskovets I.V.², Vasilyev I.A.¹¹ – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (Санкт-Петербург, Россия)² – Белорусско-Российский университет (Могилев, Республика Беларусь)¹ – Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University (St.Petyerburg, Russian Federation)² – Belarusian-Russian University (Mogilev, The Republic of Belarus)

Аннотация. Проектировочный расчет крановых металлоконструкций обычно выполняют по комбинациям нагрузок, для которых коэффициенты динамичности строго определены в нормативной документации. В действительности эти коэффициенты зависят от вылета и длины подвеса груза, различны при подъеме грузов различной массы. Обзор литературных источников выявил явный пробел в исследованиях динамики порталных кранов, для которых характерно изменение характеристик их конструкции даже в течение одного цикла их работы. В данной работе для изучения влияния параметров системы порталного крана на величину коэффициентов динамичности применена динамическая модель, состоящая из массы металлоконструкции крана, приведенной к точке подвеса груза и массы груза. Масса каната, упругость механизма подъема, затухание колебаний не учитываются, а характеристика двигателя считается абсолютно жесткой. Представлена методика определения параметров динамической модели таких, как жесткость конструкции, ее приведенные массы, приведены результаты расчета коэффициентов динамичности для металлоконструкции крана и канатного подвеса при различных параметрах и режимах работы. Расчеты, для порталного крана грузоподъемностью 10 тонн показали, что при малых вылетах коэффициент динамичности нагрузки в канате всегда меньше, чем для металлоконструкции, при этом значение его максимально. При больших вылетах значения коэффициентов динамичности близки к принимаемым для расчетов по нормативным документам. Указанные обстоятельства должны быть учтены как в статическом расчете порталных кранов, так и в расчете их элементов на долговечность, что повысит их достоверность определения нагруженности металлоконструкции.

Ключевые слова: порталный кран, динамическая модель, коэффициент динамичности, жесткость.

Abstract. The design calculation of crane metal structures is usually performed according to load combinations, for which the dynamic coefficients are strictly defined in the regulatory documentation. In fact, these coefficients depend on the departure and the length of the suspension of the load, they are different when lifting loads of different weights. A review of the literature has revealed a clear gap in the studies of the dynamics of gantry cranes, which are characterized by a change in the characteristics of their design even during one cycle of their operation. In this paper, to study the influence of the parameters of the gantry crane system on the magnitude of the dynamism coefficients, a dynamic model consisting of the mass of the crane's metal structure brought to the point of suspension of the load and the weight of the load is applied. The weight of the rope, the elasticity of the lifting mechanism, and the damping of vibrations are not taken into account, and the characteristic of the drive is considered absolutely rigid. A method for determining the parameters of a dynamic model such as structural rigidity, its reduced masses is presented, and the results of calculating the dynamism coefficients for the metal structure of a crane and a rope suspension under various parameters and operating modes are presented. Calculations for a gantry crane with a lifting capacity of 10 tons have shown that with small departures, the dynamic load coefficient in the rope is always less than for a metal structure, while its value is maximum. For large departures, the values of the dynamics coefficients are close to those accepted for calculations according to regulatory documents. These circumstances should be taken into account both in the static calculation of portal cranes and in the calculation of their elements for durability, which will increase their reliability in determining the loading of metal structures.

Keywords: gantry crane, dynamic model, coefficient of dynamism, stiffness.

Дата получения статьи: 25.04.2024
Дата принятия к публикации: 31.05.2024
Дата публикации: 25.06.2024

Date of manuscript reception: 25.04.2024
Date of acceptance for publication: 31.05.2024
Date of publication: 25.06.2024



Сведения об авторах:

Бортыков Данил Евгеньевич – кандидат технических наук, доцент, доцент Высшей школы транспорта Института машиностроения, материалов и транспорта, ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»,
e-mail: bortyakov@ratte.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1406-418X>

Грачев Алексей Андреевич – кандидат технических наук, директор Высшей школы транспорта Института машиностроения, материалов и транспорта, ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»,
e-mail: springbird@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4550-7636>

Никитин Сергей Васильевич – кандидат технических наук, доцент Высшей школы транспорта Института машиностроения, материалов и транспорта, ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»,
e-mail: sergey_nikj@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8026-9648>

Лесковец Игорь Вадимович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Транспортные и технологические машины», Белорусско-Российский университет, Могилев, Республика Беларусь, *e-mail: le@bru.by.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4874-8723>

Васильев Иван Андреевич – кандидат технических наук, доцент Высшей школы транспорта Института машиностроения, материалов и транспорта, ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»,
e-mail: vania_v99@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5415-9656>

Authors' information:

Danil E. Bortiyakov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Higher School of Transport at Institute of Mechanical Engineering, Materials and Transportation, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
e-mail: bortyakov@ratte.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1406-418X>

Aleksey A. Grachev – Candidate of Technical Sciences, Head of the Higher School of Transport at Institute of Mechanical Engineering, Materials and Transportation, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, *e-mail: springbird@mail.ru.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4550-7636>

Sergey V. Nikitin – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Higher School of Transport at Institute of Mechanical Engineering, Materials and Transportation, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, *e-mail: sergey_nikj@mail.ru.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8026-9648>

Ihar V. Leskovets – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Department of transport and technological machines, Belarusian-Russian University, *e-mail: le@bru.by.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4874-8723>

Ivan A. Vasilyev – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Higher School of Transport at Institute of Mechanical Engineering, Materials and Transportation, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, *e-mail: vania_v99@mail.ru.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5415-9656>

1. Введение

Проектировочный расчет крановых металлоконструкций обычно выполняют по сочетаниям (комбинациям) нагрузок, разработанных для определенных типов кранов с учетом опыта эксплуатации. Сочетания нагрузок имеют в определенной степени субъективный характер, в связи с чем метод расчета по сочетаниям нагрузок подвергается критике [1]. Однако для проектировочного расчета крановых металлоконструкций, насколько известно, не предложено разумной альтернативы.

Необходимость в проектировочном расчете по сочетаниям нагрузок возникает как при начальном определении параметров сечений конструкций, осевой контур которых известен, так и в отдельных случаях определения осевого контура конструкции (напри-

мер, при синтезе оптимальных схем стреловых устройств порталных кранов [2]). Следует подчеркнуть, что проектировочный расчет по сочетаниям нагрузок является основой для решения всех известных нам задач оптимального проектирования крановых металлоконструкций и их сечений [3-8].

Так, в работе [8] рассматриваются аналитические методы расчета конструкций кранов, при этом вопросы динамики и достоверного определения параметров нагруженности конструкций никак не раскрываются.

В [6] рассматривается возможность создания конечно-элементной модели порталного крана для его статического расчета. Анализируется напряженное состояние металлоконструкции. Однако, не уделено внимание достоверному определению действующих нагрузок.

В [5] рассматривается отклик модели шарнирно сочлененной стрелы порталного крана на внешнее воздействие в среде ANSYS. При этом, вопрос о реальных причинах возникновения колебаний конструкции, например, при действии механизма подъема или механизма изменения вылета стрелы, никак не затрагивается. Поэтому приведенные результаты нужно считать только примером возможности расчета металлоконструкции стрел порталных кранов методом конечных элементов.

В [4] рассматривается обобщенная динамическая модель подъемного механизма крана и производится численный расчет, однако не рассматривается влияние параметров металлоконструкции на возникающие нагрузки. Зависимость значений коэффициентов динамичности от параметров рассчитываемой системы не исследуется.

Алгоритм оптимального проектирования стрелы порталного крана, рассмотренный в [3], для полноценного использования требует достоверного знания нагруженности машины, которое невозможно определить по данным нормативной документации.

В [7] проводится обзор методов прогнозирования срока службы порталного крана по критерию усталостных разрушений. Для достоверного использования этих методов расчета на прямую связана с точным заданием параметров нагружения.

Отсутствие же экспериментальных данных в этой области ведет к необходимости создания численных или аналитических методик определения реальной нагруженности машины.

Применяемые при проектировочном расчете металлоконструкций порталных кранов комбинации нагрузок 2-го расчетного случая [8] предполагают принятие фиксированных значений параметров нагружения независимо от условий их определения. В частности, значения коэффициента динамичности ψ_{II} при неустановившемся движении механизма подъема дифференцированы лишь в зависимости от режима работы ($\psi_{II} = 1,3; 1,5; 1,6$ для среднего, тяжелого и весьма тяжелого режимов соответственно) [8]. В действительности эти коэффициенты зависят

от вылета и длины подвеса груза (поскольку при этом изменяются жесткостные параметры системы), а также различны при подъемах грузов различной массы [9, 10].

2. Методика расчетного определения коэффициента динамичности

Выше приведенный обзор показал, что сегодня, для оптимизации и повышения надежности конструкций порталных кранов необходимо создание методики достоверного расчета динамических нагрузок в их элементах, что и является целью данной работы.

Таким образом ставятся следующие задачи: сформировать расчетную динамическую модель усилий в элементах порталного крана, разработать методику определения параметров этой модели. Так же необходимо исследовать получившуюся модель, чтобы выявить степень влияния значений параметров механической системы крана на возникающие при его эксплуатации динамические нагрузки.

Для изучения изменчивости коэффициента динамичности при неустановившемся движении механизма подъема принимаем методику расчета [11], где система представлена совокупностью двух масс:

- массы m_M металлоконструкции, приведенной к точке приложения к конструкции силы тяжести груза;
- массы m_L груза.

Приведенная жесткость конструкции равна c_M , канатов – c_R . Рассматривается нагружение при подъеме груза с жесткого основания с подхватом, когда до появления нагрузки в канатах механизм успевает разогнаться до номинальной скорости.

Основные допущения сводятся к следующему [11]. Пренебрегаем массой каната и изменением его длины за время развития максимальных динамических перемещений. Пренебрегаем также упругостью механизма и считаем характеристику двигателя абсолютно жесткой. Поскольку нас интересуют наибольшие значения динамических

нагрузок, затухание колебаний не учитываем.

Рассматриваем шарнирно-сочлененное стреловое устройство (рис. 1, а) с полным числом параметров схемы, т.е. с направлением канатов от барабана к блокам O_3 на колонне, ось которых не совпадает с осями O_2 и O_1 качания оттяжки O_{2V} и стрелы O_{1U} , далее к блокам W на хоботе, ось которых не совпадает с концами U стрелы и V оттяжки, и далее через блоки T на хоботе в грузовой полиспасть кратностью m . Колебания поворотной платформы и портала не учитываем.

Для двухмассовой расчетной схемы (рис. 1, б) уравнения движения масс m_M и m_L для послеотрывной стадии подъема с подхватом [5]:

$$m_M \ddot{y}_1 + c_M y_1 = S; \quad (1)$$

$$p_{1,2} = \frac{G}{c_R} \sqrt{0,5 \left[\left(\frac{c_R + c_M}{m_M} + \frac{c_R}{m_L} \right) \mp \sqrt{\left(\frac{c_R + c_M}{m_M} + \frac{c_R}{m_L} \right)^2 - \frac{4c_R c_M}{m_M m_L}} \right]};$$

где знак «минус» относится к p_1 , знак «плюс» – к p_2 .

Коэффициент динамичности нагрузки в канате для одномассовой системы [1, 7]

$$\psi_R = 1 + \frac{v}{\sqrt{g(\lambda_{ST} + y_{ST})}}, \quad (4)$$

где g – ускорение свободного падения; $\lambda_{SR} = G/c_R$ – перемещение груза вследствие

$$y_{ST} = l_{1TR} \cos \alpha_x \frac{(f_S + f_K)}{l_{2TR} \sin(\psi_x + \alpha_x + \alpha_1)} + f_{TR} \cos \alpha_x + f_U \left[\cos \varphi_x + \frac{l_{1TR} \cos \alpha_x \sin(\varphi_x - \psi_x)}{l_{2TR} \sin(\varphi_x + \alpha_x + \alpha_1)} \right], \quad (5)$$

где f_S – удлинение оттяжки O_{2V} ; f_K – перемещение точки V колонны в направлении оттяжки; f_{TR} и f_U – перемещения сечений T хобота и U стрелы перпендикулярно осям этих элементов вследствие их упругой деформации.

$$m_L \ddot{y}_2 = G - S, \quad (2)$$

где $S = G + c_R y_2 - c_R (y_1 - y_T)$ – усилие в канате; y_T – прогиб конструкции в момент отрыва груза от основания.

Из решения [11] уравнений (1) и (2) в предположении о малости амплитуды колебаний 2-й частоты системы в [2] получена зависимость для коэффициента динамичности нагрузки на металлоконструкцию:

$$\psi_M = 1 + \frac{v c_M}{p_1 (p_2^2 - p_1^2) m_M \lambda_{ST}}, \quad (3)$$

где v – номинальная скорость подъема груза; p_1 и p_2 – частоты собственных колебаний конструкции с грузом:

статического удлинения канатов; $y_{SR} = G/c_M$ – статический прогиб конструкции.

Рассмотрим определение некоторых величин, входящих в формулы (3) и (4), для стрелового устройства по рис. 1, а.

Статический прогиб y_{ST} представляет собой вертикальную составляющую статического перемещения точки T при действии веса G груза. Он определяется по зависимости [7]:

Перемещение груза G в результате статического удлинения грузовых канатов записывается в виде

$$\lambda_{ST} = G \frac{H + (l_{1TR} + C + l_{KX})/m}{zm E_R F_R}, \quad (6)$$

где z – число полиспастов; E_R – модуль упругости; F_R – площадь сечения каната.

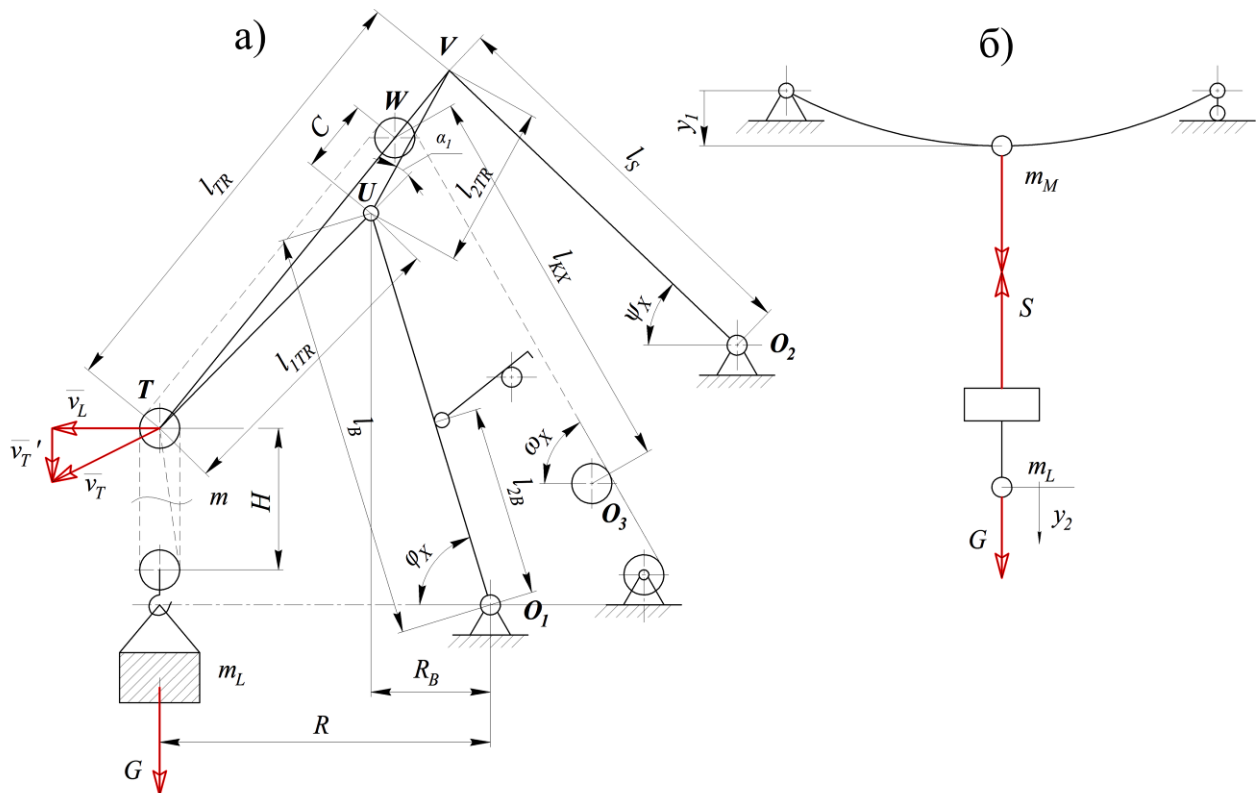


Рис. 1. Схемы к расчету коэффициентов динамичности: а - расчетная схема стрелового устройства портального крана; б - приведенная динамическая модель портального крана

В выражениях для y_{ST} и λ_{ST} не учтено влияние нагрузок на блоки O_3 от грузового каната, так как равнодействующая усилий в ветвях канатов, огибающих блоки O_3 , мала по сравнению с усилием в оттяжке и имеет малую составляющую, перпендикулярную оси колонны.

Массу m_M стрелового устройства, приведенную к точке T , рекомендуется [12] определять по формуле:

$$m_M = (m_{TR} + km_B) \left(\frac{R_B}{R} \right), \quad (7)$$

где m_{TR} – масса хобота, принимаемая сосредоточенной в точке U ; m_B – масса стрелы; k – коэффициент приведения массы стрелы к ее вершине U ; R и R_B – размеры, показанные на рис. 1, а.

Анализ показывает, что обычно множитель $(R_B/R)^2$ почти не изменяется по вылету и имеет значения 0,5...0,6.

Более строгим представляется следующее выражение для массы m_M , включенное по нашему предложению в справочник [13]:

$$m_M = (m_{TR} + km_B) \left(\frac{f_U}{y_{ST}} \right). \quad (8)$$

При этом, поскольку металлоконструкция рассматривается как одномассовая система, перемещения f_U точки U и y_{ST} точки T достигаются за одно и то же время, т. е. отношение f_U/y_{ST} равно отношению скорости u_U точки U к вертикальной проекции u'_T скорости u_T точки T . Тем самым масса m_M энергетически эквивалентна системе масс (m_{TR}, km_B) при рассматриваемых колебаниях.

Для коэффициента k приведения массы стрелы к ее вершине при поперечных колебаниях стрелы в литературе предложены следующие зависимости:

$$k = 0,3 \quad [6, 7];$$

$$k = 0,25 - \eta / 5,35 \quad [16];$$

$$k = \frac{(0,25 - 0,67\eta + 0,5\eta^2)^2}{(1 - \eta)^2} \quad [4],$$

где $\eta = l_{2B}/l_B$ (рис. 1, а).

Два последних выражения для k получены [14, 15] в предположении о равномерном

распределении массы m_B по длине стрелы, что в действительности не имеет места.

По методу Релея [16], дающему несколько заниженное значение коэффициента k , этот коэффициент из условия равенства кинетических энергий основной и приведенной систем определяют по зависимости (без учета сосредоточенной массы хобота на конце стрелы):

$$k = \sum_{i=1}^2 \frac{\int_0^l [m_i(x)y^2] dx}{m_B y_U^2}, \quad (9)$$

где y_U – прогиб стрелы в точке U от единичной изгибающей нагрузки в той же точке; $m_i(x)$ ($i = 1; 2$) – функции, характеризующие распределение массы вдоль оси x стрелы (рис. 2, а); y – ордината упругой линии стрелы по принятой приближенной форме колебаний (рис. 2, б), в качестве которой принимаем уравнение упругой линии стрелы при изгибе единичной силой, приложенной в точке U перпендикулярно оси стрелы.

Для консольной части U_{OP} стрелы ($0 \leq x \leq l_{1B}$) по методу Мора (рис. 2, б, в):

$$y = l_{1B} x \int_0^{l_{2B}} \frac{(l_{2B} - x_1)^2}{l_{2B}^2 EJ_1(x_1)} dx_1 + \int_0^x \frac{(x - x_1)(l_{1B} - x_1)}{EJ_1(x_1)} dx_1; \quad (10)$$

для пролетной части $O_P O_1$ стрелы ($0 \leq x \leq l_{2B}$, рис. 2, б, в):

$$y = \int_0^x \frac{x_1(l_{2B} - x)(l_{1B} - x_1)l_{1B}}{l_{2B}^2 EJ_2(x_1)} dx_1 + \int_x^{l_{2B}} \frac{x(l_{2B} - x_1)^2 l_{1B}}{l_{2B}^2 EJ_2(x_1)} dx_1, \quad (11)$$

где $J_1(x_1)$ и $J_2(x_1)$ – функции, характеризующие изменение момента инерции по длине консольной и пролетной частей стрелы.

По методу Донкерлея [16], дающему оценку коэффициента k с некоторым завышением, этот коэффициент определяют по следующей формуле:

$$k = \frac{c_B}{m_B p^2}, \quad (12)$$

где $c_B = 1/y_U$ – жесткость стрелы, приведенная к точке U ; p – частота свободных колебаний невесомой балки с массой km_B на ее конце, причем

$$\frac{1}{p^2} = \sum_{i=1}^2 \int_0^l m_i(x) \delta_{xx} dx, \quad (13)$$

где δ_{xx} (рис. 2, в) – прогиб балки под сосредоточенной единичной силой, которая при интегрировании рассматривается последовательно перемещающейся по всей длине балки.

В нашем случае для консольной части:

$$\delta_{xx} = \int_0^{l_{2B}} \frac{x_1(1-x_1)^2 x^2}{l_{2B}^2 EJ_1(x_1)} dx_1 + \int_0^x \frac{x(x-x_1)^2 l_{1B}}{EJ_1(x_1)} dx_1; \quad (14)$$

для пролетной части (рис. 2, г):

$$\delta_{xx} = \int_0^{x x_1^2 (l_{2B} - x)^2} \frac{dx_1}{l_{2B}^2 EJ_2(x_1)} + \int_0^{l_{2B}} \frac{x^2 (l_{2B} - x_1)^2 x^2}{l_{2B}^2 EJ_2(x_1)} dx_1 + \dots \quad (15)$$

На основании анализа многочисленных результатов проектирования оптимальных коробчатых балочных стрел по алгоритму, представленному в [11], примем для консольной части U_{OP} (рис. 2, а):

$$m_1(x) = m_1 - m_2 \frac{x}{l_{1B}}; \quad J_1(x_1) = b_0 - b_1 x_1 + b_2 x_1^2; \quad (16)$$

для пролетной части $O_P O_1$:

$$m_2(x) = m_1; \quad J_2(x_1) = b_3 - b_4 x_1 + b_5 x_1^2, \quad (17)$$

где m_1, m_2 – значения функции $m(x)$ соответственно в точках O_P и U (рис. 2, а); $b_0 \dots b_5$ – коэффициенты аппроксимирующих полиномов, определяемые по методу наименьших квадратов.

3. Результаты численных экспериментов

Данные расчетов для стрел порталных кранов перспективного ряда «Ленинградского завода подъемно-транспортного оборудования имени С. М. Кирова» (г. Санкт-Петербург, Россия) по четырем группам унификации представлены в таблице 1. Значения k^* , полученные по формуле (12) для стрел постоянного сечения при $m_{1,2}(x) = \text{const}$ и $J_{1,2}(x_1) = \text{const}$, практически совпадают с результатами расчета k по приведенным вы-

ше формулам из работ [14, 15]. Значения k , полученные с учетом неравномерности распределения массы стрелы по ее длине, существенно меньше, чем k^* , и мало изменяются по вариантам. Представляется возможным

для подобных стрел принимать всегда $k = 0,1$, что во всех случаях попадает в интервал между значениями k по формулам Релея (9) и Донкерлея (12).

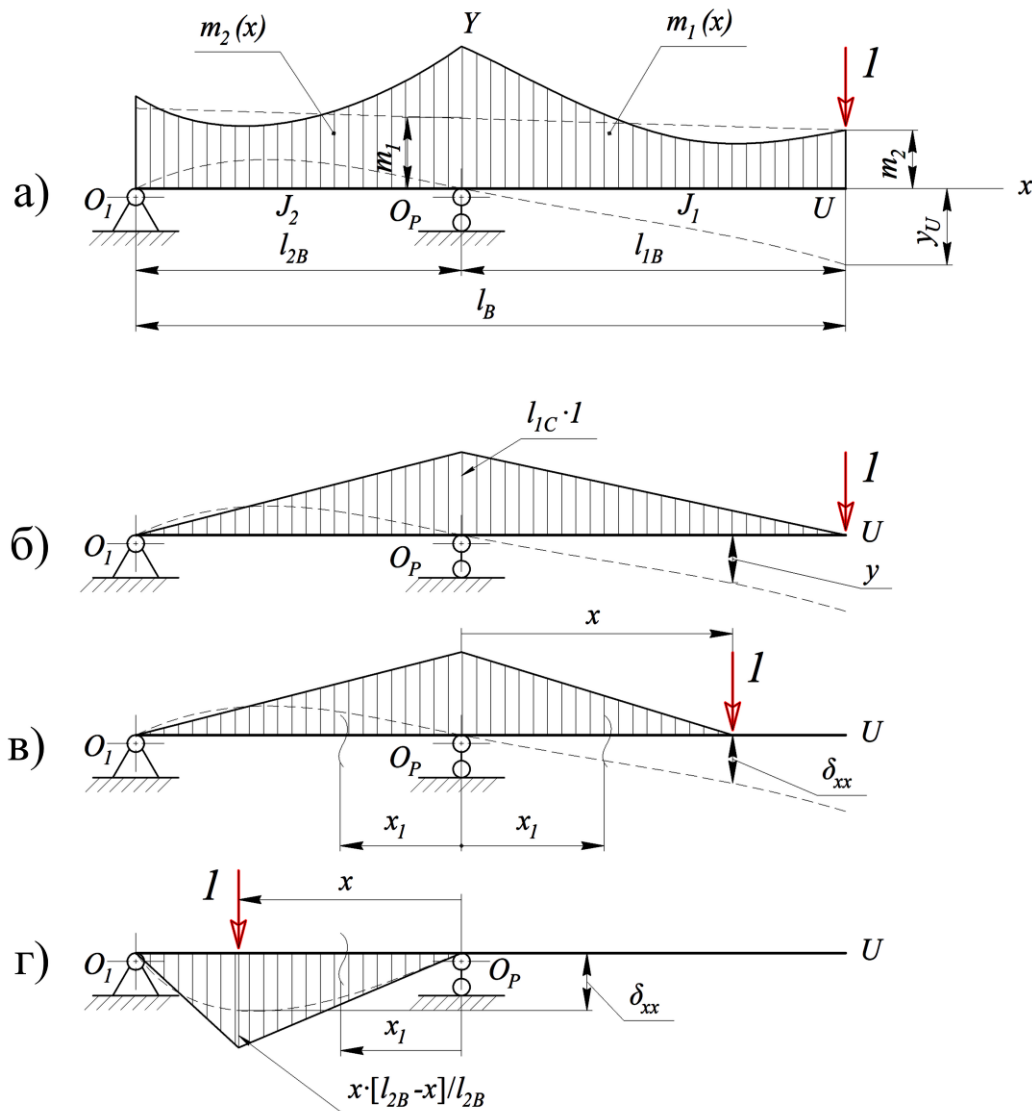


Рис. 2. Расчетные схемы к определению приведенной массы стрелы:

а - расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов в стреле под действием ее собственной массы; б - под действием единичной силы на в точке U ; в - под действием единичной силы на участке $O_P - U$; г - под действием единичной силы на участке $O_1 - O_P$

С целью изучения изменения коэффициентов ψ_M (3) и ψ_R (4) в зависимости от вылета, характеризуемого координатой X (рис. 1, а; $X = R - R_1$, где R_1 – минимальный вылет от оси O_1 качания стрелы), и длины L_P подвеса груза, измеряемой от точки T , проведены расчеты для стреловых устройств грейферных кранов Ленинградского завода ПТО

имени С. М. Кирова КПП-10-30, выпускаемого ныне, и КПП-10(12,5)-32 перспективного ряда. Некоторые результаты этих расчетов при массе груза $Q = 10$ т представлены на рис. 3. Анализ этих результатов показывает следующее.

Коэффициенты ψ_M и ψ_R (уменьшаются с увеличением длины L_P подвеса груза, так как

при этом увеличивается значение λ_{ST} . Однако это уменьшение составляет не более 6% их значений, определенных при минимальной длине $L_P = 10$ м.

Коэффициент ψ_R всегда меньше, чем ψ_M , при этом на вылетах, характеризуемых значениями $X < X_0 \approx 8$ м, практически $\psi_M = \psi_R$.

На максимальном вылете, т.е. при X , равном диапазону ΔR изменения вылета (расчетное положение для металлоконструкции хобота), коэффициенты динамичности составляют 1,50...1,66, что близко к значению ψ_{II} согласно [8].

На вылете, отвечающем максимуму грузового неуравновешенного момента, т.е. при $X \approx 0,8 \Delta R$ (одно из возможных расчетных положений для металлоконструкции стрелы), ψ_M и ψ_R возрастают на 10...12% по

сравнению с их значениями для максимального вылета.

При одной и той же скорости подъема $v=60$ м/мин коэффициенты динамичности для кранов перспективного ряда на 5...7% меньше, чем для ныне выпускаемых кранов, главным образом вследствие большей податливости стреловых устройств перспективных кранов, что объясняется их увеличенным вылетом и проектированием металлоконструкций как оптимальных балок. Данные для расчетов приведены в табл. 1.

Увеличение скорости подъема с 60 м/мин до 80 м/мин дает для подъема с подхватом увеличение ψ_M и ψ_R на 10...13%. Полученные зависимости проиллюстрированы на рис. 3.

Таблица 1

Данные типовых кранов используемые для расчетов

Грузоподъемность крана, т	Диапазон изменения вылета, м	Исходные данные и результаты расчета коэффициента приведения массы стрелы к ее вершине для оптимальной коробчатой стрелы (k) и для балки постоянного сечения (k^*)												
		$\frac{l_B}{l_{2B}}$	y_U	m_B	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	m_1	m_2	k	k^*
			м/кН	т							т/м			
63 / 20	50	0,203	0,048	38,6	0,104	0,0036	0,00003	0,1044	0,01375	0,00057	0,9344	0,702	0,065/ 0,11	0,201/ 0,213
25 / (63)	30	0,209	0,008	26,5	0,106	0,0063	0,0001	0,1060	0,0195	0,0009 ₅	1,00	0,597	0,086/ 0,13	0,2/ 0,212
16 / (40)	24	0,239	0,017	11,9	0,027	0,0017	0,0000	0,0272	0,0056	0,0004	0,48	0,26	0,096/ 0,139	0,194/ 0,206
40 / 12,5	40	0,265	0,057	19,4	0,027	0,0012	0,0000	0,0272	0,0043	0,0002	0,532	0,283	0,088/ 0,136	0,189/ 0,2

Примечания: 1. Портальные краны грузоподъемностью 63/20 и 40/12,5 т – монтажные с переменной грузоподъемностью; 25 (63) и 16 (40) т – перегрузочные, 25 и 16 т – грейферный режим, 63 и 40 т – крюковой.

2. Значения k и k^* : в числителе расчет по формуле (9), в знаменателе – по (12).

В области малых вылетов ($0 \leq X < X_0 \approx 8$ м) перемещение y_{ST} точки T по вертикали не превышает 5...20 мм, что приводит к резкому (на несколько порядков) увеличению приведенной массы m_M (8). При этом значения ψ_M (3) становятся значительно больше, чем ψ_R (4) (рис. 3). Практически это означа-

ет, что стреловую систему у минимального вылета применительно к данной задаче можно считать абсолютно жесткой, т.е. вычислять коэффициент динамичности по выражению (4) при $y_{ST} = 0$. Значения ψ_R на минимальном вылете при $L_P = 10$ м составляют ψ_R

= 2,27 ($v = 80$ м/мин) для кранов КПП-10(12,5)-32.

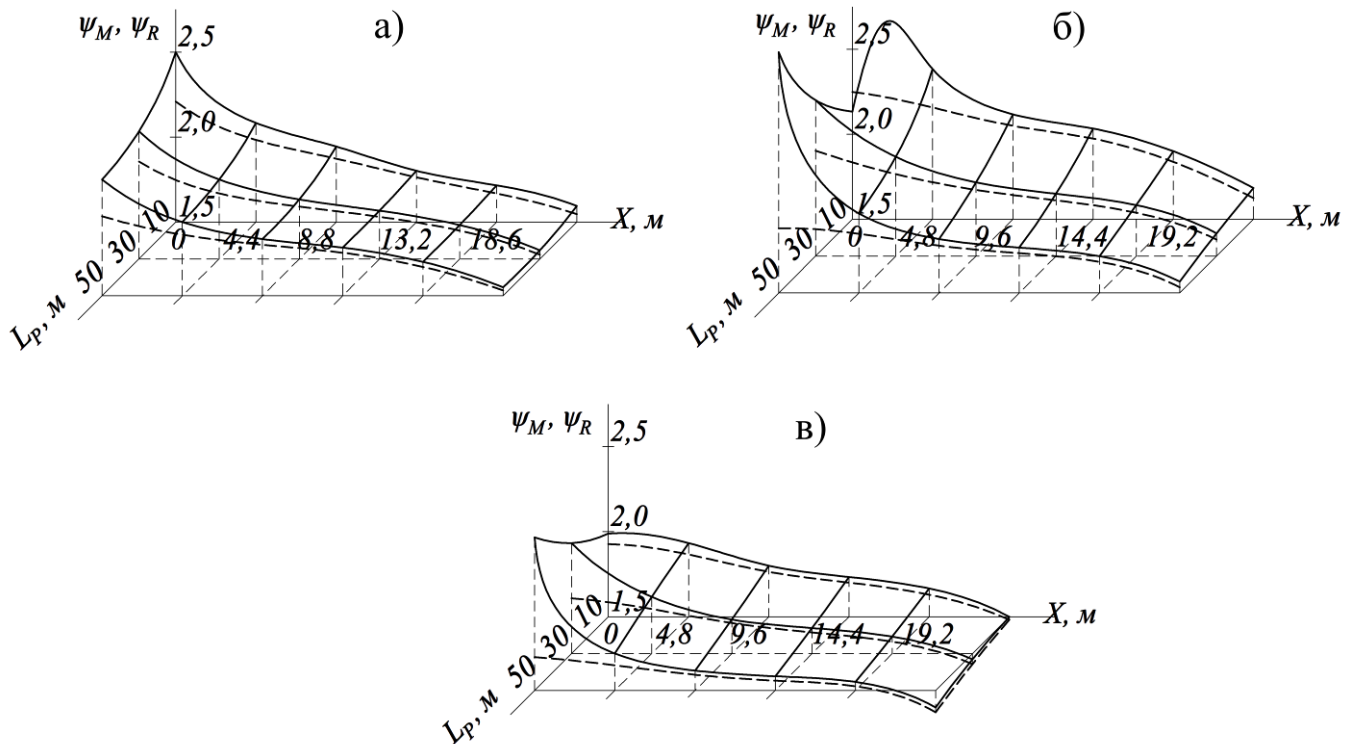


Рис. 3. Коэффициенты динамичности ψ_M (—) и ψ_R (---) для стреловых устройств кранов: КПП-10-30 (а); КПП-10(12,5)-32 при $v=80$ м/мин (б) и $v=60$ м/мин (в)

4. Выводы

Полученные результаты для коэффициентов динамичности (рис. 3) в зависимости от вылета крана, скорости подъема и высоты подвеса груза показывают, что реальные значения могут существенно отличаться от рекомендуемых [1, 13]. В зависимости от вылета, полученные значения могут отличаться на более чем на 25%. Однако не стоит забывать, что современные системы управления позволяют управлять электрическими приводами в широких диапазонах [15], а так как в рассмотренной модели не учитывается влияние параметров электропривода и закона его управления, то реальные коэффициенты динамичности будут отличаться от полученных.

Следует отметить, что, при проекторочных расчетах [3, 9], достаточно использования предложенной динамической модели, как наиболее простого метода определения динамических нагрузок. Однако, создание более полной динамической модели стрелового

устройства портального крана, совместно с учетом механизма подъема, учитывающей параметры использованных приводов и систем их управления [4, 5, 13,], позволят получить более точные значения нагрузок и использовать эти данные при расчете ресурса конструкции [6] и при оптимальном проектировании стреловой системы по критерию металлоемкости [2, 3].

Конечно, современные методы моделирования позволяют проводить расчеты различного уровня сложности, однако они требуют специализированных программных пакетов в области твердотельной динамики [5, 6]. К сожалению, подобных специалистов, не много на современном рынке труда, и тем более, их недостаточно на предприятиях, проводящих изыскания в области проектирования нового грузоподъемного оборудования. Не стоит забывать, что составление полной динамической модели возможно только на той стадии, когда уже известны все основные сечения стреловой системы, а также подобраны привода, скомпонованы

механизмы и выбрано электрооборудование. Такой расчет будет уже не проектировочным, а проверочным, на финальной стадии, а значит любой неудовлетворительный результат повлечет за собой работы по переделке уже почти готовой машины, что приведет к финансовым и временным потерям. Поэтому применение полученных данных из этой работы, на первоначальной стадии проектирования [2], когда речь идет о выборе параметров будущей системы, позволит более точно выбрать оптимальные параметры сечений конструкции. Составление же полной, твердотельной, динамической модели, поможет получить данные для более тонкой настройки системы управления приводами.

Результат данного исследования показал, что даже сложные системы в первом приближении, описанные базовыми уравнениями, могут служить полигоном для первичной оценки влияния параметров конструкции стреловой системы на параметры её работы, силовые факторы в

составных элементах и будущие эксплуатационные характеристики машины. Дальнейшее уточнение коэффициентов динамичности и выработка рекомендаций для проектировочного расчета оптимальных металлоконструкций элементов стреловых устройств порталных кранов должны быть связаны с созданием и исследованием соответствующих динамических моделей, позволяющих определять коэффициенты динамичности для расчета нагрузки на каждый элемент стрелового устройства (стрелу, хобот, оттяжку). При этом необходимо также учесть влияние системы управления приводом механизма подъема. Применение полученных зависимостей может значительно повысить качество проектирования новых шарнирно-сочлененных стреловых систем, а так же применять её для оценки истории нагружения порталных кранов при проведении расчета их остаточного ресурса.

Список литературы

1. Брауде В.И., Звягинцев Н.В., Силиков Ю.В. Нагрузки порталных кранов // Труды ЛИВТ. 1969. Вып. 123. С. 100–116.
2. Серлин Л.Г., Орлов А.Н. Оптимизация крановых конструкций и их автоматизированное проектирование. Л.: ЛПИ, 1987. 85 с.
3. Бортяков Д.Е., Савельев А.И., Серлин Л.Г. Методика и алгоритм автоматизированного проектирования оптимальной коробчатой стрелы порталного крана // Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров. Л., 1985. С. 48 – 59.
4. Haobai W., Yiqin L. Study on Stress Distribution Law and Stress Performance Characteristics of Multiple Data Mining for Harbour Portal Crane Detection // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2021. Vol. 631. DOI: 10.1088/1755-1315/631/1/012039
5. Lian J.X. Simulation Analysis about Dynamic Characteristics of Four-Bar Linkage Portal Crane's Jib Based on the Lifting Loads // 2015 Sixth International Conference on Intelligent Systems Design and Engineering Ap-

References

1. Braude V.I., Zvyaginцев N.V., Silikov Y.V. Loads of portal cranes. *Trudy LIVT*, 1969, No. 123, pp. 100–116. (In Russian)
2. Serlin L.G., Orlov A.N. *Optimizaciya kranovihkh konstrukcij i ikh avtomatizirovanoe proektirovanie* [Optimization of crane structures and their automated design]. Leningrad, LPI, 1987, 85 p. (In Russian)
3. Bortyakov D.E., Savel'ev A.I., Serlin L.G. Technique and algorithm for computer-aided design of the optimal box-shaped boom of a portal crane. In: *Metallicheskie konstrukcii kranov. Issledovanie konvejerov* [Metal structures of cranes. Conveyor research], Leningrad, 1985, pp. 48-59. (In Russian)
4. Haobai W., Yiqin L. Study on Stress Distribution Law and Stress Performance Characteristics of Multiple Data Mining for Harbour Portal Crane Detection. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2021, Vol. 631. DOI: 10.1088/1755-1315/631/1/012039
5. Lian J.X. Simulation Analysis about Dy-

plications (ISDEA). 2015.

DOI: 10.1109/ISDEA.2015.240

6. Sagirov Y., Artiukh V., Mazur V., Aleksandrovskiy M. Scientific and methodological bases of rational design of hoisting-and-transport machines metal structures // E3S Web Conf. 2020. Vol. 164. DOI: 10.1051/e3sconf/202016403005

7. Li-xin R., Sagirov Y., Artiukh V., Mazur V., Aleksandrovskiy M. A review of fatigue life prediction method for portal crane // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2020. Vol. 657. DOI: 10.1088/1755-1315/657/1/012094

8. Вершинский А.В., Гохберг М.М., Семенов В.П. Строительная механика и металлические конструкции / Под ред. М.М. Гохберга. Л.: Машиностроение, 1984. 231 с.

9. Hanjun P., Xiaopeng X., Guangchi L., Xiangyong Y. Analysis for Dynamic Characteristics in Load-lifting system of the Crane // Procedia Engineering. 2011. Vol. 16. pp. 586–593. DOI: 10.1016/j.proeng.2011.08.1128

10. Köppe U. Ermitteln von Massenkraftkollektiven im Kranbau // Hebezeuge und Fördermittel. 1975. No.2. S. 35–37.

11. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Л.: Машиностроение, 1976. 454 с.

12. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Л.: Машиностроение, 1964. 328 с.

13. Справочник по кранам: В 2-х т. Т.1. / Под ред. М.М. Гохберга. Л.: Машиностроение, 1988. 536 с.

14. Будрин С.Б., Тращенко В.Ю. Влияние параметров стреловой системы грейферного портального крана на период ее свободных колебаний // Известия вузов. Машиностроение. 1977. №7. С. 87–90.

15. Звягинцев Н.В. Свободные колебания стрел портальных кранов // Труды ЛИВТ. 1971. Вып. 128. С. 106 – 116.

16. Бернштейн С.А. Основы динамики сооружений. – М.: Госстройиздат, 1938. 160 с.

† dynamic Characteristics of Four-Bar Linkage Portal Crane's Jib Based on the Lifting Loads. 2015 Sixth International Conference on Intelligent Systems Design and Engineering Applications (ISDEA), 2015.

† DOI: 10.1109/ISDEA.2015.240

† 6. Sagirov Y., Artiukh V., Mazur V., Aleksandrovskiy M. Scientific and methodological bases of rational design of hoisting-and-transport machines metal structures. E3S Web Conf. 2020. Vol. 164.

† DOI: 10.1051/e3sconf/202016403005

† 7. Li-xin R., Sagirov Y., Artiukh V., Mazur V., Aleksandrovskiy M. A review of fatigue life prediction method for portal crane. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2020, Vol. 657. DOI: 10.1088/1755-1315/657/1/012094

† 8. Vershinskij A.V., Gohberg M.M., Semenov V.P. *Stroitel'naya mekhanika i metallicheskie konstrukcii* [Building mechanics and metal structures]. Leningrad, Mashinostroenie, 1984. 231 p. (In Russian)

† 9. Hanjun P., Xiaopeng X., Guangchi L., Xiangyong Y. Analysis for Dynamic Characteristics in Load-lifting system of the Crane. *Procedia Engineering*, 2011, Vol. 16, pp.586–593. DOI: 10.1016/j.proeng.2011.08.1128

† 10. Köppe U. Ermitteln von Massenkraftkollektiven im Kranbau. *Hebezeuge und Fördermittel*, 1975, N.2, S. 35 – 37. (in German)

† 11. Gohberg M.M. *Metallicheskie konstrukcii podjhemno-transportnihkh mashin* [Metal structures of hoisting and transport machines]. Leningrad, Mashinostroenie, 1976, 454 p. (In Russian)

† 12. Gohberg M.M. *Metallicheskie konstrukcii podjhemno-transportnihkh mashin* [Metal structures of hoisting and transport machines]. Leningrad, Mashinostroenie, 1964, 328 p. (In Russian)

† 13. Gohberg M.M. *Spravochnik po kranam v 2 t. T.2* [Crane reference in 2 vols. Vol. 1]. Leningrad, Mashinostroenie, 1988. 536 p. (In Russian)

† 14. Budrin S.B., Trashchenko V.Y. Influence of the parameters of the boom system of a clamshell portal crane on the period of its free oscillations. *Izvestiya vuzov, Mashinostroenie*,

- ‡ 1977, No.7, pp. 87–90. (In Russian)
- ‡ 15. Zvyagincev N.V. Free vibrations of portal crane booms. *Trudy LIVT*, 1971, Vol. 128, pp. 106–116. (In Russian)
- ‡ 16. Bernshtejn S.A. *Osnovy dinamiki sooruzhenij* [Fundamentals of structure dynamics]. Moscow, Gosstrojizdat, 1938, 160 p. (In Russian)

ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА С РЕЛЕЙНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ГРУЗОВОЙ ЛЕБЕДКЕ КРАНА

INVESTIGATION OF THE MATHEMATICAL MODEL OF VOLUMETRIC HYDRAULIC DRIVE WITH RELAY CONTROL AS APPLIED TO THE CARGO WINCH CRANE

Заярный С.Л., Баранов К.А.
Zayarny S.L., Baranov K.A.

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана «Национальный исследовательский университет», Калужский филиал (Калуга, Россия)
Moscow State Technical University named after N.E. Bauman, Kaluga branch (Kaluga, Russian Federation)

Аннотация. Рассмотрены и проанализированы известные варианты объемных гидроприводов грузоподъемных и технологических механизмов. Рассмотрены области применения насосных и аккумуляторных гидроприводов, с различными видами регулирования, и варианты их реализации в качестве приводов грузовой лебедки мостового крана. Показано, что управление работой объемного гидравлического приводов грузовой лебедки, наряду с объемным и дроссельным регулированием, может быть выполнено релейным способом. Отмечено, что цикличность работы грузоподъемных механизмов при подъеме и опускания груза, позволяет осуществить механическую и гидравлическую рекуперация энергии, в пределах рабочего цикла, что является перспективным способом существенного повышением эффективности их работы. Проведен анализ существующих конструкций гидравлических приводов технологических машин, позволяющих рекуперировать потенциальную энергию рабочих органов с грузом. Предложен в качестве альтернативы известным гидроприводам грузовой лебедки мостового крана, гидропривод с релейным управлением. Показана эффективность такого привода, по показателям коэффициента использования номинального давления и энергоемкости рабочей жидкости, в случае реализации в нем механической и гидравлический рекуперации энергии в рабочем цикле. Рассмотрена механическая и гидравлическая схемы такого привода. Предложен алгоритм математической модели его работы с рассмотрением различных фаз движения груза и проведено ее исследование. Проанализирована возможность выполнение условий безопасности работы гидропривод с релейным управлением, в части обеспечения требований к равномерности движения груза.

Abstract. The known variants of volumetric hydraulic drives of lifting and technological mechanisms are considered and analyzed. The areas of application of pumping and accumulator hydraulic drives, with various types of regulation, and options for their implementation as drives of a cargo winch of a bridge crane are considered. It is shown that the operation of the volumetric hydraulic drives of the cargo winch, along with volumetric and throttle control, can be performed by a relay method. It is noted that the cyclical operation of lifting mechanisms during lifting and lowering of cargo allows for mechanical and hydraulic energy recovery within the working cycle, which is a promising way to significantly increase the efficiency of their work. The analysis of the existing designs of hydraulic drives of technological machines, allowing to recover the potential energy of working bodies with cargo, is carried out. It is proposed as an alternative to the known hydraulic drives of the cargo winch of the bridge crane, a hydraulic drive with relay control. The efficiency of such a drive is shown, according to the indicators of the nominal pressure utilization coefficient and the energy intensity of the working fluid, in the case of the implementation of mechanical and hydraulic energy recovery in the working cycle in it. The mechanical and hydraulic circuits of such a drive are examined. An algorithm of mathematical model of its operation with consideration of different phases of cargo movement is proposed and its investigation is carried out. The possibility of fulfilling the safety conditions of operation of a hydraulic drive with relay control, in terms of ensuring the requirements for the uniformity of cargo movement, is analyzed.

Ключевые слова: грузовая лебедка, объемный гидропривод, релейное управление, рекуперация.

Дата получения статьи: 10.12.2023
Дата принятия к публикации: 11.03.2024
Дата публикации: 25.06.2024

Сведения об авторах:

Заярный Сергей Леонидович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Подъемно-транспортные системы» Калужского филиала ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана»,
e-mail: texnakon@yandex.ru.

Баранов Кирилл Александрович – студент кафедры «Подъемно-транспортные системы» Калужского филиала ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», *e-mail:* kir.aaa@yandex.ru.

Keywords: cargo winch, volumetric hydraulic drive, relay control, recovery.

Date of manuscript reception: 10.12.2023
Date of acceptance for publication: 11.03.2024
Date of publication: 25.06.2024

Authors' information:

Sergey L. Zayarny – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Department «Lifting and transport systems» at Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University, *e-mail:* texnakon@yandex.ru.

Kirill A. Baranov – student of Department «Lifting and transport systems» at Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University,
e-mail: kir.aaa@yandex.ru.

1. Введение

Объемные гидроприводы широко используются в дорожных, строительных и специальных грузоподъемных машинах [1 - 3]. Их применение объясняется рядом преимуществ, к которым относятся [4,5]:

- простота управления;
- возможность плавного разгона;
- бесступенчатое регулирование передаточного числа в широком диапазоне;
- возможность создания больших передаточных отношений;
- малая удельная масса (0,2...0,3 кг/кВт).

В качестве основных способов регулирования объемных гидроприводов применяются дроссельное и объемное регулирование. В некоторых случаях регулирование производится изменением скорости приводящего двигателя.

Большая группа различных машин и технологического оборудования с объемным гидроприводом при перемещении выходного звена реализуют в процессе своей работы только две функции: изменение направления перемещения; фиксацию конечного положения. Это существенно снижает требования к их регулированию, которое может быть обеспечено релейным способом [6, 7].

Особенности функционирования объемного привода грузовой лебедки крана также позволяют рассмотреть релейный вариант его управления. Исследованию математиче-

ской модели объемного гидропривода с релейным управлением применительно к грузовой лебедке крана с учетом особенностей его функционирования посвящена настоящая статья.

2. Особенности функционирования объемного гидропривода

Работа крана может происходить по различным технологическим схемам, моделируемым характерными технологическими циклами, которые формируются на основании анализа грузопотоков и размещения оборудования в зоне работы крана на различных производствах [8 - 10].

Работу механизма подъема грузовой лебедки крана можно определить тремя характерными режимами:

- работа с продолжительной постоянной нагрузкой в течении значительного времени, соизмеримым с временем нагрева двигателя;
- работа с кратковременной нагрузкой, при которой время ожидания несоизмеримо больше времени работы под нагрузкой;
- работа с повторно-кратковременной нагрузкой с чередованием соизмеримых во времени периодов работы под нагрузкой и ожидания.

Одной из характеристик характерного технологического цикла является коэффициент распределения значений его параметров:

$$K_k = \sum_{j=1}^n \mu_j \sum_{i=1}^m \tilde{c}_i \bar{P}_{k,i,j}, \quad (1)$$

где \tilde{c}_i – относительное число циклов работы; $\bar{P}_{k,i,j}$ – k -й параметр с i -м относительным значением в j -ом характерном технологическом цикле; μ_j – весовой коэффициент характерного технологического цикла при условии $\sum_{j=1}^n \mu_j = 1$.

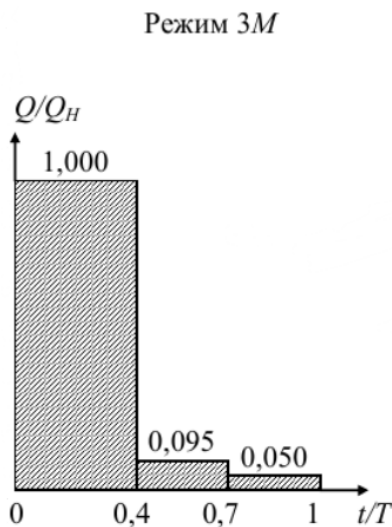


Рис. 1. Гистограмма нагружений механизма подъема крана.

Работа механизма подъема грузовой тележки крана определяется чередованием подъема и опускания груза с большими энергетическими затратами привода и потерей потенциальной энергии положения груза при его опускании. По данным ВНИИП-ТМАШа [11], приведенным на рис. 1, максимальный груз краном поднимается только в 40% случаев.

При существенно неравномерной нагрузке механизма подъема крана рекуперация энергии положения и движения груза в форме гидростатической энергии или накопителя механической энергии системой маховиков является перспективным способом повышением эффективности его работы.

В [12] проведен анализ существующих конструкций гидропривода портовых кранов, гидравлических экскаваторов и погрузчиков, позволяющих рекуперировать потен-

циальную энергию рабочих органов с грузом в форме гидростатической энергии.

В [13 - 15] рассматривается вариант рекуперации механической энергии в импульсном бесступенчатом приводе системой маховиков и представлен анализ его динамических характеристик применительно к современной малогабаритной транспортной технике. Особенностью такого метода является неизменность формы энергии при ее трансформации.

Применение импульсных передач на транспортных средствах повышает их эффективность [16], а именно:

- устраняет необходимость в дополнительной коробке передач за счет более широкого диапазона трансформации момента;
- обеспечивает постоянный полный привод без циркуляции паразитной мощности с автоматической компенсацией кинематического несоответствия;
- повышает маневренность и проходимость за счет внутренней автоматичности импульсной передачи (саморегулирования передаточного отношения);
- упрощает и удешевляет трансмиссию за счет применения простой конструкции, реализуемой на доступном технологическом уровне.

Преимущества импульсного привода реализуются и в случае предлагаемого авторами импульсного гидропривода с механическим рекуператором энергии применительно к механизму подъема грузовой лебедки крана. Регулирование такого привода обеспечивается релейным управлением, частотой чередования рабочих импульсов движущего момента гидромотора. В случае аккумуляторного привода время ожидания в пределах характерного технологического цикла может быть использовано на зарядку питающего аккумулятора, а в случае опускания груза, при котором гидромотор работает в режиме гидронасоса, может быть включен режим гидравлической рекуперации энергии положения груза.

Необратимые потери, возникающие в системе импульсного гидропривода, компенсируются внешним источником небольшой мощности, не более 10% мощности привода,

состоящим из вспомогательного гидронасоса постоянного объема с электроприводом.

3. Функционирование объемного гидропривода с релейным управлением

Принципиальная гидравлическая схема объемного привода с релейным управлением показана на рис. 2. Управляющий сигнал смещает гидрораспределитель 6 в левую позицию. При этом гидроцилиндр 7 смещается вправо, а рабочая жидкость из его штоковой полости через путевой гидрораспределитель 8, распределитель 6 и подпорный клапан 10 вытесняется в бак 1. После перемещения штока гидроцилиндра 7 в крайнее положение гидропривод выключается путевым гидрораспределителем 8, запирающим штоковую полость гидроцилиндра 7. При отсутствии управляющего сигнала гидрораспределитель 6 устанавливается в среднюю позицию, запирая полости гидроцилиндра 7. Реверсирование выходного звена гидропривода выполняется после поступления управляющего сигнала на гидрораспределитель 6, смещая его в правую позицию, после чего рабочая жидкость через обратный клапан 9 поступает в штоковую полость гидроцилиндра 7, вытесняя рабочую жидкость из его поршневой полости, через гидрораспределитель 6 и подпорный клапан 10 в бак 1. Равновесные скорости штока гидроцилиндра 7 при его прямом и обратном ходе устанавливаются настройкой подпорного клапана 10.

В зависимости от цикличности управляющего сигнала и настройки подпорного клапана 10 тахограммы движения выходного звена двухпозиционного привода при релейном управлении могут различаться по форме, в частности: треугольной, прямоугольной, трапецеидальной.

В этом случае рассматриваемый привод приобретает свойства импульсных передач со всеми ее характерными преимуществами и особенностями.

4. Схемы привода грузовой лебедки крана

Рассмотрим предлагаемый авторами привод грузовой лебедки крана, состоящий из

взаимодействующих между собой гидравлической и механической частей.

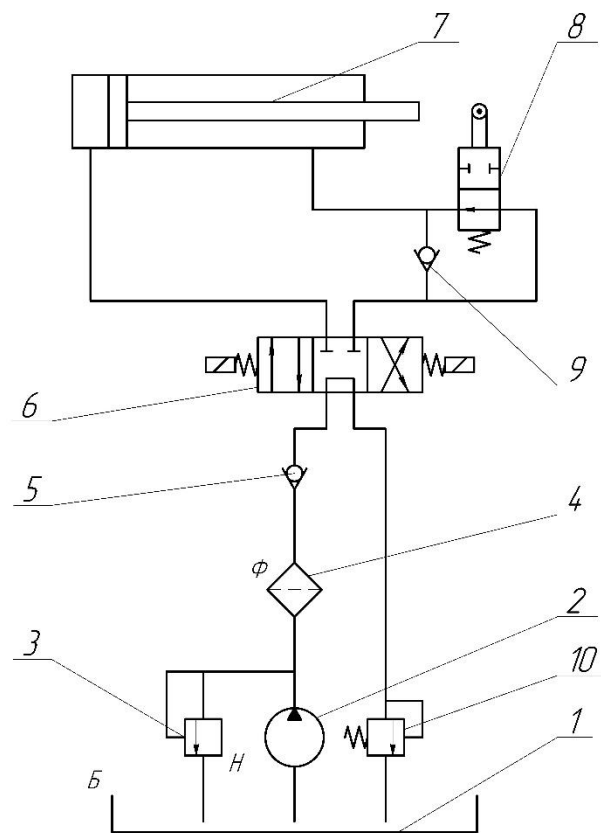


Рис. 2. Принципиальная схема гидропривода с релейным управлением:
1 - бак; 2 - нерегулируемый насос;
3 - предохранительный клапан;
4 - фильтр; 5 - обратный клапан;
8 - трёхпозиционный четырехлинейный гидрораспределитель; 7 - гидроцилиндр;
8 - путевой гидрораспределитель;
9 - обратный клапан; 10-подпорный клапан

В качестве гидравлической части привода грузовой лебедки, работа которого характеризуются кратковременными рабочими циклами с их ограниченным числом, рассмотрим объемный аккумуляторный гидропривод с релейным управлением, представленном на рис. 3.

Объем гидравлической энергии аккумуляторного гидропривода определяется параметрами зарядки гидравлического рекуператора 10, обеспечивающего работу приводного гидромотора 2. Пополнение периодически

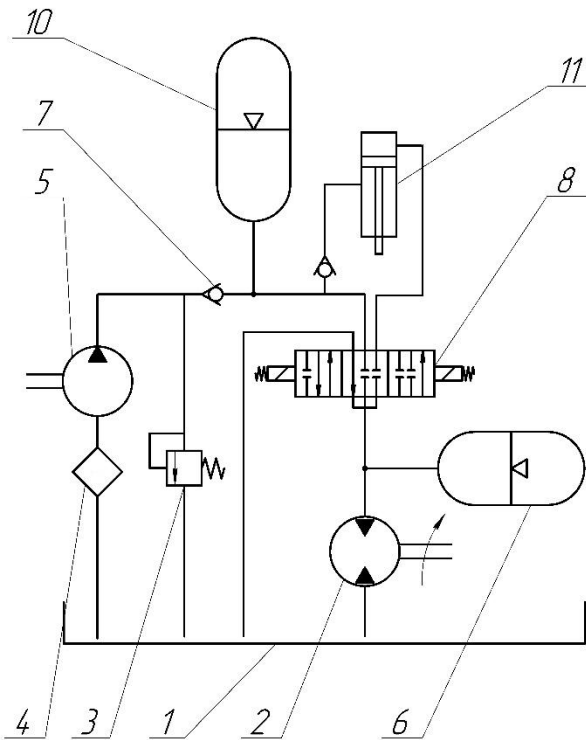


Рис. 3. Схема гидравлического привода:
1 – гидробак; 2 – гидромотор; 3 – клапан предохранительный; 4 – фильтр;
5 – гидронасос; 6 – гидравлический демпфер; 7 – клапан обратный;
8 – гидрораспределитель;
10 – гидравлический рекуператор;
11 – механический рекуператор

расходуемой гидравлической энергии гидравлического рекуператора обеспечивается питающим гидронасосом 5, параметры и периодичность включения которого определяются потенциальной энергией положения груза. Особенностью рассматриваемой системы является существенно большая номинальная мощность приводного гидромотора 2, работающего в кратковременном режиме, по сравнению с мощностью питающего гидронасоса 5, работающего в длительном режиме. В пределах цикла релейного управления гидроприводом грузовой лебедки при отсутствии управляющего сигнала гидрораспределитель 8 находится в среднем положении. При этом гидравлический рекуператор 10 заряжается, а приводной гидромотор 2 подпитывается от бака 1, что соответствует работе гидропривода в фазе «выбег». После поступления управляющего сигнала, гидрораспределитель 8 переключается в левую по-

зицию, соединяя напорную линию от пневмогидравлического аккумулятора 10 с приводным гидромотором 2, что соответствует работе гидропривода в фазе «разгон». При этом обеспечивается ускоренное движение механического привода до заданной скорости v_{\max} , а гидравлический демпфер 6 заряжается, снижая динамические нагрузки в приводе. При достижении заданной скорости управляющий сигнал прерывается, гидрораспределитель 8 возвращается в среднее положение, питающий пневмогидравлический аккумулятор 10 заряжается, а демпфирующий гидравлический аккумулятор 6 разряжается, исключая разрыв потока и снижая динамические нагрузки в приводе, приводной гидромотор 2 подпитывается от бака 1, что соответствует его работе в фазе «выбег». При достижении заданной скорости v_{\min} и поступлении управляющего сигнала рабочий цикл повторяется.

В режиме опускания груза после поступления управляющего сигнала гидрораспределитель 8 переключается в правую позицию, соединяя напорную линию поршневой полостью мультипликатора 11 с приводным гидромотором 2, работающим в реверсивном режиме, что соответствует его работе в фазе «торможение».

Механическая часть привода грузовой лебедки крана, схема которой представлена на рис. 4, является абсолютно жесткой динамической системой, функционирование которой определяется взаимодействиями $M_{\text{об}} \leftrightarrow (J_r + J_{\text{м.п.}}^{\text{np}}) \leftrightarrow M_G$. Значения $M_{\text{об}}$ изменяются дискретно, что определяет рассматриваемую динамическую систему как импульсную динамическую с абсолютно жесткими связями.

5. Моделирование и анализ движения груза в рабочем цикле

Переходные процессы, возникающие в приводе при движении с чередующимися постоянными скоростями, проанализированы в [17]. Рассматриваемый привод работает по циклической схеме: разгон и замедление

до заданных скоростей v_{\max} ; v_{\min} . Его динамическая характеристика формируется во взаимодействии гидравлической и механической частей, в режимах подъема и опускания груза.

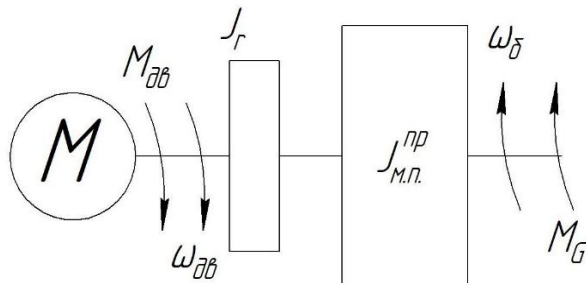


Рис.4. Схема механизма подъема с механической рекуперацией энергии: M - приводной гидромотор; $M_{\text{дв}}$ - движущий момент гидромотора; $\omega_{\text{дв}}$ - угловая скорость двигателя; I_r - момент инерции маховика - рекуператора; $I_{\text{м.п.}}^{\text{пр}}$ - приведенный моменты инерции механизма подъема, включая момент инерции груза; M_G - грузовой момент; $\omega_{\text{г}}$ - угловые скорости грузового барабана.

При перемещении груза в режиме подъема целесообразно рассмотреть две фазы.

Фаза 1 «разгон», временной промежуток Δt_1 . Движение элементов привода будет равноускоренным и при неизменной величине $M_{\text{дв}}$ определится условием

$$M_{\text{дв}} - M_r(\omega) - M_{\text{М.П.}}(\omega) - M_{\text{npG}} = 0, \quad (2)$$

где $M_r(\omega) = I_r \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$ - инерционный момент при равноускоренном движении маховика - рекуператора в промежутке времени Δt ; $M_{\text{М.П.}}(\omega) = I_{\text{М.П.}}^{\text{пр}} \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$ - инерционный момент при равноускоренном движении привода и груза в промежутке времени Δt ; M_{npG} - приведенный статический момент груза.

Приращение угловой скорости за промежуток Δt_1 с учетом I_r и $I_{\text{М.П.}}^{\text{пр}}$ составит

$$v_{\text{Gmin}} \rightarrow v_{\text{Gmax}}; \Delta\omega_1 = \frac{M_{\text{дв}} - M_{\text{npG}}}{I_r} \Delta t_1,$$

а временной промежуток Δt_1 определится из соотношения

$$\Delta t_1 = \frac{I_r}{M_{\text{дв}} - M_{\text{npG}}} \Delta\omega_1. \quad (3)$$

Фаза 2 «выбег», временной промежуток Δt_2 . Движение элементов привода будет равнозамедленным при $M_{\text{дв}} = 0$ и определится условием

$$M_r(\omega) - M_{\text{npG}} = 0 \quad (4)$$

Изменение угловой скорости за промежуток Δt_2 составит

$$v_{\text{Gmax}} \rightarrow v_{\text{Gmin}}; \Delta\omega_2 = \frac{M_{\text{npG}}}{I_r} \Delta t_2,$$

а временной промежуток Δt_2 определится из соотношения

$$\Delta t_2 = \frac{I_r}{M_{\text{npG}}} \Delta\omega_2. \quad (5)$$

Условия перехода фаз движений привода:

- от фазы 1 к фазе 2 $\omega_1 = \omega_{\text{max}}$;

- от фазы 2 к фазе 1 $\omega_2 = \omega_{\text{min}}$.

При движении механизма подъема груза, необходимо выполнение условия:

$$M_{\text{дв}} \geq M_{\text{npG}} \quad (6)$$

где $M_{\text{npG}} = \frac{Gr_{\text{г}}}{i_{\text{м}} a \eta_{\text{м}}}$ [Н·м] - приведенный к

валу гидромотора грузовой момент;

$M_{\text{дв}} = \frac{V_{0\text{гм}} P_{\text{гмmin}} \eta_{\text{гм}}}{2\pi}$ [Н·м] - момент гидро-

мотора [4]; G - вес груза, [Н]; $r_{\text{г}}$ - радиус

грузового барабана, м; $i_{\text{м}}$ - передаточное

число механической передачи; a - кратность

полиспада грузовой подвески; $V_{0\text{гм}}$ - объем

гидромотора, мм³; $\eta_{\text{гм}}, \eta_{\text{м}}$ - коэффициент полезного действия гидромотора и механической передачи, включая канатную систему;

$P_{\text{гмmin}}$ - минимальное давление в гидравлической системе привода.

Здесь условие «равно» определяет равномерное движение груза, а условие «больше» его равноускоренное движение.

С учетом (6) объем гидромотора определяется из соотношения

$$V_{0z\mu} = \frac{2\pi r_{\delta} k_V}{i_m a} \left(\frac{G_{\max}}{P_{z\mu \min} \eta_{z\mu}} \right) 10^3,$$

или

$$V_{0z\mu} = \frac{v_{G\max} k_V}{n_{z\delta \max}} \left(\frac{G_{\max}}{P_{z\mu \min} \eta_{z\delta}} \right) 10^3, \quad (7)$$

где v_G - скорость подъема груза, м/с; $n_{\delta\omega}$ - скорость вращения вала двигателя, об/с; $k_V = 1, 2, \dots, 1, 4$ - коэффициент запаса (определяет динамические характеристики привода и условие обеспечения равноускоренного движения груза).

Изменение рабочего гидравлического давления в системе $p_i(v_i)$ определяется линейной характеристикой гидравлического аккумулятора в виде:

$$0,3p_{\max} \leq p_i(v_i) \leq p_{\max} \left(1 - \frac{\Delta v_i}{v_a} \right), \quad (8)$$

где: Δv_i - текущий расход аккумулятора; v_a - рабочий объем аккумулятора.

Соотношения (2) - (8) определяют математическую модель работы грузовой лебедки крана с объемным гидроприводом при его релейным управлении. Реализация этой модели была выполнена в среде LabVIEW с использованием алгоритмов, приведенных в [18, 19]. Расчетные значения параметров тахограмм первой и второй фаз перемещения груза, а также высоты его подъема приведены в табл. 1 - 3. Принято: $v_{\max} = 0,2 \text{ м/с}$, $v_{\min} = 0,1 \text{ м/с}$, $i_m = 50$, $a = 4$, $k_V = 1,4$. Варьируемыми параметрами являются I_r , v_a и G . Параметры маховика-рекуператора выбраны по данным [14].

Таблица 1

Расчетные значения тахограмм первой фазы перемещения груза

Итерация	1	2	3	6	8	10	11	15	16	17	21	25
$I_r = 0,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; v_a = 20 \text{ л}; G = 10000 \text{ Н}$												
$\Delta t_{1,c}$	1,17	1,29	1,44	2,37	2,53	2,71	2,82	3,43	3,66	3,94		
$\Delta h_{1i}, \text{м}$	0,18	0,19	0,22	0,36	0,38	0,41	0,42	0,52	0,55	0,59		
$P_{z\mu}, \text{МПа}$	32,00	29,18	26,09	16,13	15,21	14,22	13,70	11,37	10,71	10,00		
$I_r = 0,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; v_a = 20 \text{ л}; G = 80000 \text{ Н}$												
$\Delta t_{1,c}$	1,38	1,58	1,89	3,66	4,29	5,38	6,34					
$\Delta h_{1i}, \text{м}$	0,21	0,24	0,28	0,55	0,64	0,81	0,95					
$P_{z\mu}, \text{МПа}$	32,00	28,67	24,86	15,53	14,06	12,33	11,29					
$I_r = 0,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; v_a = 30 \text{ л}; G = 10000 \text{ Н}$												
$\Delta t_{1,c}$	1,17	1,25	1,34	1,80	2,36	2,46	2,51	2,76	2,84	2,92	3,34	
$\Delta h_{1i}, \text{м}$	0,18	0,19	0,20	0,27	0,35	0,37	0,38	0,41	0,43	0,44	0,50	
$P_{z\mu}, \text{МПа}$	32,00	30,12	28,12	21,10	16,23	15,62	15,30	13,97	13,62	13,25	11,68	
$I_r = 0,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; v_a = 30 \text{ л}; G = 80000 \text{ Н}$												
$\Delta t_{1,c}$	1,38	1,51	1,68	2,95	3,61	3,99	4,22	5,86	6,66	7,88		
$\Delta h_{1i}, \text{м}$	0,21	0,23	0,25	0,44	0,54	0,60	0,63	0,88	1,00	1,18		
$P_{z\mu}, \text{МПа}$	32,00	29,78	27,36	17,94	15,65	14,70	14,19	11,77	11,02	10,16		

$I_r = 0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; v_a = 20 \text{ л}; G = 10000 \text{ Н}$										
$\Delta t_{1, \text{с}}$	1,95	2,30	2,90	4,37	4,99	5,96	6,71			
$\Delta h_{1i, \text{м}}$	0,29	0,34	0,43	0,66	0,75	0,89	1,01			
$p_{2M}, \text{МПа}$	32,00	27,31	21,78	14,67	12,94	10,94	9,79			
$I_r = 0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; v_a = 20 \text{ л}; G = 80000 \text{ Н}$										
$\Delta t_{1, \text{с}}$	2,31	2,92	4,39	7,84	13,83					
$\Delta h_{1i, \text{м}}$	0,35	0,44	0,66	1,18	2,08					
$p_{2M}, \text{МПа}$	32,00	26,45	19,43	13,31	9,93					
$I_r = 0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; v_a = 30 \text{ л}; G = 10000 \text{ Н}$										
$\Delta t_{1, \text{с}}$	1,95	2,17	2,47	4,02	4,32	4,69	4,92	6,32		
$\Delta h_{1i, \text{м}}$	0,29	0,33	0,37	0,60	0,65	0,70	0,74	0,95		
$p_{2M}, \text{МПа}$	32,00	28,87	25,39	15,89	14,84	13,71	13,10	10,35		
$I_r = 0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; v_a = 30 \text{ л}; G = 80000 \text{ Н}$										
$\Delta t_{1, \text{с}}$	2,31	2,68	3,30	6,31	7,65	10,39	13,43			
$\Delta h_{1i, \text{м}}$	0,35	0,40	0,50	0,95	1,15	1,56	2,01			
$p_{2M}, \text{МПа}$	32,00	28,30	24,00	15,19	13,50	11,39	10,06			

Таблица 2

Расчетные значения тахограмм второй фазы перемещения груза

П ара- метры	I_r [кг·м ²]; G [кН]			
	0,3; 10	0,3; 80	0,5; 10	0,5; 80
$\Delta t_2, \text{с}$	53,2	6,65	88,6	11,1
$\Delta h_{2i}, \text{м}$	7,98	1,00	13,3	1,66

Таблица 3

Расчетные значения высота подъема груза

H, м	I_r [кг·м ²]; G [кН]			
	0,3; 10	0,3; 80	0,5; 10	0,5; 80
$v_a = 20 \text{ л}$	125,07	21,868	167,869	28,241
$v_a = 30 \text{ л}$	124,358	22,655	208,924	34,017

Результаты расчета, приведенные в табл. 3 позволяют установить возможность реализации предлагаемого механизма подъема груза грузовой лебедкой с объемным гидроприводом с релейным управлением и системой механической и гидравлической рекуперации энергии применительно к различным техническим характеристикам кранов.

6. Заключение

Особенность функционирования объемного привода грузовой лебедки крана определяется чередованием подъема и опускания груза. Такой режим функционирования характерен для работы объемного гидропривода при его релейном управлении. Он также предполагает целесообразность рекуперации энергии положения и движения груза, что может быть реализовано в импульсном гидростатическом приводе, работа которого определяется взаимодействием его гидравлической и механической частей с частотой чередования импульсов движущего момента и позволяет обеспечивать рекуперацию энергии в гидростатической и механической форме в различных фазах своей работы.

Рассмотрение функционирования объемного привода с релейным управление в качестве привода грузовой лебедки позволило разработать его математическую модель, исследование которой, реализованное в среде программирования LabVIEW, позволило получить тахограммы работы механизма подъема груза и выявить особенности его функ-

ционирования, а также определить алгоритм расчета основных параметров.

Результаты расчета позволяют установить возможность реализации предлагаемого

механизма подъема груза применительно к различным техническим характеристикам кранов.

Список литературы

1. Справочник по кранам: В 2 т. Под общ. ред. М.М. Гохберга. М.: Машиностроение, 1988. Т. 1. 536 с.
2. Александров М.П. Грузоподъемные машины. М.: Изд-во МГТУ. 2000. 552с.
3. Вершинский А.В. Специальные грузоподъемные машины: в 8 кн. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005.
4. Никитин О.Ф. Гидравлика и гидропневмопривод. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 414 с.
5. Даршт Я.А. Гидропривод и средства автоматизации. Ковров: КГТА им. В.А. Дегтярева, 2012. 108 с.
6. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991. 384 с.
7. Автушко В.П. Теория и проектирование гидропневмоприводов: в 6 ч. Минск: БНТУ, 2015. Ч. 1. 163 с
8. Галдин Н.С., Курбатская О.В., Еремина С.В. Влияние основных параметров механизмов мостового крана на его производительность / Вестник СибАДИ. 2015. №4. С. 15-18.
9. Справочник по кранам: В 2 т. Под общ. ред. М.М. Гохберга. М.: Машиностроение, 1988. Т.2. 559 с.
10. Соколов С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. СПб.: Политехника, 2005. 423 с
11. Расчеты крановых механизмов и их деталей подъемно-транспортных машин: в 2 т. Т. 1. М.: Машгиз, 1993. 187 с.
12. Никонов В.О., Посметьев В.И., Козлов Е.В., Бородкин В.О. Анализ конструктивных особенностей гидрофицированных технологических машин с рекуперацией потенциальной энергии рабочего органа с грузом // Воронежский научно-технический вестник. 2019. № 1. С. 4-19.
13. Сладковский А., Ханишевский Т., Матя Т. Динамика мостового крана. Ч.2.

References

1. Gokhberg M.M. *Spravochnik po kranam v 2 t. T. 1* [Crane Reference in 2 vols. Vol. 2] Moscow, Mashinostroenie, 1988. 520 p. (In Russian)
2. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU imeni N.E. Bauman, 2000. 552 p. (In Russian)
3. Vershinskiy A.V. *Spetsialnye gruzopodyemnye mashiny: v 8 kn* [Special lifting machines]. Krasnoyarsk, IPTs KGTU, 2005. (In Russian)
4. Nikitin O.F. *Gidravlika i gidropnevmoпривод* [Hydraulics and hydraulic pneumatic drive]. Moscow, MGTU imeni N.E. Bauman, 2010. 414 p. (In Russian)
5. Darsht Y.A. *Gidroпривод i sredstva avtomatiki* [Hydraulic drive and automation equipment]. Kovrov, KGTA im. V.A. Dyagtereva, 2012. 108 p. (In Russian)
6. Navrotskiy K.L. *Teoriya i proektirovaniye gidro- i pnevmoprиводов* [Theory and design of hydraulic and pneumatic actuators]. Moscow, Mashinostroenie. 1991. 384 p. (In Russian)
7. Avtushko V.P. *Teoriya i proektirovaniye gidropnevmoприводов. Ch. 1* [Theory and design of hydraulic pneumatic actuators. Ch. 1]. Minsk: BNTU. 2015. (In Russian)
8. Galdin N.S., Kurbatskaya O.V., Eremina S.V. The influence of the main parameters of the bridge crane mechanisms on its performance. *Vestnik SibADI*, 2015, No.4, pp.15-18. (In Russian)
9. Gokhberg M.M. *Spravochnik po kranam v 2 t. T. 2* [Crane Reference. Vol. 2] Moscow: Mashinostroenie, 1988. 559 p. (In Russian)
10. Sokolov S.A. *Metallicheskiye konstruksii podyemno-transportnykh mashin* [Metal structures of lifting and transport machines]. Sankt-Peterburg. Politekhnik. 2005. 423 p. (In Russian)

Моделирование процесса подъема груза с постоянной скоростью // Вестник Восточно-украинского национального университета им. В. Даля. 2010. № 10. С.159-168.

14. Баранов К.А., Заярный С.Л. Исследование параметрической модели импульсного гидропривода подъема груза // Научные технологии в приборостроении и развитии инновационной деятельности в вузе: Мат. регион. научно-технич. конф., 18–20 апреля 2023 г. Т. 2. Калуга: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2023. С. 8-12

15. Худорожков С.И., Захлебаев Е.А. Механическая бесступенчатая импульсная передача для современной малогабаритной транспортной техники // Глобальная энергия. 2015. №4.

16. Худорожков С.И., Галышев Ю.В. Динамика рекуперативного механического бесступенчатого привода транспортного средства // Глобальная энергия. 2013. №3.

17. Лагереv И.А., Лагереv А.В. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин. Брянск: Издательство БГТУ, 2013. 228 с.

18. Блюм П. LabVIEW: стиль программирования. М.: ДМК Пресс, 2008. 400 с.

19. Трэвис Д. LabVIEW для всех. М.: ДМК Пресс, 2011. 904 с

11. *Raschety kranovykh mekhanizmov i ikh detaley pod'yemno-transportnykh mashin* [Calculations of crane mechanisms and their parts of lifting and transport machines]. Moscow, Mashgiz. 1993. 187 p. (in Russian).

12. Nikonov V.O., Posmetyev V.I., Kozlov E.V., Borodkin V.O. Analysis of the design features of hydrofected technological machines with recovery of potential energy of the working body with a load. *Voronezhskiy nauchno-tekhnicheskii vestnik*, 2019, No.1, pp. 4-19. (in Russian).

13. Sladkovsky A., Hanishevsky T., Matya T. Dynamics of a bridge crane. Part 2. Modeling the process of lifting a load at a constant speed. *Vestnik Vostochno-ukrainskogo nationalnogo universiteta im. V. Dalya*, 2010, No.10, pp.159-168. (in Russian)

14. Baranov K., Zayarny S.L. Investigation of a parametric model of a pulsed hydraulic drive for lifting cargo. In: *Nauchnye tekhnologii v priboro- i mashinostroenii i razvitie innovatsionnoy deyatel'nosti v vuze: Materialy regional'noy nauchnotekhnicheskoy konferentsii. 18–20 aprelya 2023 g. Vol. 2*. Kaluga: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Ba-umana, 2023. Pp. 8-12. (In Russian)

15. Khudorozhkov S.I., Zakhlebayev E.A. Mechanical stepless pulse transmission for modern small-sized transport equipment. *Globalnaya energiya*, 2015, No.4. (In Russian)

16. Khudorozhkov S.I., Galyshev Yu.V. Dynamics of the regenerative mechanical stepless drive of the vehicle. *Globalnaya energiya*, 2013, No.3. (In Russian)

17. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Optimalnoe proektirovanie pod'emno-transportnykh mashin* [Optimal design of lifting and transport machines]. Bryans, Izdatel'stvo BGTU, 2013. 228 p. (In Russian)

18. Blyum P. *LabVIEW: stil programmirovaniya* [LabVIEW: Programming style]. Moscow, DMK Press, 2008. 400 p. (In Russian)

19. Trevis D. *LabVIEW dlya vseh* [LabVIEW for everyone]. Moscow, DMK Press, 2011. 904 p. (In Russian)

УДК (UDC) 621.877.3

АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ СИДЕНЬЯ С ТРЕХСЕКМЕНТНОЙ СТАТИЧЕСКОЙ СИЛОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ И УЧАСТКОМ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ

AMPLITUDE-FREQUENCY CHARACTERISTICS OF THE SEAT VIBRATION PROTECTION SYSTEM WITH A THREE-SEGMENT STATIC FORCE CHARACTERISTIC WITH A SECTION OF QUASI-ZERO STIFFNESS

Корытов М.С., Щербаков В.С., Кашапова И.Е.
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Kashapova I.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Защита от вибрации для операторов тяжелой техники важна. Воздействие вибрации вредит здоровью. Для защиты используют виброзащитные сиденья. Перспективны надежные пассивные системы с квазинулевой жесткостью. Для разработанной конструкции сиденья на основе параллелограммного механизма, пружины, троса и роликов, проведено исследование виброзащитных свойств. Разработана расчетная схема, выделены ключевые параметры, проведено их исследование на показатели виброзащиты. Статическая силовая характеристика аппроксимировалась тремя линейными сегментами с горизонтальным средним. Использовалась известная динамическая модель, описывающая вынужденные колебания массы. Перемещение основания задавалось гармонической функцией. Сравнивались виброзащитные системы с трехсегментной и с односегментной статической силовой характеристикой. Сравнение проводилось по коэффициентам передачи, по ускорениям и по перемещению подвески. Приведены в виде графиков результаты вычислительного эксперимента: амплитудно-частотные характеристики в виде коэффициентов передачи по ускорениям и перемещениям, при различных амплитудах колебаний основания, коэффициентах демпфирования и жесткости. Приведены зависимости средних значений коэффициентов передачи в исследуемом диапазоне частот. Эффективно виброгашение, когда максимальный ход подвески не выходит за пределы среднего участка статической характеристики. Наиболее эффективно виброгашение, по среднему значению коэффициента передачи по ускорениям, достигается при минимальных, а для односегментной характеристики – нулевых значениях коэффициента жесткости. Наличие крайних сегментов в характеристике существенно повышает средние значения коэффициентов передачи по ускорениям и перемещению подвески. Виброзащитные системы сидений в реальных условиях должны иметь ограничение перемещения подвески из эргономических соображений. Значения коэффициентов жесткости крайних участков статической силовой характеристи-

Abstract. Vibration protection for heavy equipment operators is important. Exposure to vibration is harmful to health. Vibration protection seats are used for protection. Reliable passive systems with quasi-zero stiffness are promising. For the developed design of the seat on the basis of parallelogram mechanism, spring, cable and rollers, the study of vibration-protective properties is carried out. The design scheme has been developed, key parameters have been selected, and their study on vibration protection parameters has been carried out. The static force response was approximated by three linear segments with a horizontal mean. The known dynamic model describing forced oscillations of the mass was used. The displacement of the base was given by a harmonic function. Vibration protection systems with three-segment and with one-segment static force response were compared. The comparison was carried out in terms of transmission coefficients, accelerations and suspension displacement. The results of the computational experiment are presented in the form of graphs: amplitude-frequency characteristics in the form of transmission coefficients in acceleration and displacement, at different amplitudes of base vibrations, damping and stiffness coefficients. Dependences of average values of transmission coefficients in the investigated frequency range are given. Vibration damping is effective when the maximum suspension travel does not exceed the middle section of the static characteristic. The most effective vibration damping, according to the average value of the acceleration transfer coefficient, is achieved at minimum, and for a single-segment characteristic - zero values of the stiffness coefficient. The presence of extreme segments in the characteristic significantly increases the average values of the acceleration and displacement transfer coefficients of the suspension. Seat vibration protection systems in real conditions should have a limitation of suspension displacement for ergonomic reasons. The values of the stiffness coefficients of the extreme parts of the static force response, according to the criterion of minimizing the average value of the acceleration transfer coefficient, should be minimized. To substantiate the optimal values of the stiffness coefficients of the extreme sections of the

ки, по критерию минимизации среднего значения коэффициента передачи по ускорениям, должны минимизироваться. Для обоснования оптимальных значений коэффициентов жесткости крайних участков характеристики и коэффициентов вязкого трения целесообразно проведение дополнительных исследований при ступенчатых и стохастических воздействиях.

Ключевые слова: вибрация, виброзащита, строительная машина, оператор, сиденье.

Дата получения статьи: 15.01.2024
Дата принятия к публикации: 11.03.2024
Дата публикации: 25.06.2024

Сведения об авторах:

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

ORCID: 0000-0002-5104-7568

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

ORCID: 0000-0002-3084-2271

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

ORCID: 0000-0002-0631-564X

characteristic and viscous friction coefficients, it is advisable to conduct additional studies under step and stochastic impacts.

Keywords: vibration, vibration protection, construction machine, operator, seat.

Date of manuscript reception: 15.01.2024
Date of acceptance for publication: 11.03.2024
Date of publication: 25.06.2024

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Department “Automobile transport” 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 “Automation and power engineering” at «Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

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

ORCID: 0000-0002-0631-564X

1. Введение

Важность защиты от производственной вибрации для операторов строительной, дорожной и землеройной техники трудно переоценить [1]. Длительное воздействие вибрации при движении тяжелой техники может привести к ряду проблем со здоровьем и тяжелых заболеваний, включая синдром вибрации рук и синдром вибрации всего тела [2].

Операторы строительной, дорожной и землеройной техники подвержены риску развития профессиональных заболеваний. Более того, постоянное воздействие вибрации на все тело может привести к заболеваниям опорно-двигательного аппарата, болям в пояснице и даже повреждению позвоночника [3].

Чтобы решать эти проблемы, необходимо выполнять определенные меры по защите

операторов машин от вибрации. Это в первую очередь использование виброзащитных сидений [4, 5], а также систем подвески кабин [6] и оборудования, взаимодействующего с рабочей средой, чтобы минимизировать воздействие вибрации на операторов. Необходимо регулярное техническое обслуживание виброзащитных систем для поддержания уровня вибрации в заданных пределах, обучение операторов методам использования виброзащитных систем.

Кроме того, организациям проектировщикам и производителям строительных, дорожных и землеройных машин необходимо обеспечивать выполнение нормативных стандартов и рекомендаций, касающихся защиты от вибрации на рабочем месте. При этом операторы смогут работать более безопасно и комфортно, что снизит риск возникновения долгосрочных проблем со здоровьем.

ем, связанных с длительным воздействием вибрации от взаимодействия движителей и рабочих органов строительных, дорожных и землеройных машин со средой.

Одним из перспективных подходов в области виброзащиты является применение виброзащитных систем с эффектом квазиулевой жесткости [4, 5, 7]. Активные виброзащитные системы с подводом внешней энергии имеют больше возможностей [8, 9], но в то же время имеют и недостатки в виде относительной сложности конструкции и меньшей надежности по сравнению с пассивными виброзащитными системами. Целесообразно использовать для виброзащиты сидений операторов пассивные виброзащитные системы, реализующие эффект квазиулевой жесткости.

Для разработанной конструкции пассивной виброзащитной системы сиденья опера-

тора дорожной машины [4] на основе параллелограммного механизма, троса и роликов (рис. 1, а), необходимо провести исследование виброзащитных свойств, используя метод математического моделирования [10].

2. Постановка задачи

Необходимо разработать эквивалентную расчетную схему, соответствующую конструктивной схеме предложенной пассивной виброзащитной системы (см. рис. 1, а). Для предложенной виброзащитной системы необходимо выделить ключевые параметры, которые ее характеризуют, в том числе параметры ее статической силовой характеристики, и провести исследование влияния этих параметров на показатели виброзащиты.

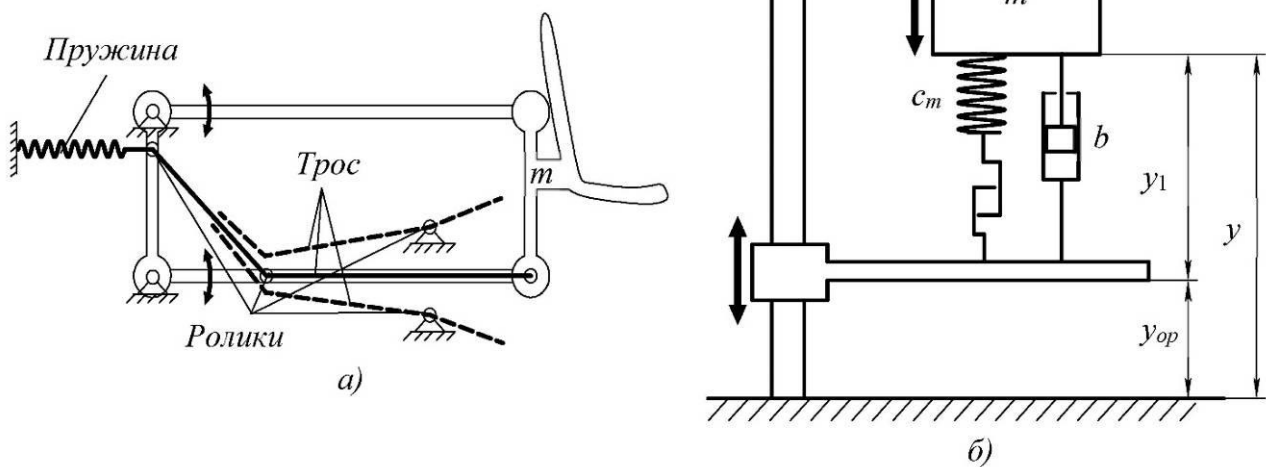


Рис. 1. Конструктивная схема предложенной пассивной виброзащитной системы на основе параллелограммного механизма (а) и соответствующая ей эквивалентная расчетная схема (б)

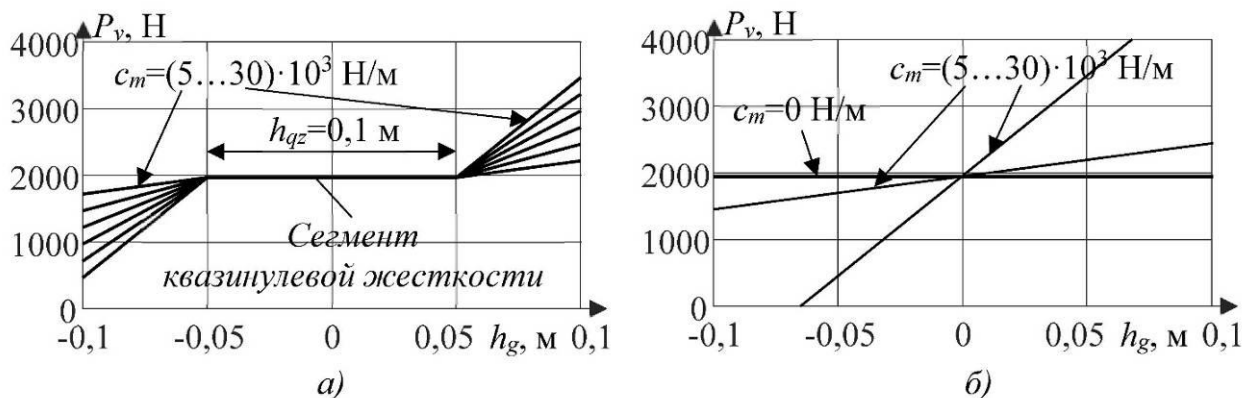


Рис. 2. Статические силовые характеристики исследуемых виброзащитных систем (примеры): а - трехсегментные; б - односегментные

3. Математическая модель

Для описания динамики механизма, конструктивная схема которого изображена на рис. 1 а, может быть использована эквивалентная расчетная схема, которая приведена на рис. 1, б. Подвеска сиденья оператора обозначена как элемент с зоной нечувствительности, параллельно соединенный с демпфером. Перемещения основания $y_{op}(t)$ в модели заданы и не зависят от перемещений виброзащищаемой массы m сиденья с оператором. Статическая силовая характеристика предложенной пассивной виброзащитной системы на основе параллелограммного механизма при этом аппроксимируется тремя линейными сегментами (рис. 2, а). Средний сегмент в частном случае может быть горизонтальной линией. То есть, может быть подобрано такое положительное значение коэффициента жесткости пружины на рис. 1 а, которое обеспечивает режим квазиулевой жесткости виброзащитной системы в средней части статической силовой характеристики. Крайние сегменты в статической силовой характеристике имеют наклон, который задается коэффициентом c_m . Средний сегмент имеет длину h_{qz} . В частном случае, при $h_{qz}=0$ м, статическая силовая характеристика из трехсегментной становится односегментной линейной, что соответствует упруго-вязкой модели серийных виброзащитных систем (рис. 2, б).

Для моделирования динамического процесса колебаний виброзащищаемой массы на подвижном основании, использовалась известная математическая модель [11], описывающая вынужденные колебания массы m , на которую действуют силы инерции, упругости и вязкого трения. Дифференциальное уравнение модели имеет вид [11]:

$$m \cdot a + b \cdot v_1 + F = 0, \quad (1)$$

где b – коэффициент вязкого трения эквивалентного виброзащитного механизма, Н/(м/с); $v_1 = \frac{dy_1}{dt}$; $v = \frac{dy}{dt}$; $a = \frac{dv}{dt}$.

Линейные размеры y_1 , y_{op} и y связаны между собой зависимостью (рис. 1, б):

$$y = y_1 + y_{op}.$$

В случае трехсегментной статической силовой характеристики, сила F в дифференциальном уравнении (1) определялась выражением:

$$F = \begin{cases} c_m \cdot \left(y_1 - \frac{h_{qz}}{2} \right) & \text{при } y_1 > \frac{h_{qz}}{2}; \\ 0 & \text{при } -\frac{h_{qz}}{2} \leq y_1 \leq \frac{h_{qz}}{2}; \\ c_m \cdot \left(y_1 + \frac{h_{qz}}{2} \right) & \text{при } y_1 < -\frac{h_{qz}}{2}. \end{cases}$$

Перемещение основания сиденья при проведении описываемых исследований задавалось синусоидальной гармонической функцией

$$y_{op} = A_{mp} \cdot \sin(t \cdot w),$$

где A_{mp} – амплитуда колебаний основания, м; $w=2\pi f$ – угловая (круговая) частота колебаний основания, рад/с; f – частота колебаний основания, с⁻¹.

Уравнение (1) приводилось к форме Коши с понижением порядка от второго к первому, т.е. заменялось системой из двух дифференциальных уравнений первого порядка. Затем система из двух дифференциальных уравнений первого порядка решалась численным методом Рунге-Кутты при помощи встроенной функции ode45 системы MATLAB [12].

Оценка и сравнение свойств виброзащитных систем проводились по двум коэффициентам передачи. Коэффициент передачи по ускорениям рассчитывался для каждого отдельного процесса колебаний по формуле

$$K_d = \frac{\ddot{y}_{\max}}{\left(\ddot{y}_{op} \right)_{\max}} = \frac{\ddot{y}_{\max}}{A_{mp} \cdot w^2},$$

где \ddot{y}_{\max} – амплитуда абсолютного ускорения сиденья в неподвижной системе координат.

Коэффициент передачи по локальной координате (перемещению подвески) отдельного колебательного процесса рассчитывался по формуле

$$K_{z1} = \frac{y_{1\max}}{A_{mp}},$$

где $y_{1\max}$ – амплитуда перемещения виброзащитной подвески.

4. Результаты вычислительного эксперимента

Исследовались две виброзащитные системы: с трехсегментной статической силовой характеристикой (рис. 2, а) и с односегментной статической силовой характеристикой (рис. 2, б).

Частота колебаний основания сиденья варьировалась в диапазоне от 0,1 до 4 Гц с шагом 0,01 Гц, поскольку предварительными исследованиями было установлено, что в данном диапазоне частот наблюдаются наибольшие значения коэффициентов передачи, как по ускорениям K_d , так и по локальной координате K_{z1} . Это подтверждается приведенными ниже графиками.

Масса сиденья с оператором в качестве примера принимала фиксированное значение $m=200$ кг. Величина среднего сегмента статической силовой характеристики составляла $h_{qz}=0,1$ м. Это максимально возможный размер зоны квазиулевой жесткости с учетом принятых эргономических ограничений.

Интерес представляют колебания основания с амплитудами, приближающимися и превышающими половину величины среднего сегмента статической силовой характеристики ($0,5h_{qz}$ и более). При этом в некоторых расчетных случаях ход виброзащитного механизма выходит за границы среднего участка. Поэтому параметр амплитуды основания в описываемой серии экспериментов варьировался в пределах $A_{mp}=0,05\dots 0,1$ м с шагом 0,01 м. Значение коэффициента вязкого трения варьировалось в пределах $b=250\dots 1500$ Н/(м/с) с шагом 250 Н/(м/с).

Значение коэффициента жесткости крайних участков трехсегментной статической силовой характеристики варьировались в пределах $c_m=(5\dots 30)\cdot 10^3$ Н/м с шагом 5000 Н/м. Для виброзащитной системы с односегментной статической силовой характеристикой исследовалось также значение $c_m=0$ Н/м, что соответствовало квазиулевой жесткости с неограниченным ходом подвески. Соответствующие указанным значениям c_m характеристики приведены на рис. 2.

На рис. 3 - 5 приведены в виде графиков некоторые результаты описываемого вычислительного эксперимента, проводимого по полному факторному плану.

На рис. 3 приведены результаты в виде нескольких амплитудно-частотных характеристик, зависимостей коэффициентов передачи по ускорениям K_d и перемещениям K_{z1} , полученных при различных амплитудах колебаний основания, коэффициентах демпфирования и коэффициентах жесткости из указанных выше диапазонов. Все приведенные на рис. 3 результаты получены только для виброзащитной системы с трехсегментной статической силовой характеристикой.

На рис. 4 приведены в виде нескольких поверхностей зависимости средних значений (по исследуемому диапазону частот) коэффициентов передачи от коэффициента жесткости c_m и коэффициента вязкого трения b , полученные для всех сочетаний c_m и b , а также для всех рассматриваемых амплитуд основания. Каждая непрозрачная поверхность соответствует одному из 6 исследуемых значений амплитуды основания A_{mp} . Кроме того, на рис. 4 представлены в виде полупрозрачных поверхностей зависимости средних значений коэффициентов передачи для виброзащитной системы с односегментной статической силовой характеристикой. Это позволило провести сравнительный анализ виброзащитных систем с трехсегментной и односегментной характеристиками.

В качестве примера на рис. 5 приведены двумерные графики в виде линий, представляющие сечения поверхностей, представленных на рис. 4, плоскостями $c_m=0$ Н/м (для виброзащитной системы с односегментной характеристикой) и $c_m=5000$ Н/м (для виброзащитной системы с трехсегментной характеристикой), т.е. плоскостями с минимальными исследуемыми значениями c_m . Что соответствует минимальным значениям коэффициентов передачи обеих виброзащитных систем.

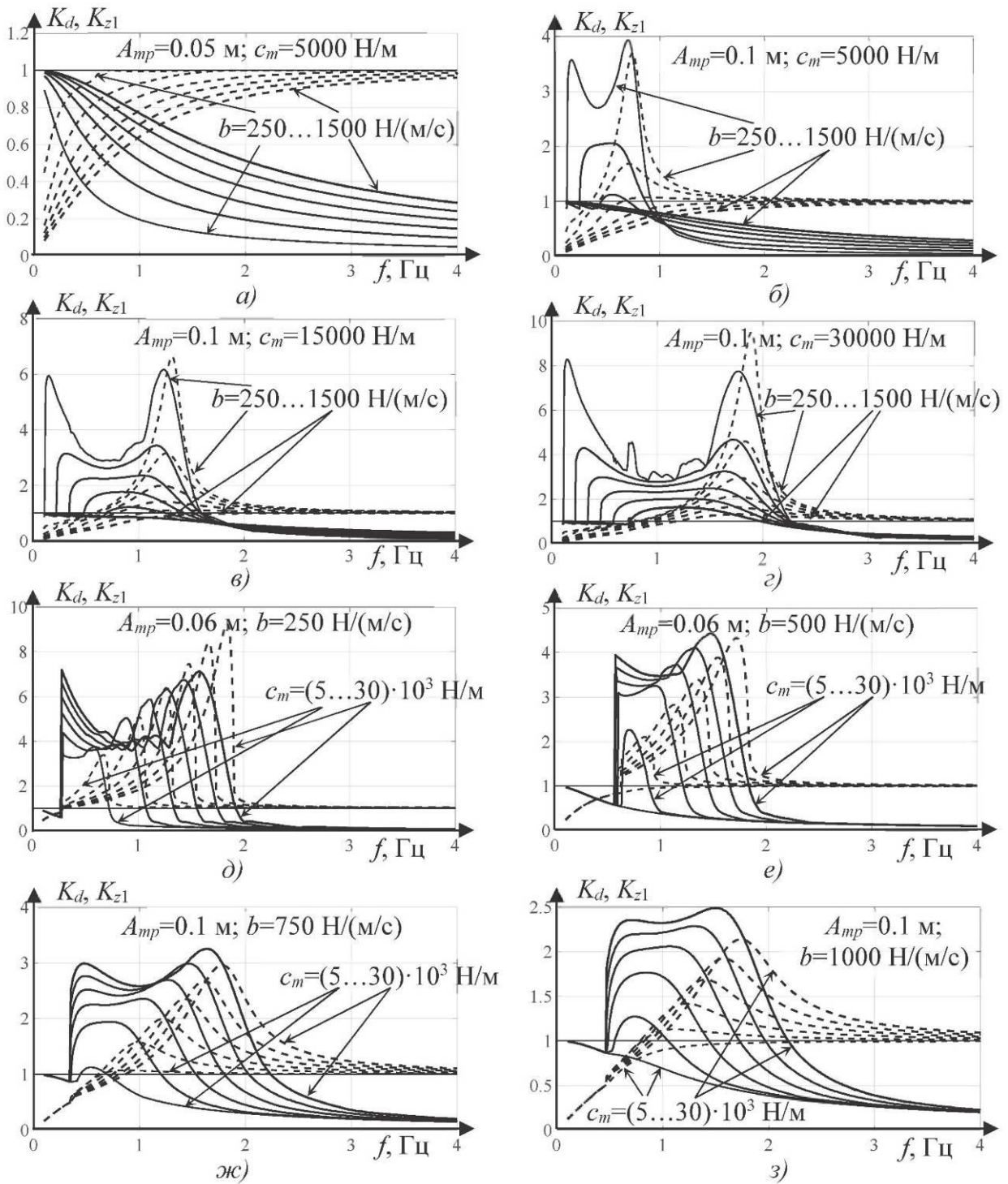


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики виброзащитной системы с участком квазиу нулевой жесткости размером 0,1 м при различных амплитудах колебаний основания, коэффициентах демпфирования и коэффициентах жесткости крайних участков статической силовой характеристики (— K_d ; - - - K_{z1})

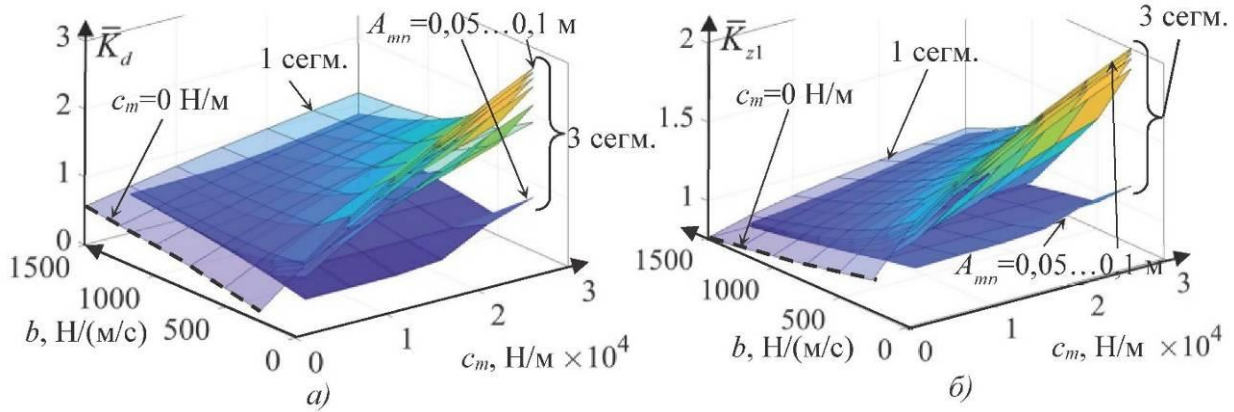


Рис. 4. Зависимости средних значений коэффициентов передачи по ускорениям (а) и по локальной координате механизма (б) от коэффициента вязкого трения и коэффициентов жесткости: единственного участка статической силовой характеристики (полупрозрачная поверхность) и двух крайних участков статической силовой характеристики (непрозрачные поверхности)

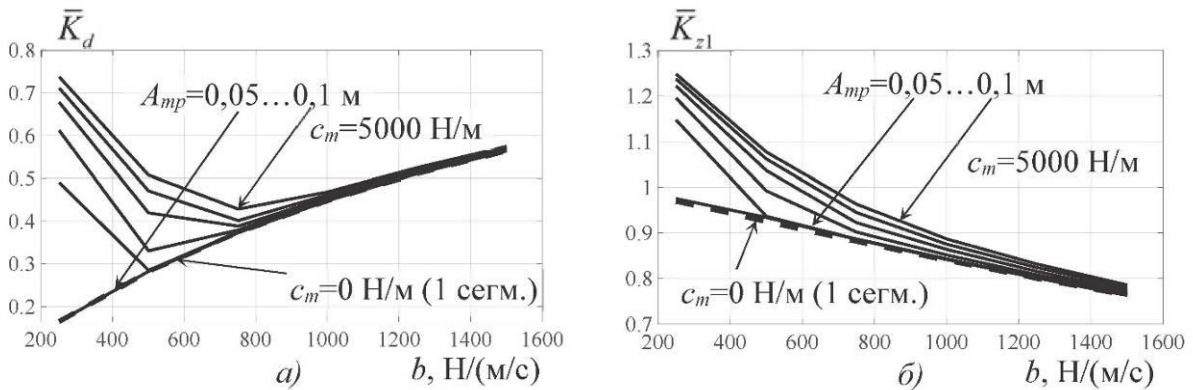


Рис. 5. Зависимости средних значений коэффициентов передачи по ускорениям (а) и по локальной координате механизма (б) от коэффициента вязкого трения виброзащитной системы при минимальных коэффициентах жесткости c_m : с единственным участком статической силовой характеристики (---) и с трехсегментным участком статической силовой характеристики (—)

5. Обсуждение результатов

Анализ приведенных на рис. 3 графиков амплитудно-частотных характеристик виброзащитной системы с трехсегментной статической силовой характеристикой подтверждает, что более эффективное виброгашение происходит, когда максимальный ход виброзащитной подвески (локальная координата y_{1max}) не выходит за пределы среднего участка статической характеристики ($y_{1max} \leq 0,5h_{qz}$, рис. 3 а). При амплитуде основания, равной половине величины среднего участка квази-нулевой жесткости ($A_{mp} = 0,5h_{qz}$), коэффициенты передачи K_d и K_{z1} при любых частотах меньше единицы. Для всех расчетных случаев характерно асимптотическое уменьшение

коэффициента передачи по ускорениям K_d при увеличении частоты колебания основания сиденья. Коэффициент передачи по локальной координате K_{z1} при увеличении частоты всегда асимптотически стремится к единице, сверху или снизу. Для зависимостей коэффициента передачи по ускорениям K_d от частоты возможно наличие как одного, так и двух локальных максимумов при амплитудах основания сиденья, превышающих половину величины среднего участка квази-нулевой жесткости. Причем два локальных максимума, т.е. две резонансные частоты, образуются при сочетаниях малых значений коэффициента вязкого трения и больших значениях коэффициента жесткости крайних сегментов статической силовой характери-

стики. Для коэффициента передачи по локальной координате K_{z1} характерно наличие одного глобального максимума, либо асимптотического возрастания (рис. 3 а).

Анализ приведенных на рис. 4 графиков показывает, что трехсегментные статические силовые характеристики могут обеспечивать меньшие значения усредненных коэффициентов передачи, чем односегментные, т.е. существующие серийные, при больших значениях коэффициента вязкого трения. Значения коэффициентов жесткости (крайних участков и единого участка, обозначены одним и тем же символом c_m) при этом должны быть средние и большие.

В то же время, наиболее эффективное виброгашение, которое оценивается средним коэффициентом передачи по ускорениям, достигается при минимальных, а для односегментной характеристики – нулевых значениях коэффициентов жесткости c_m , что иллюстрируется рис. 5. Самую эффективную виброзащиту дает односегментная статическая силовая характеристика с эффектом квазинулевой жесткости.

Оптимальные по критерию минимизации среднего коэффициента передачи по ускорениям, значения коэффициента вязкого трения системы с трехсегментной характеристикой, будут меняться в зависимости от амплитуды колебаний основания (рис. 5 а). Это может создавать определенные сложности с подбором оптимального значения коэффициента вязкого трения системы с трехсегментной характеристикой на реальном объекте.

6. Заключение

Главный вывод, который может быть сделан из общего анализа графиков амплитудно-частотных характеристик, приведенных в качестве примера на рис. 3, и прочих графиков из описываемой серии экспериментов, не вошедших на рис. 3 по причине ограниченного объема статьи, заключается в том, что повышение амплитуды колебаний основания сиденья до величин, превышающих половину величины среднего участка

квазинулевой жесткости, приводит к возрастанию как ускорений, так и хода виброзащитной подвески сиденья, в результате чего в диапазоне частот 0,1...2 Гц проявляется резонанс, наибольшие значения которого наблюдаются при сочетаниях малых значений коэффициента вязкого трения и больших значениях коэффициента жесткости крайних сегментов статической силовой характеристики. То есть, уменьшение наклона крайних сегментов статической силовой характеристики, или приближение ее к односегментной квазинулевой с неограниченным ходом подвески, позволяет наиболее эффективно гасить колебания основания с большой (в пределе – сколь угодно большой) амплитудой. Максимально возможный размер зоны квазинулевой жесткости позволяет наиболее эффективно гасить колебания любой амплитуды.

Наличие крайних сегментов в статической силовой характеристике виброзащитной системы в ряде случаев существенно повышает средние значения коэффициентов передачи как по ускорениям, так и по перемещению подвески.

В то же время, виброзащитные системы сидений операторов строительных и дорожных машин в реальных условиях эксплуатации должны иметь ограничение хода подвески из эргономических соображений.

Из полученных результатов можно сделать вывод о том, что значения коэффициентов жесткости крайних участков виброзащитной системы с трехсегментной статической силовой характеристикой, по критерию минимизации средних значения коэффициента передачи по ускорениям, должны также минимизироваться. Для обоснования оптимальных значений коэффициентов жесткости крайних участков статической силовой характеристикой, а также коэффициентов вязкого трения системы, необходимо проведение дополнительных исследований при других видах воздействий на основании сиденья оператора. В частности, при ступенчатых (ударных) и стохастических воздействиях, возникающих при перемещении машины по микрорельефу опорной поверхности.

Список литературы

1. Robinah N., Safiki A., Thomas O., Annette B. Impact of road infrastructure equipment on the environment and surroundings // *Global journal of environmental science and management-GJESM*. 2022. Vol. 8. No. 2. Pp. 251-264. DOI: 10.22034/gjesm.2022.02.08
2. Erdem B., Doğan T., Duran Z. Evaluation of Whole-Body Vibration Exposure of Dozer Operators, a Task-Based Approach // *Mining, Metallurgy & Exploration*. 2022. Vol. 39. Pp. 1501-1520. DOI: 10.1007/s42461-022-00636-7
3. Xin Y., Dong R. Comfort analysis of crane hoistman based on nonlinear biodynamics coupled with crane-rail system model // *J. Mech. Sci. Technol.* 2022. Vol. 36. Pp. 55-75. DOI: 10.1007/s12206-021-1205-9
4. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. Optimization of design parameters of the vibration protection system of a motor grader seat with quasi-zero stiffness // *Tractors and Agricultural Machinery*. 2023. Vol. 90. No. 03. Pp. 233-244. DOI: 10.17816/0321-4443-301264
5. Atindana V.A., Xu X., Huan L. et al. Experimental design and optimization of pneumatic low-frequency driver seat for off-road vehicles: quasi-zero negative stiffness and gray wolf optimization algorithm // *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.* 2023. Vol. 45. Pp. 502. DOI: 10.1007/s40430-023-04391-8
6. Han G., Kim KD., Ahn DV. et al. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration // *J. Biosyst. Eng.* 2023. Vol. 48. Pp. 69-78. DOI: 10.1007/s42853-022-00165-7
7. Zhou X., Zhao D., Sun X. et al. An asymmetric quasi-zero stiffness vibration isolator with long stroke and large bearing capacity // *Nonlinear Dyn.* 2022. Vol. 108. Pp. 1903-1930. DOI: 10.1007/s11071-022-07300-1
8. Deng L., Sun S., Wu Q. et al. A new magnetorheological quasi-zero stiffness vibration isolation system with large zero stiffness range and highly stable characteristics // *Nonlinear Dyn.* Vol. 2023. 111. Pp. 18631-18653. DOI: 10.1007/s11071-023-08856-2
9. Ma Z., Xu X., Xie J. et al. Negative Stiffness Control of Quasi-Zero Stiffness Air

References

1. Robinah N., Safiki A., Thomas O., Annette B. Impact of road infrastructure equipment on the environment and surroundings. *Global journal of environmental science and management-GJESM*, 2022, Vol. 8, No. 2, pp. 251-264. doi: 10.22034/gjesm.2022.02.08
2. Erdem B., Doğan T., Duran Z. Evaluation of Whole-Body Vibration Exposure of Dozer Operators, a Task-Based Approach. *Mining, Metallurgy & Exploration*, 2022, Vol. 39, pp. 1501-1520. doi: 10.1007/s42461-022-00636-7
3. Xin Y., Dong R. Comfort analysis of crane hoistman based on nonlinear biodynamics coupled with crane-rail system model. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2022, Vol. 36, pp. 55-75. doi: 10.1007/s12206-021-1205-9
4. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. Optimization of design parameters of the vibration protection system of a motor grader seat with quasi-zero stiffness. *Tractors and Agricultural Machinery*, 2023, Vol. 90, No. 3, pp. 233-244. doi: 10.17816/0321-4443-301264
5. Atindana V.A., Xu X., Huan L. et al. Experimental design and optimization of pneumatic low-frequency driver seat for off-road vehicles: quasi-zero negative stiffness and gray wolf optimization algorithm. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, 2023, Vol. 45, pp. 502. doi: 10.1007/s40430-023-04391-8
6. Han G., Kim KD., Ahn DV. et al. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration. *J. Biosyst. Eng.*, 2023, Vol. 48, pp. 69-78. doi: 10.1007/s42853-022-00165-7
7. Zhou X., Zhao D., Sun X. et al. An asymmetric quasi-zero stiffness vibration isolator with long stroke and large bearing capacity. *Nonlinear Dyn.*, 2022, Vol. 108, pp. 1903-1930. doi: 10.1007/s11071-022-07300-1
8. Deng L., Sun S., Wu Q. et al. A new magnetorheological quasi-zero stiffness vibration isolation system with large zero stiffness range and highly stable characteristics. *Nonlinear Dyn.*, Vol. 2023, 111, pp. 18631-18653. doi: 10.1007/s11071-023-08856-2
9. Ma Z., Xu X., Xie J. et al. Negative Stiffness Control of Quasi-Zero Stiffness Air

Suspension via Data-Driven Approach with Adaptive Fuzzy Neural Network Method // *Int. J. Fuzzy Syst.* 2022. Vol. 24. Pp. 3715-3730. DOI: 10.1007/s40815-022-01357-1

10. Химич А.В., Лагереv И.А. Исследование динамической нагруженности мобильной канатной транспортно-технологической машины, размещенной на склоне // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 2. С. 159-164. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164

11. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pohekueva I.E. Study of the antivibration suspended seat oscillations with quasi-zero stiffness effect under sinusoidal excitation // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1901(1). Pp. 012120. DOI: 10.1088/1742-6596/1901/1/012120

12. Xuechuan Wang, Qiuyi Xu, Satya N. Atluri. Combination of the variational iteration method and numerical algorithms for nonlinear problems // *Applied Mathematical Modelling*. 2020. Vol. 79. Pp. 243-259. DOI: 10.1016/j.apm.2019.10.034

Suspension via Data-Driven Approach with Adaptive Fuzzy Neural Network Method . *Int. J. Fuzzy Syst.*, 2022, Vol. 24, pp. 3715-3730. doi: 10.1007/s40815-022-01357-1

10. Khimich A.V., Lagerev I.A. Issledovanie dinamicheskoy nagruzhenosti mobilnoy kanatnoy transportno-tekhnologicheskoy mashiny, razmeshchenoy na sklone [*Study of the dynamic loading of a mobile rope transport and technological machine located on a slope*]. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No. 2, pp. 159-164. doi: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164 (In Russian)

11. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pohekueva I.E. Study of the antivibration suspended seat oscillations with quasi-zero stiffness effect under sinusoidal excitation. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 1901(1), pp. 012120. doi: 10.1088/1742-6596/1901/1/012120

12. Xuechuan Wang, Qiuyi Xu, Satya N. Atluri. Combination of the variational iteration method and numerical algorithms for nonlinear problems. *Applied Mathematical Modelling*, 2020, Vol. 79, pp. 243-259. doi: 10.1016/j.apm.2019.10.034

УДК (UDC) 62-236.58

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МАНИПУЛЯТОРА
ХАРВЕСТЕРА НА ОПТИМАЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ РАБОЧЕЙ ЗОНЫTHE INFLUENCE OF THE HARVESTER MANIPULATOR DESIGN
CHARACTERISTICS ON THE WORKING AREA OPTIMAL SIZEЛагерев А.В.¹, Макулина А.В.¹, Лагерев И.А.²
Lagerev A.V.¹, Makulina A.V.¹, Lagerev I.A.²¹ – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)² – Кубанский государственный технологический университет (Краснодар, Россия)¹ – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)² – Kuban State Technological University (Krasnodar, Russian Federation)

Аннотация. Эффективность использования лесозаготовительных машин на крутом склоне зависит от многих факторов, в том числе от рабочей зоны манипулятора, которая может быть реализована в различных технологических режимах работы. Геометрические параметры реализуемой рабочей зоны определяются рабочей позицией машины в соответствующем технологическом режиме, то есть местом установки машины относительно дерева или группы деревьев, подлежащих заготовке. Оптимизация рабочей зоны манипулятора, образуемой при работе лесозаготовительной машины, является одним из действенных способов повышения ее производительности. В данной статье на основе ранее разработанной математической модели оптимизации конструктивных размеров звеньев четырехзвенного шарнирно-сочлененного гидравлического манипулятора, предназначенного для пространственного манипулирования харвестерной головкой при спиливании и укладки деревьев в штабель для дальнейшего транспортирования на погрузочную площадку, выполнен анализ влияния основных геометрических и силовых характеристик харвестера на оптимальные размеры рабочей зоны.

Ключевые слова: харвестер, гидроманипулятор, лесозаготовка, рабочая зона, оптимизация.

Дата получения статьи: 12.01.2024

Дата принятия к публикации: 22.05.2024

Дата публикации: 25.06.2024

Сведения об авторах:

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

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

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

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

Abstract. The efficiency of using logging machines on a steep slope depends on many factors, including the working area of the manipulator, which can be implemented in various technological modes of operation. The geometric parameters of the implemented working area are determined by the working position of the machine in the appropriate technological mode, that is, the place of installation of the machine relative to the tree or group of trees to be harvested. Optimization of the manipulator's working area, formed during the operation of a logging machine, is one of the most effective ways to increase its productivity. In this article, based on a previously developed mathematical model for optimizing the structural dimensions of the links of a four-link articulated hydraulic manipulator designed for spatial manipulation of the harvester head when cutting and stacking trees for further transportation to the loading area, an analysis of the influence of the main geometric and power characteristics of the harvester on the optimal size of the working area is performed.

Keywords: harvester, hydraulic manipulator, logging, work area, optimization.

Date of manuscript reception: 12.01.2024

Date of acceptance for publication: 22.05.2024

Date of publication: 25.06.2024

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

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

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

Лагерев Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, профессор ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет», e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0921-6831>

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Professor at Kuban State Technological University, e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0921-6831>

Благодарности

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

Acknowledgements

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

1. Введение

Функция леса как источника древесины остается одной из важнейших. В связи с возрастающими потребностями в древесине, а также важной почвозащитной, водорегулирующей и оздоровительной ролью лесов особое значение придается рациональному использованию и непрерывному воспроизводству лесных богатств. Современные машины и комплексы позволяют проводить лесозаготовительные работы в ресурсосберегающем режиме [1, 2].

В настоящее время при работе на равнинных лесах в Российской Федерации все большее распространение находит машинная заготовка древесины, которая при больших объемах заготовки и сплошных рубках спелых и перестойных насаждений оказывается выгоднее механизированной [3].

Механизированная заготовка древесины на склонах имеет свои очевидные сложности, как технические, так и технологические. Но серьезной альтернативы механизированной заготовке древесины, даже в условиях крутых склонов, в настоящее время нет [1, 3].

Машинная валка деревьев на склонах может осуществляться как машинами для сортиментной заготовки, так и машинами для хлыстовой заготовки [4]. Трудности при лесозаготовке вызывает не валка, а транспортировка поваленных деревьев, хлыстов, сортиментов на погрузочную площадку [3, 5].

Ведущие компании-производители машин для сортиментной заготовки – Ponsse, John Deere, Komatsu – предлагают свои технические решения, которые существенно повышают эффективность работы техники при работе

на склонах. Прежде всего – это установка специальной лебедки [1, 5-9]. Установка лебедки и других дополнительных опций достаточно существенно удорожают и утяжеляют базовую машину, делают ее узкоспециализированной и увеличивают срок получения машины с завода [1].

В настоящее время научная проработка технических и технологических проблем, связанных с эксплуатацией лесозаготовительных машин на склонах, нашла отражение в относительно небольшом числе публикаций, в частности, в [5, 10-12].

2. Модели и методы

При проектировании и производстве манипуляторов современных харвестеров в качестве их кинематических схем используются открытые схемы на основе трех- или четырехзвенных механизмов с последовательно расположенными и шарнирно сочлененными с помощью цилиндрических шарниров V класса отдельными звеньями. В настоящее время преимущественно используются четырехзвенные манипуляторы [1, 6, 13, 14]. На рис. 1 показана типичная кинематическая схема такого манипулятора. Она включает кинематически связанные между собой посредством цилиндрического шарнира E кинематическую схему манипулятора и кинематическую схему рабочего органа – харвестерной головки. Таким образом, рабочий орган в целом имеет возможность свободного качания в вертикальной плоскости под действием нагрузки от собственного веса и веса спиленного дерева или сортимента.

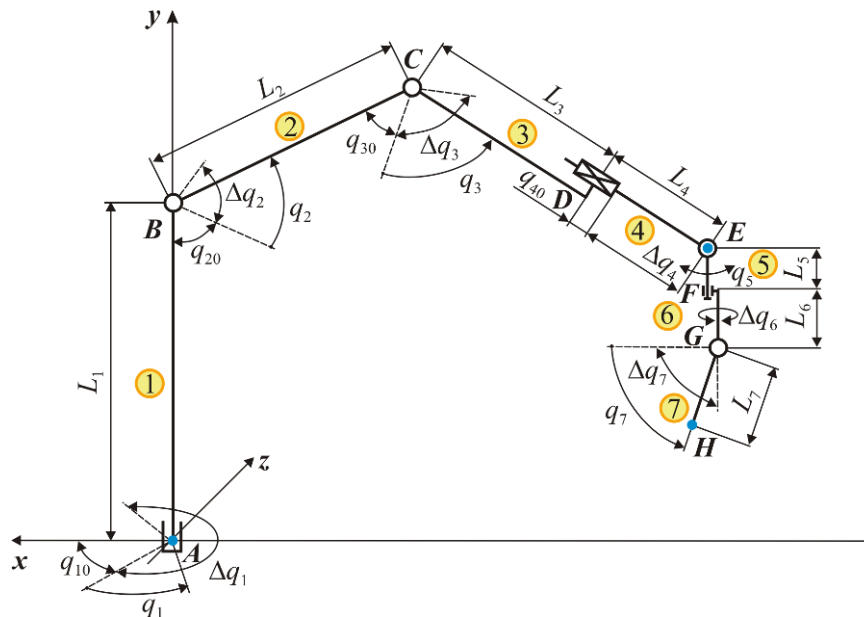


Рис. 1. Единая кинематическая схема манипулятора и рабочего органа харвестера

Кинематическая схема манипулятора включает его основание, три поворотных и одно поступательное звено, обеспечивающих пространственное перемещение рабочего органа. Они формируют плоскую открытую кинематическую цепь, состоящую из последовательно установленных пяти нижних кинематических пар V класса (трех вращательных и одной поступательной). Манипулятор имеет четыре степени свободы, каждая из которых соответствует одной из обобщенных координат $q_1 \dots q_4$. Конечная точка E кинематической схемы манипулятора совпадает с цилиндрическим шарниром, у которого ось вращения перпендикулярна к плоскости кинематической пары 3-4 и параллельна координатной плоскости xOz . С помощью данного шарнира производится сопряжение кинематических схем манипулятора и рабочего органа харвестера. Сопряжение образуется кинематической парой 4-5, причем вследствие отсутствия привода соответствующая ей обобщенная координата q_5 изменяется путем свободного качания звена 5 по мере изменения величины и направления действия суммарной нагрузки от веса харвестерной головки органа и веса дерева или сортамента.

Кинематические пары 0-1, 1-2, 2-3 и 3-4, составляющие кинематическую схему манипулятора, обеспечивают пространственное

перемещение конечной точки E металлоконструкции рукоятки, к которой крепится рабочий орган харвестера. Таким образом, манипулятор обеспечивает требуемое переносное движение рабочего органа к спиливаемому дереву. Кинематические пары 5-6 и 6-7, составляющие кинематическую схему рабочего органа, обеспечивают пространственное перемещение шарнира G и плоскости поперечного сечения спила точки H , т.е. обеспечивают ориентирующее движение рабочего органа при выполнении технологических операций со спиливаемым деревом – закреплении дерева в харвестерной головке, валке дерева и его переноса после предусмотренной обработки в формируемую пачку хлыстов.

Рабочей зоной харвестера является та область пространства в локальной системе координат манипулятора xuz , в пределах которой может находиться в рабочем положении цепная пила харвестерной головки, т.е. точка H кинематической схемы рабочего оборудования при вертикальной ориентации кинематических пар 5-6 и 6-7 (рис 2). Она является сферической.

В качестве цели оптимизации геометрических характеристик кинематической схемы рабочего оборудования харвестера целесообразно принять нахождение такого сочетания длин отдельных звеньев манипулятора,

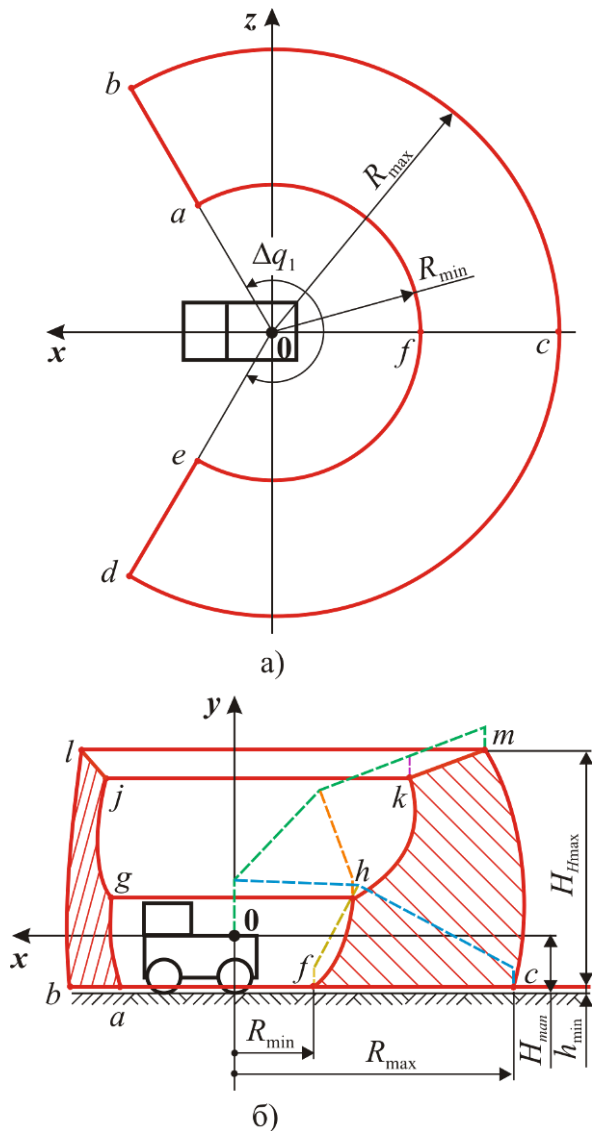


Рис. 2. Рабочая зона манипулятора

при котором площадь S_w области требуемого нахождения спиливаемого дерева $abcdefa$ (рис. 2, а) принимает максимальное значение при соблюдении ряда геометрических, конструктивных и режимных ограничений, т.е. когда целевая функция

$$Ц(L_1; L_2; L_3; L_4) = \Delta q_1 (R_{\max}^2 - R_{\min}^2) \rightarrow \max. \quad (1)$$

Ранее в [15] был разработан и реализован метод оптимального проектирования гидравлического манипулятора харвестера для лесозаготовок на склонах, который позволяет получить максимально возможную площадь рабочей зоны за счет выбора оптимального сочетания длин отдельных звеньев с учетом необходимых конструктивных и режимных ограничений. В качестве таких ограничений были использованы ограничения:

- на величину допустимого угла поворота или хода отдельных звеньев;

- на недопущение потери устойчивости харвестером и его опрокидывания под действием опрокидывающего момента, создаваемого весом дерева и собственным весом манипулятора;

- на обеспечение требуемого размера зоны безопасного приближения рабочего органа к конструкциям харвестера.

Разработанная задача оптимизации была реализована в компьютерной программе «Оптимизация геометрических характеристик кинематической схемы рабочего оборудования харвестера» [16]. Структура программы включает в себя главную программу и 6 подпрограмм типа Procedure:

- *BeginPointOptimization* – задание начальной точки оптимизации – вектора управляемых параметров $\{L_1 L_2 L_3 L_4\}^{beg}$;

- *CelFun* – вычисление целевой функции (1) для текущего вектора управляемых параметров $\{L_1 L_2 L_3 L_4\}$;

- *DetermQ20max* – определение обобщенной координаты $q_{2,\max}$ при вычислении максимального радиуса рабочей зоны R_{\max} ;

- *DetermQ20min* – определение обобщенной координаты $q_{2,\min}$ при вычислении минимального радиуса рабочей зоны R_{\min} ;

- *Ogran* – вычисление левых частей ограничений;

- *Optimizer* – решение оптимизационной задачи методом типа Хука-Дживса [17, 18] и нахождение вектора управляемых параметров $\{L_1 L_2 L_3 L_4\}^{opt}$.

Результатом выполнения компьютерной программы является нахождение такого сочетания длин звеньев L_1^{opt} , L_2^{opt} , L_3^{opt} и L_4^{opt} манипулятора, при котором площадь S_w области требуемого нахождения спиливаемого дерева принимает максимальное значение при соблюдении ряда требуемых геометрических, конструктивных и режимных. В число расчетных данных входят такие параметры, как

- оптимальные значения длин звеньев L_1^{opt} , L_2^{opt} , L_3^{opt} и L_4^{opt} ;

- минимальное $q_{20} = q_{2,\min}$ и максимальное $q_{2,\max}$ значения обобщенной координаты q_2 ;
- минимально требуемая величина предельного угла поворота стрелы манипулятора $\Delta q_2 = q_{2,\max} - q_{2,\min}$;
- минимальный R_{\min}^{opt} и максимальный R_{\max}^{opt} радиусы оптимальной области требуемого нахождения спиливаемого дерева;
- максимальная высота поднятия цепной пилы харвестерной головки над поверхностью грунта $H_{H\max}$;
- площадь S_w^{opt} оптимальной области требуемого нахождения спиливаемого дерева;
- объем V_w^{opt} рабочей зоны харвестера, соответствующей оптимальной области требуемого нахождения спиливаемого дерева.

3. Обсуждение результатов расчетов

Результаты расчетов влияния основных технических характеристик харвестера, в том числе, поперечного габаритного размера (ширины машины), его полного веса, относительного веса звеньев манипулятора и развиваемого грузового момента $[M_t]$, на геометрические характеристики рабочей зоны оптимального размера приведены на рис. 3–7.

Рабочая зона харвестера существенно зависит от грузового момента манипулятора $[M_t]$, который в свою очередь определяется полным весом харвестера и положением центра тяжести системы «харвестер – манипулятор – харвестерная головка». Если центр тяжести самого харвестера, как можно достаточно справедливо считать, находится приблизительно на продольной оси машины, то влияние собственного веса звеньев манипулятора и харвестерной головки приводит к заметному смещению положения центра тяжести указанной системы «харвестер – манипулятор – харвестерная головка» в поперечном направлении относительно продольной оси машины. Это обуславливает уменьшение величины грузового момента, который может обеспечить харвестер в процессе манипулирования спиленным деревом. Указанное снижение тем больше, чем на боль-

шем расстоянии от продольной оси харвестера находится харвестерная головка. Уменьшение грузового момента отрицательно влияет на поперечную устойчивость харвестера против опрокидывания, ухудшает его управляемость и снижает безопасность работы харвестера на склоне.

Анализ графиков на рис. 3 показывает, что грузовой момент манипулятора следует рассматривать как важнейший параметр, определяющий размеры рабочей зоны харвестера, так как при его изменении в 2 раза (со 150 до 300 кН·м) площадь S_w оптимальной области требуемого нахождения спиливаемого дерева возрастает от приблизительно 3 раз (для дерева весом 8 кН) до 4 раз (для дерева весом 4 кН). Максимальные значения геометрических характеристик рабочей зоны наблюдаются, когда вес хлыста принимает минимальные значения. Следует отметить, что увеличение грузового момента уменьшает угол наклона склона, на котором может безопасно работать харвестер. Это приводит к сужению рабочей зоны на более крутых склонах, так как харвестер может стать менее маневренным, особенно при выполнении поворотов и маневров на крутом склоне.

С уменьшением класса [13] харвестера, т.е. с использованием харвестера меньшего типоразмерного ряда по грузовому моменту, наблюдается уменьшение площади области требуемого нахождения спиливаемого дерева S_w . Это связано с тем, что манипулятор с меньшим грузовым моментом и сам по весу меньше и, соответственно, требуемый для его потери поперечной устойчивости опрокидывающий момент уменьшается. Как следствие, манипулятор вследствие уменьшенного грузового момента не сможет поднять груз на больших вылетах, что сказывается на максимальном радиусе рабочей зоны и необходимости введения ограничений по грузоподъемности манипулятора в целом.

Поперечный габарит харвестера D_h при постоянном значении грузового момента манипулятора $[M_t]$ оказывает значительное влияние на геометрические характеристики рабочей зоны, особенно при работе на крутых склонах (рис. 4). Увеличение поперечно-

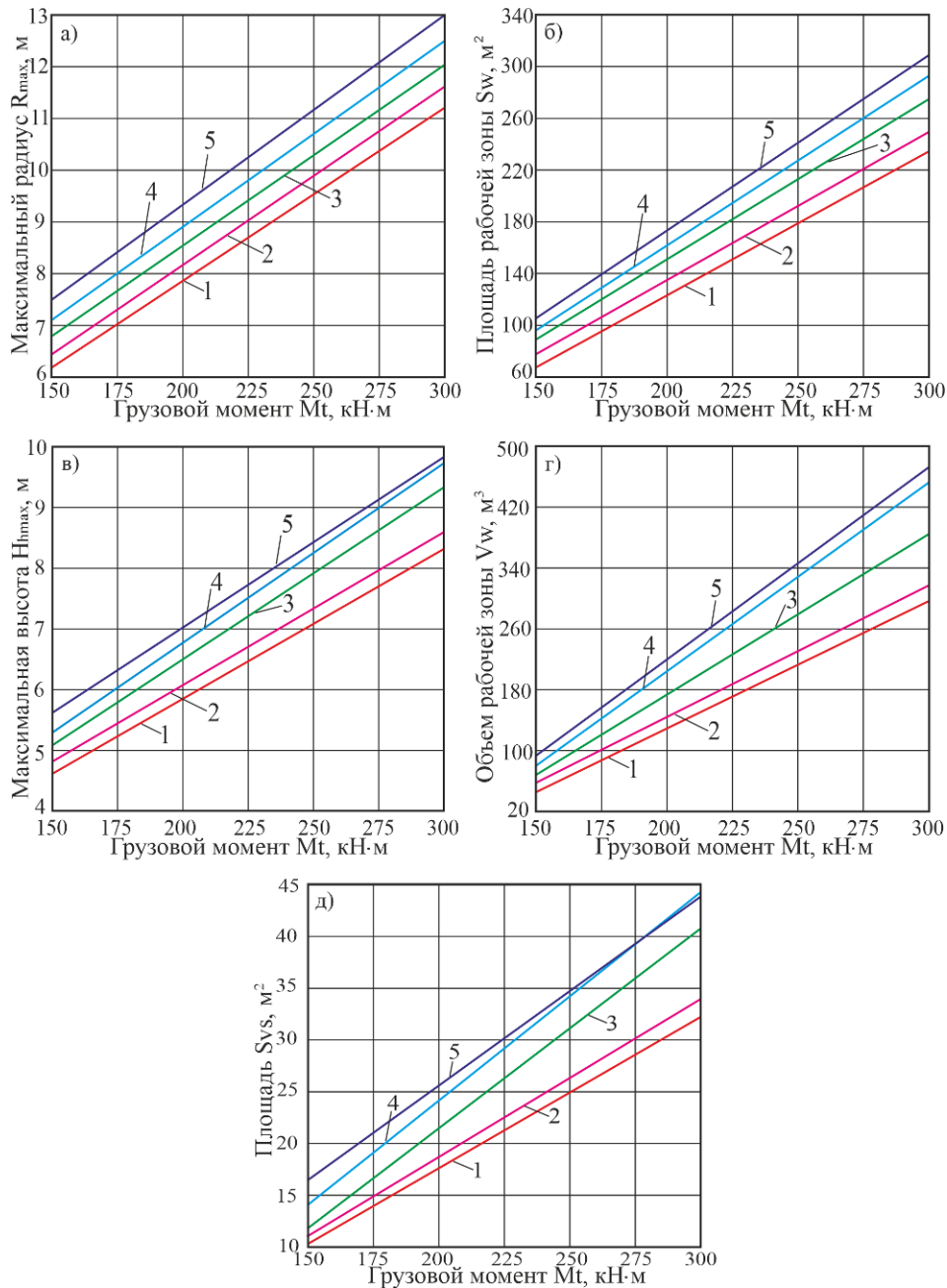


Рис. 3. Влияние грузового момента манипулятора и веса хлыста на характеристики рабочей зоны харвестера при поперечном габарите $D_h = 2,6$ м: а – максимальный радиус рабочей зоны; б – площадь рабочей зоны; в – максимальная высота от поверхности грунта; г – объем рабочей зоны; д – площадь области требуемого нахождения дерева (1 – $G_{lr} = 8$ кН; 2 – $G_{lr} = 7$ кН; 3 – $G_{lr} = 6$ кН; 4 – $G_{lr} = 5$ кН; 5 – $G_{lr} = 4$ кН)

го габарита харвестера повышает поперечную устойчивость машины на склоне, так как его более широкая база снижает вероятность опрокидывания. Харвестер с большим поперечным габаритом может охватить большую площадь области требуемого нахождения спиливаемого дерева S_w за один проход. Для харвестера базового класса с грузовым моментом $[M_t] = 225$ кН·м увели-

чение поперечного габарита на 0,97 м увеличивает максимальный радиус на 0,4 м (%), площадь рабочей зоны - на 5 м² (на 3...4%) и объем рабочей зоны - на 10 м³ (рис. 4).

При неизменных геометрических и весовых характеристиках звеньев манипулятора с увеличением поперечного габарита харвестера должно происходить пропорциональное увеличение грузового момента $[M_t]$

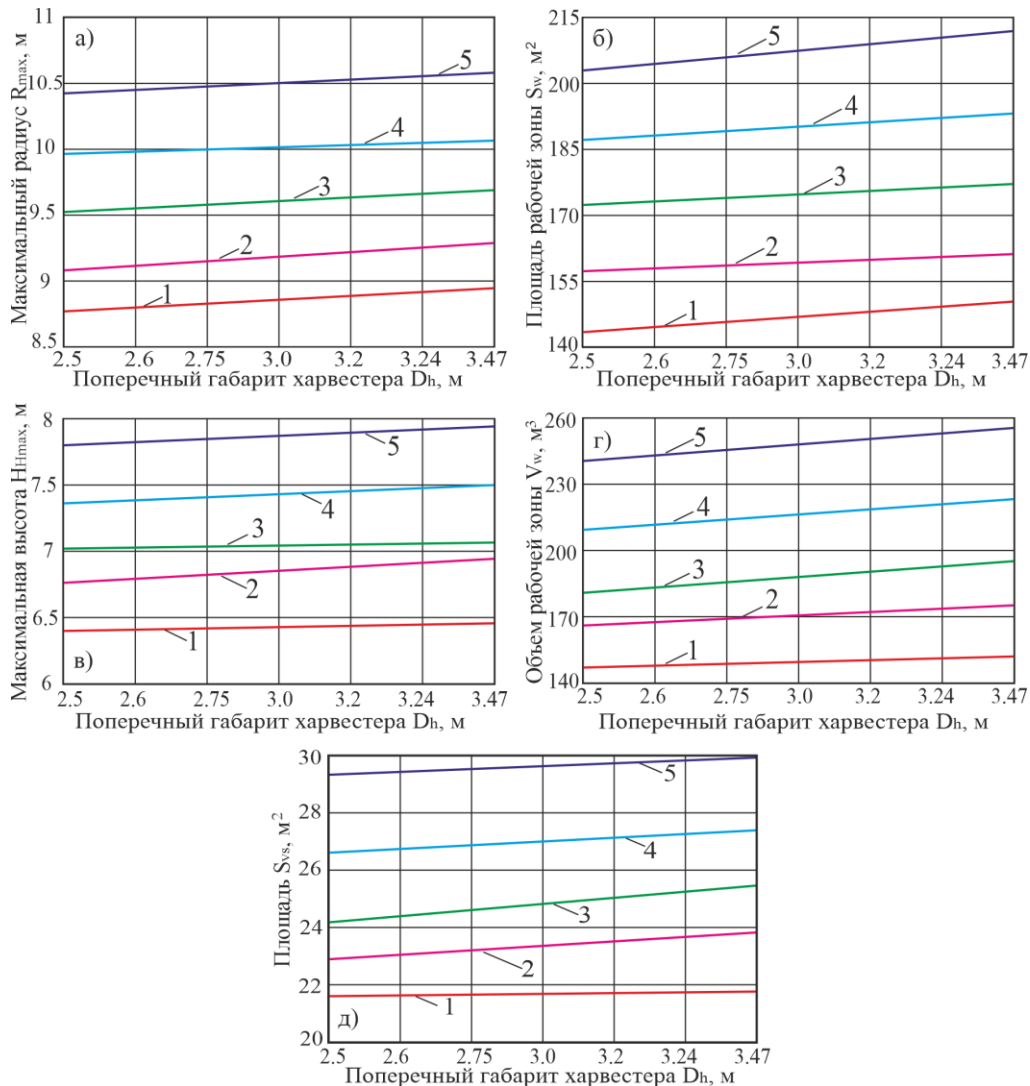


Рис. 4. Влияние поперечного габарита харвестера на характеристики рабочей зоны при постоянном значении грузового момента манипулятора $[M_t] = 225 \text{ кН}\cdot\text{м}$: а – максимальный радиус рабочей зоны; б – площадь рабочей зоны; в – максимальная высота от поверхности грунта; г – объем рабочей зоны; д – площадь области требуемого нахождения дерева (1 – $G_{tr} = 8 \text{ кН}$; 2 – $G_{tr} = 7 \text{ кН}$; 3 – $G_{tr} = 6 \text{ кН}$; 4 – $G_{tr} = 5 \text{ кН}$; 5 – $G_{tr} = 4 \text{ кН}$)

вследствие увеличения расстояния между положением центра тяжести системы «харвестер – манипулятор – харвестерная головка» и ребром опрокидывания, приблизительно проходящего вдоль внешних боковых сторон колес харвестера. В частности, для проведенных расчетов определяемый таким образом грузовой момент изменялся в диапазоне от 216,3 кН·м при поперечном габарите $D_h = 2,5 \text{ м}$ до 300 кН·м при поперечном габарите $D_h = 3,47 \text{ м}$. На рис. 5 показано влияние поперечного габарита харвестера на характеристики его рабочей зоны при синхронном изменении грузового момента манипулятора

$[M_t]$ в диапазоне 216,3...300 кН·м. Видно, что увеличение поперечного габарита харвестера приводит к пропорциональному росту всех расчетных характеристик рабочей зоны вследствие возрастания величины грузового момента, допустимого для безопасного манипулирования спиленным деревом в процессе лесозаготовительных работ на лесосеке. И в этом случае, сравнивая графики на рис. 4 и 5, видно более существенное влияние увеличения поперечного габарита харвестера на увеличение геометрических характеристик рабочей зона. В частности, площадь S_w оптимальной области требуемого

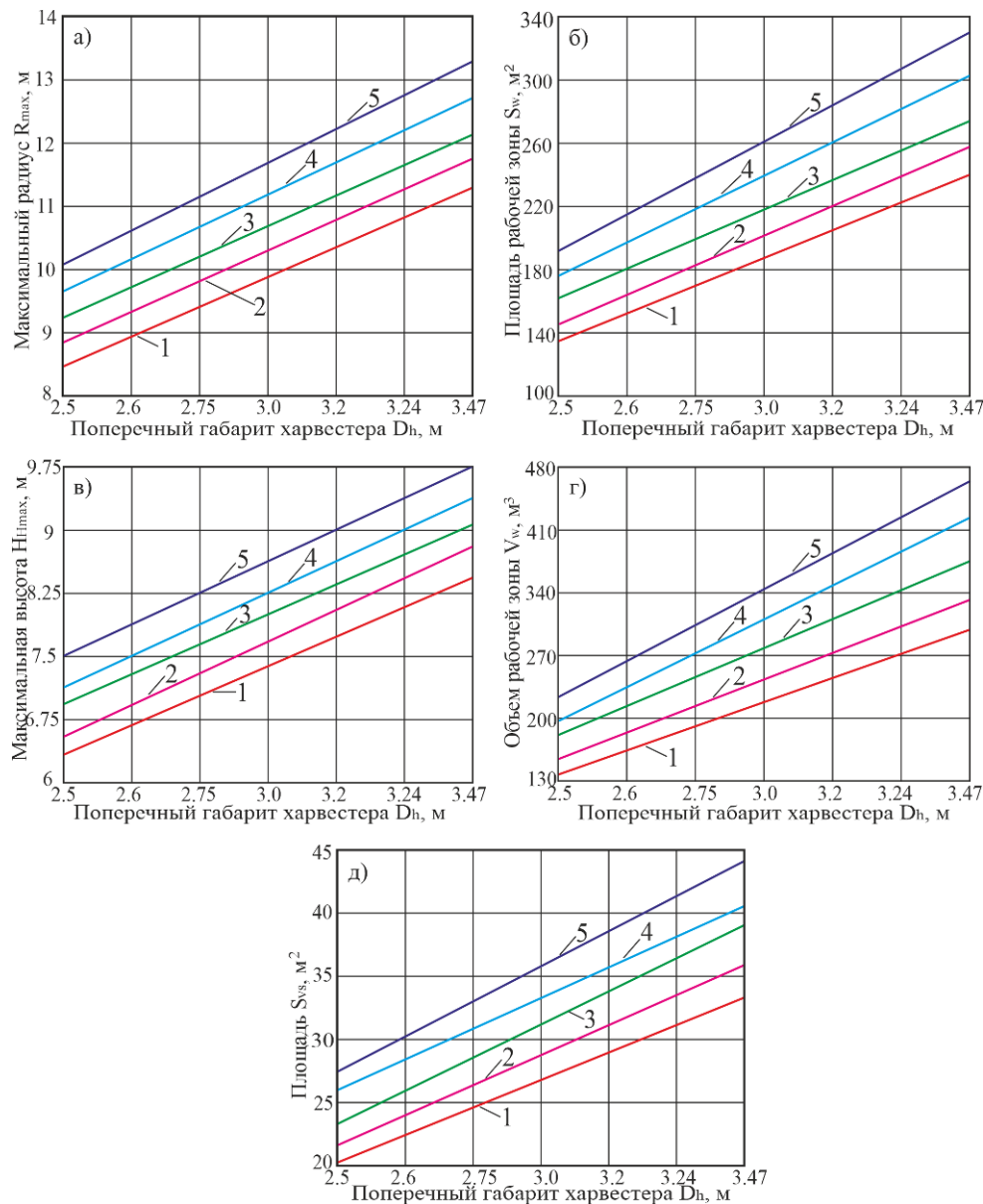


Рис. 5. Влияние поперечного габарита харвестера на характеристики рабочей зоны при переменном значении грузового момента манипулятора [M_t] = 216,3...300 кН·м:

а – максимальный радиус рабочей зоны; б – площадь рабочей зоны; в – максимальная высота от поверхности грунта; г – объем рабочей зоны; д – площадь области требуемого нахождения дерева (1 – $G_{lr} = 8$ кН; 2 – $G_{lr} = 7$ кН; 3 – $G_{lr} = 6$ кН; 4 – $G_{lr} = 5$ кН; 5 – $G_{lr} = 4$ кН)

нахождения спиливаемого дерева возрастает приблизительно в 1,7 раза.

Увеличение собственного веса харвестера приводит к увеличению допустимого грузового момента манипулятора [M_t] и, таким образом, благоприятно сказывается на повышении поперечной устойчивости харвестера против опрокидывания в процессе манипулирования спиленным деревом. На рис. 6 показано влияние изменения собственного веса харвестера на геометрические характе-

ристики его рабочей зоны в пределах диапазона относительных значений веса $\bar{G}_h = 0,7 \dots 1,3$ относительно расчетного харвестера с $\bar{G}_h = 1$, в качестве которого использовался харvester с грузовым моментом [M_t] = 225 кН·м, поперечным габаритом $D_h = 2,6$ м и собственным весом $G_h = 17,3$ кН. Видно, что увеличение собственного веса харвестера приводит к пропорциональному росту всех расчетных характеристик рабочей зоны

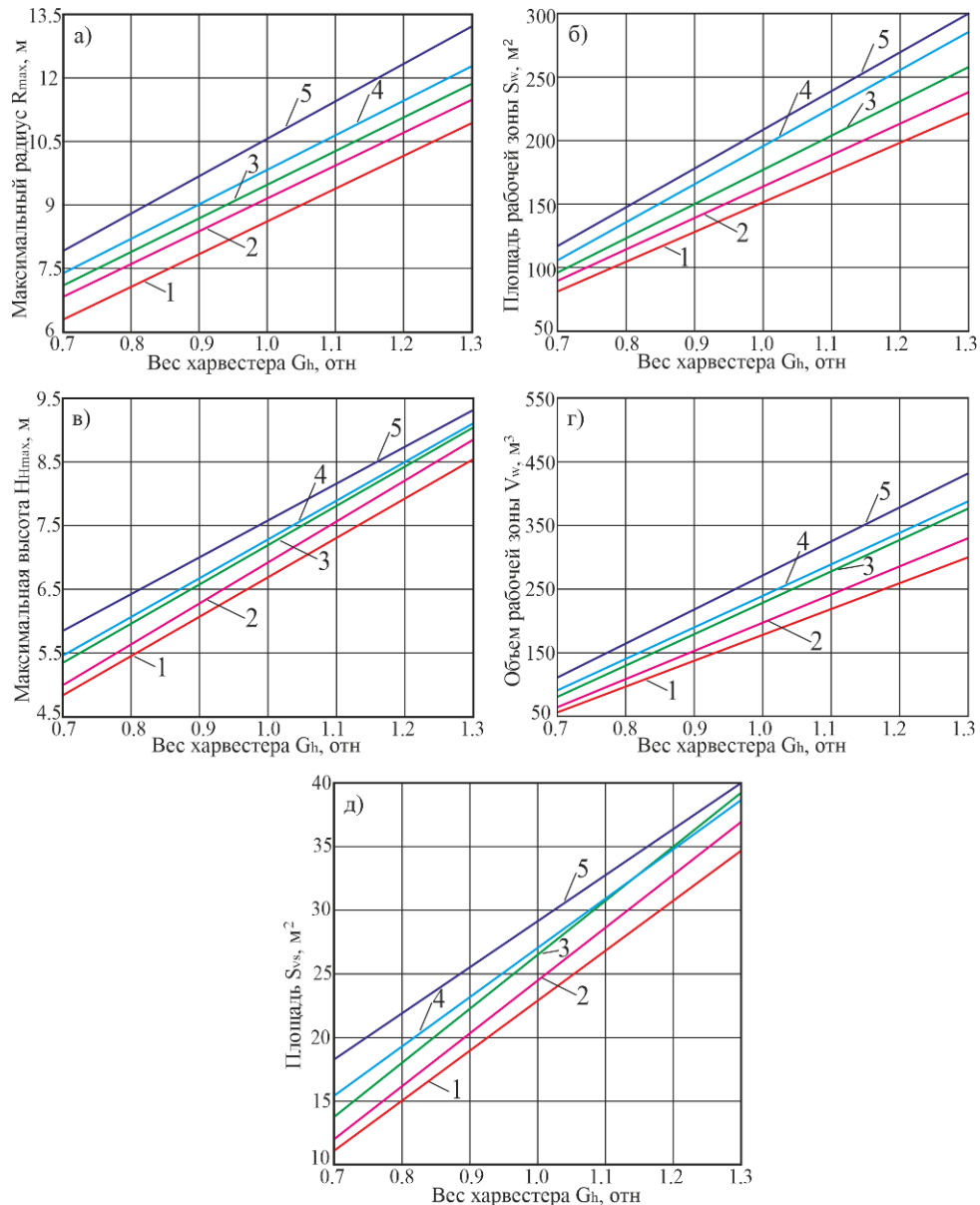


Рис. 6. Влияние относительного веса харвестера на характеристики рабочей зоны при его поперечном габарите $D_h = 2,6$ м и грузовом моменте манипулятора $[M_t] = 225$ кН·м:
 а – максимальный радиус рабочей зоны; б – площадь рабочей зоны; в – максимальная высота от поверхности грунта; г – объем рабочей зоны; д – площадь области требуемого нахождения дерева (1 – $G_{tr} = 8$ кН; 2 – $G_{tr} = 7$ кН; 3 – $G_{tr} = 6$ кН; 4 – $G_{tr} = 5$ кН; 5 – $G_{tr} = 4$ кН)

вследствии возрастания величины грузового момента, допустимого для безопасного манипулирования спиленным деревом в процессе лесозаготовительных работ на лесосеке. Собственный вес харвестера также следует рассматривать как важнейший параметр, определяющий размеры рабочей зоны харвестера, так как при его изменении почти в 1,9 раза (с относительного значения 0,7 до 1,3) площадь S_w оптимальной области тре-

буемого нахождения спиливаемого дерева возрастает приблизительно в 2,5...2,8 раз.

Собственный вес манипулятора, который складывается из собственного веса его отдельных звеньев, также оказывает заметное влияние на геометрические характеристики рабочей зоны харвестера. Это обусловлено тем, что вес звеньев совместно с их длинами определяют положение центра тяжести системы «манипулятор – харвестерная головка» и, следовательно, определяют величину смещения общего центра тяжести системы

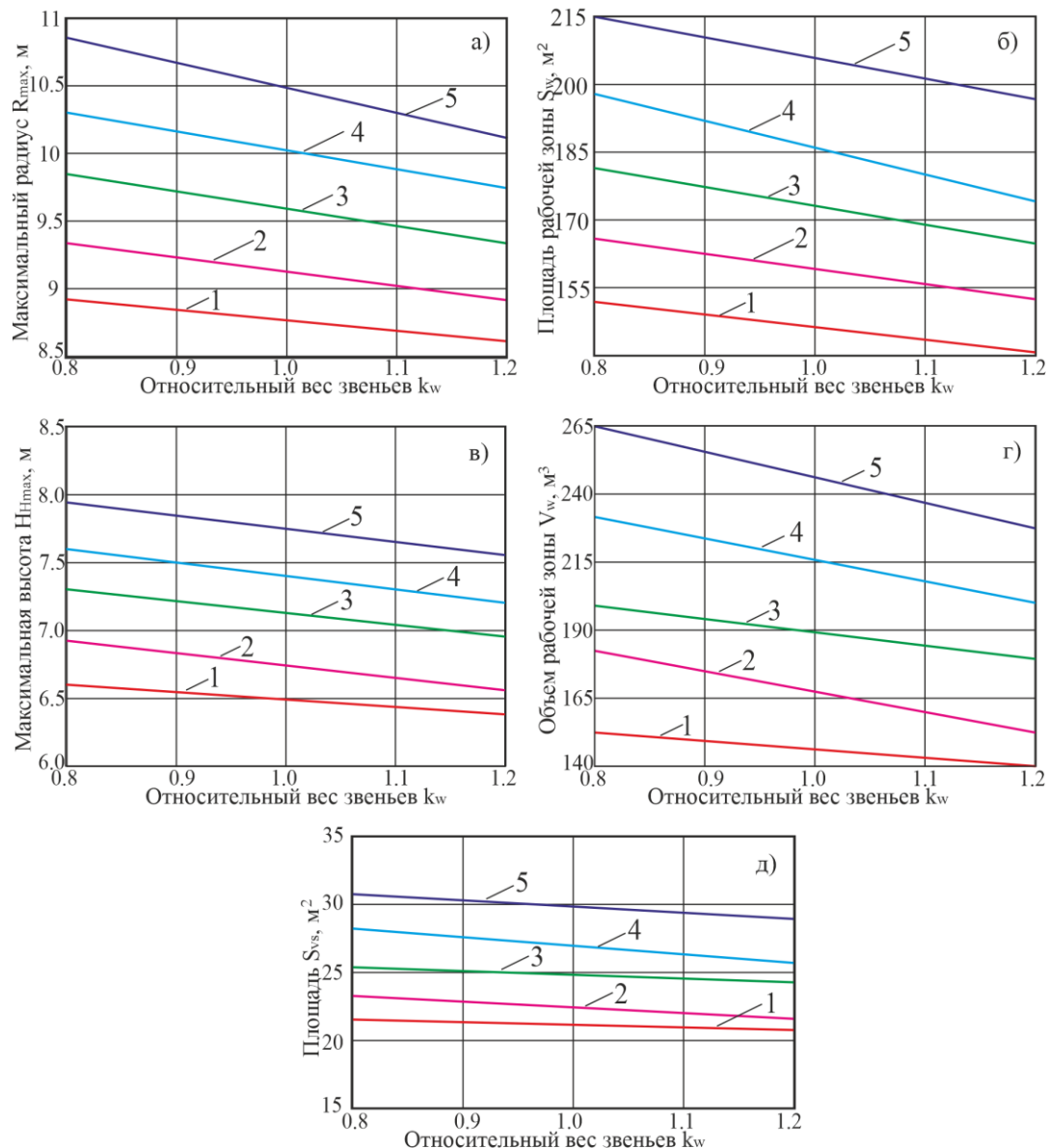


Рис. 7. Влияние относительного веса звеньев харвестера на характеристики рабочей зоны: а – максимальный радиус рабочей зоны; б – площадь рабочей зоны; в – максимальная высота от поверхности грунта; г – объем рабочей зоны; д – площадь области требуемого нахождения дерева (1 – $G_{tr}=8$ кН; 2 – $G_{tr}=7$ кН; 3 – $G_{tr}=6$ кН; 4 – $G_{tr}=5$ кН; 5 – $G_{tr}=4$ кН)

«харвестер – манипулятор – харвестерная головка» в поперечном направлении относительно продольной оси харвестера, что сказывается на изменении допустимого грузового момента $[M_t]$ и уровня поперечной устойчивости харвестера. На рис. 7 показано влияние изменения собственного веса звеньев манипулятора на геометрические характеристики рабочей зоны харвестера в пределах диапазона относительных значений веса звеньев $k_w = 0,8 \dots 1,2$ относительно расчетного харвестера с $k_w = 1$, в качестве которого

использовался харвестер с грузовым моментом $[M_t] = 225$ кН·м, поперечным габаритом $D_h = 2,6$ м и собственным весом $G_h = 17,3$ кН. Видно, что увеличение собственного веса звеньев манипулятора приводит к пропорциональному снижению всех расчетных характеристик рабочей зоны вследствие снижения величины грузового момента, допустимого для безопасного манипулирования спиленным деревом в процессе лесозаготовительных работ на лесосеке. Собственный вес звеньев манипулятора в меньшей степе-

ни оказывает влияние на размеры рабочей зоны харвестера, так как при его изменении в 1,5 раза (с относительного значения 1,2 до 0,8) площадь S_w оптимальной области требуемого нахождения спиливаемого дерева возрастает приблизительно на 10%.

4. Заключение

Проведенный анализ, основанный на использовании оптимизационной модели кинематической схемы четырехзвенного манипулятора харвестера, показал, что ключевыми параметрами, которые в наибольшей степени определяют геометрические характеристики рабочей зоны машины, являются развиваемый манипулятором грузовой момент, собственный вес харвестера и отдельных звеньев манипулятора, поперечный габарит машины и вес обрабатываемого дерева.

Список литературы

1. Григорьев И.В., Куницкая О., Рудов С., Каляшов В., Тамби А. Лесозаготовительные машины для работы на склонах // Бюллетень ассоциации «Лестех». 2020. № 1. С. 4-9.
2. Комплексная механизация лесозаготовок [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://lsdinfo.org/kompleksnaya-mexanizaciya-lesozagotovok> (дата обращения: 16.05.2024).
3. Химич А. В. Особенности механизированной лесозаготовки на склонах // Инновационное развитие подъемно-транспортной техники: мат. Всеросс. научно-практ. конф., Брянск, 26–27 мая 2022 г. Брянск: БГТУ, 2022. С. 199-204.
4. Лагереv И.А., Химич А.В. Перспективы развития транспортно-технологических машин для заготовки леса на склонах // Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта: сб. статей, Екатеринбург, 3 декабря 2021 г. Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2022. С. 64-65.
5. Каляшов В.А., Ань Д.Т., Григорьева О.И. Машинная заготовка древесины на горных лесосеках // ЛесПромИнформ. 2022. №5.

Для повышения значений геометрических характеристик рабочей зоны в процессе проектирования необходимо стремиться к взаимовязанному увеличению таких параметров, как грузовой момент манипулятора, собственный вес и поперечный габарит харвестера.

Одним из направлений конструктивного совершенствования харвестера является снижение собственного веса звеньев манипулятора, которое обеспечивает улучшение геометрических характеристик рабочей зоны. Очевидно, реализация такого подхода требует использования на стадии проектирования манипулятора оптимизации конструкции и определяющих конструктивных размеров поперечных сечений звеньев по критерию минимума их собственного веса с учетом комплекса конструктивных, прочностных и деформационных ограничений.

References

1. Grigorev I.V., Kunitskaya O., Rudov S., Kalyashov V., Tambi A. Lesozagotovitelnye mashiny dlya raboty na sklonakh. *Bulleteniy assotsiatsii «Lestekh»*, 2020, No., pp. 4-9. (In Russian)
2. Kompleksnaya mekhanizatsiya lesozagotovok. Available at: <https://lsdinfo.org/kompleksnaya-mexanizaciya-lesozagotovok> (In Russian)
3. 1. Khimich A.V. Features of mechanized logging on slopes. In: *Proceedings of the All-Russian scientific and practical conference “Innovative development of lifting and transport equipment”*. Bryansk, BGTU, 2022, pp. 199-204. (In Russian)
4. Lagerev I.A., Khimich A.V. Prospects for the development of transport and technological machines for logging on slopes. In: *Proceedings of the III All-Russian scientific and practical conference “Innovative development of land transport equipment and technologies”*. Ekaterinburg, UrFU, 2022, pp. 64-65. (In Russian)
5. Kalyashov V.A., An D.T., Grigorjeva O.I. Mashinnaya zagotovka drevesiny na gornyykh le-sosekakh. *LesPromInform*, 2022, No.5. (In Russian)

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

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

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

9. Григорьев И.В., Рудов С.Е. Особенности эксплуатации колесных лесных машин в сложных почвенно-грунтовых и рельефных условиях // *Forest engineering. Материалы научно-практ. конф.* Якутск: ЯГСХА. 2018. С. 67-71.

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

11. Химич А.В., Лагереv И.А. Исследование динамической нагруженности мобильной канатной транспортно-технологической машины, размещенной на склоне // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2022. № 2. С. 159-164. DOI 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164.

12. Химич А.В. Сравнительный анализ вариантов размещения тяговых лебедок машин для лесозаготовки на склонах // *Транспортные и транспортно-технологические системы: Мат. Междунар. научно-техн. конф., Тюмень, 13–14 апреля 2023 г.* Тюмень: ТИУ, 2023. С. 202-206.

13. Селиверстов А.А. Однозахватные харвестеры // *Труды лесоинженерного факультета ПетрГУ*. 2005. Вып. 5. С. 98-101.

14. Лаптеv А.В., Матросов А.В. Обоснование конфигурации и геометрических размеров рабочей зоны колесного харвестера // *Вестник МГУЛ – Лесной вестник*. 2018. №5. С. 77-85.

15. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Makulina A.V. Reducing the negative environmental

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

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

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

9. Grigorev I.V., Rudov S.E. Osobennosti ekspluatatsii kolesnykh lesnykh mashin v slozhnykh pochvenno-gruntovykh i relefnykh usloviyakh. In: *Forest engineering. Materialy nauchno-prakt. konf.* Yakutsk, YaGSKhA, 2018, pp. 67-71. (In Russian)

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

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

12. Khimich A.V. Comparative analysis of options for placing traction winches of logging machines on slopes. In: *Sbornik trudov Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Transportnye i transportno-tekhnologicheskie sistemy»*. Tyumen, TIU, 2023, pp. 202-206 (In Russian)

13. Seliverstov A.A. Odnozakhvatnye kharvestery. *Trudy lesoinzhenernogo fakulteta PetrGU*, 2005, No.5, pp. 98-101 (In Russian)

14. Laptev A.V., Matrosov A.V. Obosnovanie konfiguratsii i geometricheskikh razmerov rabochey zony kolesnogo kharvestera. *Vestnik MGUL – Lesnoy vestnik*, 2018, No.5, pp. 77-85 (In Russian)

15. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Makulina A.V. Reducing the negative environmental impact of harvesters on the forest ecosystem dur-

impact of harvesters on the forest ecosystem during logging // Proceeding book of 11 Int. Zeugma Conf. on Scientific Research. Gaziantep, Turkey, March 18-20, 2024. P. 712.

16. Оптимизация геометрических характеристик кинематической схемы гидроманипулятора харвестера / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев, А.В. Макулина. - Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2024612783. Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 05.02.2024.

17. Rao S.S. Engineering optimization: theory and practice. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc., 2009. 813 p.

18. Лагерев И.А., Лагерев А.В. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин. Брянск: Изд-во БГТУ, 2013. 228 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202230>

ing logging. In: *Proc. Book of 11 Int. Zeugma Conference on Scientific Research*, Gaziantep, Turkey, March 18-20, 2024. P. 712.

16. Lagerev I.A., Lagerev A.V., Makulina A.V. *Optimizatsiya geometricheskikh kharakteristik kinematoicheskoy ckhemy gidromanipulatoira kharvestera. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Optimization of geometric characteristics of the harvester hydraulic manipulator kinematic scheme. The Certificate on official registration of the computer program], 2024, No. 2024612783 (In Russian)

17. Rao S.S. *Engineering Optimization. Theory and Practice*. John Wiley & Sons, Inc., 2009.

18. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Optimalnoe proektirovanie podyemno-transportnykh mashin* [Optimal design of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskii Universitet, 2013. 228 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202230> (In Russian)

УДК (UDC) 625.731.8

АНАЛИЗ ИЗНАШИВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО УСТРОЙСТВА
СТРЕЛОВЫХ САМОХОДНЫХ КРАНОВ ПРОИЗВОДСТВА LIEBHERRANALYSIS OF THE WEAR OF THE ELEMENTS OF THE SLEWING SUPPORT
OF LIEBHERR SELF-PROPELLED JIB CRANESФокин В.В., Сладкова Л.А.
Fokin V.V., Sladkova L.A.Российский университет транспорта (Москва, Россия)
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Выход из строя опорно-поворотного устройства ведет к существенному экономическому ущербу, связанному с длительными простоями техники из-за невозможности его замены новым в результате наложения санкций со стороны недружественных стран. Если ранее до введения ограничительных санкций (мер) выход из строя опорно-поворотного устройства проходила менее болезненно и занимала по времени от 15 дней до одного месяца максимум, то сейчас это растягивается до 3...5 месяцев. Одной из причин выхода из строя техники является изнашивание зубьев колеса и шестерни опорно-поворотного устройства, что ведет к изменению напряженно-деформированного состояния кассет с телами качения. Установлен неравномерный износ колеса по высоте, причем верхняя его часть изнашивается в большей степени, чем нижняя, что ведет к проскальзыванию между зубьями передачи в верхней части в большей степени, чем в нижней. Изнашивание зубьев шестерни и поворотного круга ведут к неравномерному и повышенному изнашиванию кассет и сепараторов опорно-поворотного устройства и соответственно к выпадению тел качения. Установленная неравномерность изнашивания колеса в различных его сегментах позволяет внести предложения по усовершенствованию конструкции колеса. Проведенные исследования изнашивания кассет и роликов позволили установить изменения напряженно-деформированного состояния в зоне контакта кассеты и ролика, что в дальнейшем позволит усовершенствовать методику их расчета и внести предложенная по усовершенствованию соединения кассеты и ролика.

Ключевые слова: стреловой самоходный кран, жизненный цикл машины.

Дата получения статьи: 02.04.2024
Дата принятия к публикации: 10.06.2024
Дата публикации: 25.06.2024

Сведения об авторах:

Фокин Валерий Владимирович – аспирант кафедр «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: valerafokin@inbox.ru.

Abstract. The failure of the slewing support leads to significant economic damage associated with long downtime of equipment due to the impossibility of replacing it with a new one as a result of the imposition of sanctions by unfriendly countries. If earlier, before the introduction of restrictive sanctions (measures), the failure of the was less painful and took from 15 days to one month maximum, now it stretches to 3... 5 months. One of the reasons for the failure of equipment is the wear of the teeth of the wheel and gear of the rotary bearing, which leads to a change in the stress-strain state of the cassettes with rolling elements. There is uneven wear of the wheel in height, with the upper part of the wheel wearing out to a greater extent than the lower part, which leads to slippage between the gear teeth in the upper part to a greater extent than in the lower part.. Wear of the teeth of the gear and the turntable leads to uneven and increased wear of the cassettes and cages of the slewing support and, accordingly, to the loss of rolling elements. The established unevenness of wheel wear in its various segments makes it possible to make proposals for improving the wheel design. The studies of the wear of cassettes and rollers made it possible to establish changes in the stress-strain state in the contact zone of the cassette and the roller, which in the future will improve the method of their calculation and make a proposal to improve the connection between the cassette and the roller.

Keywords: self-propelled jib crane, machine life cycle.

Date of manuscript reception: 02.04.2024
Date of acceptance for publication: 10.06.2024
Date of publication: 25.06.2024

Authors' information:

Valeriy V. Fokin – Postgraduate student, Department of Land Transport and Technological Means at Russian University of Transport, e-mail: valerafokin@inbox.ru.

Сладкова Любовь Александровна – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: rich.cat2012@yandex.ru.
ORCID: 0000-0002-5409-6250

Liubov A. Sladkova – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Land Transport and Technological Means at Russian University of Transport, e-mail: rich.cat2012@yandex.ru.
ORCID: 0000-0002-5409-6250

1. Введение

Выход из строя опорно-поворотного устройства ведет к существенному экономическому ущербу, связанному с длительными простоями техники из-за невозможности его замены из-за наложения санкций со стороны недружественных стран. Если ранее до введения ограничительных мер выход из строя опорно-поворотного устройства проходил менее болезненно и занимал по времени, максимум, от 15 дней до одного месяца, то сейчас это растягивается до 3...5 месяцев. Одной из причин выхода из строя техники является изнашивание зубьев колеса и шестерни опорно-поворотного устройства, что ведет к изменению напряженно-деформированного состояния кассет с телами качения.

2. Исследования изнашивания элементов опорно-поворотного устройства.

2.1. Зубчатое колесо

Характер изнашивания зубьев передачи поворотного круга, как одного из основных элементов опорно-поворотного устройства, и скорость протекания этого процесса оказывают значимое влияние на изменение нагрузок при работе опорных роликов. Для оценки изнашивания зубьев колеса поворотного круга, колесо было поделено на четыре сектора, в каждом из которых рассматривалось изнашивание трех рядом стоящих зуба. Отметим, что число зубьев (параллельных опытов) определялось по алгоритму [1] при принятой величине погрешности измерений, равной 10%, допускаемого штангенциркулем IP-54 с ценой деления 0,01 мм при температуре проведения измерений до 25° С. При доверительной вероятности 0,95 и величине среднего отклонения размеров зуба по ширине $\bar{I} = 11,51$ следует, что для заданной точности проведения эксперимента достаточно в каж-

дом секторе провести замеры двух зубьев. Для достоверности принимаем число изменяемых зубьев равным 3.

Измерение величины износа по ширине определялись по делительному диаметру по высоте зуба через равные промежутки.

Расчетная ширина зуба s по делительному диаметру в соответствии с рекомендациями [2] равна:

$$s = \frac{\pi m}{2} = \frac{3,14 \cdot 8}{2} = 12,56 \text{ мм},$$

где m – модуль зацепления ($m = 8$ мм) [3].

Обработка результатов эксперимента по изнашиванию зубьев поворотного круга проводилась в программном продукте EXCEL, результаты которого представлены на рис. 1.

Характер изменения размеров изношенных зубьев по высоте представляет собой полином шестой степени типа:

$$y = ax^6 + bx^5 + cx^4 + dx^3 + ex^2 + fx + k,$$

где a, b, c, d, e, f, k – коэффициенты полинома (табл. 1), определяемые при коэффициенте корреляции, равной 1; y, x – величина замера толщины зуба (мм) в сечении и номер сечения, соответственно.

Зная расчетную величину ширины зуба и, используя результаты замеров очевидно, что:

- максимальная величина износа равна 1,21 мм;
- минимальная величина износа равна 0,61 мм.

На рис. 1 видно, что изнашивание зубьев в секторе четыре выше, чем в секторе один, причем каждый рядом, стоящий сектор изнашивается в большей степени, чем предыдущий. При этом интенсивность изнашивания зуба снижается сверху вниз.

Износ проявляясь в увеличении бокового зазора в зацеплении колеса и ведущей шестерни опорно-поворотного устройства способствует нарушению работы зубчатой передачи и является основной причиной отказа этого несущего элемента конструкции.

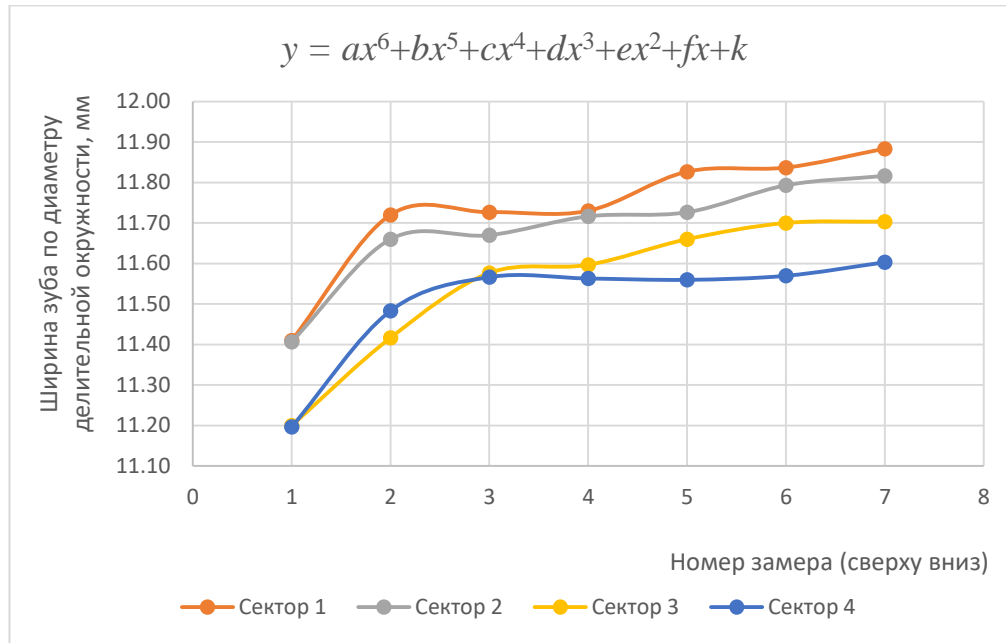


Рис. 1. Изменение размеров изношенного зуба по высоте

Таблица 1

Коэффициенты полинома изнашивания зубьев колеса опорно-поворотного устройства

Коэффициент полинома	Номер сектора			
	1	2	3	4
a	0,0009	0,0012	0,0011	0,0002
b	- 0,0197	0,03	- 0,0282	- 0,0037
c	0,1595	- 0,2936	0,275	0,0317
d	- 0,5842	1,4606	- 1,3281	- 0,1144
e	0,8629	- 3,8768	3,2622	0,0748
f	0,0295	5,2111	3,5954	0,4914
k	11,02	8,8767	12,613	10,717

Оценка влияния величины изнашивания на изменение работы зубчатой передачи, проведенные в [4, 5] свидетельствуют о:

- снижении передаточного числа передачи;
- изменении сопряжения зубьев в зависимости от коэффициента перекрытия, что ведет к возникновению колебаний в системе.

В свою очередь, это приводит к изменению напряженно-деформированного состояния элементов опорно-поворотного устройства (кассет и тел качения).

Аналогично измерялись зубья шестерни, находящейся в зацеплении с зубьями колеса (круга).

Далее проводился анализ изменения изнашивания в каждом сечении сектора (рис. 2).

Полученные зависимости представляют собой полином третьей степени с коэффициентом корреляции, равным 1:

$$y = ax^3 + bx^2 + cx + d,$$

где a, b, c, d – коэффициенты полинома; y, x – величина замера толщины зуба (мм) в сечении и номер сектора соответственно.

Эмпирические зависимости распределения изнашивания по секторам приведены в табл. 2.

Расчеты приведены ниже при условии незначительности влияния значений s значение порядка малости:

- неизношенный $12,26/12,56 = 1$;
- при минимальном износе (по нижнему сечению зуба) $11,95/12,26 = 0,9747$;
- при максимальном износе (по верхнему сечению зуба) $11,35/12,26 = 0,9258$.

Одной из причин неравномерности изнашивания зубьев по секторам, на наш взгляд, является эргономический показатель –

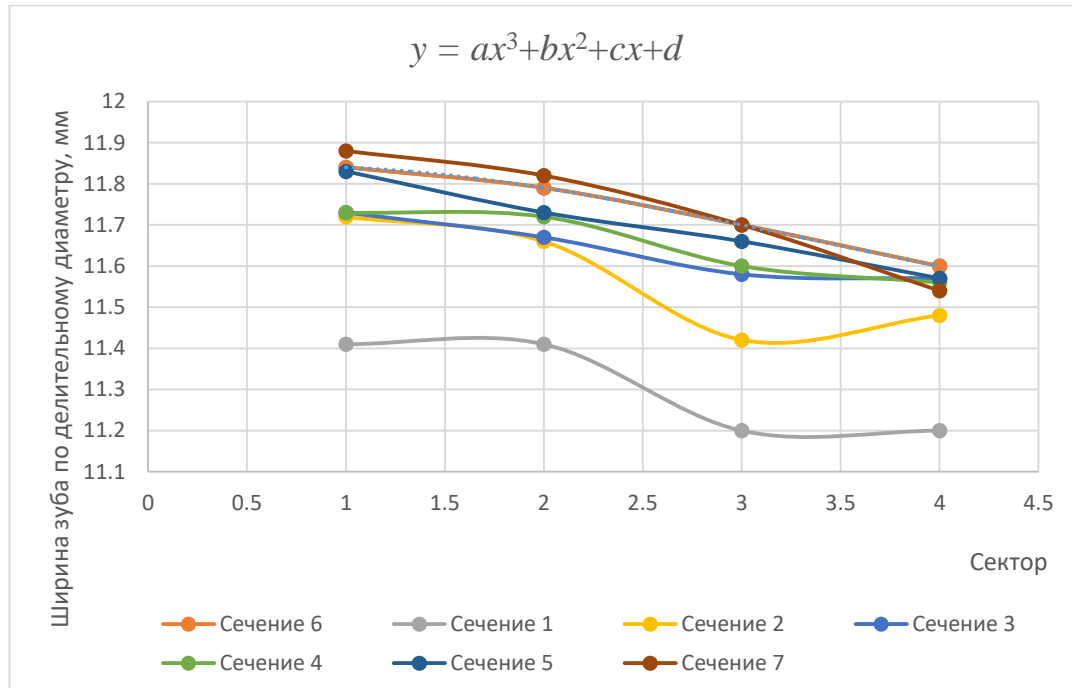


Рис. 2. Изменение размеров изношенного зуба по секторам

Таблица 2

Распределения изнашивания сечений по секторам

Сечение зуба по секторам	Уравнение изнашивание зубьев колеса по сечениям
1	$y = 0,07x^3 - 0,525x^2 + 1,085x + 10,78;$
2	$y = 0,08x^3 - 0,57x^2 + 1,09x + 11,12;$
3	$y = 0,0183x^3 - 0,125x^2 + 0,1867x + 11,65;$
4	$y = 0,0317x^3 - 0,245x^2 + 0,5033x + 11,44;$
5	$y = -0,083x^3 + 0,065x^2 - 0,2367x + 12,01;$
6	$y = 0,05x^3 - 0,5x^2 + 0,065x + 11,82;$
7	$y = 0,0033x^3 - 0,05x^2 + 0,0667x + 11,86.$

стремление машиниста крана направлять выполняемые действия с правой стороны и выполняя «автоматически» цикл работ при одном положении крана.

Величина бокового зазора до 1 мм ведет к снижению частоты собственных колебаний в 20 раз [6]. Это в свою очередь усугубляет процесс изнашивания боковой поверхности зубчатых колес, что ведет к возрастанию динамических нагрузок.

Износ зубьев оказывает существенное влияние на изменение нагруженности тел качения опорно-поворотного устройства.

Величину контактного напряжения в зубе оценим по зависимости [2, 7]:

$$\sigma = \frac{KF_t}{bm} \left(\frac{6lm}{s^2} - \frac{mtg\alpha_\omega}{s} \right) \leq [\sigma], \quad (1)$$

где K – коэффициент нагрузки; F_t – касательная составляющая нагрузки, зависящая от величины крутящего момента; b – длина контактной линии зуба, мм; m – модуль зацепления, мм; s – ширина зуба по делительному диаметру, мм; α_ω – угол зацепления ($\alpha_\omega = 20^\circ$); l – плечо изгибающей силы, мм.

Анализ зависимости (1) показывает увеличение контактного напряжения в зубе передачи возрастает в зависимости от увеличения бокового зазора. Расчеты, проведенные по этой зависимости, свидетельствуют об увеличении нагруженности зубчатого колеса до 10% в зависимости от относительного положения колеса и шестерни.

Это ведет к неполному сцеплению зубьев и увеличению усилий на подшипниковые элементы поворотного круга, такие как тела

качения. В свою очередь, это ведет к нарушению кинематики колеса и возникновению неравномерного нагружения на элементы опорно-поворотного устройства, что ведет к изменению напряженно-деформированного состояния его элементов (шариковые и роликовые опоры).

Установленная неравномерность изнашивания колеса опорно-поворотного устройства в различных его сегментах позволяет внести предложения по усовершенствованию конструкции колеса. Суть усовершенствования заключается в изготовлении не цельного колеса, а состоящего из четырех взаимозаменяемых частей с возможностью переставлять

их по мере изнашивания в процессе эксплуатации. Это позволит увеличить срок службы опорно-поворотных устройств в 3...4 раза и довести его до установленного паспортными характеристиками машины.

2.2. Изнашивание кассет

На кране LIEBHERR LTM 1350-6.1 [3] тела качения представляют собой ролики, заправленные в кассеты (рис. 3), выполненные из капролона (полиамид 6), который по своим механическим характеристикам, в частности, по коэффициенту трения схож с бронзами.



Рис. 3. Кассеты с телами качения (роликами)

Таблица 3

Механические характеристики капролона (ТУ 2224-001-78534599-2006) и стали

Характеристики	Материал	
	Капролон [8, 9]	Сталь
Предел прочности, МПа	55-80 (ГОСТ 4651-82)	590...750
Предел текучести, МПа	95 (ГОСТ 4651-82)	590...750
Предел пропорциональности, МПа	-	380...420
Модуль упругости, МПа	2700	$2,11 \cdot 10^5$
Относительное удлинение	0,2 (ГОСТ 11262-80)	0,2
Относительное сужение	-	0,45
Коэффициент трения	0,39	-
Модуль сжатия, МПа	2700 (ГОСТ 4651-82)	-
Плотность, г/см ³	1,145	7,79
Коэффициент линейного расширения, 1/град С	$8 \cdot 10^{-5}$	$11,9 \cdot 10^{-6}$
Прочность на изгиб, МПа	105	628-716
Модуль изгиба, МПа	3300	-
Ударная вязкость, МДж/м ²	-	0,2...0,3

По отношению к материалу ролика, выполненного из подшипниковой стали капро-

лон имеет более низкие показатели прочности (табл. 3) [8 - 11].

В Германии аналогом подшипниковой стали являются стали типа 1.3505, 100Cr6, 102Cr6 [11].

Сравнительная характеристика материалов свидетельствует о значительном расхождении в физико-механических характеристиках используемых материалах опорно-поворотного устройства

Другое название капролона – поликапромид [9]. В Германии, являющейся производителем кранов Liebherr, этот материал, имеющих аналогичные механические характери-

стики, носит название Duretan B, Bayer AG, Bayer AG и BASF. Из капролона в крановом и транспортном оборудовании выполняют шкивы, блоки, корпуса, подшипники и т.п.

Выявлено, что в процессе эксплуатации кранов семейства Liebherr происходит выпадение тел качения из кассет и их беспорядочное размещение по беговой дорожке (рис. 4), что ведет к длительному простоему кранов вызванному необходимостью замены опорно-поворотного устройства.



Рис. 4. Отказ опорно-поворотного устройства в результате выпадения тел качения

Одной из причин выпадения тел качения является изнашивание торцевых и боковых стенок кассет. Осмотр кассеты позволил установить, что характер ее изнашивания не равномерен в местах контакта ролика и торцевой стенки. Для качественной оценки износа кассет были выполнены слепки (оттиски) внутренней поверхности кассеты из зубопротезного материала гидрогум (Hydrogum 5) производства Италии. Этот материал имеет сверхпластичный альгинат с длительной стабильностью размеров и высоким уровнем воспроизведения деталей.

Для оценки характера изнашивания были выбраны малые и большие кассеты в количестве 60 и 74 штуки, соответственно.

Измерение износа проводилось между торцевыми частями кассеты при помощи штангенциркуля.

Функция распределения величины изменения размеров между торцевыми поверхно-

стями большой и малой кассет (рис. 5) по центру представляют собой кривую нормального распределения, представленную в виде ряда Тейлора, как полином шестой степени (табл. 4) с величиной достоверности аппроксимации 0,8529 и 0,8281 при доверительной вероятности 0,95.

Рассмотрим совместную работу ролика и кассеты, показанных на рис. 3. На ролик длиной l и радиусом R_{co} стороны кольца в вертикальном направлении действует распределенная нагрузка q равная силе тяжести рабочего оборудования совместно с грузом (рис. 6), приходящаяся на единицу длины ролика. Под действием распределенной нагрузки, ролик, выполненный из подшипниковой стали и, имеющий существенно более высокие прочностные характеристики по сравнению с материалом кассеты (табл. 3), начнет деформировать кассету.

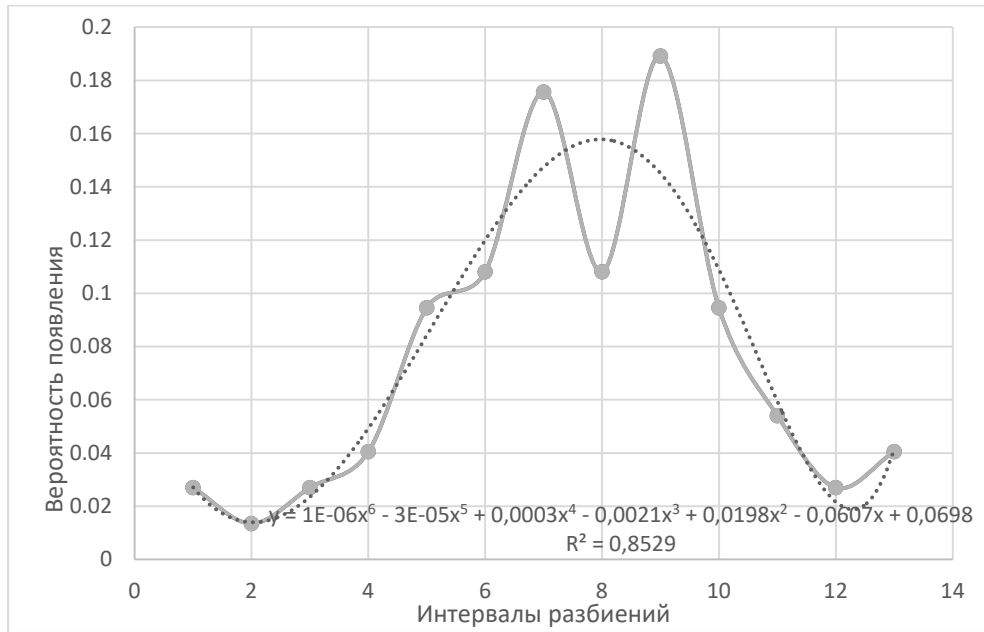


Рис. 5. Износ по центру большой кассеты

Таблица 4

Функции распределения изменения размеров между торцевыми поверхностями большой и малой кассет

Кассета	Уравнение изнашивание зубьев колеса по сечениям
Большая	$y = 10^{-6}x^6 - 0,5 \cdot 10^{-3}x^5 + 0,0003x^4 - 0,0021x^3 +$
	$+0,0198x^2 - 0,0607x + 0,0698,$
Малая	$y = 0,0429x^6 - 4,6883bx^5 + 213,5x^4 -$
	$-5180,4x^3 + 70639x^2 - 513215x + 2 \cdot 10^6$

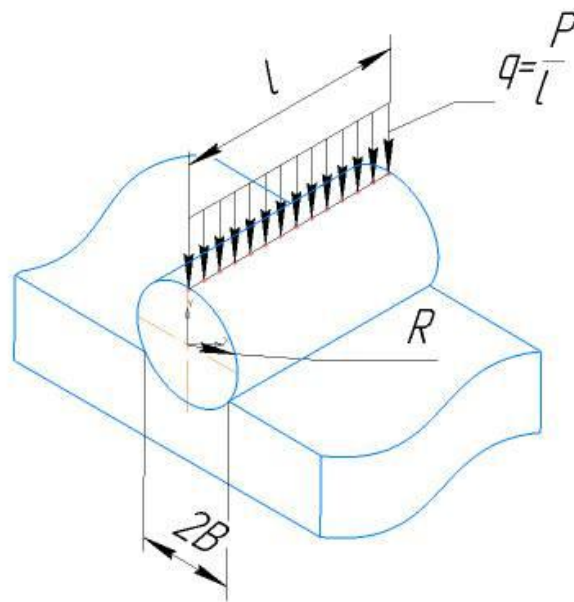


Рис. 6. Взаимодействие ролика с кассетой

В соответствии с методикой расчета [12] коэффициент уравнения эллипса касания с поверхностью кассеты равен

$$B = \frac{1}{R'}$$

Величину полуширины полоски контакта ролика с кассетой определим по формуле

$$b = 1,131 \sqrt{\frac{PR}{l} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)},$$

где P – усилие со стороны кольца на ролик, Н; R – радиус ролика, м; μ_1 и μ_2 – коэффициент Пуассона материала ролика и кассеты, соответственно; E_1 и E_2 – модуль упругости 1-рода (модуль Юнга) материала ролика и кассеты, Па; l – длина ролика, м.

Наибольшее напряжение, возникающее в зоне контакта, определим по формуле:

$$\sigma = 0,5642 \sqrt{\frac{P}{lR \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}$$

В результате контактных и общих деформаций цилиндра между двумя сжимающими его гранями происходит уменьшение его диаметра на величину ΔD [12]:

$$\Delta D = 1,159 \frac{P}{lE} \left(0,41 + \ln \frac{4R}{b} \right).$$

Тогда величина главных напряжений в наиболее опасной точке на глубине, равной половине радиуса площади касания, будет равна:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \sigma_2 = -0,18\sigma_{\max}, \\ \sigma_3 &= -0,8\sigma_{\max}, \end{aligned}$$

Проверку прочности при контактных напряжениях проводим по:

- 3 теории прочности

$$\sigma_{\text{эквIII}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma],$$

- 4 теории прочности

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{эквIV}} &= \\ &= \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \leq \\ &\leq [\sigma]. \end{aligned}$$

Величина максимального контактного напряжения будет равна

$$\sigma_{\max} \leq \frac{1}{m} [\sigma] = \sigma_{\text{конт}},$$

где m – коэффициент, зависящий от соотношения полуосей эллиптической площадки.

В нашем случае это соотношение равно 0,75, тогда при расчетах по третьей и четвертой теориям прочности коэффициент m будет соответственно равен 0,625 и 0,617. Допускаемая величина контактного напряжения при этом равна 3500...5000 МПа.

Предложенная выше методика расчета позволит оценить изменение напряженно-деформированного состояния элементов опорно-поворотного круга и внести предложения по усовершенствованию соединения кассеты и ролика.

3. Заключение

Установленный неравномерный износ зубьев колеса по высоте (верхняя его часть изнашивается в большей степени, чем нижняя) являются причиной проскальзывания зубьев передачи в верхней части в большей степени, чем в нижней. Изнашивание зубьев шестерни и поворотного круга ведут к неравномерному и повышенному изнашиванию кассет и сепараторов опорно-поворотного устройства и соответственно к выпадению тел качения.

Проведенные исследования изнашивания кассет и роликов позволят в дальнейшем усовершенствовать методику расчета и внести предложенная по усовершенствованию соединения кассеты и ролика.

Список литературы

1. Бойко А.Ф., Кудеников Е.Ю. Точный метод расчета необходимого количества повторных опытов // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2016. № 8. С. 128-132.
2. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: «Высшая школа», 1975. 464 с.
3. Паспорт. Кран стреловой на специальном шасси. МОД. LTM 1350-6.1. Книга 1. – ЛИБХЕР-ВЕРК ЭХИНГЕН.
4. Зорин В.А. Основы работоспособности технических систем. М.: Издательский центр «Академия», 2009. 208 с.
5. Зорин В.А. Надежность механических систем. М.: ИНФРА-М, 2014. 380 с. DOI 10.12737/7596.
6. Сунь Сяохинь. Влияние износа зубчатых колес на качество работы тяговой передачи электропоездов: автореферат дисс... канд. техн. наук по направлению 05.22.07 – Подвижной состав железных дороги тяга поездов. М.: МИИТ, 2000. 24 с.
7. Гурин В.В., Тихонов В.В. Механика. Томск: ТПУ, 2015. 358 с.
8. ТУ 2224-001-78534599-2006. Полиамид 6 блочный. М., 2006.
9. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Машиностроение, 2001. Т. 2. 912 с.
10. Справочник. Сталь ШХ15: Преимущества, характеристики, свойства, применение. Режим доступа: <https://xlom.ru/spravochnik/stal-shh15> (дата обращения: 22.10.2023).
11. Сталь марки ШХ15. Режим доступа: https://metatorg.ru/marki-stali-i-splavy/stal_konstrukcionnaya / (дата обращения: 22.01.2024)
12. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова думка, 1975. 705 с.

References

1. Boyko A.F., Kudenikov E.U. Tochniy metod rascheota neobkhodimogo kolichestva povtorneikh opyitov. *Vestnik BGTU im. V.G. Shukhova*, 2016, No.8, pp. 128-132. (In Russian)
2. Guzenkov P.G. *Detali mashin*. [Machine Parts]. Moskva, Vysshya shkola, 1975. 464 p. (In Russian)
3. Pasport. *Kran strelovoy samokhodnyy na spetsialnom shassi* [Machine Parts] MOD. LTM 1350-6.1. Book 1. – LIEBHERR-VERK EKHINGEN (In Russian)
4. Zorin V.A. *Osnovy rabotosposobnosti tekhnicheskikh system* [Fundamentals of technical systems operability]. Moscow, Izdatelskiy tsentr "Akademia", 2009. 208 p. (In Russian)
5. Zorin V.A. *Nadezhnost mekhanicheskikh system* [Mechanical Reliability]. Moscow, INFRA-M, 2014. 380 p. DOI 10.12737/7596. (In Russian)
6. Sun Siaokhin. *Vliyanie iznosa zubchatykh koles na kachestvo raboty tyagovoy peredachi elektropoezdov: avtoreferat Diss. Cand. Sci. (Engineering)*. Moscow, 2000. 24 p. (In Russian)
7. Gurin V.V., Tikhonov V.V. *Mekhanika* [Mechanica]. Tomsk, TPU, 2015. 358 p. (In Russian)
8. *TU* [Specifications] 2224-001-78534599-2006. *Poliamid 6 blochney*. Moskva, Mashinostroenie, 2006. (In Russian)
9. Anuriev B.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya* [Handbook of the Machine Builder]. Moscow, Mashinostroenie, 2001. Vol. 2. 912 p. (In Russian)
10. *Spravochnik. Stal SHKH15* [Steel SHX15] at: <https://xlom.ru/spravochnik/stal-shh15> (In Russian)
11. *Stal marki SHX15* [Steel SHX15] at: https://metatorg.ru/marki-stali-i-splavy/stal_konstrukcionnaya (In Russian)
12. Pisarenko G.S., Jakovlev A.P., Matveev V.V. *Spravochnik po sopronivleniyu materialov* [Material Resistance Handbook]. Kiev, Naukova dumka. 1975. 705 p. (In Russian)

УДК (УДК) 625.8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕОЛОГИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПО ДАННЫМ
ЛАБОРАТОРНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙRHEOLOGICAL MODEL PARAMETERS DETERMINATION BASED ON
LABORATORY STUDIESШишкин Е.А.
Shishkin E.A.Тихоокеанский государственный университет (Хабаровск, Россия)
Pacific national university (Khabarovsk, Russian Federation)

Аннотация. Для исследования напряженно-деформированного поведения асфальтобетонной смеси в процессе уплотнения используются различные типы моделей. Для моделирования необходимо знать значения параметров моделей во всем диапазоне изменения характеристик уплотняемого материала. Целью статьи является разработка методики определения параметров модели по результатам лабораторного испытания асфальтобетонной смеси на ползучесть-восстановление. В работе принята модель, отражающая упругие, вязкоупругие и вязко-текучие свойства уплотняемого материала. Получено дифференциальное уравнение, представляющее собой закон поведения слоя асфальтобетонной смеси под нагрузкой. Аналитически описаны этапы испытания на ползучесть-восстановление, а именно: быстрое нагружение постоянной нагрузкой и деформирование под этой нагрузкой; снятие нагрузки и восстановление. Определены начальные условия для указанных этапов. С учетом начальных условий получены аналитические выражения законов деформирования модели под действием постоянной нагрузки и в процессе восстановления. Описана методика проведения лабораторных экспериментов на ползучесть-восстановление, по результатам которых получают искомые значения параметров модели с минимальной абсолютной погрешностью. Разработанная методика позволяет определять параметры модели, описывающей напряженно-деформированное поведение асфальтобетонной смеси различной плотности и температуры. Следовательно, появляется возможность моделирования поведения слоя асфальтобетонной смеси на предварительном, основном и заключительном этапах уплотнения с целью определения эффективных режимов работы уплотняющего оборудования.

Ключевые слова: асфальтобетонная смесь, уплотнение, упругость, вязкость, ползучесть-восстановление, эксперимент.

Дата получения статьи: 02.05.2024
Дата принятия к публикации: 06.06.2024
Дата публикации: 25.06.2024

Abstract. Different types of models are used to study the stress-strain behavior of asphalt concrete mixture during compaction. For modeling it is necessary to know the values of model parameters in the whole range of changes in the characteristics of the compacted material. The aim of the paper is to develop a methodology for determining model parameters based on the results of laboratory creep-recovery testing of asphalt-concrete mixture. In the paper, a model reflecting elastic, viscoelastic and visco-fluid properties of the compacted material is adopted. A differential equation representing the law of behavior of the asphalt-concrete mixture layer under load is obtained. The stages of creep-recovery testing are analytically described, namely: rapid loading with a constant load and deformation under this load; load removal and recovery. Initial conditions for the mentioned stages are determined. Taking into account the initial conditions, analytical expressions of the laws of deformation of the model under the action of a constant load and in the process of recovery are obtained. The methodology of laboratory experiments on creep-recovery is described, according to the results of which the required values of the model parameters with minimum absolute error are obtained. The developed methodology allows to determine the parameters of the model describing the stress-strain behavior of asphalt-concrete mixture of different density and temperature. Consequently, it is possible to simulate the behavior of the asphalt concrete mixture layer at the preliminary, main and final stages of compaction in order to determine the effective operating modes of compaction equipment.

Keywords: asphalt-concrete mix, compaction, elasticity, viscosity, creep-recovery, experiment.

Date of manuscript reception: 02.05.2024
Date of acceptance for publication: 06.06.2024
Date of publication: 25.06.2024

Сведения об авторе:

Шишкин Евгений Алексеевич – доцент, Высшая школа промышленной инженерии, ФГБОУ ВО «Тихоокеанский государственный университет»,
e-mail: 004655@pnu.edu.ru.

†
†
†
†
†
†**Author's information:**

Evgeniy A. Shishkin – Associate Professor, Graduate school of industrial engineering, Pacific national university, e-mail: 004655@pnu.edu.ru.

1. Введение

Уплотнение является важной операцией строительства асфальтобетонного покрытия [1]. Выбор эффективных режимов работы уплотняющего оборудования является сложной задачей, для решения которой необходимо исследование напряженно-деформированного поведения слоя асфальтобетонной смеси. Полевые экспериментальные исследования являются дорогостоящими [2]. Рациональнее проводить исследования с использованием различных моделей. Каждая модель характеризуется структурой и параметрами, которые в совокупности определяют ее адекватность описываемому физическому процессу [3]. Целью данной статьи является разработка методики определения параметров модели, описывающей напряженно-деформированное состояние слоя асфальтобетонной смеси в процессе уплотнения.

2. Теоретическое исследование явления ползучести-восстановления

Известно, что по мере усложнения модели точность получаемых результатов увеличивается [4]. Однако простая модель имеет менее сложное математическое описание, и кроме этого, каждый параметр такой модели имеет четкий физический смысл [5]. Модель, представленная на рис. 1, отражает упругие (c_1), вязко-текучие (μ_1) и вязко-упругие (c_2, μ_2) свойства материала. Определение значений перечисленных свойств будем производить по результатам лабораторного испытания материала на ползучесть-восстановление.

Рассматривая модель, изображенную на рис. 1, как частный случай обобщенной модели Кельвина [6], можно получить для нее соотношение между деформацией и напряжением в следующем виде:

$$h = \frac{\sigma}{c_1} + \frac{\sigma}{\mu_1 \delta_t} + \frac{\sigma}{c_2 + \mu_2 \delta_t}, \quad (1)$$

где h – деформация, м; σ – напряжение, Па; c_1, c_2 – коэффициенты жесткости, Н/м³; μ_1, μ_2 – коэффициенты вязкости, Н·с/м³; δ_t – линейный оператор дифференцирования по времени.

Выполняя указанные в (1) действия, получим определяющее уравнение модели, изображенной на рис. 1:

$$\frac{\mu_2}{c_1} \sigma'' + \left(1 + \frac{c_2}{c_1} + \frac{\mu_2}{\mu_1}\right) \sigma' + \frac{c_2}{\mu_1} \sigma = \mu_2 h'' + c_2 h'. \quad (2)$$

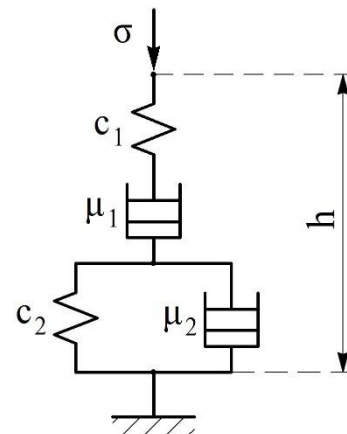


Рис. 1. Модель асфальтобетонной смеси

Испытание на ползучесть-восстановление предполагает:

- быстрое нагружение модели постоянной нагрузкой $\sigma = \sigma_c$ и деформация под этой нагрузкой при $t < t_1$;

- снятие нагрузки в момент времени $t = t_1$ и восстановление при $t > t_1$ (рис. 2).

Рассмотрим процесс деформирования модели при постоянной нагрузке $\sigma = \sigma_c = const$ при $t < t_1$. С учетом того, что $\sigma'' = 0$ и $\sigma' = 0$, уравнение (2) принимает вид

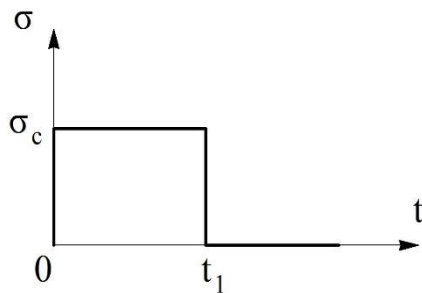


Рис. 2. График изменения напряжения во времени

$$h'' + \frac{c_2}{\mu_2} h' = \frac{c_2}{\mu_1 \mu_2} \sigma_c. \quad (3)$$

Выражение (3) представляет собой дифференциальное уравнение 2-го порядка. Для его решения определяем начальные условия при $t = 0$:

$$h(0) = \frac{\sigma_c}{c_1}; \quad (4)$$

$$h'(0) = \frac{\mu_1 + \mu_2}{\mu_1 \mu_2} \sigma_c. \quad (5)$$

Общее решение дифференциального уравнения (3) имеет вид

$$h' = \frac{\sigma_c}{\mu_1} + C_1 e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t}. \quad (6)$$

Используя начальное условие (5) в уравнении (6), получим частное решение дифференциального уравнения (3) в следующем виде:

$$h' = \frac{\sigma_c}{\mu_1} + \frac{\sigma_c}{\mu_2} e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t}. \quad (7)$$

Интегрируя уравнение (7), получим общее решение:

$$h = \frac{\sigma_c}{\mu_1} t - \frac{\sigma_c}{c_2} e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t} + C_2. \quad (8)$$

Используя начальное условие (4) в уравнении (8), получим частное решение дифференциального уравнения (7):

$$h(t) = \frac{\sigma_c}{c_1} + \frac{\sigma_c}{\mu_1} t + \frac{\sigma_c}{c_2} \left(1 - e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t} \right). \quad (9)$$

Уравнение (9) представляет собой закон деформирования модели под действием постоянной нагрузки $\sigma = \sigma_c$ при $t < t_1$.

Рассмотрим процесс восстановления модели после снятия нагрузки в момент времени $t = t_1$. В этом случае $\sigma = 0$, $\sigma' = 0$, $\sigma'' = 0$ и уравнение (2) принимает вид:

$$h'' + \frac{c_2}{\mu_2} h' = 0. \quad (10)$$

Для решения дифференциального уравнения (10) определяем граничные условия при $t = t_1$:

$$h(t_1) = \frac{\sigma_c}{\mu_1} t_1 + \frac{\sigma_c}{c_2} \left(1 - e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t_1} \right); \quad (11)$$

$$h'(t_1) = -\frac{\sigma_c}{\mu_2} \left(1 - e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t_1} \right). \quad (12)$$

Общее решение дифференциального уравнения (10) имеет вид

$$h' = C_3 e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t}. \quad (13)$$

Используя граничное условие (12) в уравнении (13), получим частное решение дифференциального уравнения (10) в следующем виде:

$$h' = \frac{\sigma_c}{\mu_2} \left(1 - e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t_1} \right) e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t}. \quad (14)$$

Интегрируя уравнение (14), получим общее решение:

$$h = -\frac{\sigma_c}{c_2} \left(1 - e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t_1} \right) e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t} + C_4. \quad (15)$$

Используя граничное условие (11) в уравнении (15), получим частное решение дифференциального уравнения (10):

$$h(t) = \frac{\sigma_c}{\mu_1} t_1 + \frac{\sigma_c}{c_2} \left(1 - e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t_1} \right) e^{-\frac{c_2}{\mu_2} (t-t_1)}. \quad (16)$$

Уравнение (16) представляет собой закон деформирования модели в процессе восстановления при $t \geq t_1$.

Таким образом, определяющими уравнениями испытания на ползучесть-восстановление являются выражения (9) и (16).

3. Практическая значимость полученных результатов

По результатам лабораторного эксперимента появляется возможность определять параметры модели на основе полученных законов деформирования. Лабораторный эксперимент на ползучесть-восстановление выполняется в следующем порядке.

Испытуемый образец нагружается постоянным усилием $\sigma = \sigma_c$ до момента времени $t = t_1$. На участке нагружения ($t < t_1$) измеряется деформация $h(t_0)$ в некоторый момент времени $t = t_0$ (рис. 3). Значение деформации в момент снятия нагрузки принимается за $h(t_1)$.

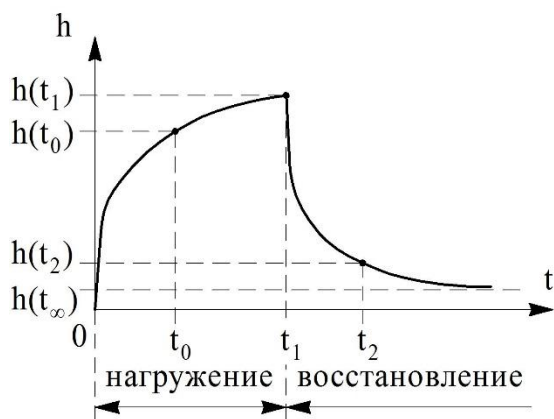


Рис. 3. График испытания на ползучесть-восстановление

В момент времени $t = t_1$ производится быстрое снятие нагрузки ($\sigma = 0$). При этом происходит резкий спад деформации и затем ее дальнейшее плавное уменьшение.

Далее ($t > t_1$) происходит процесс восстановления образца. На участке восстановления измеряется значение деформации $h(t_2)$ в некоторый момент времени $t = t_2$.

Восстановление считается завершенным, когда деформация перестает уменьшаться. Наименьшее значение деформации принимается за $h(t_\infty)$ - необратимую остаточную деформацию.

Учитывая то, что для моментов времени $t = t_0$ и $t = t_1$ справедлив закон (9), а для моментов времени $t = t_2$ и $t \rightarrow \infty$ - закон (16), получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} h(t_0) = \frac{\sigma_c}{c_1} + \frac{\sigma_c}{\mu_1} t_0 + \frac{\sigma_c}{c_2} \left(1 - e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t_0} \right); \\ h(t_1) = \frac{\sigma_c}{c_1} + \frac{\sigma_c}{\mu_1} t_1 + \frac{\sigma_c}{c_2} \left(1 - e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t_1} \right); \\ h(t_2) = \frac{\sigma_c}{\mu_1} t_1 + \frac{\sigma_c}{c_2} \left(1 - e^{-\frac{c_2}{\mu_2} t_1} \right) e^{-\frac{c_2}{\mu_2} (t_2 - t_1)}; \\ h(t_\infty) = \frac{\sigma_c}{\mu_1} t_1. \end{cases} \quad (17)$$

Решая систему уравнений (17) с использованием экспериментальных данных (σ_c , t_0 , $h(t_0)$, t_1 , $h(t_1)$, t_2 , $h(t_2)$, $h(t_\infty)$), определяем параметры модели асфальтобетонной смеси c_1 , c_2 , μ_1 , μ_2 .

В результате проведения серии лабораторных экспериментов на ползучесть-восстановление по описанной выше методике можно получить значения параметров модели с минимальной абсолютной погрешностью.

В лабораторных условиях была проведена серия испытаний на ползучесть-восстановление образцов из асфальтобетонной смеси типа Б марки I. Смесь вместе с цилиндрической формой предварительно разогревали до заданной температуры в сушильном шкафу (рис. 4).



Рис. 4. Сушильный шкаф для подогрева асфальтобетонной смеси

После этого порцию асфальтобетонной смеси помещали в цилиндрическую форму и с помощью электромеханического пресса создавали необходимую начальную плотность образца. Извлеченный из формы образец помещали на нижнюю траверсу пресса (рис. 5) с последующим нагружением и фиксацией диаграммы деформация-время.



Рис. 5. Общий вид электромеханического пресса

Результаты обработки серии испытаний образцов асфальтобетонной смеси различной температуры и начальной плотности представлены на рис. 6 - 9.

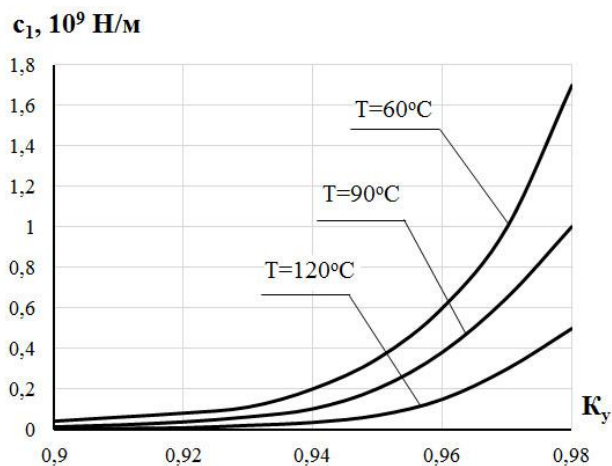


Рис. 6. Зависимость параметра модели c_1 от температуры T и коэффициента уплотнения K_y образца

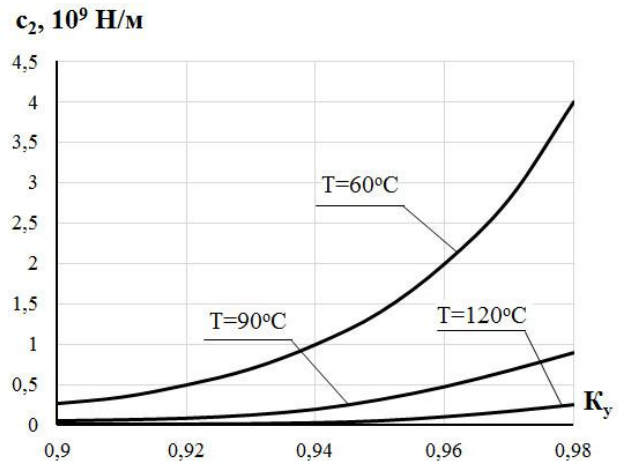


Рис. 7. Зависимость параметра модели c_2 от температуры T и коэффициента уплотнения K_y образца

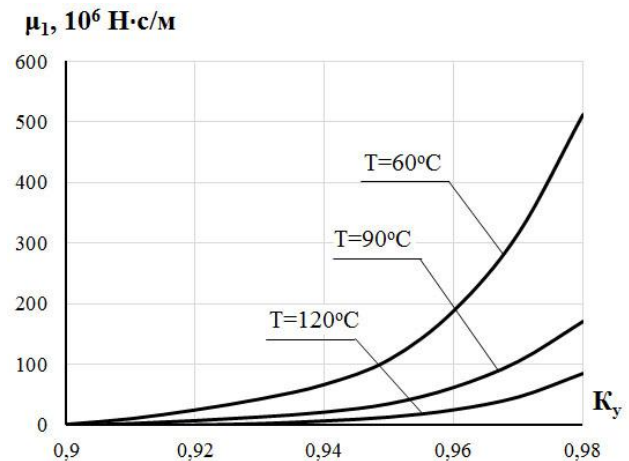


Рис. 8. Зависимость параметра модели μ_1 от температуры T и коэффициента уплотнения K_y образца

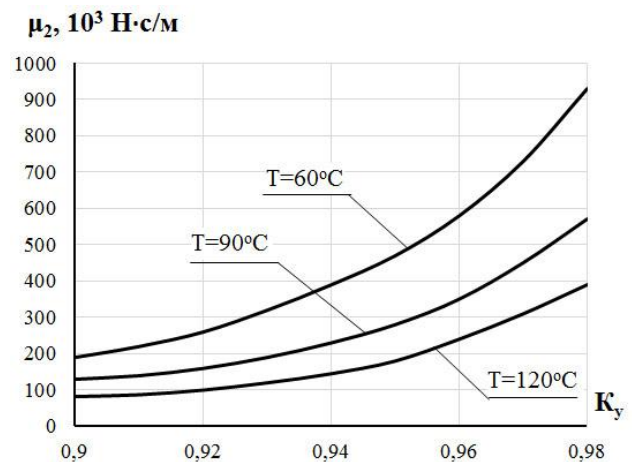


Рис. 9. Зависимость параметра модели μ_2 от температуры T и коэффициента уплотнения K_y образца

Из рис. 6 видно, что с увеличением температуры асфальтобетонной смеси при неизменной плотности параметр модели c_1 , характеризующий мгновенную упругую деформацию, уменьшается. С другой стороны, по мере увеличения плотности асфальтобетонной смеси при неизменной температуре наблюдается рост коэффициента жесткости c_1 . Выявленные тенденции коррелируют с физическим поведением асфальтобетонной смеси в процессе уплотнения.

Из рис. 8 видно, что с уменьшением температуры асфальтобетонной смеси при неизменной плотности параметр модели μ_1 , характеризующий вязкую деформацию (течение), увеличивается. Такое поведение вызвано остыванием вяжущего, в результате чего смесь становится менее пластичной [7]. С другой стороны, по мере увеличения плотности асфальтобетонной смеси при неизменной температуре наблюдается рост коэффициента вязкости μ_1 , так как в смеси начинают преобладать упругие свойства [8].

Из рис. 7 и 9 видно, что параметры модели c_2 и μ_2 , совместно характеризующие вяз-

ко-упругую деформацию, возрастают при уменьшении температуры и увеличении плотности асфальтобетонной смеси, что подтверждается результатами экспериментальных исследований [9, 10].

В целом адекватность результатов моделирования указывает на низкую погрешность значений параметров модели, определяемых согласно описанной в данной статье методике.

4. Заключение

Разработанная методика позволяет определять параметры модели, описывающей напряженно-деформированное поведение асфальтобетонной смеси в процессе уплотнения. Серия лабораторных экспериментов на ползучесть-восстановление образцов асфальтобетонной смеси различной плотности и температуры позволит получить соответствующие значения параметров модели. Следовательно, появляется возможность моделирования поведения слоя асфальтобетонной смеси на различных этапах его уплотнения с целью определения эффективных режимов работы уплотняющего оборудования.

Список литературы

1. Шишкин Е.А., Иванченко С.Н., Смоляков А.А. Упругое последствие в процессе уплотнения асфальтобетонной смеси // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. № 1. С. 90-95. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-01-90-95.

2. Emelyanov R.T., Prokopen A.P., Vasiliev Y.V., Perebeynos D.I., Novruzov V.S. Comprehensive control method of asphalt concrete compaction by road roller // Journal of Physics: Conference Series. 2021. No. 1889. P. 042059. DOI: 10.1088/1742-6596/1889/4/042059.

3. Шишкин Е.А., Иванченко С.Н. Определение начальных условий дифференциального уравнения поведения реологической модели асфальтобетонной смеси // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. № 2. С. 265-268. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-

References

1. Shishkin E.A., Ivanchenko S.N., Smolyakov A.A. Elastic aftereffect in the process of asphalt concrete mixture compaction. *Nauchnotekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No. 1, pp. 90-95. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-01-90-95. (In Russian)

2. Emelyanov R.T., Prokopen A.P., Vasiliev Y.V., Perebeynos D.I., Novruzov V.S. Comprehensive control method of asphalt concrete compaction by road roller. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021, No. 1889, p. 042059. DOI: 10.1088/1742-6596/1889/4/042059.

3. Shishkin E.A., Ivanchenko S.N. The initial conditions determination of the differential equation describing the behavior of the asphalt concrete rheological model. *Nauchnotekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No. 2, pp. 265-268. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-

265-268.

4. Прокопьев А.П. Теоретические основы построения интеллектуальных систем управления уплотнением асфальтобетонных смесей // Современные наукоемкие технологии. 2022. № 10-1. С. 48-58. DOI: 10.17513/snt.39345.

5. Cannone Falchetto A., Moon K.H., Wang D., Park H.-W. A modified rheological model for the dynamic modulus of asphalt mixtures // Canadian Journal of Civil Engineering. 2020. № 48(3). DOI: 10.1139/cjce-2019-0392.

6. Быков Д.Л., Мартынова Е.Д. Структурно-энергетический анализ моделей нелинейно вязкоупругих материалов с несколькими функциями старения и вязкости // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. 2011. № 1. С. 65-76.

7. Makaya L. M., Andrianov K. A., Zubkov A. F. Influence of the composition of asphalt granular concrete mixture on the deformation of the coating layer during the construction of the road pavement // Russian Journal of Building Construction and Architecture. 2024. No. 1(61). P. 86-100. DOI: 10.36622/VSTU.2024.61.1.008.

8. Albayati A., Faleh A. Influence of temperature on mechanical properties of asphalt concrete mixture // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2021. No. 856. P. 012025. DOI: 10.1088/1755-1315/856/1/012025.

9. Wang X., Wang G. Gong F., Qin L., Gao Z., Cheng X. Evaluation and analysis of asphalt concrete density based on core samples // Journal of Materials in Civil Engineering. 2024. No. 36(1). DOI: 10.1061/JMCEE7.MTENG-15771.

10. Wang T., Jiang W., Ruan C., Xiao J., Yuan D., Wu W., Xing C. The rheological properties of high-viscosity modified reclaimed asphalt binder at multiple application temperatures // Construction and Building Materials. 2023. No. 372. P. 130758. DOI: 10.1016/j.conbuildmat.2023.130758.

† 05-02-265-268. (In Russian)

† 4. Prokopev A.P. Theoretical foundations of building intelligent control systems for compaction asphalt mixtures. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii*, 2022, No. 10-1, pp. 48-58. DOI: 10.17513/snt.39345. (In Russian)

† 5. Cannone Falchetto A., Moon K. H., Wang D., Park H.-W. A modified rheological model for the dynamic modulus of asphalt mixtures. *Canadian Journal of Civil Engineering*, 2020, No. 48(3). DOI: 10.1139/cjce-2019-0392.

† 6. Bykov D. L., Martynova E. D. Structure-energy analysis of models of nonlinearly viscoelastic materials with several aging and viscosity functions. *Izvestiya Rossijskoj akademii nauk. Mekhanika tverdogo tela*, 2011, No.1, pp. 65-76. (In Russian)

† 7. Makaya L. M., Andrianov K. A., Zubkov A. F. Influence of the composition of asphalt granular concrete mixture on the deformation of the coating layer during the construction of the road pavement. *Russian Journal of Building Construction and Architecture*, 2024, No. 1(61), pp. 86-100. DOI: 10.36622/VSTU.2024.61.1.008.

† 8. Albayati A., Faleh A. Influence of temperature on mechanical properties of asphalt concrete mixture. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2021, No. 856, p. 012025. DOI: 10.1088/1755-1315/856/1/012025.

† 9. Wang X., Wang G. Gong F., Qin L., Gao Z., Cheng X. Evaluation and analysis of asphalt concrete density based on core samples. *Journal of Materials in Civil Engineering*, 2024, No. 36(1). DOI: 10.1061/JMCEE7.MTENG-15771.

† 10. Wang T., Jiang W., Ruan C., Xiao J., Yuan D., Wu W., Xing C. The rheological properties of high-viscosity modified reclaimed asphalt binder at multiple application temperatures. *Construction and Building Materials*, 2023, No. 372. p. 130758. DOI: 10.1016/j.conbuildmat.2023.130758.

УДК (UDC) 656.13

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОГРАММЫ ANYLOGIC ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОНТЕЙНЕРОВ-ТРАНСФОРМЕРОВ

USING THE ANYLOGIC PROGRAM FOR MODELING PROCESSES USING TRANSFORMER CONTAINERS

Юргин И.В.

Iurgin I.V.

Донской государственный технический университет (Ростов-на-Дону, Россия)
Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассматриваются возможности применения программного обеспечения Anylogic для моделирования перевозок с использованием контейнеров-трансформеров. Основное внимание уделено анализу уникальных характеристик контейнера-трансформера, включая его способность к трансформированию, технологии мобильного склада, а также же модификации инструментов программного обеспечения Anylogic для разработки моделей по совершенствованию погрузочно-разгрузочных, транспортных, перегрузочных и складских операций, на основе новых технических решений конструкций контейнеров, повышающих эффективность транспортно-технологических систем. Анализируются конкретные функции и библиотеки данных программы Anylogic, которые позволяют учитывать уникальные характеристики контейнеров-трансформеров при моделировании перевозок путем совершенствования производственных технологических процессов, включая погрузочно-разгрузочные, транспортные, перегрузочные и складские операции. Предложены оригинальные алгоритмы для оптимизации загрузки и разгрузки, а также инструменты для планирования маршрутов с учетом специфики использования таких контейнеров. Предлагаются пути интеграции данных подходов в существующие логистические системы и описываются потенциальные преимущества их применения для достижения более высокой эффективности и устойчивости городских транспортно-технологических систем.

Ключевые слова: перевозка грузов, контейнер-трансформер, агентное моделирование.

Дата получения статьи: 05.05.2024
Дата принятия к публикации: 19.06.2024
Дата публикации: 25.06.2024

Сведения об авторе:

Юргин Иван Владимирович - аспирант, ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», e-mail: cent96v@yandex.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6828-8512>

Abstract. This scientific article discusses the possibilities of using Anylogic software to simulate transportation using transformable containers. The main attention is paid to the analysis of the unique characteristics of the transformable container, including its ability to transform, mobile warehouse technology, as well as modification of Anylogic software tools to develop models for improving loading and unloading, transport, transshipment and warehouse operations, based on new technical design solutions containers that increase the efficiency of transport and technological systems.

The article analyzes specific functions and data libraries of the Anylogic program, which allow taking into account the unique characteristics of transformable containers when modeling transportation by improving production processes, including loading and unloading, transport, transshipment and warehouse operations. Original algorithms are proposed to optimize loading and unloading, as well as tools for planning routes taking into account the specific use of such containers.

Ways to integrate these approaches into existing logistics systems are proposed and the potential benefits of their application to achieve higher efficiency and sustainability of urban transport and technological systems are described.

Keywords: cargo transportation, transformer container, agent modeling.

Date of manuscript reception: 05.05.2024
Date of acceptance for publication: 19.06.2024
Date of publication: 25.06.2024

Author's information:

Ivan V. Yurgin - Postgraduate student at Don State Technical University, e-mail: cent96v@yandex.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6828-8512>

1. Введение

В современном мире сложность экономических, социальных, транспортных, производственных и других процессов постоянно растёт. Для понимания и изучения данных процессов зачастую используется компьютерное моделирование. Одной из особенностей компьютерного моделирования, в том числе в области перевозок грузов, является возможность учёта множества различных параметров и факторов. Компьютерные модели позволяют учесть географическое расположение экологические, социальные ограничения и многое другое.

Несмотря на большой прогресс в области логистики и перевозки грузов, нет достаточно больших исследований, в которых рассматривалось бы влияние контейнеро-трансформеров на перевозки грузов в урбанизированной среде. Существуют статьи, рассматривающие вопросы коммуникационной и логистической связи [1, 2], а также работы, изучающие экономическую составляющую контейнеро-трансформеров [3]. Тем не менее, не изучена значительная часть компьютерных систем, позволяющих производить моделирование процессов использования технологии контейнера-трансформера. В работах [4-7] рассматривается лишь небольшая часть проблем, возникающих в процессе моделирования сложных транспортных систем, не учитывается влияние свойств контейнера-трансформера. Так, в [4] делается вывод о том, что доставка груза точно в обозначенный срок является ключевым фактором удовлетворённости перевозкой, тем не менее не даётся конкретных предложений по программному обеспечению, способному осуществить данные перевозки точно в срок с учётом технологических особенностей.

Контейнер-трансформер представляет собой грузовой контейнер с системой автоматической трансформации, которая позволяет производить складывание и раскладывание контейнера, достигая при этом определённых преимуществ в технико-эксплуатационных характеристиках. Но отсутствие подробных компьютерных моделей для ана-

лиза использования технологии накладывает свой отпечаток на её распространённость.

Компьютерное моделирование является современным методом научных исследований, который повсеместно используется в различных областях, в том числе и на транспорте. Особенностью данного вида моделирования является то что мы можем создавать не только текущую ситуацию и обстановку и прогнозировать поведение системы в её условиях, но и создавать такие параметры, достижения которых в реальных условиях невозможно [8].

Поэтому обозначенные выше факты обосновывают актуальность использования данной темы так как она обладает большим потенциалом и низкой степенью исследованности. Недостаточная разработанность теоретических и практических подходов к использованию контейнера-трансформера также является одним из факторов, обосновывающих актуальность исследования.

Программное обеспечение Anylogic является одним из инструментов с помощью которых можно осуществлять моделирование и анализ сложных систем, в том числе и таких систем которые были описаны ранее. Широкая линейка различных инструментов используемых для моделирования позволяет создать модели максимально приближённые к исследуемым объектам.

Исследование данной темы позволит не только лучше понять особенности и преимущества данной технологии, но и оптимизировать процессы перевозки грузов в городской среде. Анализ данных, полученных в результате моделирования, поможет выявить ключевые факторы, влияющие на совершенствование производственных технологических процессов, включая погрузочно-разгрузочные, транспортные, перегрузочные и складские операции, а также предложить рекомендации по улучшению логистических решений в городских условиях.

2. Особенности контейнера-трансформера при моделировании

В современной логистике и транспортной отрасли в частности контейнеры-трансфор-

меры являются инновационным решением, позволяющим оптимизировать процесс транспортировки различных видов грузов. Контейнеры могут изменять свои размеры в зависимости от наличия перевозимого груза, что делает их важным инструментом логистической организации транспортного процесса.

В данной статье будут рассматриваться особенности программного комплекса в контексте контейнера-трансформера [9].

Тем не менее, существуют особенности процессов транспортировки грузов контейнерами-трансформерами, которые необходимо учитывать при моделировании процессов. В том числе:

1. Высокая степень неопределенности, которая заключается в том, что каждая осуществляемая перевозка обладает своим индивидуальным набором параметров, в том числе весом, объемом, необходимостью использования специальных условий транспортирования.

2. Динамическая природа процесса, которая заключается в том, что в процессе перевозки грузов участвует большое количество субъектов, обладающих различными характеристиками, а возможность трансформирования контейнера-трансформера добавляет переменных в процессы транспортирования, каждая из которых должна быть учтена в модели для большей точности.

3. Интеграция с другими системами, которая заключается в том, что транспортный процесс с использованием контейнеров-трансформеров часто взаимодействует с другими элементами логистической цепи, такими как складские операции, управление запасами, маршрутизация и расписание. Каждая из этих систем имеет свои собственные модели и алгоритмы, интеграция которых с моделью перевозки представляет собой многопараметрическую задачу.

Таким образом, комплексность транспортного процесса перевозки грузов с помощью контейнеров-трансформеров делает его моделирование сложным и трудозатратным. Необходимо использование новых подходов и методик, способных учитывать динамичность, неопределенность и многомерность различных процессов. Рассмотрим возмож-

ности применения комплексных компьютерных симуляций, которые способны адаптироваться к изменяющимся условиям и предоставлять гибкие решения для оптимизации логистических операций на примере программной среды Anylogic [10].

3. Моделирование в программной среде Anylogic

Анализ современных научных источников, в том числе [8, 11, 12], говорит о том, что сложные транспортные системы в современной научной практике всё чаще рассматривают с точки зрения компьютерных моделей, созданных в различных программных средах. Данному факту способствуют быстрое развитие компьютерных технологий в области имитационного моделирования, а также высокая степень интегрируемости разрабатываемых моделей.

Исследование сложных систем, таких как транспортный процесс перевозки грузов с использованием контейнеров-трансформеров, технологии подвижного склада, с помощью имитационного моделирования представляет ряд преимуществ.

Основными причинами широкой распространённости имитационных моделей для анализа сложных транспортных систем являются:

1. Возможность учёта динамичности и неопределённости в рамках имитационного моделирования. Модель может адаптироваться к изменяющимся условиям и варьирующимся параметрам, что делает ее более гибкой и приближенной к реальным условиям.

2. Моделирование поведения отдельных участников, так как имитационное моделирование позволяет учитывать случайные события, происходящие при работе систем и моделировать действия участников системы шеринга контейнеров, таких как оператор, водители и другие. Это позволяет более точно предсказывать действия и влияние на процессы внутри системы.

3. С помощью имитационного моделирования можно проводить различные эксперименты и оптимизировать параметры системы, чтобы найти наилучшие решения. Это

позволяет проводить виртуальные тесты с использованием контейнера-трансформера и анализировать результаты без необходимости реального вмешательства.

4. Имитационное моделирование способно учитывать сложные взаимодействия между различными компонентами системы и предсказывать их влияние на общий результат. Это особенно важно для систем с множеством взаимосвязанных элементов, как в случае с транспортным процессом с контейнерами-трансформерами, а также технологией подвижного склада.

Поэтому использование имитационного моделирования для исследования сложных систем, включая системы с контейнерами-трансформерами, а также технологией подвижного склада, обладает рядом преимуществ. Это делает имитационное моделирование эффективным инструментом для анализа и оптимизации таких систем.

AnyLogic представляет собой инновационное программное обеспечение, которое обладает уникальными возможностями и широким спектром инструментов для имитационного моделирования, поэтому он был выбран в качестве программы для создания модели.

Одним из аргументов в пользу использования AnyLogic является его мультипарадигменный подход. Программа позволяет комбинировать различные методы моделирования, такие как дискретные события, системная динамика и агентное моделирование, в одной модели. Это обеспечивает более точное и реалистичное моделирование сложных систем.

Другим важным аспектом является возможность визуализации и анализа данных в AnyLogic. Программа предоставляет мощные инструменты для визуализации результатов моделирования, что помогает лучше понять поведение системы. Графики, диаграммы и анимации делают процесс анализа более наглядным и понятным [8].

Процесс работы и создания моделей с использованием контейнера-трансформера в AnyLogic включает выбор типа моделирования, создание компонентов модели, настройку параметров и взаимодействий, визуализа-

цию и анализ данных, а также интеграцию с реальными данными. Этот последовательный подход позволяет создавать точные и реалистичные модели сложных систем [10].

4. Использование программы Anylogic для моделирования процессов перевозки контейнера-трансформера

Процесс изучения модели перевозки контейнеров-трансформеров в рамках Anylogic начинается с предварительного анализа функционала программы, в ходе которого определяется, какая степень абстракции будет достигнута при создании модели и насколько данная степень абстракции удовлетворяет запросу исследования.

Программная среда Anylogic не накладывает ограничений на количество моделируемых объектов и агентов, единственное ограничение, которое будет существенным при процессе уменьшения абстракции модели, что увеличивает время на создание модели, большая сложность взаимосвязи элементов, а также физические ограничения производственных мощностей компьютера.

Программный продукт представляет возможность совместного использования трех видов моделирования:

1) системной динамики, с помощью которой описываются потоковые процессы больших систем, оказывающих влияние на основной моделируемый процесс, но обладающими большой степенью абстракции;

2) агентного моделирования, представляющего каждый исследуемый объект (контейнер-трансформер, автомобиль, клиента и др.) в качестве независимой системы с собственной уникальной логикой действий и целями;

3) дискретно-событийного моделирования, являющегося составной частью логики работы всех других методов моделирования.

Перечисленные выше виды моделирования могут быть использованы в ходе моделирования процессов перевозки контейнеров-трансформеров. С помощью системной динамики можно моделировать сложные транспортные процессы и получать в результате скорость движения, соответствующую

времени суток, населенности территории и другим параметрам.

С помощью агентного моделирования может быть задана логика движения автомобилей-манипуляторов и клиентов. Такой подход позволит учесть субъективные факторы, особенности всех участников процесса, а также произвести точный учет степени удовлетворенности финальным результатом работы системы каждого агента, в том числе с учетом технологии подвижного склада.

С помощью дискретно-событийного моделирования в модели перевозки грузов с помощью контейнера-трансформера могут быть заданы алгоритм перевозки груза, процессы работы с контейнером, для которых важна высокая степень детализации.

При этом важно отметить тот факт, что все эти методы моделирования в рамках большой системы имеют возможность быть интегрированными друг в друга, влиять друг на друга и быть триггерами запуска особых сценариев и алгоритмов [2].

Таким образом AnyLogic позволяет нам достичь высокой детализации и многоуровневости системы, при этом сохраняя возможность использования высокой степени абстракции на тех участках системы, где она допустима.

Агентное моделирование в AnyLogic в контексте моделирования процессов транспортировки контейнеров-трансформеров дает возможность каждому агенту иметь свою логику, осуществлять процесс накопления данных, совершать действия на основе накопленного ранее набора данных. Так моделирование контейнера-трансформера в контексте агентного моделирования позволяет отобразить его состояние трансформации, статистику его использования и необходимость вызова других агентов.

Логика агентного моделирования предполагает наличие популяций агентов. Популяцией агентов в AnyLogic называют совокупность однотипных агентов, работающих по одному алгоритму. Такими популяциями в рамках разработки модели перевозочного процесса контейнера-трансформера будут автомобили-манипуляторы, контейнеры-трансформеры, клиенты. Данная функция

упрощает процесс создания модели и помогает оперативно вносить корректировки в работу всех популяций агентов сразу.

Важной особенностью агентного моделирования в AnyLogic является технология вложенных агентов. Данная особенность позволяет в структуре логики агента использовать других агентов, тем самым повышая уровень детализации и приближенности модели к реальным объектам.

На рис. 1 представлен набор свойств и параметров, которые можно указать для агента.

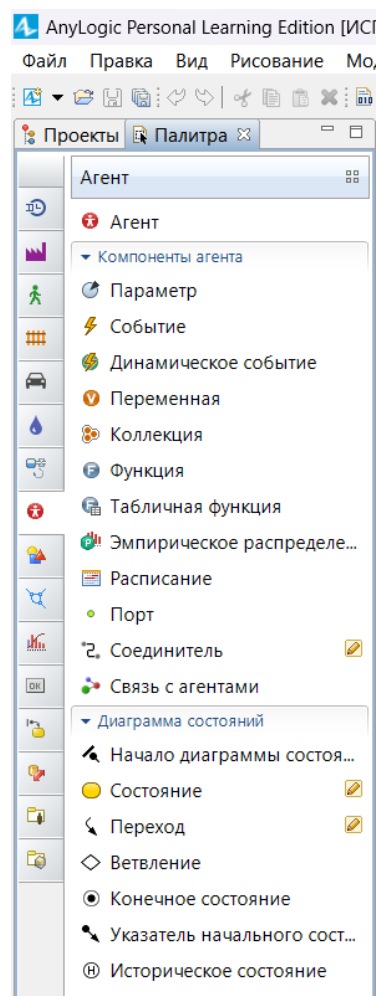


Рис. 1. Набор функций и параметров, применяемых к агенту в AnyLogic

Подраздел «Диаграмма состояний» является важной частью программного комплекса, с помощью функционала данного подраздела может указываться состояние контейнера-трансформера и логика действий по работе с ним. Каждый из этапов работы с кон-

тейнером может быть формализован таким образом.

Каждый агент имеет набор действий, которые могут запускаться на различных этапах. Так, например, это позволит учесть состояние трансформации контейнера-трансформера при запуске моделирования. Пункт «При уничтожении» к агенту контейнера-трансформера в рамках моделирования применяться не будет, тем не менее он может быть использован при работе с агентом «Клиент». Так после выполнения заявки на перевозку конкретный агент из популяции агентов будет не нужен, и с помощью данной функции можно будет произвести присоединение накопленной агентом статистики использования к общему набору данных статистики.

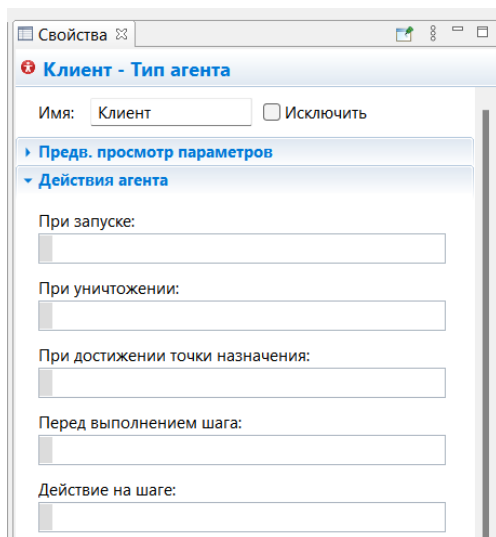


Рис. 2. Набор действий, вызываемых на различных этапах работы агента

Все агенты могут быть использованы различными способами в рамках диаграммы процессов. Для контейнера-трансформера это даёт возможность быть использованным в качестве ресурса в процессе перевозки, то есть быть перемещённым от одного агента к другому, при этом не влияя на внутреннюю структуру агентов и используя простой синтаксис операции.

Сбор данных о работе модели использования контейнера-трансформера в перевозках в рамках программного комплекса Anylogic осуществляется с помощью блока

статистики, представленного на вкладке «Палитра» (рис.4).

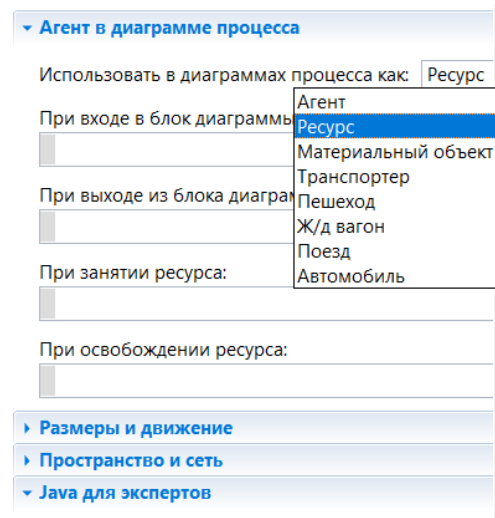


Рис. 3. Использование контейнера-трансформера как ресурса в диаграммах процесса

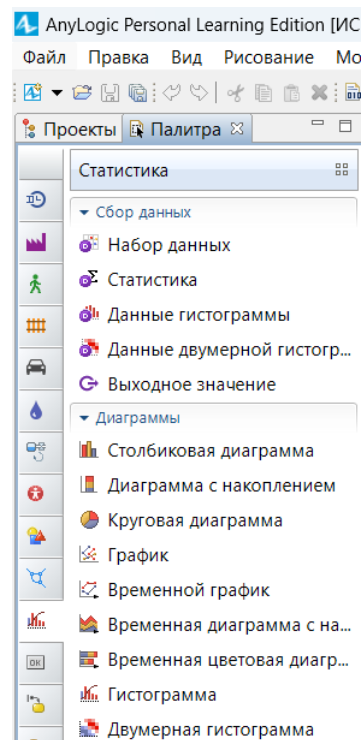


Рис. 4. Блок «Статистика» на вкладке «Палитра»

Блок «Статистика» позволяет учесть особенности условий эксплуатации контейнера-трансформера, в том числе возможность перемещения нескольких контейнеров на одном транспортном средстве, что влияет на производительность автомобиля, а также на

коэффициент использования транспортных средств.

В ходе расчёта технико-эксплуатационных параметров работы системы с использованием контейнера-трансформера необходим учёт в том числе и предельных показателей работы, таких как, например, минимальное и максимальное время оборота контейнера. Расчёт данных параметров также осуществим с помощью блока статистики.

Программный комплекс Anylogic поддерживает следующие типы функций сбора статистики: Количество, Сумма, Среднее, Мин. и Макс.

Количество. Подсчитывает количество агентов, для которых будет выполнено заданное Условие.

Сумма. Последовательно проходит по всем агентам и вычисляет заданное Выражение для каждого агента. Возвращает сумму полученных значений.

Среднее. Последовательно проходит по всем агентам и вычисляет заданное Выражение для каждого агента. Возвращает среднее полученных значений.

Мин. Последовательно проходит по всем агентам и вычисляет заданное Выражение для каждого агента. Возвращает минимальное из полученных значений.

Макс. Последовательно проходит по всем агентам и вычисляет заданное Выражение для каждого агента. Возвращает максимальное из полученных значений.

Основой моделирования процессов перевозки контейнеров-трансформеров с учётом технологии подвижного склада в программном комплексе Anylogic является ГИС-карта.

Моделирование процессов перевозки грузов с использованием контейнера-трансформера без учёта реальных параметров улично-дорожной сети не является достоверным и используется лишь при приближённых расчётах некоторых параметров.

Особенностью ГИС карты в Anylogic является возможность интеграции в нее агентов, которые будут осуществлять заданные им функции, используя элементы этого пространства.

Поддержка ГИС пространства включает возможности помещения агента в новое ме-

сто, получения местоположений для размещения агентов, перемещения агента из текущего местоположения в новое с заданной скоростью по существующим маршрутам, выполнения определённого действия по прибытии, отображения анимации агента в разном масштабе, установления связей между агентами в зависимости от их расположения в том числе с учетом технологии подвижного склада и многое другое [5].

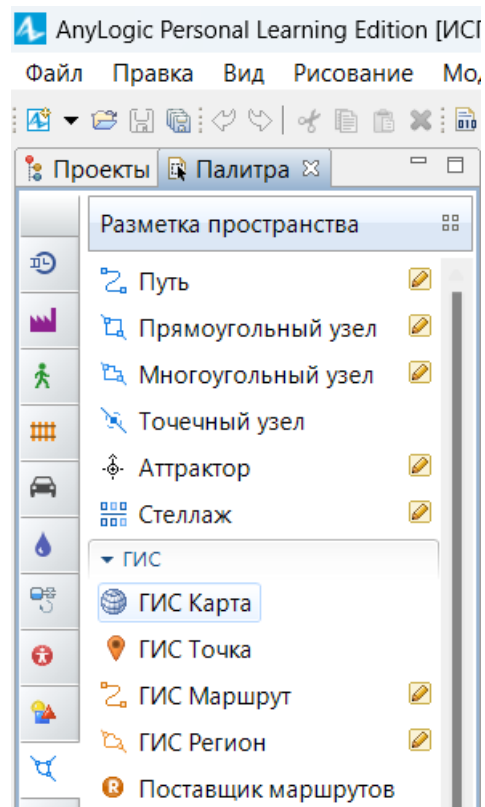


Рис. 5. Блок «ГИС» на вкладке «Палитра»

Одной из ключевых особенностей Anylogic является возможность интеграции созданных моделей в сторонние Java-приложения, представленный на рис. 6. Это позволяет расширить функциональность существующих приложений, добавив в них имитационное моделирование. Интеграция может быть полезна в различных областях, где требуется анализ и оптимизация сложных систем, таких как логистика и производство.

Преимущества интеграции моделей AnyLogic в Java-приложения:

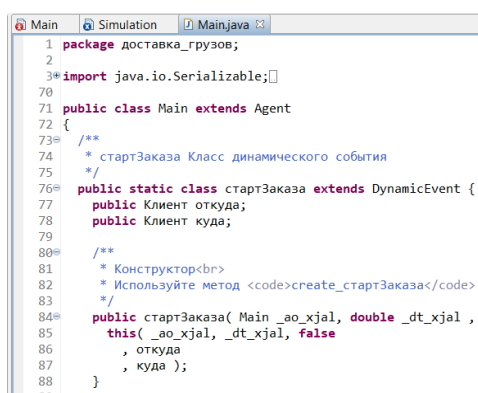
1. Расширение функциональности. Добавление имитационного моделирования в существующее приложение позволяет рас-

ширить его функциональность и повысить эффективность работы.

2. Повышение точности анализа. Использование имитационного моделирования позволяет получить более точные результаты анализа и прогнозирования.

3. Снижение затрат на разработку. Интеграция готовых моделей AnyLogic может сократить время и ресурсы, затрачиваемые на разработку собственных моделей.

4. Возможность масштабирования. Интегрированные модели AnyLogic могут быть легко адаптированы к изменяющимся условиям и требованиям.



```

1 package доставка_грузов;
2
3 import java.io.Serializable;
70
71 public class Main extends Agent
72 {
73     /**
74      * стартЗаказа Класс динамического события
75      */
76     public static class стартЗаказа extends DynamicEvent {
77         Клиент откуда;
78         Клиент куда;
79
80     /**
81      * Конструктор<br>
82      * Используйте метод <code>create_стартЗаказа</code>
83      */
84     public стартЗаказа( Main _ao_xjal, double _dt_xjal,
85         , откуда
86         , куда );
87
88 }

```

Рис. 6. Java-код приложения

5. Заключение

Приведенные в статье данные были основой для создания «Программы по автоматическому определению технико-эксплуатационных характеристик системы доставки грузов с использованием контейнеров-трансформеров» для ЭВМ [13].

Список литературы

1. Короткий А.А. Использование контейнеров-трансформеров и караванного движения в мегаполисах - путь к улучшению экологии окружающей среды // Безопасность техногенных и природных систем. 2021. № 2. С. 33–42.

2. Гальченко Г.А., Короткий А.А., Иванов В.В. Информационно-коммуникационная логистическая система для оптимизации транспортных маршрутов в урбанизированной среде // Вестник Брянского государственного технического университета.

На основе рассмотренных функций программы AnyLogic можно сделать вывод, что она подходит для создания имитационной модели использования контейнеров-трансформеров в том числе с учетом технологии подвижного склада. AnyLogic предоставляет широкий спектр возможностей для моделирования сложных систем и процессов, включая поддержку различных методов моделирования, таких как системная динамика, дискретно-событийное моделирование и агентное моделирование.

Это позволяет точно воссоздать процессы, связанные с использованием контейнеров-трансформеров, учитывая их уникальные характеристики, такие как способность к складыванию и раскладыванию. AnyLogic также предлагает инструменты для оптимизации загрузки и разгрузки контейнеров, а также планирования маршрутов с учётом специфики использования таких контейнеров. Эти функции делают AnyLogic возможным выбором для создания имитационной модели использования контейнеров-трансформеров, которая может быть использована для анализа и оптимизации логистических процессов.

AnyLogic позволяет создавать точные и реалистичные модели перевозок с использованием контейнеров-трансформеров в том числе с учётом технологии подвижного склада. Программа предоставляет инструменты для моделирования процессов погрузки и разгрузки контейнеров, а также для анализа эффективности использования контейнеров-трансформеров в логистических системах.

References

1. Korotkij A.A. The use of transformer containers and caravan traffic in megacities is the way to improve the ecology of the environment. *Bezopasnost tekhnogennyh i prirodnyh sistem*, 2021, No. 2, pp. 33–42 (In Russian)

2. Galchenko G.A., Korotkij A.A., Ivanov V.V. Information and communication logistics system for optimizing transport routes in an urbanized environment. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, №4. pp. 63–67.

DOI: 10.30987/article_5b28d18e203e46.88731833

2018. №4. С. 63–67

DOI: 10.30987/article_5b28d18e203e46.88731833

3. Konings R., Thijs R. Foldable Containers: A New Perspective On Reducing Container-Repositioning Costs // *European Journal of Transport and Infrastructure Research (EJTIR)*, 2001, Vol. 1 No. 4, pp. 334-352. DOI: 10.18757/ejtir.2001.1.4.3503

4. Dundar A.O., Ozturk, R. The effect of on-time delivery on customer satisfaction and loyalty in channel integration // *Business and Management Study: An International Journal*. 2020. Vol 8. № 3. P. 2675-2693. DOI: 10.15295/bmij.v8i3.1520.

5. Cheikhrouhou O., Khoufi I. A comprehensive survey on multiple travelling salesman problem: applications, approaches, and taxonomy // *Computer Science Review*. 2021. DOI: 10.1016/j.cosrev.2021.100369

6. Masson A., Paravié D., Rohvein C., Villalba L. Review of Vehicle Routing Problems Solving Software // *INGECUC*. 2021. Vol. 17. №1. P. 315–328.

7. Chandra A., Natalia C. Applications of multiple traveling salesman problem on zone picking // *Academic Journal of Manufacturing Engineering*. 2023. Vol.21. №1. P. 51-58.

8. Зырянов, В. В. Руководство по моделированию дорожного движения. Ростов-на-Дону: Изд-во Рост. гос. строит. ун-та, 2015. - 61 с.

9. Пат. 2788837 Рос. Федерация: МПК В65D 88/52, В65D 90/48. Контейнер-трансформер / Короткий А.А., Панфилов А.В., Панфилова Э.А., Юргин И.В.; заявитель и патентообладатель ООО ИКЦ "Мысль" НГТУ. №2022122502; заявл. 19.08.2022; опубл. 24.01.2023, Бюл. № 7.

10 Юргин И.В., Короткий А.А. Применение мультиагентного моделирования доставки грузов с использованием контейнеро-трансформеров // *Мир транспорта и технологических машин*. 2021. №3 (74). С. 115-121.

11.Фиалкин В.В. Моделирование транспортного спроса в г. Ростове-на-Дону для изучения нагрузки на дорожную сеть // *Молодой исследователь Дона*. 2020. № 5 (26). - С. 64–70.

12. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи

(In Russian)

3. Konings R., Thijs R. Foldable Containers: A New Perspective On Reducing Container-Repositioning Costs. *European Journal of Transport and Infrastructure Research (EJTIR)*, 2001, Vol. 1 No. 4, pp. 334-352. DOI: 10.18757/ejtir.2001.1.4.3503

4. Dundar A.O., Ozturk, R. The effect of on-time delivery on customer satisfaction and loyalty in channel integration. *Business and Management Study: An International Journal*, 2020, Vol 8, Issue 3, pp. 2675-2693. DOI: 10.15295/bmij.v8i3.1520.

5. Cheikhrouhou O., Khoufi I.A comprehensive survey on multiple travelling salesman problem: applications, approaches, and taxonomy. *Computer Science Review*, 2021. DOI: 10.1016/j.cosrev.2021.100369

6. Masson A., Paravié D., Rohvein C., Villalba L. Review of Vehicle Routing Problems Solving Software. *INGECUC*, 2021, Vol. 17, No.1, pp. 315–328.

7. Chandra A., Natalia C. Applications of multiple traveling salesman problem on zone picking. *Academic Journal of Manufacturing Engineering*, 2023, Vol.21, No.1, pp. 51-58.

8. Zyryanov V. V. A guide to traffic modeling: a tutorial. Rostov-na-Donu, Izd-vo Rost. gos. stroit. un-ta, 2015. 61 p. (In Russian)

9. Patent RU 2788837 , В65D 88/52, В65D 90/48. *Kontejner-transformer* [Container-transformer]. Korotkij A.A., Panfilov A.V., Panfilova E.A., Yurgin I.V. Declared 19.08.2022. Published 24.01.2023. (In Russian)

10. Yurgin I.V., Korotkij A.A. Application of multi-agent modeling of cargo delivery using transformer containers. *Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin*, 2021, No.3(74), pp. 115-121 (In Russian)

11. Fialkin V.V. Modeling of transport demand in Rostov-on-Don to study the load on the road network. *Molodoy issledovatel Dona*, 2020, No. 5 (26). pp. 64–70. (In Russian)

12. Korotkij A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya cifrovoj urbanizirovannoj sredy* [Transport and logistics technologies and machines for a digitally urbanized environment]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2019. 268 p. (In

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.

13. Программа по автоматическому определению технико-эксплуатационных характеристик системы доставки грузов с использованием контейнеров-трансформеров / А.А. Короткий, И.В. Юргин. - Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ №2024618471. Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 12.04.2024. Бюл. № 4.

Russian)

13. Korotkij A.A., Yurgin I.V. *Programma po avtomaticheskomu opredeleniyu tekhniko-ekspluacionnyh harakteristik sistemy dostavki грузов s ispolzovaniem kontejnerov-transformerov* [A program for the automatic determination of technical and operational characteristics of a cargo delivery system using transformer containers]. No. 2024618471, 2024. (In Russian)

УДК (UDC) 633.1:551.58:551.82/1

ОЦЕНКА ЧАСТОТЫ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ЗАСУХИ В ФАЙЗАБАДСКОМ РАЙОНЕ
(ТАДЖИКИСТАН) В ЗАВИСИМОСТИ ОТ МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИХ УСЛОВИЙASSESSMENT OF DROUGHT FREQUENCY IN THE FAYZABAD DISTRICT
(TAJIKISTAN) DEPENDING ON METEOROLOGICAL CONDITIONSХоджиев¹ А.Э., Сабурова¹ Г.Н., Норматов¹ И.Ш., Сафарова² З.И.
Hojiev¹ A.E., Saburova¹ G.N., Normatov¹ I. Sh., Safarova² Z.I.¹ - Таджикский национальный университет (Душанбе, Таджикистан)² - Агентство по гидрометеорологии Республики Таджикистан (Душанбе, Таджикистан)¹ - Tajik National University (Dushanbe, Tajikistan)² - Hydrometeorology Agency of the Republic of Tajikistan (Dushanbe, Tajikistan)

Аннотация. Представлены результаты анализа проявления засухи в районе Файзабад на основе расчетов стандартизированного индекса осадков и эвапотранспирации (SPEI). Установлено, что в появление засухи даже на длительный период не наблюдается определенная закономерность. Сопоставлением количества и продолжительности засух в Файзабадском районе с климатическими характеристиками Файзабадского района установлена тесная зависимость засухи от среднегодовых значений температуры и атмосферных осадков.

Ключевые слова: SPEI, осадки, температура, засуха, экстремальная засуха, Файзабад

Дата получения статьи: 14.03.2024
Дата принятия к публикации: 24.04.2024
Дата публикации: 25.06.2024

Сведения об авторах:

Сафарова Зарнигор Исломовна – сотрудник Агентства по гидрометеорологии Республики Таджикистан, e-mail: z.safarova1995@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-2970-0627>

Ходжиев Абдусамад Эшонкулович – докторант физического факультета Таджикского национального университета, e-mail: a.hojiev@mail.ru

Сабурова Гурдофарид Накимовна – ассистент кафедры экологии биологического факультета Таджикского национального университета, e-mail: umarova52@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-2683-5775>

Норматов Ином Шерович – доктор химических наук, профессор, заведующий кафедрой Метеорологии и климатологии физического факультета Таджикского национального университета, e-mail: inomnor@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7014-5932>

Abstract. The results of the analysis of the manifestation of drought in the Faizabad region based on calculations of the standardized precipitation and evapotranspiration index (SPEI) are presented. It has been established that there is no definite pattern in the occurrence of drought, even for a long period. By comparing the number and duration of droughts in the Fayzabad district with the climatic characteristics of the Fayzabad district, a close dependence of drought on the average annual temperature and precipitation has been established.

Keywords: SPEI, precipitation, temperature, drought, extreme drought, Fayzabad

Date of manuscript reception: 14.03.2024
Date of acceptance for publication: 24.04.2024
Date of publication: 25.06.2024

Authors' information:

Zarnigor I. Safarova - employer of the Agency for Hydrometeorology of the Republic of Tajikistan, e-mail: z.safarova1995@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-2970-0627>

Abdusamad Hojiev – Doctoral student of the Faculty of Physics of the Tajik National University, e-mail: a.hojiev@mail.ru

Gurdofarid N. Saburova – Assistant Professor of Ecology, Faculty of Biology, Tajik National University, e-mail: umarova52@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-2683-5775>

Inom Sh. Normatov – Doctor of Chemical Sciences, Professor, Head of the Department of Meteorology and Climatology, Faculty of Physics, Tajik National University, e-mail: inomnor@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7014-5932>

1. Введение

Засуха является нормальной, повторяющейся особенностью климата и она наблюдается практически во всех климатических режимах и встречается как в районах с высоким, так и с низким уровнем осадков [1, 2]. Это временная аномалия, в отличие от засушливости, которая является постоянной особенностью климата и характерна только для районов с низким уровнем осадков. Засуха является следствием естественного сокращения количества осадков, выпадающих в течение длительного периода, обычно продолжительностью в сезон или более, хотя другие климатические факторы (такие как высокие температуры, сильные ветры и низкая относительная влажность) часто связаны с ней во многих регионах мира и могут значительно усугубить ситуацию. Серьезность события. Засуха также связана со сроками, т.е. с основным сезоном наступления, задержками в начале сезона дождей, выпадением дождей в связи с основными стадиями роста сельскохозяйственных культур и количеством выпадающих осадков [3]. Засуха является одним из наиболее разрушительных стихийных бедствий. Во многих случаях засуха может быть основным фактором локальных конфликтов, а также внутренней и международной миграции – эти негативные последствия засухи часто сохраняются еще долгое время после того, как количество осадков возвращается к нормальному уровню. Причины засух, по сути, естественны, но изменение климата увеличивает тяжесть, частоту, продолжительность и пространственные масштабы засух. Последствия засух также сильно усугубляются антропологической деятельностью, такой как вырубка лесов, чрезмерный выпас скота, деградация почв и неправильное управление водными ресурсами.

Системы мониторинга и раннего предупреждения наряду с оценками очагов уязвимых групп населения и регионов, а также инвестиции в меры по снижению рисков являются первой линией обороны. Эти действия должны стать неотъемлемой частью национальной политики в области борьбы с засухой. Более того, полное циклическое яв-

ление засухи должно лежать в основе планов борьбы с засухой, чтобы в полной мере использовать меры по обеспечению готовности к засухе [4, 5].

Индекс засухи — это число, используемое для определения масштабов засушливых явлений [6]. Индексы засухи измеряют постоянный дефицит осадков и повышение температуры, уменьшения речного стока или другую измеримую переменную. Засуха оценивается количественно с использованием различных индексов, таких как индекс тяжести засухи Палмера (PDSI), стандартизированный индекс осадков (SPI) и стандартизированный Индекс эвапотранспирации (SPEI), который использует количество осадков, температуру и содержание воды, доступной на местном уровне, на основе концепции спроса и предложения уравнения водного баланса [7, 8]. SPEI — это многомасштабный индекс, более подходящий и выразительный, чем другие индексы, с точки зрения характеристики засухи, изменчивости климата и глобального потепления [9, 10].

Целью настоящей работы является статистическая оценка возникновения засухи в Файзабадском районе в зависимости от динамики метеорологических условий за период 1950 – 2021 гг.

2. Объект и методы исследований

Файзабада (38.32 с. ш., 69.19 в. д., 1215 м н. у. м) – район республиканского подчинения с развитой сельскохозяйственной структурой и достаточно широко распаханными площадями сельскохозяйственных земель, расположенного в 35 км от Нурекского водохранилища объемом 10,5 км³ и на высоте более 1000 м н.у.м.

Максимальное количество атмосферных осадков в Файзабадском районе выпадает зимой при среднемноголетнем его значении 470 мм. Среднемноголетняя температура района 25,9 °С, наибольшие скорости ветра отмечаются в январе и феврале.

Для мониторинга метеорологических условий Файзабадского района были использованы данные метеорологической станции Файзабад за период 1950 – 2021 гг. Обработ-

ка метеорологических данных проводились с использованием статистических и корреляционных методов.

Стандартный индекс осадков (SPI) и стандартный индекс осадков и эвапотранспирации (SPEI) пока считаются наиболее точными и подходящими для оценки засухи. Для расчета значений SPI используется только лишь атмосферные осадки, а расчет значений SPEI проводится при использовании значений атмосферных осадков и температуры.

Для расчета стандартизированного индекса осадков и эвапотранспирации (SPEI)

руководствовались рекомендацией и методическим указанием Продовольственной и сельскохозяйственной организации ООН (FAO).

3. Результаты и обсуждение

На рис.1 представлены результаты расчета SPEI Файзабадском районе по метеорологическим данным метеорологической станции Файзабад, показывающий убывающий тренд индекса за период 1950 – 2021 гг.

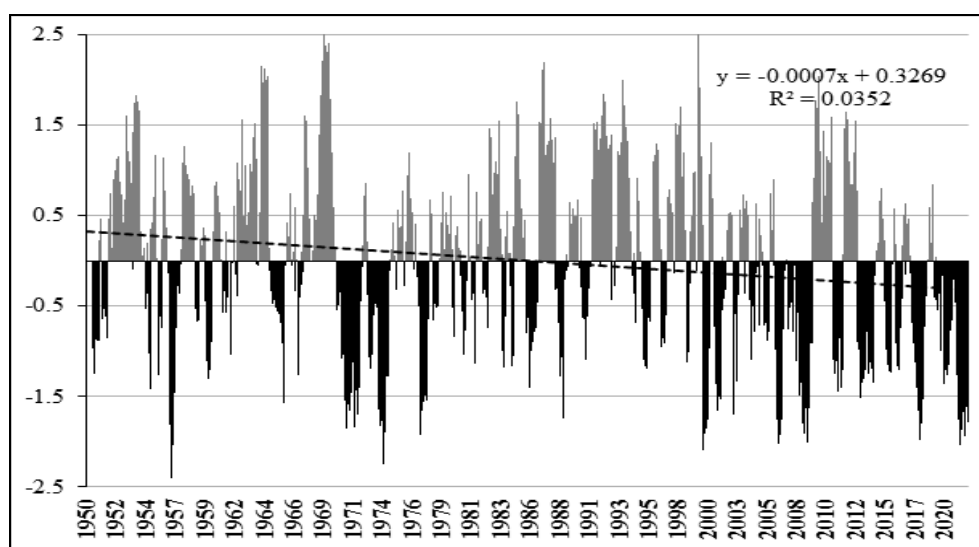


Рис.1. SPEI 6 Файзабадского района за период 1950 – 2021 гг

Из рис.1 следует, что динамика стандартизированного индекса осадков и эвапотранспирации в Файзабадском районе за период 1950 – 2020 гг характеризуется убывающим трендом, т.е. уменьшением количества атмосферных осадков при возрастании среднесуточной температуры. Можно ожидать, что при наблюдаемой за период 1950-2020 гг тенденции развития метеорологических условий вероятность возникновения засухи в Файзабадском районе возрастет. Однако с учетом, что Файзабад входит в зону влияния Нурекского водохранилища и с учетом данного фактора в зависимости от направления ветра возникновение засухи может обойти названный район.

В географических широтах с развитой горной орографией доминирует климат с квазиравновесными метеорологическими ус-

ловиями. Высокие вершины создают некий барьер на пути продвижения воздушных и их проникновению в межгорные долины. В таких случаях метеорологические условия долин устанавливаются в результате долиногорных циркуляций атмосферного воздуха. Это, может замедлить процесс формирования основы для возникновения засухи.

Из приведенной на рис.2 продолжительности засух в каждом из десятилетий рассмотренного периода в Файзабадском районе видно, что появление засухи в конкретно выбранной географической местности не имеет определенной закономерности, а скорее всего определяется определенной комбинацией метеорологических параметров данной местности, главным из которых является количество атмосферных осадков и температура.

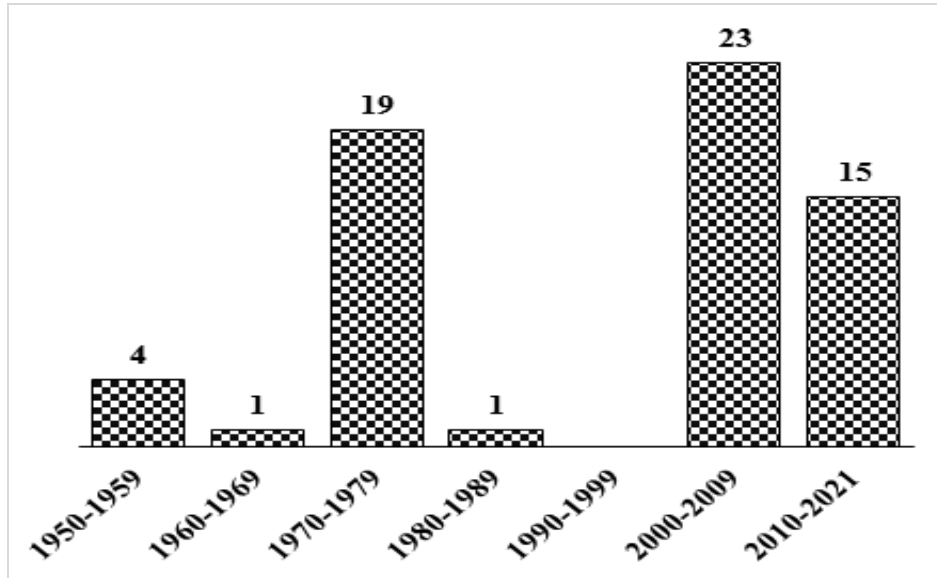


Рис.2. Продолжительность засухи в месяцах в каждом из десятилетий периода 1950 – 2021 гг в Файзабадском районе

Естественно, что по масштабу негативных последствий и экономическим ущербам особое внимание привлекают экстремальные и

сильные засухи. Как видно из рис. 3, в проявление экстремальных и сильных засух также отсутствует определенная закономерность.

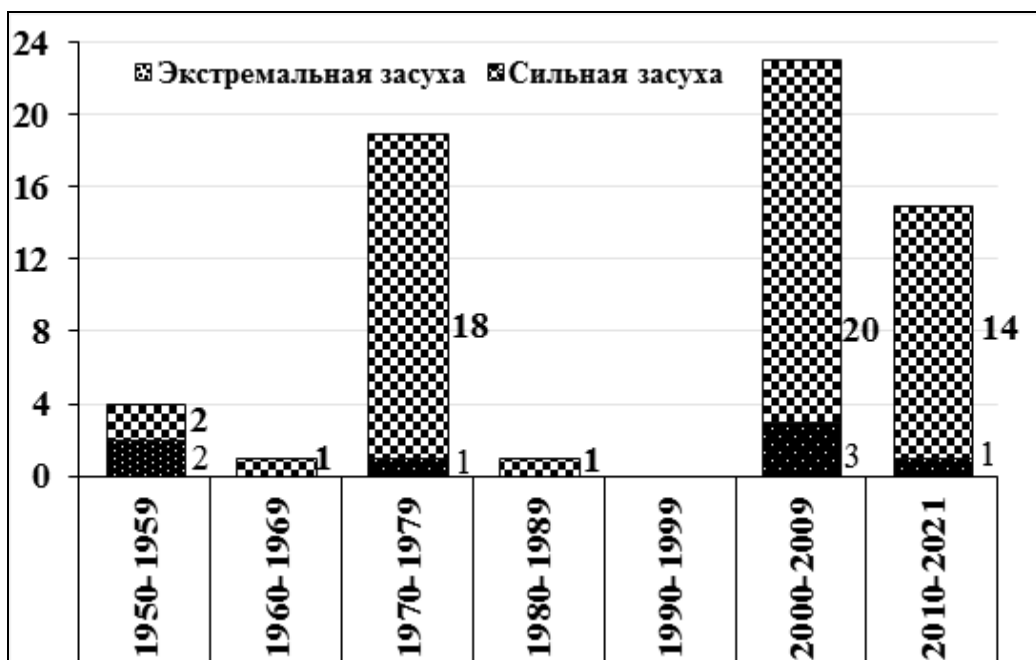


Рис.3. Продолжительность экстремальных и сильных засух в месяцах в каждом из десятилетий периода 1950–2021 гг в Файзабадском районе

На рис. 4 представлено сопоставление количества ежегодных засух и среднегодовых значений атмосферных осадков и температуры в районе Файзабад за период 1950–2021 гг. Из рис. 4 видно, что между ко-

личествами засух, температуры и атмосферных осадков наблюдается определенная закономерность, т.е. увеличение атмосферных осадков при некотором среднегодовом значении температуры способствует нейтрал-

зации засух. Можно предположить, что результаты ныне существующих долгосрочных прогнозов изменения температуры и атмо-

сферных осадков дают хорошую почву для прогнозирования возникновения засух в отдельных географических широтах.

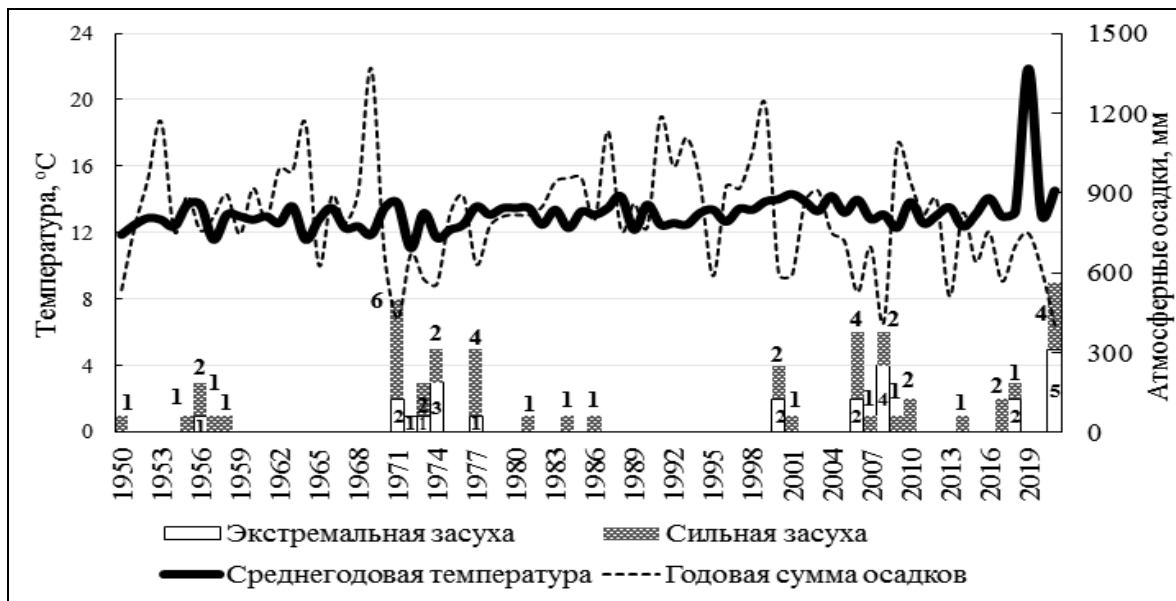


Рис. 4. Количество экстремальных и сильных засух в сочетании метеорологических условий Файзабадского района за период 1950 – 2021 гг

Таблица 1

Виды засух, их продолжительность в каждом десятилетии периода 1950 – 2021 гг. в районе Файзабад

Характеристика засухи	Продолжительность засухи, мес., за период						
	1950-1959	1960-1969	1970-1979	1980-1989	1990-1999	2000-2009	2010-2021
Экстремальная засуха	2	0	1	0	0	3	1
Сильная засуха	2	1	18	1	0	20	14
Умеренная засуха	11	4	17	11	8	9	39
Слабовыраженная засуха	30	37	38	40	34	46	39
Общее	45	42	74	52	42	78	93
Макс	-2.41	-1.58	-2.26	-1.74	-1.13	-2.09	-2.04

Список литературы

1. Tao N.T., Khoi D.N., Xuan T.T., Tychon B. Assessment of livelihood vulnerability to drought: a case study in dak nong province, Vietnam // Intern. J. Disaster Risk Science. 2019. V.10 (4). P. 604–615.
2. AghaKouchak A. A multivariate approach for persistence-based drought prediction: application to the 2010-2011 East Africa drought // J. Hydrology. 2015. V. 526. P. 127–135.
3. Haile G.G., Tang Q., Sun S., Huang Z.,

References

1. Tao N.T., Khoi D.N., Xuan T.T., Tychon B. Assessment of livelihood vulnerability to drought: a case study in dak nong province, Vietnam. *Intern. J. Disaster Risk Science*. 2019. V.10 (4). P. 604–615.
2. AghaKouchak A. A multivariate approach for persistence-based drought prediction: application to the 2010-2011 East Africa drought. *J. Hydrology*. 2015. V. 526. P. 127–135.
3. Haile G.G., Tang Q., Sun S., Huang Z.,

Zhang X., Liu X. Droughts in East Africa: causes, impacts and resilience // *Earth-Science Reviews*. 2019. V. 193. P. 146–161.

4. AghaKouchak A., Nakhjiri N. A near real-time satellite based global drought climate data record // *Environmental Research Letters*. 2012. V. 7 (4). P 044037.

5. Zhan W., Guan K., Sheffield J., Wood E.F. Depiction of drought over sub-Saharan Africa using reanalyzes precipitation data sets // *Journal of Climate*. 2016. V. 121(10). P. 555–610.

6. Jenkins K., Warren R. Quantifying the impact of climate change on drought regimes using the Standardized Precipitation Index // *Theoretical and Applied Climatology*. 2015. V. 120(1-2). P.41–54, 2015.

7. Liu G. R., Gu Y. T., Dai K. Y. Assessment and applications of point interpolation methods for computational mechanics // *Intern. J. Numerical Methods in Engineering*. 2004. V. 59 (10). P.1373–1397.

8. McKee T. B., Doesken N. J., Kleist J. The relationship of drought frequency and duration to time scales // *Proc. 8th Conf. Applied Climatology*. 1993. V. 17(22). P.179–183.

9. Mishra V., Cherkauer K. A., Shukla S. Assessment of drought due to historic climate variability and projected future climate change in the Midwestern United States // *J. Hydrometeorology*. 2010. V. 11(1). P. 46–68.

10. Solomon S. IPCC: climate change the physical science basis // *Agu fall meeting abstracts*. 2007. V. 2007. P. U43D–U01.

Zhang X., Liu X. Droughts in East Africa: causes, impacts and resilience. *Earth-Science Reviews*. 2019. V. 193. P. 146–161.

4. AghaKouchak A., Nakhjiri N. A near real-time satellite based global drought climate data record. *Environmental Research Letters*. 2012. V. 7 (4). P 044037.

5. Zhan W., Guan K., Sheffield J., Wood E.F. Depiction of drought over sub-Saharan Africa using reanalyzes precipitation data sets. *Journal of Climate*. 2016. V. 121(10). P. 555–610.

6. Jenkins K., Warren R. Quantifying the impact of climate change on drought regimes using the Standardized Precipitation Index. *Theoretical and Applied Climatology*. 2015. V. 120(1-2). P.41–54, 2015.

7. Liu G. R., Gu Y. T., Dai K. Y. Assessment and applications of point interpolation methods for computational mechanics. *Intern. J. Numerical Methods in Engineering*. 2004. V. 59 (10). P.1373–1397.

8. McKee T. B., Doesken N. J., Kleist J. The relationship of drought frequency and duration to time scales. *Proc. 8th Conf. Applied Climatology*. 1993. V. 17(22). P.179–183.

9. Mishra V., Cherkauer K. A., Shukla S. Assessment of drought due to historic climate variability and projected future climate change in the Midwestern United States. *J. Hydrometeorology*. 2010. V. 11(1). P. 46–68.

10. Solomon S. IPCC: climate change the physical science basis. *Agu fall meeting abstracts*. 2007. V. 2007. P. U43D–U01.

Сетевое издание
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Брянского государственного университета

**ХИМИЧЕСКИЕ НАУКИ / ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ /
НАУКИ О ЗЕМЛЕ**

Учредитель и издатель:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации
выдано Федеральной службой по надзору
в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций
Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

Главный редактор сетевого издания:

доктор технических наук, профессор
А.В. Лагереv

Адрес учредителя:

ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

Адрес редакции и издателя:

РИСО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.06.2024 г.