



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2019(2)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 2
2019**

Технические науки

Nauchno-tehnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta

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

№ 2
2019

Engineering Science

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 2 (16). Брянск: РИО БГУ, 2019. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>

Размещено на официальном сайте журнала: 25.06.2019

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

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

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

05.05.03 – Колесные и гусеничные машины (технические науки);

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

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

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

Главный редактор сетевого издания:

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

Ответственный секретарь сетевого издания:

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

Редакционная коллегия сетевого издания:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Chief editor:

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

Executive secretary:

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

Editorial Board:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

16+

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

© Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2019
© 2019 Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



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

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ



Машиностроение и машиноведение

Транспортное, горное и строительное машиностроение

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

Гончаров К.А., Денисов И.А. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-155-163

Обоснование выбора расчётных схем элементов металлоконструкций грузовых тележек кранов мостового типа на основе универсальной компоновочной схемы 155

Закиров Р.Г. (Челябинск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-164-173

Моделирование колебательных процессов в планетарных виброприводах с кинематически неуравновешенной массой 164

Иванов В.В., Марченко Э.В., Панфилов А.В. (Ростов-на-Дону, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-174-180

Повышение стойкости стального каната путем нанесения и формирования антифрикционного порошкового покрытия в узлах счалки 174

Короткий А.А., Иванов Б.Ф., Хальфин М.Н., Егельская Е.В., Каланчуков И.А.

(Ростов-на-Дону, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-181-186

Методика проведения ускоренных усталостных испытаний канатной проволоки ... 181

Лагерев А.В., Лагерев И.А. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-187-209

Моделирование рабочих процессов в частотно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев 187

Лагерев А.В., Таричко В.И., Солдатченков С.П. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-210-220

Обеспечение общей устойчивости базовых колесных станций мобильных канатных дорог 210

Лагерев И.А., Таричко В.И., Солдатченков С.П., Игнатов Д.А.

(Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-221-230

Создание экспериментального макета мобильной канатной дороги с использованием 3D-печати 221

Мазур В.В. (Братск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-231-242

Технология изготовления экспериментальных автомобильных колёс с безвоздушными шинами из эластичных полиуретанов 231

Николаев В.А. (Ярославль, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-243-250

Расчёт затрат энергии на резание грунта горизонтальным лезвием путём анализа процесса 243

Нилов В.А., Федоров Е.В., Гаврилов А.В. (Воронеж, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-251-256

Прогрессивные методы агрегатирования прицепного скрепера и тягача 251

Поляков С.В. (Санкт-Петербург, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-257-264

Исследование подъемного каната с возникшими в нем изменениями геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов 257

Шшикин Е.А., Иванченко С.Н. (Хабаровск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-265-268

Определение начальных условий дифференциального уравнения поведения реологической модели асфальтобетонной смеси 265

Строительство и архитектура

Адилходжаев А.И., Махаматалиев И.М., Цой В.М., Шаумаров С.С.

(Ташкент, Узбекистан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-269-279

Научно-обоснованная методика подбора добавок при проектировании состава комплексно-модифицированных бетонов 269

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE



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

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

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

Goncharov K.A., Denisov I.A. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-155-163

Justification of calculation schemes choice for metalware segments of bridge crane trolleys based on multipurpose layout drawing configurations 155

Zakirov R.G. (Chelyabinsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-164-173

Modeling of vibrational processes in planetary vibrodrive with kinematically unbalanced mass 164

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-174-180

Increase of steel channel resistance through the application and formation of antifriction powder coating in the knots 174

Korotkiy A.A., Ivanov B.F., Khalfin M.N., Egelskaya E.V., Kalanchukov I.A.

(Rostov-on-Don, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-181-186

The method of accelerated fatigue testing of cable wire 181

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-187-209

Modeling of working processes in the frequency-adjustable hydraulic drive of manipulation systems with separate movement of links during operation of mobile machines .. 187

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-210-220

General stability of a base vehicle of a mobile ropeway 210

Lagerev I.A., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P., Ignatov D.A. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-221-230

The experimental model creation of a mobile ropeway by 3d-printing 221

Mazur V.V. (Bratsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-231-242

Technology of manufacturing experimental automobile wheels with airless tires from elastic polyurethanes 231

Nikolaev V.A. (Yaroslavl, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-243-250

Calculation of energy consumption for soil cutting horizontal blade by the analysis process 243

Nilov V.A., Fedorov E.V., Gavrilov A.V. (Voronezh, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-251-256

Progressive equipment methods trailed scraper and trailer 251

Polyakov S.V. (Saint Petersburg, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-257-264

The study of the hoisting rope caused it to changes in geometric parameters and mechanical properties of screw elements 257

Shishkin E.A., Ivanchenko S.N. (Khabarovsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-265-268

The initial conditions determination of the differential equation describing the behavior of the asphalt concrete rheological model 265

Construction and Architecture

Adilhodjaev A.I., Mahamataliev I.M., Tsoy V.M., Shaumarov S.S. (Tashkent, Uzbekistan)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-269-279

Scientifically-based selection technique additions for designing composition complex-modified concrete 269

УДК (UDC) 621.86

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА РАСЧЁТНЫХ СХЕМ ЭЛЕМЕНТОВ
МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ГРУЗОВЫХ ТЕЛЕЖЕК КРАНОВ МОСТОВОГО ТИПА
НА ОСНОВЕ УНИВЕРСАЛЬНОЙ КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫJUSTIFICATION OF CALCULATION SCHEMES CHOICE FOR METALWARE
SEGMENTS OF BRIDGE CRANE TROLLEYS BASED
ON MULTIPURPOSE LAYOUT DRAWING CONFIGURATIONSГончаров К.А., Денисов И.А.
Goncharov K.A., Denisov I.A.Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Описаны особенности выбора компонентов матриц расчётных схем элементов металлоконструкций грузовых тележек кранов мостового типа на основе универсальной компоновочной схемы в различных проектных ситуациях. Показана общая последовательность формирования структуры матрицы расчётных схем. Проведен анализ напряженно-деформированного состояния типовой металлоконструкции грузовой тележки на основе универсальной компоновочной схемы при различных случаях нагружения. Определены закономерности распределения напряжений между элементами соседних секторов металлоконструкции в зависимости от особенностей расположения нагружающих силовых факторов. Обосновано применение и даны рекомендации по выбору различных типов простейших расчётных схем при проведении аналитических расчетов элементов металлоконструкций тележек.

Ключевые слова: мостовой кран, грузовая тележка, универсальная компоновочная схема, диагональный элемент, хордовый элемент, радиальный элемент.

Дата принятия к публикации: 27.03.2019
Дата публикации: 25.06.2019

Сведения об авторах:

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

ORCID: 0000-0002-5895-1162

Денисов Илья Александрович – аспирант, ассистент кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», e-mail: ilia.denisow@yandex.ru

Abstract. The article describes the choice features of the matrix elements of the calculation schemes of the metalware segments of the bridge crane trolleys on the basis of the multipurpose layout drawing in various design cases. The general sequence of the structure formation of the calculation scheme matrix is shown. The article proposes the analysis of the deformation mode of the standard load trolley metalware based on the multipurpose layout drawing when various loading cases occur. The stress distribution laws between the elements of the neighbouring metalware segments, depending on the characteristics of the arrangement of the loading forces, are determined. The implementation of the various types of the elementary calculations schemes, when performing analytical calculations of the metalware segments of the trolley, are justified, as well as the recommendations on the calculation scheme choice are given.

Keywords: bridge crane, load trolley, multipurpose layout drawing, diagonal element, chord element, radial element.

Date of acceptance for publication: 27.03.2019
Date of publication: 25.06.2019

Authors' information:

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

ORCID: 0000-0002-5895-1162

Piia A. Denisov – postgraduate student, assistant of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, e-mail: ilia.denisow@yandex.ru.

1. Введение

Под универсальной компоновочной схемой понимается многокомпонентная типовая схема расположения взаимосвязанных несущих элементов металлоконструкции, объединённых единой иерархической структурой, способная подстраиваться под любую конфигурацию устанавливаемого рабочего оборудования. Тип элемента и его положение в иерархической структуре универсальной компоновочной схемы регламентируется его функциональным назначением. В процессе компоновки несущих металлоконструкций грузовых тележек кранов мостового типа общего назначения рационально использовать трёхкомпонентную принципиальную схему, включающую следующие составляющие:

1. Компоненты первого типа (К1) – элементы, образующие основной несущий каркас тележки. Представляют собой диагонали D_i компоновочной площади тележки (диаметры описанной вокруг номинальной площади окружности) (1, рис. 1).

2. Компоненты второго типа (К2) – элементы, используемые для соединения несущего каркаса в единую металлоконструкцию. Представляют собой хорды H_{ij} описанных и вписанных в компоновочную площадь окружностей (2, рис. 1).

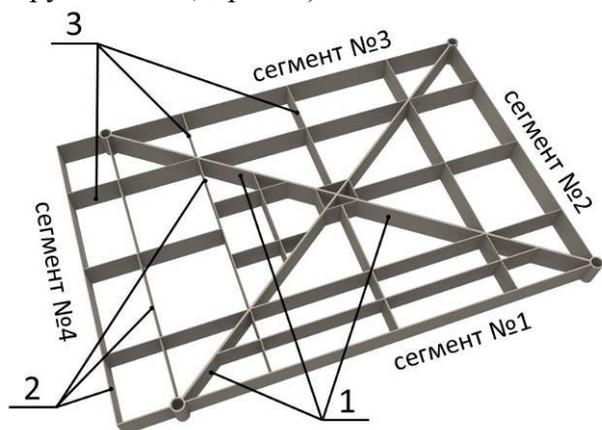


Рис.1. Металлоконструкция грузовой тележки на основе универсальной компоновочной схемы

3. Компоненты третьего типа (К3) – элементы, соединяющие компоненты второго типа между собой. Представляют собой зве-

нья $R_{i,j,k}$, сонаправленные с радиусами описанной и вписанных в компоновочную площадь окружностей (3, рис.1). Буквы индекса соответствуют: i – номеру сегмента, в котором располагается элемент, j – номеру хорды к которой относится элемент, k – номеру радиального элемента

Исследования, проведённые в работах [1-3], показали, что грузовые тележки, выполненные на основе универсальных компоновочных схем, обладают рядом преимуществ. Основное преимущество универсальной компоновочной схемы заключается в возможности её трансформации согласно действующим конструкционным и эксплуатационным требованиям и ограничениям путём корректировки положения и размерных параметров отдельных несущих элементов как индивидуально, так и в рамках крупных структурных единиц, с сохранением общей логики построения металлоконструкции и принципов взаимосвязи отдельных узлов. При компоновке металлоконструкций грузовых тележек возможно применение различных конфигураций универсальных компоновочных схем. Нагляднее всего процесс проектирования может быть показан на примере универсальной компоновочной схемы комплексной конфигурации (УКСКК) (рис. 1), которая подразумевает расчёт металлоконструкции с учетом общей картины нагружения тележки. Необходимые расчёты производятся на основе специально разработанной математической модели структурно-параметрического синтеза, в основу которой положен принцип матричного описания всех параметров и показателей несущей металлоконструкции. Так, взаимное расположение компонентов первого сегмента и второго можно описать с помощью структурных матриц Δ_1 и Δ_2 :

$$\Delta_1 = \begin{pmatrix} D_1 | H_{1.1} & R_{1.1.1} & R_{1.1.2} & R_{1.1.3} \\ 0 | H_{1.2} & R_{1.2.1} & R_{1.2.2} & R_{1.2.3} \\ 0 | H_{1.3} & 0 & R_{1.3.1} & 0 \end{pmatrix};$$

$$\Delta_2 = \begin{pmatrix} D_2 | H_{2.1} & R_{2.1.1} & R_{2.1.2} & R_{2.1.3} \\ 0 | H_{2.1.2} & 0 & R_{2.2.1} & 0 \end{pmatrix}.$$

Заменяя условные обозначения элементов в отдельных ячейках числовыми значениями, можно получать матрицы параметров, опи-

сывающие геометрические значения, прочностные, жёсткостные, усталостные и эксплуатационные характеристики элементов металлоконструкции тележки.

В ячейках матриц параметров могут содержаться не только числовые значения, но и математические взаимосвязи, соответствующие формулам, неравенствам и расчётным схемам, с помощью которых данные значения были получены

При составлении матриц расчётных схем ds_{Li} металлоконструкция тележки разбивается на отдельные элементы (в случае реализации аналитических способов анализа напряженно-деформированного состояния), для каждого из которых составляется своя расчётная схема, описываемая соответствующими математическими зависимостями. Расчётная схема каждого элемента формируется исходя из данных матриц длин элементов l_{Li} и матриц действующих усилий F_{Li} , q_{Li} . Расчётные схемы отдельных элементов могут рассматриваться отдельно или объединяться в более крупные расчётные модели.

2. Постановка задачи

В [4-6] указано, что в проектных расчётах все элементы металлоконструкций грузовых тележек могут быть рассмотрены в качестве отдельных двухопорных балок, что позволяет значительно упростить вычисление действующих напряжений и перемещений. В рамках проводимого исследования необходимо определить – насколько данный подход применим к металлоконструкциям, выполненным на основе универсальной компоновочной схемы. Так как в рассмотренном примере (рис.1) элементы металлоконструкции тележки с каждого конца закрепляются с помощью сварных соединений, то в качестве простейшей расчётной схемы рационально использовать двухопорную балку с жёстко заземленными концами. Однако в реальной конструкции узлы соединения элементов не являются абсолютно жёсткими, что может привести к неправильной оценке напряжений по длине элементов. В связи с этим может быть использована схема с шарнирными опорами, что так же может повлиять на точ-

ность расчёта из-за невозможности оценки величины крутящих моментов, возникающих в сварных швах.

Так же возникает вопрос о степени влияния нагрузок, приложенных в каком-либо сегменте, на напряжённно-деформированное состояние элементов соседних сегментов.

Таким образом, целью настоящей работы является синтез рекомендаций по выбору типов расчетных схем элементов металлоконструкций грузовых тележек с обоснованием целесообразности их применения с позиции надежности получаемых результатов расчета в каждой конкретной проектной ситуации.

3. Теоретические исследования

Для достижения поставленной цели был произведён анализ напряжённно-деформированного состояния металлоконструкции произвольной конфигурации, учитывающей типовые возможности взаимного расположения структурных элементов, (рис. 2) с помощью метода конечных элементов в программном комплексе Siemens NX.

При проведении анализа металлоконструкция нагружалась вертикальными силами, прикладываемыми в первом и втором секторах. В рамках расчёта сформированы следующие случаи нагружения:

1. АI – вертикальная сила $F_I = 30000$ Н приложена в точке №13 (рисунок 4.8).
2. АII – вертикальная сила $F_I = 30000$ Н приложена в точке №25.
3. АIII – вертикальная сила $F_I = 30000$ Н приложена в точке №24.
4. БI – вертикальные силы $F_I = 30000$ Н и $F_I = 30000$ Н приложены в точках №13 и № 25.
5. БII – вертикальные силы $F_I = 30000$ Н и $F_I = 30000$ Н приложены в точках №13 и № 24.

Для каждого случая нагружения фиксировались значения эквивалентных напряжений элементов первого и второго сектора в выбранных характерных сечениях, соответствующих точкам, показанным на рис. 2. Всего в рамках рассматриваемых сегментов было выделено 31 характерное сечение.

Так как металлоконструкция является тонкостенной, для построения её конечно-

элементной модели были использованы плоские 4-х узловые конечные элементы. Размеры конечных элементов задавались в диапа-

зоне $3...5b$, где b – толщина элемента металлоконструкции [7, 10].

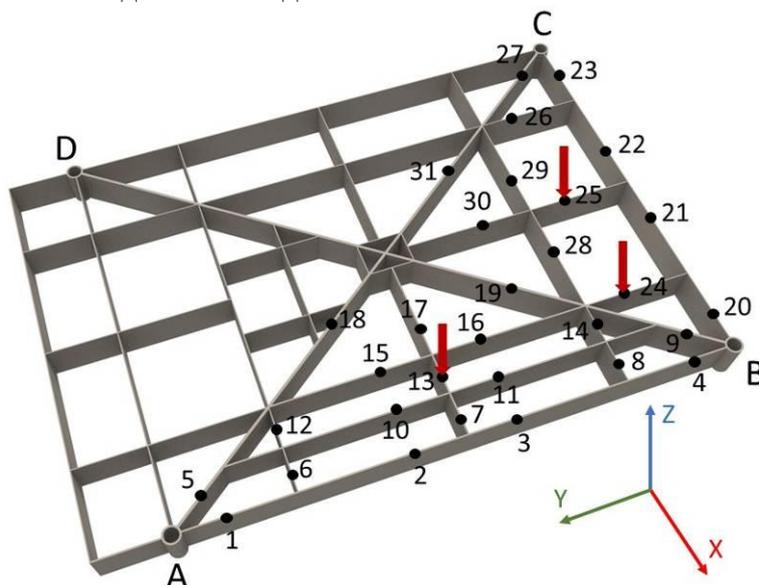


Рис. 2. Схема расположения характерных сечений элементов типовой металлоконструкции произвольной конфигурации на основе универсальной компоновочной схемы

В процессе ограничения степеней свободы рассматриваемой металлоконструкции требовалось избежать искусственного завышения жёсткости рамы. Поэтому при наложении ограничений были учтены рекомендации, изложенные в [7-9]. Так, в точке А (рис. 2) перемещения ограничены вдоль всех координатных осей, в точке В вдоль осей X и Z, в точке С только вдоль оси Z, в точке D вдоль осей Y и Z. Материал конструкции задан в виде линейно упругой изотропной мо-

дели с характеристиками, свойственными для углеродистых качественных и низколегированных конструкционных сталей, в частности модуль Юнга равен $2,1 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона равен 0,3 [7, 8]. Картины распределения напряжений в указанных сегментах для некоторых расчётных случаев нагружения показаны на рис. 3-5. Значения напряжений (МПа) в характерных сечениях элементов в зависимости от случая нагружения указаны в табл. 1 и 2.

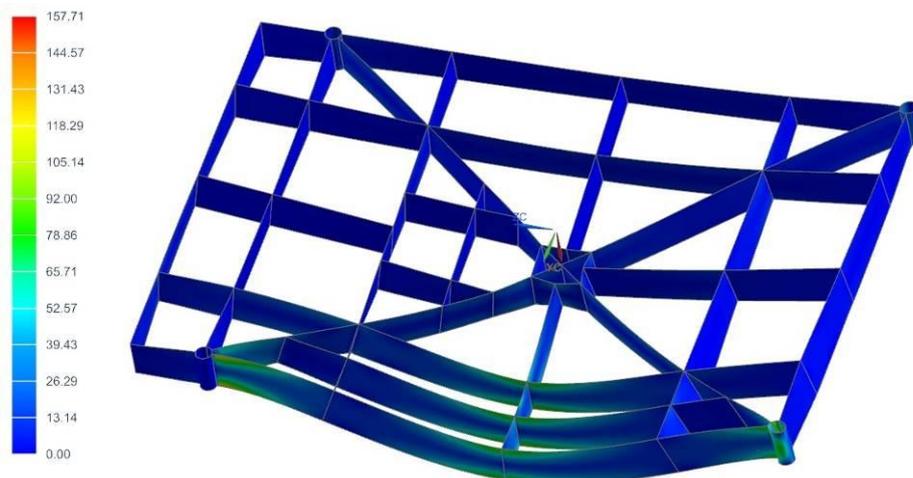


Рис. 3. Картина распределения напряжений (МПа) для случая нагружения А1

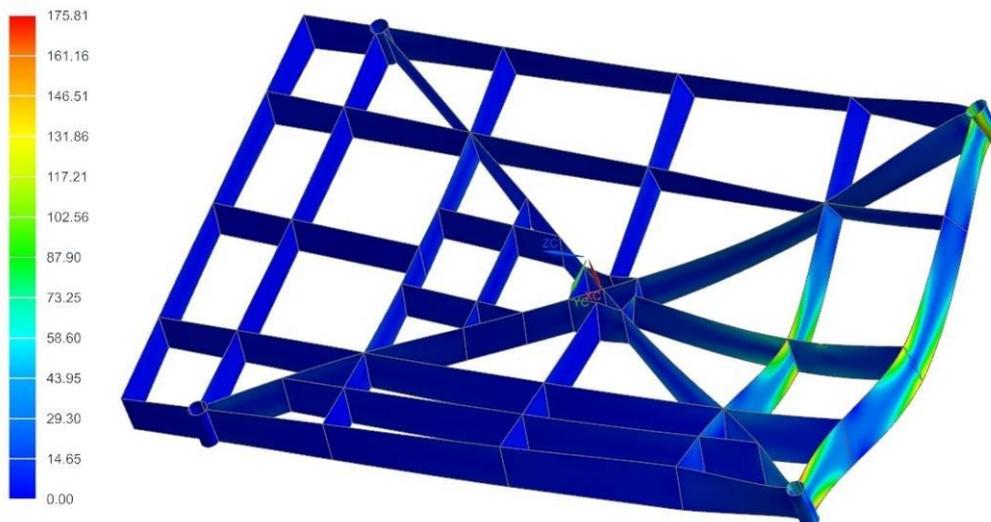


Рис.4. Картина распределения напряжений (МПа) для случая нагружения АII

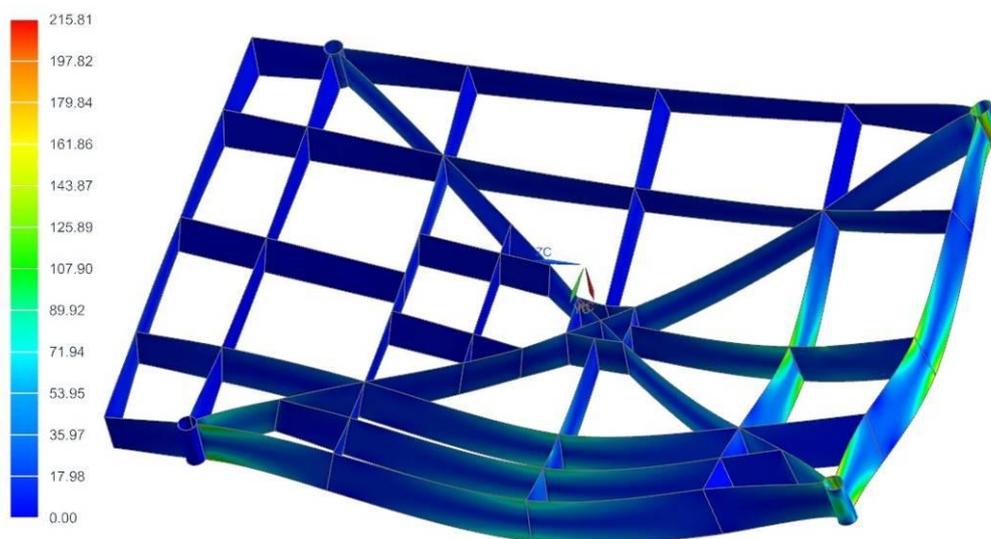


Рис.5. Картина распределения напряжений (МПа) для случая нагружения БI

Таблица 1

Напряжения (МПа) в характерных сечениях металлоконструкции (случай А)

№ точки	Расчётный случай			№ точки	Расчётный случай			№ точки	Расчётный случай		
	AI	API	АIII		AI	API	АIII		AI	API	АIII
1	118	6	13	12	15	4	2	23	6	100	32
2	82	5	9	13	100	3	3	24	10	38	153
3	81	4	10	14	12	30	14	25	2	162	2
4	72	10	2	15	83	1	1	26	3	30	4
5	61	21	13	16	85	1	1	27	18	32	8
6	15	1	1	17	48	6	6	28	9	135	28
7	33	3	3	18	24	4	6	29	8	128	11
8	8	15	1	19	27	28	20	30	2	60	10
9	41	48	44	20	4	145	118	31	3	32	7
10	84	2	3	21	3	117	36				
11	84	4	5	22	5	119	25				

Таблица 2

Напряжения (МПа) в характерных сечениях металлоконструкции (случай Б)

№ точки	Расчётный случай		№ точки	Расчётный случай		№ точки	Расчётный случай	
	Б1	БП		Б1	БП		Б1	БП
1	127	120	12	18	16	23	107	35
2	86	88	13	94	100	24	12	162
3	85	95	14	17	24	25	186	16
4	58	74	15	86	82	26	33	9
5	83	72	16	86	82	27	45	17
6	16	14	17	56	50	28	142	25
7	32	33	18	30	30	29	134	11
8	4	9	19	55	49	30	68	23
9	100	86	20	145	122	31	32	10
10	84	88	21	121	39			
11	88	91	22	124	29			

В ходе численного моделирования установлено, что в большинстве случаев действующие напряжения распределяются между вспомогательными элементами того сектора, к которому приложено усилие, а также соответствующими главными диагональными элементами и не оказывают значительного влияния на напряжённо-деформированное состояние радиальных и хордовых элементов соседних секторов. Так в случае нагружения А1 наибольшие напряжения наблюдались в хордовом элементе $H_{1,1}$ на участках соединения с соответствующими угловыми узлами (точки 1 и 4) и нагруженным радиальным элементом $R_{1,1,2}$ (точки 2 и 3). В остальных хордовых элементах первого сектора так же наблюдается концентрация напряжений у узла соединения с радиальными элементами, соосными элементу $R_{1,1,2}$: в точках 10 и 11 на радиальном элементе $H_{1,2}$, в точках 15 и 16 на радиальном элементе $H_{1,3}$. При этом напряжения в характерных сечениях второго сектора не превысили 18 МПа. Аналогичная картина наблюдается в случаях нагружения АII и АIII.

Сопоставляя данные таблиц 1 и 2 можно отметить, что вне зависимости от количества действующих на металлоконструкцию сил напряжения в характерных сечениях в рамках одного сектора отличается незначительно. К примеру, напряжение в точке 1 в случае нагружения АI составляло 118 МПа. Для случая БI, в котором согласно описанным

условиям помимо силы в точке 13 к металлоконструкции тележки приложена сила в точке 25 напряжение в сечении 1 составило 127 МПа.

Для подтверждения адекватности использования той или иной расчетной схемы было проведено сравнение результатов, полученных в ходе расчёта действующих эквивалентных напряжений по предлагаемым схемам, с данными численного моделирования напряженно-деформированного состояния металлоконструкции. Напряжения определялись от действия сосредоточенной силы, прикладываемой поочередно в трёх различных точках на каждом радиальном элементе (рис. 6). Положение 2-й точки соответствует центру элемента, точки 1 и 3 расположены вблизи сварных соединений на одинаковом удалении от центра элемента. Значения действующих эквивалентных напряжений для радиальных элементов 2-го сегмента металлоконструкции приведены в табл. 3.

Из анализа данных табл. 3 можно увидеть, что для элементов $R_{2,1,1}$ и $R_{2,1,3}$ в ходе расчётов по схеме с жёсткими опорами и численном моделировании получены близкие по величине значения эквивалентных напряжений, что объясняется достаточной жёсткостью узлов крепления указанных элементов. Узлы крепления элементов $R_{2,1,2}$ и $R_{2,2,1}$, находятся в центре соответствующих хорд, которые обладают значительной податливостью.

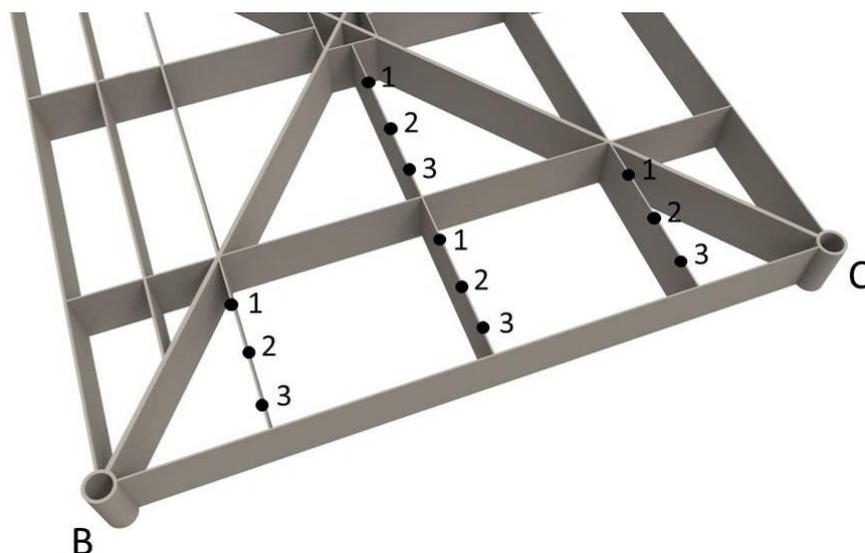


Рис. 6. Схема расположения точек приложения усилий

Таблица 3

Значения эквивалентных напряжений (МПа) в элементах металлоконструкции

Обозначение элемента № точки	R _{2.1.1}			R _{2.1.2}			R _{2.1.3}			R _{2.2.1}		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Тип схемы												
Схема с жёсткими опорами	165	162	165	165	162	165	165	162	165	174	188	174
Схема с шарнирными опорами	244	288	244	244	288	244	244	288	244	282	344	292
Численное моделирование	134	175	151	217	241	155	131	170	151	230	302	282

В связи с этим, полученные в ходе численного моделирования значения эквивалентных напряжений далеки от результатов аналитического расчёта по предлагаемым схемам и находятся в диапазоне между значениями, определёнными расчетом с учетом предложенных схем с жесткими и шарнирными опорами.

4. Результаты и их анализ

С учетом результатов численного моделирования напряжённо-деформированного состояния металлоконструкции в различных случаях нагружения можно сделать вывод, что расчёт радиальных и хордовых элементов можно производить только от усилий, действующих на рассматриваемый сегмент. Итоговая расчётная схема главного диаго-

нального элемента формируется из всего спектра силовых факторов, воздействующих на него через вспомогательные элементы соседних секторов, описанных в соответствующих ячейках матриц расчётных схем.

Очевидно, что выбор расчётной схемы напрямую зависит от жёсткости элементов. При расчёте элементов небольшой протяжённости, соединяемых с жёсткими элементами металлоконструкции, рационально использовать в качестве расчётной схемы двухопорную балку с жёстким закреплением концов. При расчёте протяжённых элементов действующие напряжения могут быть приближено определены как среднее арифметическое значение величин, полученных при расчёте по двум предложенным схемам. При оценке максимальных возможных напряжений в протяжённых элементах с наименьшей

жесткостью может быть использована схема с шарнирным опиранием балки. Данные рекомендации распространяются на все типы элементов, входящих в структуру металлоконструкции тележки.

5. Заключение

Применение мощных программных комплексов, позволяющих осуществлять многоцикловый конечно-элементный анализ напряженно-деформированного состояния металлоконструкций на основе трехмерных параметрических моделей с последовательным улучшением их характеристик после каждого расчетного цикла, является затратным не только с позиции стоимости соответствующего программного обеспечения, но и с позиции необходимости обучения соответствующего инженерного персонала. В таком

контексте поиск возможных аналитических решений проектных задач, дающих качественный расчетный результат с достаточной степенью точности, является актуальной задачей, так как позволяет при привлечении персонала с «классическим» набором инженерных навыков использовать простейшие программные средства для проведения всего комплекса проектных мероприятий.

В результате проведенных в настоящей работе исследований сформирован комплекс рекомендаций по аналитическому решению задачи комплексного анализа напряженно-деформированного состояния металлоконструкции грузовой тележки на основе универсальной компоновочной схемы, что в случае корректного применения снижает весь комплекс затрат на проведение проектных процедур при проектировании грузовых тележек кранов мостового типа.

Список литературы

1. Гончаров, К.А. Подход к проектированию опорных тележек кранов общего назначения мостового типа с учётом универсальной компоновочной схемы их металлоконструкции / К.А. Гончаров, И.А. Денисов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2017. – №3. – С. 43-49.
2. Гончаров, К.А. Универсальная компоновочная схема металлоконструкции грузовой тележки крана мостового типа / К.А. Гончаров, И.А. Денисов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – №1. – С. 60-66.
3. Гончаров, К.А. Модульная металлоконструкция рамы грузовой тележки крана мостового типа / К.А. Гончаров, И.А. Денисов // Научное обозрение. – 2017. – №16. – С. 13-16.
4. Гохберг, М.М. Металлические конструкции подъёмно-транспортных машин / М.М. Гохберг. – Л.: Машиностроение, 1969. – 520 с.
5. Шабашов, А.П. Мостовые краны общего назначения / А.П. Шабашов, А.Г. Лысяков. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 304 с.

References

1. Goncharov K.A., Denisov I.A. Approach to support truck design for general purpose cranes of bridge type taking into account universal layout diagram of their metal structure. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2017, No. 3, pp. 43-49. doi :https://doi.org/10.12737/article_59b11cbd491971.92745634 (In Russian).
2. Goncharov K.A., Denisov I.A. Multipurpose layout drawing of metalware of bridge crane load trolley. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.1, pp. 60-66. doi :<https://doi.org/10.22281/2413-9920-2017-03-01-60-66> (In Russian).
3. Goncharov K.A., Denisov I.A. Modular metal structure of the frame of the jib crab of the bridge crane. *Nauchnoe obozrenie*, 2017, No. 16, pp. 13-16. (In Russian).
4. Gokhberg M.M. Metal structures of hoisting-and-transport machines. Leningrad, Mashinostroenie, 1969. 520 p. (In Russian).
5. Shabashov A.P., Lysyakov A.G. Bridge cranes of general purpose. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 304 p. (In Russian).
6. Parnitsky A.B., Shabashov A.P. Bridge cranes of general purpose: design, calculation, operation. Moscow, MASHGIS, 1961. 319 p.

6. Парницкий, А.Б. Мостовые краны общего назначения: конструкция, расчёт, эксплуатация / А.Б. Парницкий, А.П. Шабашов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: МАШГИС, 1961. – 319 с.

7. Вершинский, А.В. Численный анализ металлических конструкций подъёмно-транспортных машин / А.В. Вершинский, И.А. Лагереv, А.Н. Шубин, А.В. Лагереv. – Брянск: РИО БГУ, 2014. – 186 с.

8. Лагереv, И.А. Расчёты грузоподъёмных машин методом конечных элементов: монография / И.А. Лагереv. – Брянск: Издательство БГТУ, 2013. – 116 с.

9. Лагереv, И.А. Оптимальное проектирование подъёмно-транспортных машин: монография / И.А. Лагереv, А.В. Лагереv. – Брянск: БГТУ, 2013. – 228 с.

10. Титов, Н.А. Нелинейные конечно-элементные расчёты в задачах прочности подъёмно-транспортных машин / Н.А. Титов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. – №2. – С. 51-58.

(In Russian).

7. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. Numerical analysis of metal constructions of lifting-transport machines. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2014. 186 p. (In Russian).

8. Lagerev I.A. Calculations of load-lifting machines by the finite element method. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tehnicheskiiy Universitet, 2013. 116 p. (In Russian).

9. Lagerev I.A., Lagerev A.V. Optimalnoe proektirovanie podemno-transportnykh mashin [Optimum design of hoisting machines]. Bryanskiy Gosudarstvennyy Tehnicheskiiy Universitet, 2013. 228 p. (In Russian).

10. Titov N.A. Nonlinear finite element calculations in problems of strength of lifting-transport machines. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.2, pp. 51-58. (In Russian).

УДК (UDC) 86-868

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В ПЛАНЕТАРНЫХ
ВИБРОПРИВОДАХ С КИНЕМАТИЧЕСКИ НЕУРАВНОВЕШЕННОЙ МАССОЙMODELING OF VIBRATIONAL PROCESSES IN PLANETARY VIBRODRIVE
WITH KINEMATICALLY UNBALANCED MASSЗакиров Р.Г.
Zakirov R.G.Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет) (г. Челябинск, Российская Федерация)
South Ural State University (Scientific Research University) (Chelyabinsk, Russian Federation)

Аннотация. В статье представлены математические модели и результаты компьютерного моделирования колебательных процессов в планетарных виброприводах с кинематически неуравновешенной массой. Реализованный в виброприводах способ образования колебаний позволяет регулировать в широком диапазоне частоту и амплитуду колебаний без изменения конструктивных элементов виброприводов. Добавление в колебательную систему дополнительной неуравновешенной массы позволяет управлять и формой движения рабочих органов. Составленные ранее управляющие зависимости не учитывали динамические процессы в колебательной системе. Они были получены при статическом положении инерционных тел, когда пренебрегали смещением их продольной оси и, соответственно, влиянием этого смещения на параметры колебаний. Предложенные математические модели, представляющие собой дифференциальные уравнения относительно движения центра тяжести инерционного тела, учитывают возможные неустойчивые фазы в колебательном процессе и позволяют точно смоделировать движение центра масс при выбеге и в установившемся режиме. Представленные на основе предложенных математических моделей результаты компьютерного моделирования колебательных процессов отражают преимущественные возможности рассматриваемых виброприводов в регулировании параметров колебания рабочего органа. Определены наиболее эффективные и удобные для использования управляющие параметры. Показаны траектории движения центра масс системы при выбеге и в установившемся режиме, когда при различных управляющих параметрах получаются различные формы траектории.

Ключевые слова: вибровозбудитель, вибропривод, вибрационная машина, параметры колебаний, математическая модель.

Дата принятия к публикации: 20.05.2019
Дата публикации: 25.06.2019

Сведения об авторе:

Закиров Родион Габитович – кандидат технических наук, доцент, кафедра техники, технологий и

Abstract. The paper presents mathematical models and computer simulation results for the oscillatory processes in planetary vibration motor with a kinematically unbalanced mass. The method of oscillation generation implemented in vibration generators allows adjusting the oscillation frequency and amplitude without changing design elements of vibration drives. Including some additional unbalanced mass in the system facilitates control over the mode of motion of actuating devices. The previously obtained control dependencies did not take into account dynamic processes in the oscillatory system. They were obtained at the static state of inertia bodies when the direct axis misalignment was neglected and, correspondingly, the same is true for this misalignment impact on oscillation parameters. The proposed mathematical models representing differential equations of the relative motion of inertia body gravity center take into account possible unstable phases and allow precise simulation of the mass center motion at runout and in steady state. The results of oscillatory processes' computer simulation presented on the basis of the proposed mathematical models show the principal possibilities of the considered vibration drives in relation to the control over actuating device oscillation parameters. The most efficient and easy-to-apply control parameters were defined. The authors demonstrated the system mass center motion trajectories at runout and in steady state when one can obtain various trajectory's forms under various control parameters.

Keywords: vibration generator, vibrodrive, vibration machine, oscillation parameters, mathematical model.

Date of acceptance for publication: 20.05.2019
Date of publication: 25.06.2019

Author's information:

Rodion G. Zakirov – PhD in Technical Sciences, associate Professor, Department of Engineering,

строительства, Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)»,
e-mail: zakirovrg@susu.ru.
ORCID: 0000-0002-4702-6561

† Technology and Construction, Federal State Autonom-
† ous Educational Institution of Higher Education «South
† Ural State University (national research university)»
† FSAEIH SUSU (NRU), e-mail: zakirovrg@susu.ru.
† ORCID: 0000-0002-4702-6561

1. Введение

Применение вибрационных машин в высокоэффективных технологических процессах стало неотъемлемой частью современной промышленности. Вибрационные технологии широко применяются в машиностроении при обработке и транспортировке деталей, в строительстве при производстве строительных материалов и свайных работах, в металлургии при формовании изделий и измельчении металлов, в пищевой и перерабатывающей промышленности при экстракции и фильтрации, в горнодобывающей промышленности при обогащении минерального сырья и в других производствах. Постоянно разрабатываются новые и совершенствуются существующие методы вибрационного воздействия, увеличиваются области применения вибрационной техники. То, что ещё вчера было невозможно обеспечить с помощью традиционных технологий, сегодня достигается благодаря воздействию вибрации.

Быстрому внедрению вибрационных технологий способствуют не только эффективность влияния вибрации на качество производимой продукции, интенсификация и повышение производительности технологических процессов, но и развитие вибрационных машин, обеспечивающих выполнение этих технологий. Вибрационные машины сообщают рабочему органу колебательные движения, необходимые для осуществления выполняемого процесса. Задачи по обеспечению требуемых колебательных движений для выполнения различных технологических процессов решается видом используемого вибропривода и конструктивными особенностями машины. Разработаны классы эксцентровых, центробежных дебалансных и планетарных, гидравлических, электромагнитных и пневматических виброприводов, способных удовлетворять различным динамическим и технологическим требованиям,

предъявляемыми производственными процессами к вибрационным машинам [1, 2].

В тоже время общим недостатком используемых виброприводов является сложность, а часто и невозможность изменения параметров генерируемых вибрационных полей в достаточно широких пределах без изменения конструктивных элементов. Это обстоятельство затрудняет использование вибрационных машин в условиях гибких производственных процессов с часто изменяющимися объектами обработки и условиями работы. В мало и среднесерийном производстве с использованием вибрационных технологий переход на выпуск новых изделий сопряжен с увеличением простоев из-за необходимости замены машины, вибропривода или их отдельных узлов.

Во многом определяют область применения вибромашины и траектории колебаний их рабочего органа. Способы изменения структуры вибрационного поля с одновременным управлением формой движения рабочих органов, динамических и технологических параметров колебательных процессов с помощью различных управляемых технических устройств рассматривались в работах отечественных и зарубежных авторов [1-9]. При этом значительно усложняется конструкция виброприводов, увеличиваются размеры, затрудняется настройка системы.

Как показывает анализ предлагаемых путей универсализации вибрационных приводов, решением задачи может стать вибропривод, в котором образование вибрационных полей будет происходить за счет совмещенных способов получения колебаний. Такой вибрационный механизм реализован в способе возбуждения колебаний, предложенном в Южно-Уральском государственном университете [10]. В нем, благодаря совмещению планетарного и дебалансного способов получения колебаний можно при незначительных частотах вращения получать

в десятки-сотни раз превышающие частоты круговых колебаний инерционного элемента (вращаемого тела). При этом, варьируя значительным количеством исходных параметров регулируют частоту и амплитуду этих колебаний в широком диапазоне. Это обстоятельство позволяет считать данный способ возбуждения колебаний перспективным в плане решения рассматриваемой проблемы.

На основе этого способа в последние годы были разработаны способы возбуждения колебаний [11-13], позволяющие управлять ещё и формой движения рабочих органов, рассмотрены возможности их практической реализации в роторных инерционных виброприводах [14]. Однако управляющие зависимости для разработанных виброприводов вследствие сложности динамических процессов были получены при статическом положении инерционных тел, когда пренебрегли смещением продольной оси вращаемого тела и, соответственно, его влиянием на вибрационное поле. Полученные таким путем зависимости могут быть пригодными при практическом применении на неавтоматизированном производстве, но они не дают точного представления о характере создаваемого вибрационного поля и не являются адекватными с научной точки зрения.

Таким образом, углубленное исследование и моделирование колебательных процессов в совокупности с особенностями кинематики и динамики в виброприводах с управляемыми в широком диапазоне параметрами и формой колебательных процессов имеет важный практический интерес для повышения эффективности работы вибрационных машин.

2. Постановка задачи

Целью данной работы является компьютерное моделирование колебательных процессов в планетарных виброприводах с кинематически неуравновешенной массой на основе математических моделей, которые будут учитывать кинематику и динамику процессов.

Для более полного исследования колебательных процессов, разрабатываемые мате-

матические модели должны охватывать движение центра масс при выбеге и в установившемся режиме, позволить рассмотреть возможные неустойчивые фазы в процессе генерации вибрационного поля, а также опделить наиболее эффективные управляющие параметры для изменения параметров и формы колебательных процессов.

3. Построение математических моделей

Для установления математической модели работы планетарного вибропривода с кинематически неуравновешенной массой, основанного на вышеописанном способе возбуждения колебаний [10], была составлена и рассмотрена расчетная динамическая схема (рис. 1) с учетом кинематики и динамики движения центра масс вращаемого тела.

В этом способе вращаемое тело 1 длиной l , имеющее форму стержня с массивным диском массой m на конце, прижимается торцевой поверхностью диска диаметром D к плоской неподвижной поверхности (контртелу 2) осевой силой P_{OC} прижима. Вращаемое тело, связанное с приводом вращения, получает вращательное движение с угловой скоростью ω_{BP} .

В начальный момент диссипативные силы трения между поверхностями диска и контртела выводят вращаемое тело из состояния равновесия и в дальнейшем контакт диска с контртелом происходит в одной движущейся точке K . Вращаемое тело отклоняется от вертикальной оси z и торцевой поверхностью диска начинает планетарно обкатываться по поверхности контртела вокруг оси z . В результате происходит смещение центра тяжести диска вращаемого тела и возникает его кинематическая неуравновешенность.

Вращаемое тело при планетарном обкатывании (в подвижной точке K , в которую переходит действие осевой силы P_{OC}) начинает совершать поперечные колебания (с частотой ω). При этом кинематически неуравновешенная масса m вызывает вращающуюся инерционную силу, которая уравновешивая систему, выводит центр тяжести вращаемого

тела на круговую орбиту с постоянной (в установившемся режиме, предположительно через 3-4 оборота) амплитудой ρ .

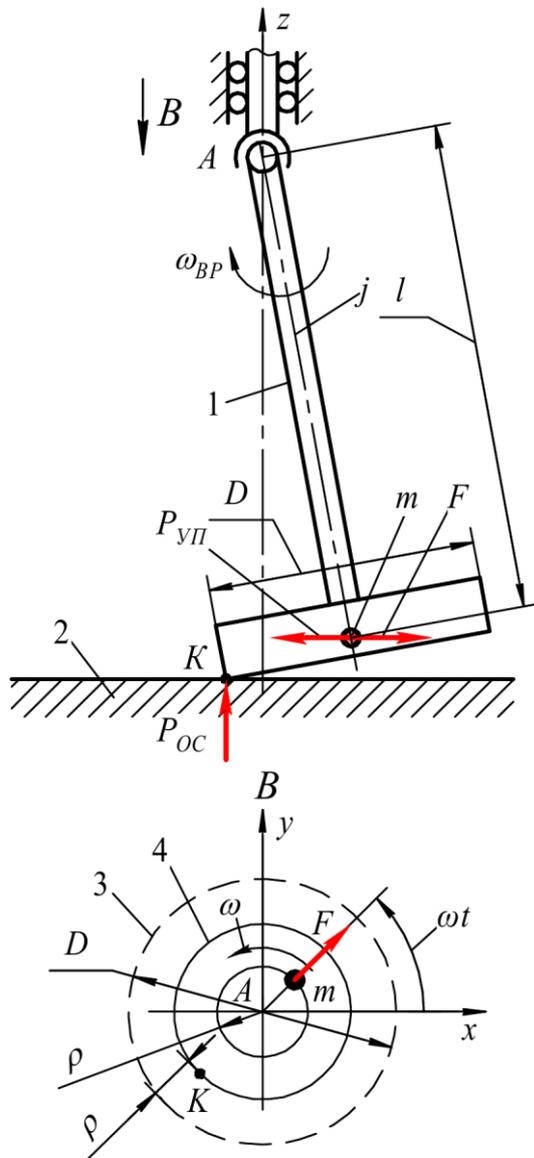


Рис. 1. Расчетная схема планетарного вибропривода с кинематически неуравновешенной массой:
 1 – вращаемо тело; 2 – контртело;
 3 – начальная траектория обката;
 4 – установившаяся траектория обката

На схеме рассмотрено положение вращаемого тела в произвольный момент времени. На систему действуют осевая сила P_{OC} прижатия вращаемого тела к контртелу, сила упругости $P_{уп}$ вращаемого тела, пропорциональная смещению ρ продольной оси вращаемого тела, а также сила инерции F дви-

жущейся с ускорением массы, зависящая от параметров колебаний центра тяжести.

При выбеге (после включения вибропривода) смещение продольной оси вращаемого тела возрастает от нуля до величины $\rho(t)$ и является функцией времени (в декартовой системе координат величину смещения ρ можно представить изменяющимися со временем проекциями $x(t)$, $y(t)$ на координатные оси).

Дифференциальные уравнения относительного движения центра тяжести вращаемого тела будут иметь вид:

$$m\ddot{x}(t) - \left[\frac{P_{OC}}{l} \left(\frac{D}{2} - x(t) \right) \right] \cos \varphi(t) = x(t)j;$$

$$m\ddot{y}(t) - \left[\frac{P_{OC}}{l} \left(\frac{D}{2} - y(t) \right) \right] \sin \varphi(t) = jy(t);$$

$$\left[\frac{mD^2}{8} + m(x(t)^2 + y(t)^2) \right] \dot{\varphi}(t) = \varphi(t)j,$$

где $x(t)j$, $y(t)j$, $\varphi(t)j$ – составляющие силы упругости $P_{уп}$ вращаемого тела; $m\ddot{x}(t)$ и $m\ddot{y}(t)$ – составляющие силы инерции F движущейся с ускорением массы; j – жесткость стержня вращаемого тела.

Первые два уравнения описывают движение центра тяжести вращаемого тела в плоскости $xу$. Они были получены из уравнений равновесия моментов относительно точки A в координатных плоскостях xz и yz , соответственно. Третье уравнение описывает вращение вращаемого тела вокруг оси z . В полученных уравнениях в правые части равенств вынесены составляющие компоненты возвращающих сил упругости.

Так как центр тяжести вращаемого тела совершает сложное криволинейное движение, то для дальнейшего компьютерного исследования систему дифференциальных уравнений относительного движения центра тяжести неуравновешенной массы нужно рассматривать в полярной системе координат. Перевод системы дифференциальных уравнений в полярную систему координат удобно провести при помощи построения матричной математической модели.

Используя матрицы преобразования декартовых координат и матрицы жесткости

[15], получим матричную форму линейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{pmatrix} m\rho(t)\omega^2 - \rho(t)j - \left[\frac{P_{OC}}{l} \left(\frac{D}{2} - \rho(t) \right) \right] \\ m\rho(t)\omega^2 - \rho(t)j - \left[\frac{P_{OC}}{l} \left(\frac{D}{2} + \rho(t) \right) \right] \\ \left[\frac{mD^2}{8} + m\rho(t)^2 \right] \frac{\partial}{\partial t} \omega \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} j & -1 & -1 \\ -1 & j & -1 \\ -1 & -1 & j \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \rho(t) \cos(\omega t) \\ \rho(t) \sin(\omega t) \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho(t) \sin(\omega t)) - \frac{\partial}{\partial t} (\rho(t) \cos(\omega t)) \end{pmatrix}$$

где

$$\omega = \frac{D\omega_{BP}}{2\rho(t)}$$

Зависимость для частоты ω колебаний была получена из уравнения кинематики, связывающего окружные скорости центра тяжести массы m относительно мгновенного центра скоростей в точке K и относительно оси z .

Также после дифференцирования и матричных преобразований можно получить векторную модель траектории движения центра тяжести вращаемого тела вибропривода:

$$\rho(t) = \frac{P_{OC}D}{2l} \times \begin{pmatrix} 1 \\ \frac{m\omega(t)^2 - \frac{P_{OC}}{l} - j(1 + \cos\omega(t)t - \sin\omega(t)t)}{1} \\ \frac{m\omega(t)^2 - \frac{P_{OC}}{l} - j(1 + \cos\omega(t)t + \sin\omega(t)t)}{1} \end{pmatrix}$$

Возможность управления формой движения рабочих органов обеспечивает планетарный вибропривод с кинематически и статически неуравновешенными массами, основанный на способе [16], в котором к вращаемому телу добавляют неуравновешенную массу (дебаланс) 3 (рис. 2). Дебаланс массы

m_2 , жестко закрепленный на вращаемом теле, создает в системе дополнительную радиальную силу P_p , вращающуюся с угловой скоростью ω_{BP} . Происходит модуляция колебаний вращаемого тела, вызванных кинематически неуравновешенной массой m_1 , с частотой ω , и колебаний статически неуравновешенной массы m_2 дебаланса, с угловой скоростью ω_{BP} .

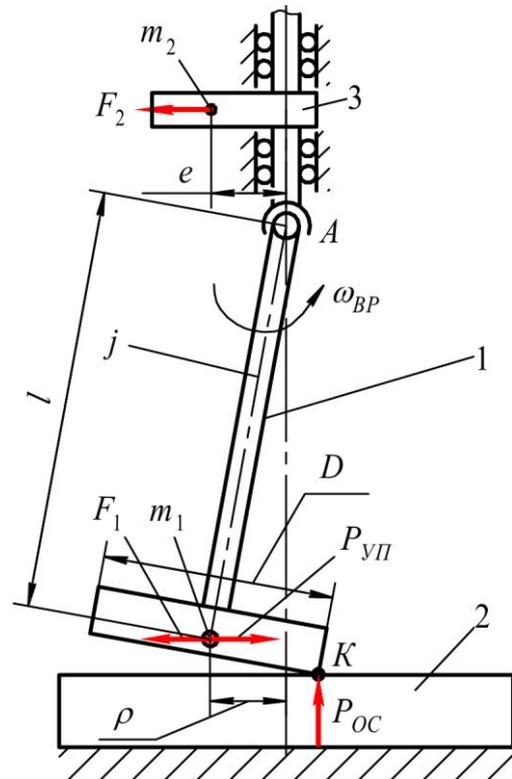


Рис. 2. Расчетная схема планетарного вибропривода с кинематически и статически неуравновешенными массами:

- 1 – вращаемое тело; 2 – контртело;
- 3 – дебаланс

Дифференциальные уравнения движения центра масс рабочего органа у такого вибропривода имеют вид:

$$\begin{cases} M\ddot{x} + kx = m_2 e \omega_{BP}^2 \sin \omega_{BP} t - m_1 \rho \omega^2 \sin \omega t; \\ M\ddot{y} + ky = m_2 e \omega_{BP}^2 \cos \omega_{BP} t + m_1 \rho \omega^2 \cos \omega t, \end{cases}$$

где x, y – проекции смещения центра масс вращаемых тел на координатные оси; $M = m_B + m_1 + m_2$ – общая масса рабочего органа вибропривода; m_B – масса рабочего органа вибропривода без масс вращаемых тел; e

– эксцентриситет дебаланса; k – коэффициент упругости колебательной системы.

Амплитуда ρ и частота ω колебаний кинематически неуравновешенной массы m_1 подчиняются закономерностям, полученными для планетарного вибропривода с одной кинематически неуравновешенной массой.

Перемещения рабочего органа вибропривода без учета упругости колебательной системы в установившемся режиме будут определяться уравнениями:

$$\begin{cases} x = \frac{m_1}{M} \rho \sin(\omega t) - \frac{m_2}{M} e \sin(\omega_{BP} t); \\ y = \frac{m_1}{M} \rho \cos(\omega t) + \frac{m_2}{M} e \cos(\omega_{BP} t). \end{cases}$$

Предложенные математические модели планетарных виброприводов с кинематически и статически неуравновешенными массами учитывают динамику движения центра масс вращаемых тел и позволяют с более полным соответствием рассматривать колебательные процессы при выбеге в установившийся режим и в установившемся режиме.

4. Компьютерное моделирование и его результаты

Компьютерное моделирование колебательных процессов по предложенным математическим моделям было проведено в системе компьютерной алгебры Mathcad Prime, имеющей богатый инструментарий по работе с системами дифференциальных уравнений и матрицами [17].

В процессе исследований последовательно варьировались геометрически-массовые параметры вращаемого тела (длина l , диаметр D и зависящая от них масса m), кинематические (угловая скорость ω_{BP} в зависимости от частоты вращения n_{BP}) и силовые (вращающий момент T и осевая сила P_{OC} прижатия) параметры привода. При этом согласно математическим моделям получали графические зависимости движения центра тяжести вращаемого тела в полярной системе координат и центра масс рабочего органа в прямоугольной системе координат.

На рис. 3 показана характерная графическая зависимость смещения центра тяжести вращаемого тела у планетарного вибропривода с кинематически неуравновешенной массой. Такой характер колебательного процесса сохраняется при различных настройках вибропривода.

Как показали полученные зависимости, выбег вращаемого тела из устойчивого положения в установившийся режим колебаний происходит очень быстро и плавно. При этом не наблюдается каких-либо скачкообразных изменений. При различных комбинациях входных параметров вибропривода переход происходит не более чем за 1-1,5 оборота центра тяжести массы m вокруг оси z .

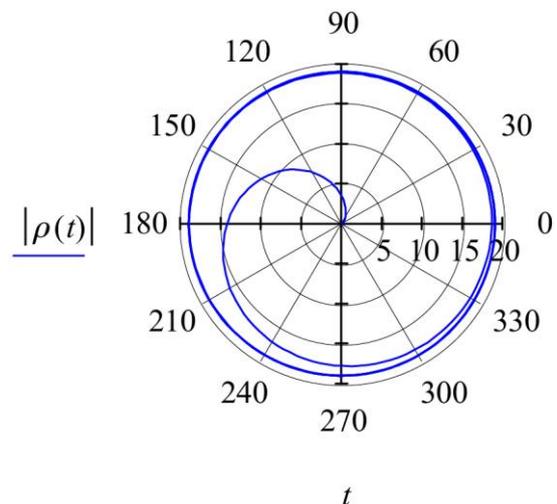


Рис. 3. Траектория движения центра тяжести вращаемого тела

Весь переходный процесс от запуска до установившегося режима можно разделить на три зоны. Первая начальная зона характеризуется относительно медленным ростом амплитуды, когда контакт ротора с контртелом по всей торцевой поверхности в начальный момент переходит в контакт в одной точке на периферии торцевой поверхности ротора. В этой зоне диссипативные силы трения, действующие по всей торцевой поверхности вращаемого тела, выводят тело из состояния устойчивого равновесия и переходят в силу трения качения. Вторая зона характеризуется очень быстрым ростом амплитуды за счет резко увеличивающейся инерционной силы F . Третий заключительный этап характеризуется уменьшением роста амплитуды до

достижения постоянной величины. На этом этапе возвращающая сила упругости $P_{УП}$ за счет увеличения амплитуды уравновешивает инерционную силу, и система переходит в установившийся режим работы.

В результате исследований выявлено, что наиболее эффективными управляющими параметрами частоты и амплитуды колебаний рабочего органа вибропривода являются угловая скорость вращаемого тела $\omega_{ВР}$ и осевая сила $P_{ОС}$ прижатия ротора. Изменение этих параметров приводит к более равномерному изменению амплитуды и частоты колебаний в достаточно широких пределах.

У планетарного вибропривода с кинематически и статически неуравновешенными

массами изменением только управляющих параметров можно при постоянной амплитуде получить самые разнообразные формы траектории движения вибропривода (рис. 4). При этом траектория движения рабочих органов определяется получаемым в колебательной системе соотношением

$$n = \frac{D}{2\rho}.$$

Если отношение радиуса D диска вращаемого тела к амплитуде ρ круговых колебаний его центра тяжести близко к целому числу, то получаемая траектория имеет замкнутую форму в пределах одного периода.

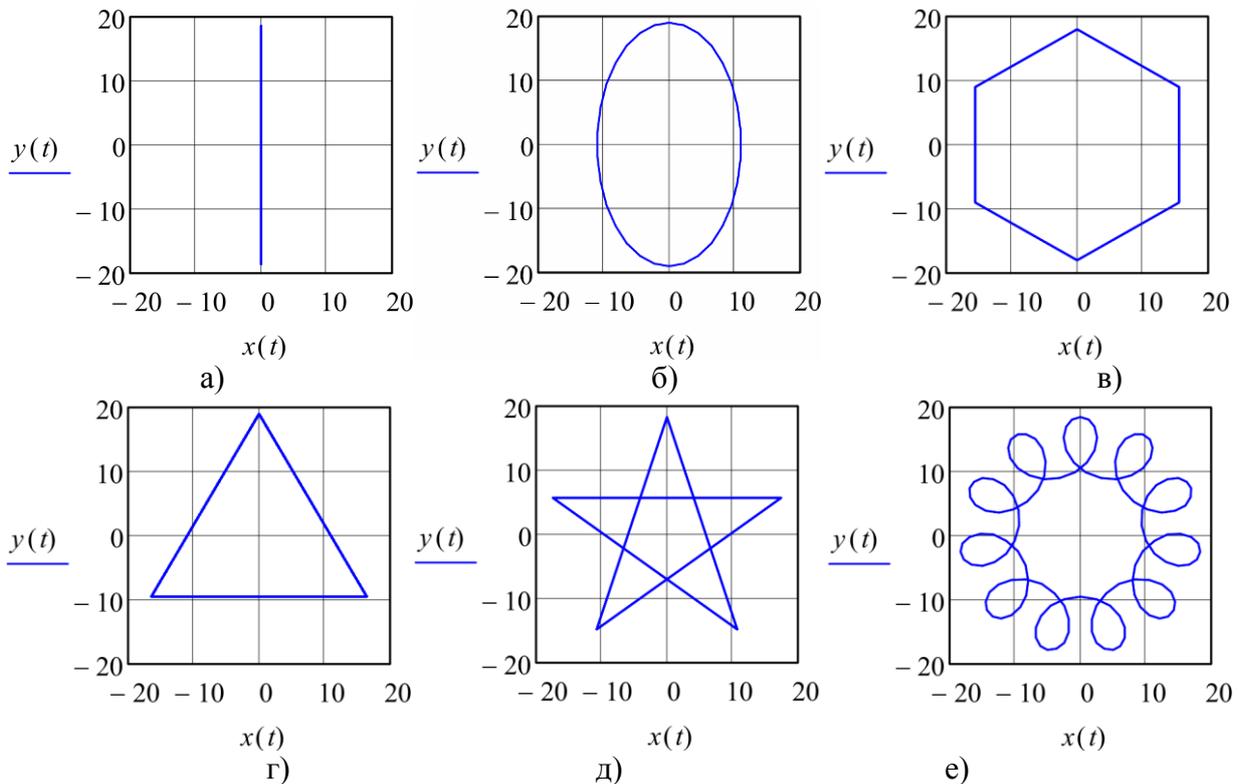


Рис. 4. Результаты моделирования траектории движений центра масс вибропривода: а) при $n = 7$; б) при $n = 1$; в) при $n = 5$; г) при $n = 2$; д) при $n = 9$; е) при $n = 10$.

5. Заключение

Математические модели, разработанные в матричной форме и с учетом кинематики и динамики движения центра масс вращаемого тела, оказались достаточно эффективным инструментом для компьютерного моделирования колебательных процессов во всех

режимах работы планетарных виброприводов с кинематически неуравновешенной массой. С помощью программных средств они позволяют оценить структуру создаваемого вибрационного поля, выбрать необходимые значения управляющих параметров виброприводов для обеспечения требуемых

частоты, амплитуды и формы колебаний рабочего органа вибромашины.

На основе разработанных математических моделей было установлено, что траектория движения центра тяжести кинематически неуравновешенной массы за весь переходной процесс (от запуска до установившегося режима) имеет устойчивую спиралевидную форму и, что для изменения параметров и формы колебательного процесса наиболее подходят угловая скорость вращаемого тела и осевая сила прижатия ротора.

Список литературы

1. Вибрации в технике: Справ. В 6-ти томах. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. - М.: Машиностроение, 1981. - 509 с.
2. Попов, Д.Н. Машиностроение. Энциклопедия. В 40 т. Т. IV-2. Электропривод. Гидро- и виброприводы. В 2-х кн. Кн. 2. Гидро- и виброприводы / Д.Н. Попов, В.К. Асташев, А.Н. Густомясов и др.; под общ. ред. Д.Н. Попова, В.К. Асташева. - М.: Машиностроение, 2012. - 304 с.
3. Гончаревич, И.В. Теория вибрационной техники и технологий / И.В. Гончаревич, К.В. Фролов. - М.: Наука, 1981. - 319 с.
4. De Silva, C.W. Vibration. Fundamentals and Practice / C.W. de Silva. - Boca Raton, London, New York, Washington, D.C.: CRC Press, 2000. - 957 p.
5. Бабичев, А.П. Основы вибрационной технологии / А. П. Бабичев, И. А. Бабичев. - Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 2008. - 693 с.
6. Яцун, С. Ф. Вибрационные машины и технологии для переработки гранулированных сред / С.Ф. Яцун, О.Г. Локтионова. - Старый Оскол: ТНТ, 2014. - 296 с.
7. Кузьмичев, В.А. Основы проектирования вибрационного оборудования / В.А. Кузьмичев. - Санкт-Петербург: Лань, 2014. - 208 с.
8. Белокузов Е.В. Принципы управления автоматизированными многоприводными вибрационными установками / Е.В. Белокузов, В.М. Шестаков // Интернет-журнал «Науковедение». - 2014. - №2 (21). - С. 96-107.

Использование планетарных виброприводов с кинематически неуравновешенной массы с возможностью настройки необходимого колебательного процесса с помощью разработанных математических моделей позволит в условиях гибких производственных процессов своевременно реагировать на изменение условий и объектов обработки и тем самым повысить эффективность работы вибрационных машин.

References

1. *Vibratsii v tekhnike. T. 4. Vibratsionnye protsessy i mashiny* [Vibrations in Engineering. Vol. 4. Vibration Processes and Machines]. Lavendel E.E., Ed. Moscow, Mashinostroenie, 1981. 509 p. (In Russian)
2. Popov D.N., Astashev V.K. (Eds.), Gustomiasov A.N. et al. *Mashinostroenie: entsiklopediya*. [Mechanical Engineering: Encyclopedia]. Vol. 4-2: *Elektroprivod. Gidro- i vibroprivody* [Electric drive. Hydraulic and vibro drives]. Book 2: *Gidro- i vibroprivody* [Hydraulic and vibro drives]. Moscow, Mashinostroenie, 2012. 303 p. (In Russian)
3. Goncharevich, I.V., Frolov K.V. *Teoriya vibratsionnoy tekhniki i tekhnologii* [Theory of Vibratory Technique and Technology]. Moscow, Nauka, 1981. 319 p. (In Russian)
4. De Silva C.W. Vibration. Fundamentals and Practice. Boca Raton, London, New York, Washington, D.C., CRC Press; 2000. 957 p.
5. Babichev A.P., Babichev I.A. *Osnovy vibratsionnoy tekhnologii* [Basics of Vibration Technology]. Rostov-on-Don, DGTU, 2008. 693 p. (In Russian)
6. Yatsun S.F, Loktionova O.G. *Vibratsionnye mashiny i tekhnologii dlya pererabotki granulirovannykh sred* [Vibration machines and technologies for the processing of granular media]. Staryy Oskol, TNT, 2014. 296 p. (In Russian)
7. Kuzmichev V.A. *Osnovy proektirovaniia vibratsionnogo oborudovaniya* [Fundamentals of vibration equipment design]. Saint Petersburg, Lan. 208 p. (In Russian)
8. Belokuzov E.V, Shestakov V.M. Principles for control of automated multi-drive vi-

9. Блехман, И.И. Вибрационная механика и вибрационная реология (теория и приложения) / И.И. Блехман. - Москва: Физматлит, 2018. - 752 с.

10. А.с. 1664412 СССР, МКИ³ В06В 1/15. Способ возбуждения круговых колебаний и устройство для его осуществления / С.Г. Лакирев, Я.М. Хилькевич, С.В. Сергеев. - № 4414912/24-28; заявл. 24.04.88; опубл. 23.07.91, Бюл. № 27. - 10 с.

11. Пат. 2347627 Российская Федерация, МПК⁷ В06В 1/16. Способ возбуждения колебаний и устройство для его осуществления / С.В. Сергеев, Б.А. Решетников, Р.Г. Закиров, Е.Н. Гордеев, Ю.С. Сергеев. - № 2007136688/28; заявл. 04.10.2007; опубл. 27.02.2009. - Бюл. № 6. - 58 с.

12. Пат. 2410166 Российская Федерация, МПК⁷ В06В 1/16. Способ возбуждения колебаний / С.В. Сергеев, Б.А. Решетников, Р.Г. Закиров, Ю.С. Сергеев. - № 2009119832/28; заявл. 25.05.2009; опубл. 27.01.2011, Бюл. №3. - 20 с.

13. Пат. 2476275 Российская Федерация, МПК⁷ В06В 1/16. Способ возбуждения колебаний / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров, Б.А. Решетников, Ю.С. Сергеев. - № 2011132718/28; заявл. 23.08.2011; опубл. 27.02.2013, Бюл. №6. - 15 с.

14. Закиров, Р.Г. Повышение эффективности вибрационных машин применением роторных инерционных виброприводов: диссертация ... кандидата техн. наук: 05.02.02 / Закиров Родион Габитович. - Челябинск, 2007. - 460 с.

15. Никитин, Н.Н. Курс теоретической механики / Н.Н. Никитин. - Санкт-Петербург: Лань, 2011. - 720 с.

16. Пат. 2533743 Российская Федерация, МПК⁷ В06В 1/00. Способ возбуждения колебаний / С.В. Сергеев, Б.А. Решетников, Р.Г. Закиров, Е.Н. Гордеев, В.П. Гоголев, А.А. Микрюков, А.В. Иршин, Ю.С. Сергеев. - № 2013121307/28; заявл. 07.05.2013; опубл. 20.11.2014, Бюл. №32. - 12 с.

17. Воскобойников, Ю.Е. Основы вычислений и программирования в пакете MathCAD PRIME / Ю.Е. Воскобойников, А.Ф. Задорожный. - Санкт-Петербург: Лань, 2018. - 224 с.

bration installations. *Internet-zhurnal «Naukovedenie»*, 2014, No. 2 (21), available at: <http://publ.naukovedenie.ru/>

9. Blekhman I.I. *Vibratsionnaya mekhanika i vibratsionnaya reologiya (teoriya i prilozheniya)* [Vibration Mechanics and Rheology (Theory and Applications)]. Moscow, Fizmatlit, 2018. 752 p. (In Russian)

10. A.S. SSSR 1664412. *Sposob vozbuzhdeniya krugovykh kolebaniy i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [The method of excitation of vibrations and device for its implementation]. Lakirev S.G., Khilkevich Ya.M., Sergeev S.V. Declared 24.04.1988. Published 23.07.1991. Bulletin No. 27. (In Russian)

11. Patent RU 2347627. *Sposob vozbuzhdeniya krugovykh kolebaniy i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [Method of Oscillation Excitation and Device for Its Implementation]. Sergeyev S.V., Reshetnikov B.A., Zakirov R.G., Gordeev E.N, Sergeev Yu.S. Declared 04.10.2007. Published 27.02.2009. Bulletin No. 6. (In Russian)

12. Patent RU 2410166. *Sposob vozbuzhdeniya kolebaniy* [Method for Oscillation Excitation]. Sergeyev S.V., Reshetnikov B.A., Zakirov R.G., Sergeev Yu.S. Declared 25.05.2009. Published 27.01.2011. Bulletin No. 3. (In Russian)

13. Patent RU 2476275. *Sposob vozbuzhdeniya kolebaniy* [Method for Oscillation Excitation]. Sergeyev S.V., Reshetnikov B.A., Zakirov R.G., Sergeev Yu.S. Declared 23.08.2011. Published 27.02.2013. Bulletin No. 6. (In Russian)

14. Zakirov R.G. *Povyshenie ehffektivnosti vibratsionnyh mashin primeneniem roturnykh inertsiionnyh vibroprivodov* [Improving the efficiency of vibration machines using rotar-inertial vibration drives]. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Chelyabinsk. 2007. 160 p. (In Russian)

15. Nikitin N.N. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki* [The course of theoretical mechanics]. Sankt-Peterburg: Lan, 2011. 720 p. (In Russian)

16. Patent RU 2533743. *Sposob vozbuzhdeniya kolebaniy* [Method for Oscillation Excitation]. Sergeyev S.V., Reshetnikov B.A., Zakirov R.G., Gordeev E.N,

- † Gogolev V.P. Mikryukov A.A., Irshin A.V.,
† Sergeev Yu.S. Declared 07.05.2013. Published
† 20.11.2014. Bulletin No. 32. (In Russian)
†
† 17. Voskoboynikov Yu.E., Zadorozhnyy
† A.F. *Osnovy vychisleniy i programmirovaniya*
† *v pakete MathCAD PRIME*. [Basics of
† computing and programming in MathCAD
† PRIME]. Sankt-Peterburg, Lan, 2018. 224 p.
† (In Russian).
†
†

УДК (UDC) 621.9.048.6:621.794

ПОВЫШЕНИЕ СТОЙКОСТИ СТАЛЬНОГО КАНАТА ПУТЕМ НАНЕСЕНИЯ И
ФОРМИРОВАНИЯ АНТИФРИКЦИОННОГО ПОРОШКОВОГО ПОКРЫТИЯ
В УЗЛАХ СЧАЛКИINCREASE OF STEEL CHANNEL RESISTANCE THROUGH THE APPLICATION AND
FORMATION OF ANTIFRICTION POWDER COATING IN THE KNOTSИванов В.В., Марченко Э.В., Панфилов А.В.
Ivanov V.V., Marchenko E.V., Panfilov A.V.Донской государственный технический университет (г. Ростов-на-Дону, Россия)
Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

Аннотация. В статье представлены материалы по изучению вопроса повышения стойкости технически сложного витого изделия из проволок – стального каната. Авторами детально изучены механизмы и факторы образования дефектов, приводящих к браковке стального каната. Установлено, что причиной истирания и обрыва проволок прядей в замках (узлах) счалки является недостаточная их подвижность ввиду отсутствия необходимого количества смазочных материалов для нормальной работы стального каната. Применяемые смазочные материалы при изготовлении стального каната и его эксплуатации не отвечают предъявляемым требованиям по стойкости, что приводит к снижению срока службы (циклов нагружения), установленного заводом-изготовителем. Для решения задачи повышения стойкости стальных канатов, авторами предлагается новая методика формирования антифрикционного порошкового покрытия на основе дисульфида молибдена MoS_2 в замках (узлах) счалки и на поверхности проволоки путем нагнетания под давлением сжатого воздуха антифрикционного порошкового материала и фиксации его на сложную поверхность методом местного упрочнения с применением шарико-стержневого упрочнителя. Экспериментальные испытания поверхностного слоя проволоки стального каната из различного материала, покрытых антифрикционным порошком показали, что коэффициент трения снижается в 3...9 раз, а их износостойкость увеличилась в 4...20 раз. Приведены основные заключения, характеризующие наноразмерную картину микро/нанопрофиля исходной поверхности образца, проволоки стального каната из углеродистой стали по ГОСТ 1050 или по ГОСТ 14959 с покрытием антифрикционным порошком MoS_2 .

Ключевые слова: стойкость, стальной канат, счалка, антифрикционное порошковое покрытие, пластическое деформирование, профиль поверхности, шарико-стержневое упрочнение.

Дата принятия к публикации: 28.03.2019
Дата публикации: 25.06.2019

Abstract. The article presents materials on the study of the issue of increasing the resistance of technically complex twisted wire products-steel rope. The authors studied in detail the mechanisms and factors of formation of defects that lead to steel rope rejection. The cause abrasion and breakage of the wire strands in the locks (nodes) to couple the pusher is lack of mobility due to the lack of necessary quantity of lubricant for normal operation of a steel rope. The lubricants used in the manufacture of steel rope and its operation do not meet the requirements for durability, which leads to a decrease in the service life (loading cycles) established by the manufacturer. To solve the problem of increasing the resistance of steel ropes, the authors propose a new method of forming an antifriction powder coating based on molybdenum disulfide (MoS_2) in the locks (nodes) of the coupler and on the surface of the wire by injection under pressure of compressed air antifriction powder material and fixing it on a complex surface by local hardening using a ball-rod hardener. Experimental tests of the surface layer of steel wire rope of different material coated with antifriction powder showed that the coefficient of friction is reduced from 3 to 9 times, and their wear resistance increased from 4 to 20 times. The main conclusions characterizing nanoscale pattern micro/nanoprobes the original surface of the sample, the steel wire rope of carbon steel according to GOST 1050 and GOST 14959. With anti-friction coating (MoS_2), powder. From the presented drawings, the surface coated with molybdenum disulfide (MoS_2) in comparison with the untreated becomes more flat, the micro-steps are rounded.

Keywords: durability, steel rope, anti-friction powder coating, plastic deformation, ball core strengthening, surface profile.

Date of acceptance for publication: 28.03.2019
Date of publication: 25.06.2019



Сведения об авторах:

Иванов Владимир Витальевич – доктор технических наук, доцент, доцент каф. «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственной технической университет, vivanov_dstu@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5070-3925>

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

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

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

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

Authors' information:

Vladimir V. Ivanov – Doctor of Technical Sciences, associate Professor, associate Professor of Department "Operation of transport systems and logistics" at Don State Technical University, vivanov_dstu@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5070-3925>

Edward V. Marchenko - postgraduate student, assistant lecturer of Department "Operation of transport systems and logistics" at Don State Technical University, daedwardrambler.ru@mail.ru

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

Alexey V. Panfilov – Candidate of Technical Sciences, associate Professor, associate Professor of Department "Operation of transport systems and logistics" at Don State Technical University, panfilov@ikcmysl.ru

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

1. Введение

Актуальным вопросом в машиностроении является повышение стойкости ответственных деталей, находящихся в паре трения с различными изделиями. Одним из примеров такого технически сложного витого изделия из проволок выступает стальной канат в машинах, использующих канатную тягу. Стойкость стальных канатов во многом зависит от наличия и качества наружной и внутренней смазки, что особенно существенно, когда стальные канаты являются главным элементом всей системы и замена его является весьма трудоемкой операцией [6-8]. Для многих машин с канатной тягой, ввиду их конструктивных особенностей и эксплуатационного назначения, применяется канат замкнутого (бесконечного) типа. Способом получения такого каната является счалка. После получения замкнутого стального каната на участке сращивания (счаливания) происходит нарушение геометрического положения прядей и сердечника в их поперечном сечении.

2. Постановка задачи

В процессе изучения физико-механических свойств каната авторами было отмечено, что при огибании стальным канатом шкива (барабана) происходит взаимное перемещение прядей относительно друг друга. Ввиду конструктивной особенности счалки в стыковочных замках (узлах) пряди находятся в

жестко фиксированном состоянии. Образуется точечный или линейный контакт металла с металлом в паре трения «прядь-сердцевина-прядь», который в процессе эксплуатации стального каната прогрессирует до истирания проволок с последующими их обрывами. Авторами установлено, что из-за недостатка смазочных материалов в точке соприкосновения проволок они не обладают достаточной подвижностью для нормальной работы стального каната, вследствие чего происходит эффект закусывания прядей, а в дальнейшем и их преждевременный износ, и выхода из строя.

3. Разработанная методика

Для решение поставленной задачи одним из методов повышения стойкости стального каната авторами предлагается наносить на поверхность проволоки антифрикционный порошок молибдена на основе дисульфида молибдена MoS_2 . Уникальные свойства антифрикционных порошковых покрытий типа дисульфида молибдена MoS_2 создают предпосылки для повышения износостойкости проволок, входящих в пары трения [1-4]. Дисульфид молибдена обладает слоистой структурой, в которой есть «прочные» и «плотные» слои, в достаточно большой степени удаленные друг от друга. При этом в слое, покрывающем поверхность трения, имеются сильные связи, тогда как связь между слоями слабая. Такие свойства антифрикционного покрытия обеспечивают «лёг-

кое» скольжение трущихся поверхностей проволок относительно друг друга, существенное снижение коэффициента трения и изнашивания пары трения. Высокая адгезия дисульфида молибдена к металлам обусловлена прочными молекулярными связями, образуемыми атомами серы с металлом [5]. Дисульфид молибдена имеет гексагональную слоистую решетку в форме призматического шестигранника. Такое строение кристаллической решетки обеспечивает наличие важных для смазочных материалов высоких адгезионных свойств.

4. Экспериментальные результаты и их анализ

Была произведена экспериментальная проверка технологии нанесения и эксплуатационных характеристик антифрикционного порошкового покрытия MoS_2 в замках счалки и на поверхности проволок стального каната в процессе нагнетания под давлением сжатого воздуха антифрикционного порошкового материала и фиксации его на сложной поверхности каната методом местного упрочнения с применением шарико-стержневого упрочнителя (рис. 1) [9]. Сравнительные испытания проводились на машине трения по стандартной методике. Результаты исследований представлены на (рис. 2-4).

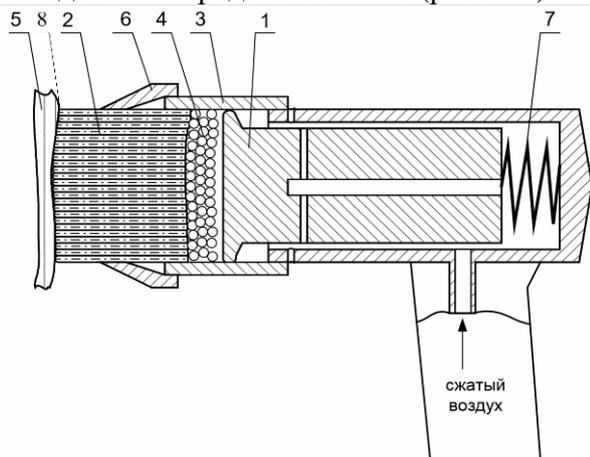


Рис. 1. Схема местного упрочнения с применением шарико-стержневого упрочнителя: 1-силовой привод; 2-пакет круглых стержней; 3-корпус упрочнителя; 4-стальные шары; 5-проволока стального каната; 6-цанговый зажим; 7- упругий элемент; 8-слой антифрикционного порошка дисульфида молибдена MoS_2

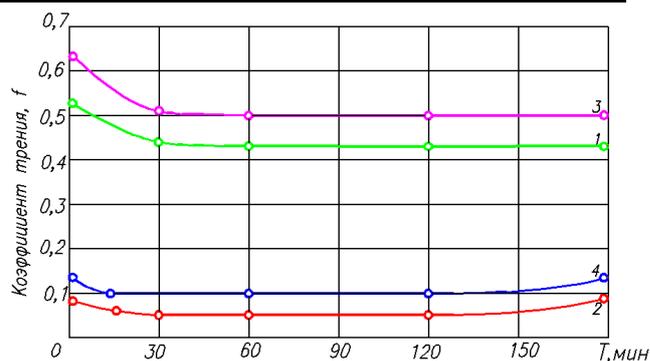


Рис 2. Исследование коэффициента трения проволок стального каната в системе «прядь-сердцевина-прядь»: 1 - углеродистая сталь по ГОСТ 1050 или по ГОСТ 14959 - исходный материал проволок прядей каната; 2 - углеродистая сталь по ГОСТ 1050 или по ГОСТ 14959 - проволоки пряди каната покрытые дисульфидом молибдена MoS_2 ; 3 - углеродистая сталь по ГОСТ 1050 или по ГОСТ 14959 - исходный материал проволок прядей каната; 4 - углеродистая сталь по ГОСТ 1050 или по ГОСТ 14959 - проволоки пряди каната покрытые дисульфидом молибдена MoS_2 .

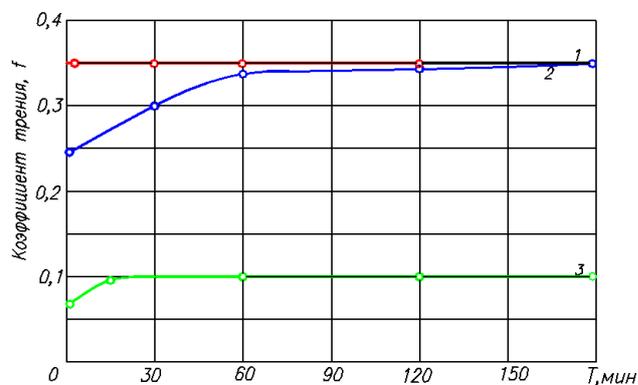


Рис 3. Результаты испытаний образцов проволок стального каната из углеродистой стали по ГОСТ 1050 или по ГОСТ 14959 при трении качения с 20%-м проскальзыванием, нагрузке 400 Н ($q = 900$ кг/с/см) - при комнатной температуре: 1-исходные; 2- покрытые дисульфидом молибдена MoS_2 под давлением сжатого воздуха; 3- обработанные шарико-стержневым упрочнителем

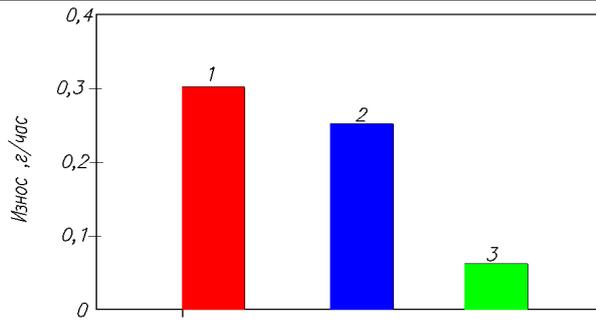


Рис 4. Износостойкость пар трения образцов проволок стального каната из углеродистой стали по ГОСТ 1050 или по ГОСТ 14959:

1-исходные; 2- покрытые дисульфидом молибдена MoS_2 под давлением сжатого воздуха; 3- обработанные шариково-стержневым упрочнителем

Представленные результаты показывают, что процесс нанесения антифрикционного порошкового материала на основе дисульфида молибдена MoS_2 и фиксацией его на поверхности проволоки пряжи стального каната методом шариково-стержневого упрочнения приводит к снижению коэффициента трения и повышению износостойкости пар трения. Износ при работе в течении 3-х часов практически не отмечен. Наличие слоев различных атомов в структуре дисульфида молибдена создает условия легкого скольжения их плоскости спайности [9]. Известно, что пленка дисульфида молибдена толщиной 1 мкм состоит из 1600 слоев с плоскостями скольжения между ними.

Большое влияние на антифрикционные свойства покрытия оказывает наноразмерность и ориентация его частиц, а также нанорельеф поверхности основы. В процессе фиксации покрытия дисульфида молибдена пластическим деформированием обеспечивается ориентация частиц базовыми плоскостями параллельно плоскости скольжения и процесс приработки покрытия в этом случае практически отсутствует.

В зависимости от условий эксплуатации и материала проволок каната наблюдается снижение коэффициента трения в 3...9 раз и увеличение их износостойкости в 4...20 раз.

С целью изучения механизма образования антифрикционного порошкового покрытия MoS_2 в процессе пластического деформирования шариково-стержневым упрочни-

телем исследован микро/нанопрофиль покрываемой поверхности и порошка MoS_2 . Исследования проведены с использованием электронного микроскопа SUPRA25, позволяющего изучать поверхность металла и материал покрытия, вести непрерывный контроль процесса, электронно-лучевую литографию, вести анализ отказов и наблюдение материалов с ультра малыми размерами (нм) размерами зерен, анализ включений в сплавах и сталях, анализ изломов или разработку новых материалов [10, 11].

Ниже представлена серия снимков (рис.5, б), характеризующих наноразмерную картину микро/нанопрофиля исходной поверхности образца проволоки пряжи каната из стали по ГОСТ 1050 или по ГОСТ 14959 и поверхности образца проволоки пряжи каната с покрытием антифрикционным порошком дисульфида молибдена MoS_2 . Снимки произведены с различным увеличением и с различных позиций (изменением наклона предметного стола).

Полученные снимки дают представление о характере микро/нанопрофиля покрываемой поверхности проволоки пряжи каната и покрытия, осуществляющих важную роль в их соединении.

Интересные данные получены в результате изменения угла наклона предметного стола 30° (рис.6). Впервые получены фотографии покрытия в таком ракурсе без изготовления шлифа поверхности. Это дало воз-

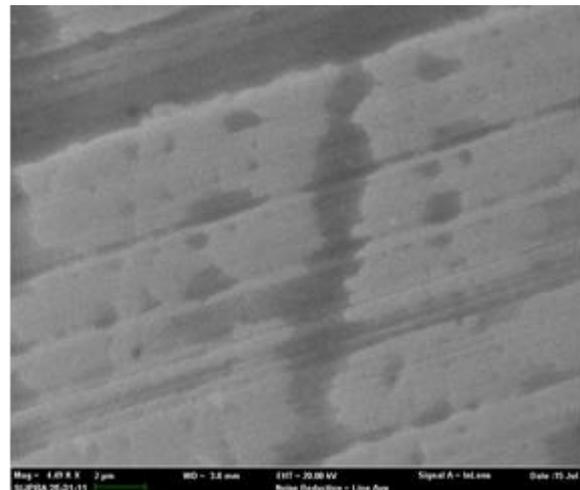


Рис.5. Исходный образец пряжи каната из углеродистой стали по ГОСТ 1050 или по ГОСТ 14959

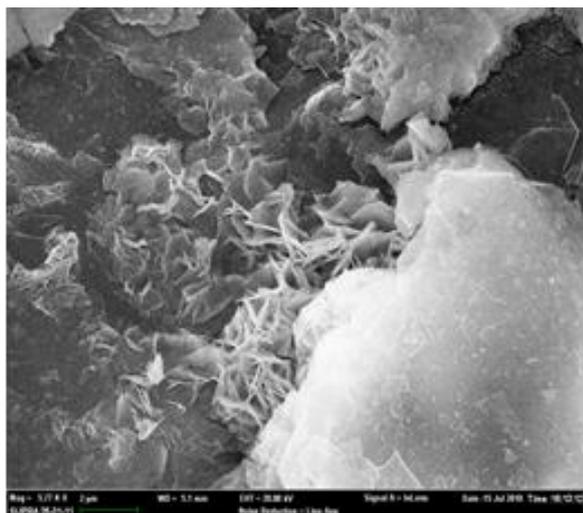


Рис.6. Покрытый дисульфидом молибдена MoS_2 образец проволоки пряди каната

возможность увидеть внешний вид поверхности без физического изменения. На фотографиях отчетливо видно, что при наличии крупных слоистых микроструктур дисульфида молибдена 2...4 мкм (рис.6), образующих покрытие, присутствуют и нано структуры 100...200 нм, хаотично переплетенные между собой и крупными частицами. Данное построение антифрикционного покрытия придает дополнительный стимул для изучения и формирования новых композиционных покрытий с включением в состав материалов на микро/наноуровне. Одним из перспективных направлений, требующих глубоких исследований, является внедрение в покрытие Carbon NanoTube, обладающих исключительной прочностью (на порядок выше стали). Такое воздействие не приводит к их разрушению, но порождает разрыв ван-дер-ваальсовых связей в дисульфиде молибдена MoS_2 с образованием монослоев. Монослой за счет сильного ковалентного взаимодействия между молекулами дисульфида молибдена MoS_2 будут либо сворачиваться в нанотрубку, либо за счет ван-дер-ваальсовских сил «прилипать» к покрытию Carbon NanoTube. Получаемое в этом случае покрытие будет обладать уникальными механическими и физическими свойствами.

Для исследований микрорельефа поверхности был использован сканирующий зондо-

вый микроскоп Nanoeducator, результаты представлены на (рис. 7.)

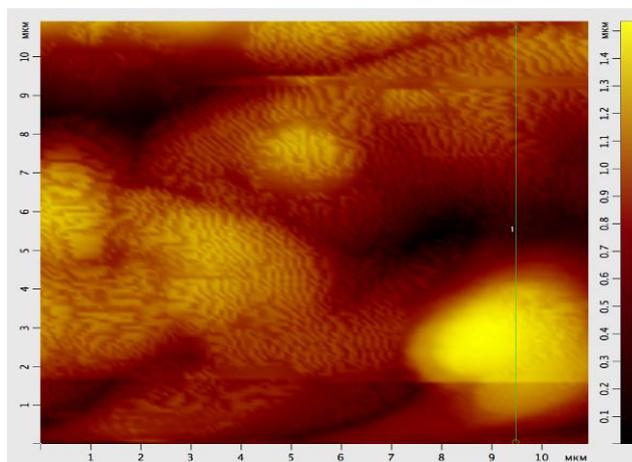


Рис.7. Микрорельеф поверхности пряди каната с нанесенным MoS_2

Как видно из представленных рисунков, поверхность с покрытием дисульфидом молибдена MoS_2 по сравнению с необработанной становится более полой, микровыступы скруглены.

5. Заключение

Предлагаемая технологии нанесения антифрикционного порошкового покрытия дисульфида молибдена MoS_2 в замки (узлы) счалки и на поверхности проволоки стального каната в процессе нагнетания под давлением сжатого воздуха антифрикционного порошкового материала и фиксации его на поверхности методом местного упрочнения с применением шарико-стержневого упрочнителя открывает уникальные возможности для получения нового уровня свойств покрытий: высокой прочности, твердости, износостойкости, коррозионной стойкости, достаточно высокой пластичности, сохраняя при этом высокие эксплуатационные свойства стального каната. Комбинированная методика обработки замков (узлов) счалки и поверхности стального каната позволили продлить ресурс и избежать эффекта истирания прядей друг относительно друга путем скольжения по плоскости контакта. Полученные результаты открывают пути дальнейших исследований возможности внедрения в покрытия микро/наноматериалов и углеродных нанотрубок.

Список литературы

1. Ivanov V.V., Popov S.I., Kirichek A.V. Investigation of optimal chemical composition of cast aluminum alloys for vibrational mechanical-chemical polishing and deposition of protective and decorative coatings. XI International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS 2017): IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018, pp. 327-332

2. Ivanov V.V., Popov S.I., Kirichek A.V. Qualitative Characteristics of MoS₂ Solid-Lubricant Coating Formed by Vibro-Wave Impact of Free-Moving Indenters *Key Engineering Materials*, 2011, pp.18-22 DOI:10.4028/www.scientific.net/ KEM.736.18

3. Попов, С.И. Электрооборудование автомобилей / С.И. Попов, Н.С. Донцов, Ю.В. Марченко, В.В. Иванов, Г.А. Гальченко, Э.В. Марченко. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2018. – 235 с.

4. Марченко, Э.В. Технические измерения на транспорте / Э.В. Марченко, С.И. Попов, Ю.В. Марченко, Н.С. Донцов, В.В. Иванов, А.А. Скудина. - Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2017. - 81 с.

5. Попов, С.И. Технические средства диагностирования транспортных машин / С.И. Попов, Ю.П. Рункевич, Ю.В. Марченко, В.Ю. Валявин, Н.С. Донцов, В.В. Иванов. - Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2016. - 199 с.

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

7. Короткий, А.А. Счалка стального каната, проблемы и пути их решения / А.А. Короткий, А.В. Панфилов, Э.В. Марченко // Наноматериалы и нанотехнологии: проблемы и перспективы: Сб. материалов VIII Междунар. молодежной научн. конф., Саратов, 3-5 ноября 2018 г. - Саратов: СГТУ, 2018. - С.168-173.

8. Лагереv, И.А. Моделирование динамики пассажирской кабины транспортной системы «Канатное метро» / И.А. Лагереv, А.В. Лагереv, А.В. Панфилов Э.В. Марченко // Вестник Донского государст-

References

1. Ivanov V.V., Popov S.I., Kirichek A.V. Investigation of optimal chemical composition of cast aluminum alloys for vibrational mechanical-chemical polishing and deposition of protective and decorative coatings. XI International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS 2017): IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018, pp. 327-332

2. Ivanov V.V., Popov S.I., Kirichek A.V. Qualitative Characteristics of MoS₂ Solid-Lubricant Coating Formed by Vibro-Wave Impact of Free-Moving Indenters *Key Engineering Materials*, 2011, pp. 18-22 DOI:10.4028/www.scientific.net/ KEM.736.18

3. Popov S.I., Dontsov N.S., Marchenko Yu.V., Ivanov V.V., Galchenko G.A., Marchenko E.V. *Elektrooborudovaniye avtomobiley* [Electrical equipment of automobiles]. Rostov-on-Don, DGTU, 2018. 235 p. (in Russian)

4. Marchenko E.V., Popov S.I., Marchenko Yu.V., Dontsov N.S., Ivanov V.V., Skudina A.A. *Tekhnicheskiye izmereniya na transporte* [Technical measurements on transport]. Rostov-on-Don, DGTU, 2017. 81 p. (in Russian)

5. Popov S.I., Runkevich Yu.P., Marchenko Yu.V., Valyavin V.Yu., Dontsov N.S., Ivanov V.V. *Tekhnicheskiye sredstva diagnostirovaniya transportnykh mashin* [Technical means of diagnosing transport vehicles]. Rostov-on-Don, DGTU, 2016. 199 p. (in Russian)

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

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

8. Lagerev I.A., Lagerev A.V., Panfilov A.V., Marchenko E.V. Modeling the dynamics of the passenger cabin of the ropeway metro system. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, Vol. 18,



венного технического университета. - 2018. - Т. 18. - № 1. - С. 16-21.

DOI: 10.23947/1992-5980-2018-18-1-16-21

9. Лебедев, В.А. Методы обеспечения показателей качества реноизделий в авто-ремонтном производстве / В.А. Лебедев, Ю.В. Марченко, С.И. Попов, Э.В. Марченко, Н.С. Донцов // Современные проблемы горно-металлургического комплекса. Наука и производство: Материалы 14-й Всеросс. научно-практ. конф. с международным участием, Старый Оскол, 23-24 ноября, Том I. - Старый Оскол, 2017. - С. 227-235.

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

11. Блюменштейн, В.Ю. Механика технологического наследования как научная основа проектирования сложно профильных инструментов для упрочняющей обработки поверхностным пластическим деформированием / В.Ю. Блюменштейн // Научно-технические технологии машиностроения. - 2017. - №8. - С. 7-16.

No. 1, pp 16-21 DOI: 10.23947/1992-5980-2018-18-1-16-21 (in Russian)

9. Lebedev V.A., Marchenko Yu.V., Popov S.I., Marchenko E.V., Dontsov N.S. Methods of ensuring the quality indicators of car-repair products in car repair production. *Sovremennyye problemy gorno-metallurgicheskogo kompleksa. Nauka i proizvodstvo: Materialy 14th Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiyem, 23-24 noyabrya*, Vol. 1, Staryy Oskol, 2017, p. 227-235 (in Russian)

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

11. Blumenshtein V.Yu. Mechanical technological inheritance as a scientific basis for designing complex profile tools for hardening treatment of surface plastic deformation. *Naukoyemkiye tekhnologii mashinostroyeniya*, 2017, No. 8, pp. 7-16 (in Russian)

УДК (UDC) 621.778.1

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ УСКОРЕННЫХ УСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ
КАНАТНОЙ ПРОВОЛОКИ

THE METHOD OF ACCELERATED FATIGUE TESTING OF CABLE WIRE

Короткий А.А., Иванов Б.Ф., Хальфин М.Н., Егельская Е.В., Каланчуков И.А.
Korotkiy A.A., Ivanov B.F., Khalfin M.N., Egelskaya E.V., Kalanchukov I.A.Донской государственный технический университет (Ростов-на-Дону, Россия)
Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russia)

Аннотация. Одним из технологических факторов, влияющих на долговечность стальных канатов, является качество канатной проволоки. Основным критерием качества и однородности металла канатной проволоки служат механические испытания (на разрыв по ГОСТ 10446, на перегиб по ГОСТ 1579 и скручивание по ГОСТ 1545). Однако традиционные испытания на перегиб и скручивание, когда материал образца проволоки подвергается периодическому растяжению и сжатию в зоне пластических деформаций, не могут полностью характеризовать качество металла. Основными критериями браковки канатов считаются браковочные показатели по обрывам проволоки, которые являются следствием усталостного разрушения, представляющего собой процесс, состоящий из двух фаз – образования макротрещины, а затем ее развития до полного разрушения образца. Для оценки качества материала канатной проволоки достаточно фиксировать момент образования макротрещины. Одним из способов, реализующих этот принцип, является испытание образца в условиях резонансного режима. Для совершенствования контроля качества канатной проволоки предлагается стандартные механические испытания по ГОСТ 3241 дополнить проведением ускоренных усталостных испытаний канатной проволоки, предложена конструкция установки, основанная на резонансном режиме, и методика проведения этих испытаний.

Ключевые слова: канатная проволока, оценка качества, усталостное разрушение, установка для испытаний, амплитуда колебаний.

Дата принятия к публикации: 12.05.2019
Дата публикации: 25.06.2019

Сведения об авторах:

Короткий Анатолий Аркадьевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Эксплуатация транспортных систем и логистика» ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», e-mail: korot@novoch.ru
ORCID: 0000-0001-9446-4911

Иванов Борис Фёдорович – кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика» ФГБОУ ВО «Донской государственный технический универси-

Abstract. One of the factors of technological order, affecting the durability of steel ropes, is the quality of the wire rope. The main criterion for the quality and uniformity of the metal cable wire are mechanical tests (for rupture according to GOST 10446, bending according to GOST 1579 and twisting according to GOST 1545). However, traditional bending and twisting tests, where the material of the wire specimen is subjected to periodic stretching and compression in the plastic deformation zone, cannot fully characterize the quality of the metal. The main criteria for the rejection of ropes are considered defective indicators on wire breaks, which are the result of fatigue failure, which is a process consisting of two phases – the formation of a macrofracture, and then its development until the complete destruction of the sample. To assess the quality of the wire rope material is enough to fix the moment of formation of macro-cracks. One way to implement this principle is to test the sample under resonant conditions. To improve the quality control of the wire rope is offered standard mechanical tests in accordance with GOST 3241 to complement the accelerated fatigue tests of the wire rope, the proposed design of the installation, based on the resonance mode, and the method of these tests.

Keywords: cable wire, quality assessment, fatigue failure, test rig, oscillation amplitude.

Date of acceptance for publication: 12.05.2019
Date of publication: 25.06.2019

Authors' information:

Anatoliy A. Korotkiy - Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department "Transport systems and logistics" at Don State Technical University, e-mail: korot@novoch.ru
ORCID: 0000-0001-9446-4911

Boris F. Ivanov - Candidate of Technical Sciences, docent, Professor of the Department "Transport systems and logistics" at Don State Technical University, e-mail: ivanov@ikc-mysl.ru

тет», *e-mail: ivanov@ikc-mysl.ru*

Хальфин Марат Нурмухамедович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика» ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», *e-mail: xalfin@km.ru*

Егельская Елена Владимировна – кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика» ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», *e-mail: egelskaya72@mail.ru*

ORCID: 0000-0003-3864-9254

Каланчук Ильяс Александрович – студент кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика» ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет»,
e-mail: ilyaskalanchukov@gmail.com

Marat N. Khalfin – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department “Transport systems and logistics” at Don State Technical University, *e-mail: xalfin@km.ru*

Elena V. Egelskaya - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department “Transport systems and logistics” at Don State Technical University, *e-mail: egelskaya72@mail.ru*
ORCID: 0000-0003-3864-9254

Pyas A. Kalanchukov – student of the Department “Transport systems and logistics” at Don State Technical University, *e-mail: ilyaskalanchukov@gmail.com*

1. Введение

Современный научно-технический уровень развития подъемных сооружений и пассажирских канатных дорог предъявляет все более жесткие требования к повышению надежности и качества стальных канатов, способствуя осуществлению бесперебойной работы указанных технических устройств и безопасности персонала и пассажиров. Важное значение в повышении долговечности канатов играет разработка новых прогрессивных конструкций канатов, применение новых технологий изготовления, выбор рациональных конструкций канатов с учетом особенностей эксплуатации подъемных сооружений и подвесных канатных дорог [1-5], а также изготовление канатов из качественной канатной проволоки. В связи с последним повышается роль контроля качества материала проволоки.

Канатная проволока должна обладать максимально возможной прочностью при высоких пластических свойствах, стойкостью против истирания и расплющивания, выдерживать сложные условия работы в канате, подвергаясь статическим, динамическим и знакопеременным нагрузкам. Для изготовления проволок применяют углеродистые стали марок от Ст45 до Ст85.

Качество металла проволоки в определенной степени зависит от его химического состава и металлографической структуры образцов. Так, с увеличением содержания углерода в металле на 10%, использованием

эффектов волочения и термообработки проволоки при изготовлении, предел прочности ее повышается на 100...150 МПа. Марганец повышает износостойкость проволоки и несколько увеличивает ее прочность. Металлографический анализ образцов канатной проволоки определяет состав и структуру металла, ориентацию его зерен, наличие неметаллических включений.

Очевидно, что результаты химического и металлографического анализов не являются определяющими при контроле качества проволоки, но могут использоваться при необходимости комплексного исследования свойств проволоки.

2. Описание установки для ускоренных усталостных испытаний канатной проволоки

Важными критериями при оценке качества канатной проволоки считаются результаты механических испытаний. Оценка механических свойств проволоки производится согласно ГОСТ 3241 [6] и ГОСТ 7372 [7], которыми устанавливаются требования к испытываемым образцам проволоки и порядок проведения испытаний. Образцы канатной проволоки испытываются на растяжение (ГОСТ 10446), скручивание (ГОСТ 1545) и перегиб (ГОСТ 1579).

Необходимо отметить, что традиционные испытания на перегиб и скручивание, когда материал образца подвергается периодическому растяжению и сжатию в зоне пласти-

ческих деформаций, не соответствуют нагрузженности канатной проволоки в процессе эксплуатации и поэтому не могут достоверно оценить качество материала. Анализ дефектов канатов, используемых на подъемных сооружениях и канатных дорогах [8, 9] показал, что основным критерием выхода их из строя являются браковочные показатели по обрывам проволоки, являющихся, в основном, следствием усталостного разрушения металла проволок, которое представляет собой процесс, состоящий из образования макротрещины (протяженностью до 1 мм), а затем ее дальнейшее развитие до разрушения образца. Для оценки качества материала канатной проволоки важно при проведении испытаний определить момент образования макротрещины. Одним из способов, позволяющих зафиксировать этот момент, является испытание проволоки в условиях резонансного режима, когда возникновение трещины обнаруживается по уменьшению частоты собственных колебаний образца.

Нами предложена конструкция установки для ускоренных усталостных испытаний канатной проволоки, использующая резонансный эффект с возможностью изменения амплитуды колебаний образца, соответствующей деформациям проволоки при изгибе каната на блоках, шкивах канатных дорог, барабанах механизмов подъема грузоподъемных кранов (рис. 1).

Принцип действия установки заключается в том, что на соленоиды 1 подается ток промышленной частоты с регулируемым напряжением, электромагниты поочередно подключаются к сети с помощью диодов при частоте колебаний 50 Гц. Установка позволяет настроить систему на резонансный режим колебаний при симметричном изгибе проволоки 2, который достигается изменением длины консоли образца. Амплитуда колебаний регулируется автотрансформатором. Момент появления макротрещины (первая фаза усталостного разрушения) характеризуется резким падением амплитуды колебаний, регистрируемой оптическим датчиком. Полное разрушение образца достигается увеличением электромагнитного поля с помощью автотрансформатора.

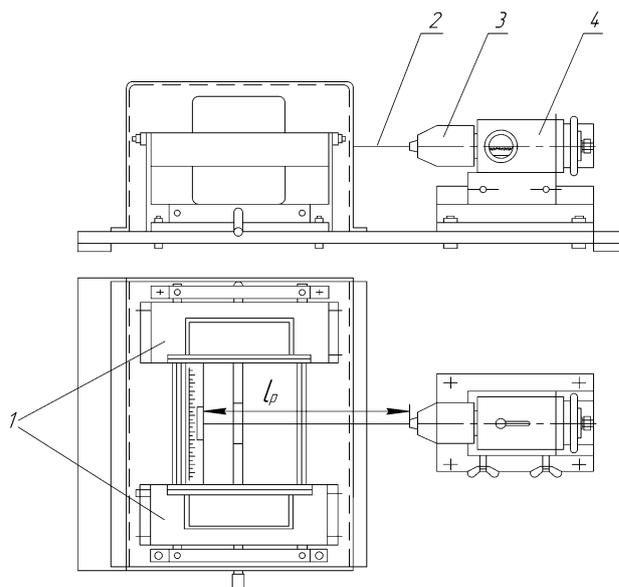


Рис. 1. Конструкция установки для ускоренных усталостных испытаний канатной проволоки:

- 1 – соленоиды; 2 – образец канатной проволоки; 3 – цанговый захват; 4 – зажимное устройство

Регулирование процесса испытаний осуществляется с помощью пульта управления, содержащего тумблеры включения-выключения установки, лампочки режимов, автотрансформатор, амперметр, вольтметр, электронный секундомер, оптический датчик.

Зависимость между величиной изгибных напряжений и заданной величиной амплитуды колебаний определена в [10]:

$$\sigma_v = 4E \frac{f\delta}{[\delta^2(1+\mu) - 2,67 l_p^2]}, \quad (1)$$

где δ – диаметр образца проволоки, мм; E – модуль упругости, МПа; μ – коэффициент Пуассона; l_p – «резонансная» длина образца (расстояние от зажима до конца консоли):

$$l_p = 115,4\sqrt{\delta}. \quad (2)$$

При необходимости расчета амплитуды колебания выражение (1) легко преобразуется к виду

$$f = \frac{0,67 \varepsilon l_p}{\delta} \quad (3)$$

где ε – относительная деформация образца.

Очевидно, что усталостные испытания канатной проволоки целесообразно проводить при упругих деформациях образцов,

соответствующих работе проволоки в каналах, эксплуатирующихся на подъемных сооружениях, лифтах и пассажирских канатных дорогах, то есть от $\varepsilon = 0,001$ до $\varepsilon = 0,006$, что обеспечивает величину изгибных напряжений от 200 до 1100 МПа.

Минимальное число ступеней нагружения образца, необходимое для построения усталостной кривой определится выражением

$$N_{\min} = t \frac{k_{\text{вар}}}{k_{\text{доп}}}, \quad (4)$$

где t – нормированное отклонение ($t = 1,65$ при уровне надежности испытаний, равном 0,9); $k_{\text{доп}}$ – допустимая ошибка ($k_{\text{доп}} = 0,1$); $k_{\text{вар}}$ – коэффициент вариации (принят равным 0,15).

Подставив в формулу (4) значения статистических величин, получим $N_{\min} = 6$.

3. Результаты и их анализ

На рис. 2 представлены результаты усталостных испытаний канатной проволоки диаметром 2,2 мм на симметричный изгиб (N – число циклов нагружения). В процессе испытаний различных образцов канатной проволоки было установлено, что длительность проведения испытаний одного образца диаметром от 1 до 4 мм при амплитуде колебаний от 10 до 150 мм и резонансной длине от 150 до 300 мм составляет от 1 до 8 минут, что позволяет рекомендовать установку для производственных условий.

Предлагаемая методика проведения испытаний канатной проволоки включает следующие операции:

1. Отбор образцов проволок для традиционных механических испытаний и испытаний на усталость. Для проверки соответствия механических свойств проволок вырезается отрезок каната длиной не менее 2,0 м. От этого отрезка каната отбираются проволоки в количестве, указанном в табл.

2. Отобранные проволоки осматриваются, выпрямляются, производится измерение диаметра каждой проволоки, вешается бирка с ее номером и образец передается на соответствующие испытания.

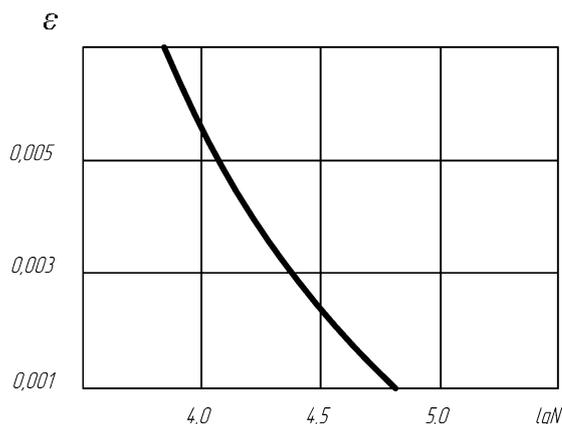


Рис. 2. Результаты усталостных испытаний канатной проволоки диаметром 2,2 мм на симметричный изгиб.

3. Проводятся механические испытания и выполняется обработка их результатов согласно требованиям ГОСТ 3241.

4. До начала усталостных испытаний для каждого диаметра образцов рассчитывается «резонансная» длина l_{pi} согласно выражения (2) и амплитуды колебаний f_i , исходя из заданных значений относительной деформации ($\varepsilon_i = 0,001; 0,002; 0,003; 0,004; 0,005$ и $0,006$) с использованием формулы (3).

5. На каждом из шести уровней нагружения проводятся испытания не менее 5 образцов одинакового диаметра.

6. Выполняется статистическая обработка результатов усталостных испытаний аналогично ГОСТ 3241 (для каждого типоразмера образца определяется среднее значение числа циклов до образования макротрещины, среднее квадратическое отклонение, коэффициент вариации).

7. Результаты испытаний заносятся в таблицу и для каждого типоразмера проволоки строятся графики $\varepsilon - \lg N$.

8. Проводится анализ полученных результатов и делаются выводы о соответствии канатной проволоки критериям усталостной прочности и требованиям ГОСТ 3241.

Указанный метод проведения ускоренных испытаний может использоваться для оценки качества как круглой, так и фасонной канатной проволоки.

4. Заключение

Результаты, полученные согласно предложенной методике испытаний проволоки канатов, эксплуатирующихся на подъемных сооружениях и подвесных канатных дорогах, подтвердили недостаточность проведения механических испытаний на растяжение, изгиб и скручивание. В ряде случаев при удовлетворительных значениях показателей образцов на перегиб и скручивание результаты усталостных испытаний этих образцов оказывались ниже допустимых, что вполне мо-

жет привести к образованию дефектов в процессе эксплуатации канатов.

В связи с этим для объективной оценки качества канатной проволоки предлагается:

- стандартные механические испытания по ГОСТ 3241 дополнить проведением ускоренных усталостных испытаний;
- конструкция установки для проведения ускоренных усталостных испытаний канатной проволоки на симметричный изгиб;
- методика проведения ускоренных усталостных испытаний.

Таблица

Количество проволок каната для механических испытаний и испытаний на усталость

Вид испытания	Количество испытываемых проволок	
	в грузоподъемном канате	в грузовом канате
На растяжение	100 % проволок	25 % проволок
На перегиб	100 % проволок	25 % проволок
На скручивание	25 % проволок	10 % проволок
На усталость	100 % проволок	25 % проволок

Список литературы

1. Короткий, А.А. Пассажи́рские канатные доро́ги. Эффективность и безопасность при эксплуатации / А.А. Короткий, В.В. Гушин, К.М. Иванов. – Ростов н/Д, 2009. – 120 с.

2. Короткий, А.А. Метод оценки подъемных канатов / А.А. Короткий, М.Н. Хальфин, Б.Ф. Иванов, Е.В. Харьковский // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2018. – № 6. – с. 428-434.

3. Хальфин, М.Н. Крановые канаты / М.Н. Хальфин, А.А. Короткий, Б.Ф. Иванов, В.П. Папирняк. – Новочеркасск: Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И.Платова, 2015. – 127 с.

4. Хальфин, М.Н. Расчет и браковка крановых канатов с металлическим сердечником с учетом воздействия высоких температур / М.Н. Хальфин, А.А. Короткий, Б.Ф. Иванов, В.Б. Маслов. – Новочеркасск: Юж-

References

1. Korotkiy A.A., Guschein V.V., Ivanov K.M. *Passazhirskie kanatnye dorogi. Effektivnost i bezopasnost pri ekspluatatsii* [Passenger cable cars. Operational efficiency and safety]. Rostov-on-Don, 2009. 120 p. (In Russian)

2. Korotkiy A.A., Khalfin M.N., Ivanov B.F., Kharkovskiy E.V. Estimation method of hoisting ropes. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2018, No. 6, pp. 428-434. (In Russian)

3. Khalfin M.N., Korotkiy A.A., Ivanov B.F., Papirnyak V.P. *Kranovye kanaty* [Crane ropes]. Novocherkassk, Yuzhno-Rossiyskiy gosudarstvennyy politekhnicheskii universitet (NPI) imeni M.I. Platova, 2015. 127 p. (In Russian)

4. Khalfin M.N., Korotkiy A.A., Ivanov B.F., Maslov V.B. *Raschet i brakovka kranovykh kanatov s metallicheskim serdechnikom s uchetom vozdeystviya vysokikh temperatur* [Calculation and rejection of crane ropes with metal core taking into account the impact of

но-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И.Платова, 2009. – 106 с.

5. Хальфин, М.Н. Повышение стойкости несущих канатов при эксплуатации на подвесных канатных дорогах / М.Н. Хальфин, Е.В. Сорокина // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2013. – № 12. – 4.2. – С. 337-343.

6. ГОСТ 3241-91. Канаты стальные. Технические условия (с Изменениями № 1, 2, 3). – Взамен ГОСТ 3241-80; введ. 1993-01-01. – М.: Стандартинформ, 2008. – 23 с.

7. ГОСТ 7372-79. Проволока стальная канатная. Технические условия (с Изменениями № 1-4). – Введ. 1982-01-01. – М.: Издательство стандартов, 2003. – 35 с.

8. ФНП «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения». Серия 10. Выпуск 81. – М.: ЗАО «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности», 2017. – 164 с.

9. ФНП «Правила безопасности пассажирских канатных дорог и фуникулеров». Серия 10. Выпуск 84. – М.: Закрытое акционерное общество «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности», 2016. – 156 с.

10. Иванов, Б.Ф. Об ускоренных испытаниях канатной проволоки / Б.Ф. Иванов, М.Н. Хальфин, А.С. Логвинов, Д.В. Власов // Подъемно-транспортные и строительные системы: наука и инновации: межвуз. сборник научн. тр. / Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И.Платова. – Новочеркасск: Лик, 2015. – С. 101-105.

high temperatures]. Novocherkassk, Yuzhno-Rossiyskiy gosudarstvennyy politekhnicheskii universitet (NPI) imeni M.I. Platova, 2009. 106 p. (In Russian)

5. Khalfin M.N., Sorokina E.V. To the question of increase of firmness of bearing ropes at operation on suspended ropeways. *Izvestiya Tulsogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2013, No. 12, pp. 337-343. (In Russian)

6. GOST 3241-91. *Steel Ropes. Specifications*. Moscow, Standartinform, 2008. 23 p. (In Russian).

7. GOST 7372. *Steel wire ropes. Specifications*. Moscow, Izdatelstvo standartov, 2003. 35 p. (In Russian)

8. FNP “*Safety regulations for hazardous production facilities that use lifting equipment*”. Moscow, ZAO “Nauchno-tekhnicheskii tsentr issledovaniy problem promyshlennoy bezopasnosti”, 2017. 164 p. (In Russian)

9. FNP “*Safety rules for passenger cable cars and funiculars*”. Moscow, ZAO “Nauchno-tekhnicheskii tsentr issledovaniy problem promyshlennoy bezopasnosti”, 2016. 156 p. (In Russian)

10. Ivanov B.F., Khalfin M.N., Logvinov A.S., Vlasov D.V. About the accelerated testing of the cable wire. *Podyemno-transportnye i stroitelnye sistemy: nauka i innovatsii; mezhevuzovskiy sbornik. Yuzhno-Rossiyskiy gosudarstvennyy politekhnicheskii universitet (NPI) imeni M.I. Platova*. Novocherkassk, Lik, 2015, pp. 101-105. (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОМ
ГИДРОПРИВОДЕ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН
ПРИ РАЗДЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ ЗВЕНЬЕВMODELING OF WORKING PROCESSES IN THE FREQUENCY-ADJUSTABLE
HYDRAULIC DRIVE OF MANIPULATION SYSTEMS WITH SEPARATE
MOVEMENT OF LINKS DURING OPERATION OF MOBILE MACHINESЛагереv А.В., Лагереv И.А.
Lagerev A.V., Lagerev I.A.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассматриваются функционально-структурная схема и математическая модель рабочих гидродинамических процессов в частотно-регулируемом гидроприводе технологических кранов-манипуляторов. Модель позволяет выполнить компьютерное моделирование кинематики и динамики элементов металлоконструкции манипулятора и гидродинамических рабочих процессов в гидроприводе как совместно протекающих и взаимодействующих процессов. Дано описание компьютерной программы, реализующей разработанную математическую модель. Программа позволяет выполнить расчет изменения во времени перемещения, скорости и ускорения движущегося звена манипуляционной системы, давления и объемного расхода рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы и ряда других параметров. Выполнено моделирование работы гидропривода реальной манипуляционной системы при различных законах изменения частоты вращения вала объемного насоса и проведен анализ полученных результатов. Показана адекватность результатов моделирования и реальных физических явлений, наблюдаемых при эксплуатации мобильных машин. Выявлена колебательная неустойчивость кинематических и гидравлических параметров при определенных формах законов частотного регулирования.

Ключевые слова: манипуляционная система, мобильная машина, гидропривод, моделирование, динамика, неустойчивость.

Дата принятия к публикации: 02.04.2019
Дата публикации: 25.06.2019

Сведения об авторах:

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

ORCID: 0000-0003-0380-5456

Abstract. The article discusses the functional-structural scheme and the mathematical model of the working hydrodynamic processes in the frequency-adjustable hydraulic drive of the technological cranes-manipulators. The model allows to perform computer simulations of the kinematics and dynamics of the elements of the metal structure of the manipulator and hydrodynamic working processes in the hydraulic drive as jointly occurring and interacting processes. A description of a computer program that implements the developed mathematical model is given. The program allows to calculate the change in time of movement, speed and acceleration of the moving link of the handling system, pressure and volumetric flow rate of the working fluid in the characteristic points of the hydraulic system and a number of other parameters. The operation of the hydraulic drive of the real manipulation system was simulated with different laws of variation of the rotational speed of the volumetric pump and the obtained results were analyzed. The adequacy of simulation results and real physical phenomena observed during the operation of mobile machines is shown. Oscillatory instability of kinematic and hydraulic parameters was revealed under certain forms of the laws of frequency regulation.

Keywords: handling system, mobile machine, hydraulic drive, modeling, dynamics, instability.

Date of acceptance for publication: 02.04.2019
Date of publication: 25.06.2019

Authors' information:

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

ORCID: 0000-0003-0380-5456

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

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

Благодарности

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

Acknowledgements

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

1. Введение

Частотное регулирование динамических насосов с помощью частотно-регулируемого электропривода нашло широкое применение для целей автоматизированного управления работой насосных агрегатов вновь проектируемых и модернизируемых муниципальных и промышленных сетей водоснабжения и канализации [1, 2]. Частотное регулирование объемных насосов гидроприводов машиностроительного назначения путем регулирования частоты вращения приводного асинхронного электродвигателя также находит все большее применение в конструкциях гидрофицированных машин и технологического оборудования различного назначения [3]. По сравнению с широко распространенными способами регулирования объемных гидроприводов – дроссельным, машинным, комбинированным машинно-дроссельным [4, 5] – частотное регулирование имеет несомненные преимущества [6]:

- легкость и экономичность регулирования;
- возможность создания управляемого привода на основе существующих систем с частотными преобразователями;
- энергичное совершенствование элементной базы частотно-регулируемого электропривода объемных насосов в направлении повышения ее эксплуатационных показателей, снижения массо-габаритных характеристик и стоимости.

По данным [7] экономия электроэнергии при использовании регулируемого электропривода для насосов в среднем составляет 50...75 % от мощности, потребляемой насосами при дроссельном регулировании.

Применение частотных преобразователей в системах регулирования гидроприводов также оказывается весьма эффективным вследствие того, что [7]:

- обеспечивается плавное изменение скорости вращения выходного вала электродвигателя и, соответственно, плавное изменение скорости вращения вала объемного гидронасоса, причем возможно отказаться от использования различных промежуточных передаточных и регулировочных механизмов;
- появляется возможность реализации обратной связи регулируемого гидропривода с системой регулирования объемного насоса, что обеспечивает качественное поддержание скорости выходных звеньев гидродвигателей при переменных нагрузках и других возмущающих воздействиях.

Таким образом, частотно-регулируемые гидроприводы, управляемые автоматизированными системами на базе частотных преобразователей с обратной связью, оказываются весьма перспективными для оснащения гидрофицированных мобильных транспортно-технологических машин с грузоподъемными манипуляционными системами. При этом создание энергоэффективных и надежных крано-манипуляторных установок с частотно-регулируемым гидроприводом механизмов движения шарнирно-сочлененных звеньев требует проведения широкого комплекса теоретических и экспериментальных работ, связанных с изучением и моделированием протекающих в гидроприводе гидродинамических процессов и их связи с кинематикой и динамикой движущихся звеньев манипуляционной системы и транспортируемых грузов.

2. Построение математической модели

2.1. Построение структурно-функциональной схемы частотно-регулируемого гидропривода

Математическая модель частотно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при раздельном движении звеньев базируется на структурно-функциональной схеме, представленной на рис. 1. На схеме обозначены характерные точки по длине гидросистемы, в которых производится определение количественных параметров, определяющих протекание рабочих процессов в гидроприводе при работе манипуляционной системы.

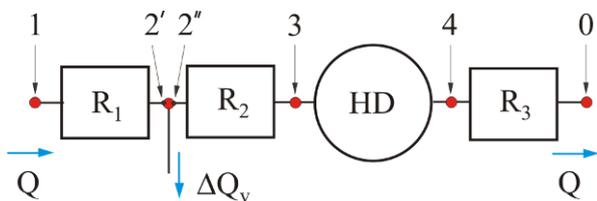


Рис. 1. Типовая структурно-функциональная схема частотно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при раздельном движении звеньев

При построении данной схемы использован подход, который ранее был реализован при построении структурно-функциональных схем для дроссельно-регулируемого [8-10] и машинно-регулируемого [8, 9] гидроприводов при раздельном движении звеньев. Структурно-функциональная схема при частотном регулировании аналогична схеме при машинном (объемном) регулировании, так как в обоих случаях источником переменности объемного расхода рабочей жидкости в гидроприводе выступает насос.

В качестве характерных точек выбраны следующие точки направлению движения рабочей жидкости:

- точка 1: выход частотно-регулируемого объемного насоса;
- точка 2: место установки предохранительного напорного клапана;
- точка 3: вход в рабочую полость гидродвигателя;

- точка 4: выход из холостой полости гидродвигателя;
- точка 0: вход в гидробак.

В указанных характерных точках j определяются величина давления p_j ($j = 1, \dots, 4$) и объемного расхода рабочей жидкости Q_j ($j = 1, \dots, 4, 0$). В точке 2 дополнительно определяется величина объемного расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан ΔQ_v . Также на характерных участках гидросистемы, ограниченных соседними характерными точками, определяется величина потери давления R_1, R_2, R_3 вследствие гидравлических потерь в имеющихся на данных участках гидроаппаратах, гидроустройствах и местных сопротивлениях, а также по длине гидролинии. Разность величины давлений в точках 3 и 4 определяет перепад рабочего давления на гидродвигателе Δp_{HD} .

Структурно-функциональная схема (рис. 1) является типовой применительно к частотно-регулируемому гидроприводе при раздельном движении звеньев многозвенной манипуляционной системы. В зависимости от того, движение какого конкретного звена моделируется, характерным точкам и характерным участкам указанной типовой схемы ставятся в соответствие конкретные точки и участки натурной гидросистемы. Методика перехода от принципиальной гидравлической схемы гидропривода к структурно-функциональной схеме гидропривода ранее была разработана применительно к дроссельно-регулируемому гидроприводе в работах [10, 11]. Отличия применения данной методики к случаю частотного регулирования очевидны: под участком между характерными точками 2 и 3 понимается напорная часть гидросистемы от места расположения напорного клапана до входа в гидродвигатель, под участком между характерными точками 4 и 0 - сливная часть гидросистемы от выхода из гидродвигателя до входа в гидробак.

2.2. Построение дифференциальных уравнений раздельного движения звеньев при частотно-регулируемом гидроприводе

При построении дифференциальных уравнений раздельного движения звеньев манипуляционной системы при частотном регулировании гидропривода целесообразно воспользоваться подходом, развитым в работах [10, 11] применительно к дроссельно-регулируемому гидроприводу. Данный подход основан на представлении уравнения перемещения подвижного элемента гидродвигателя (поршня или шибера) в виде функции изменения во времени объемного расхода рабочей жидкости $Q_{HD,inp}$, поданного в рабочую полость гидродвигателя [8]. Как следствие, интегрирование уравнения движения в дискретные моменты времени позволяет определить один из основных гидравлических параметров гидросистемы – объемный расход на входе в гидродвигатель – и, таким образом, последовательно определить остальные гидравлические параметры (давления и расходы) во всех характерных точках структурно-функциональной схемы (рис. 1).

Согласно [10] известные уравнения движения подвижных элементов гидродвигателей [4, 12-14]:

- для гидроцилиндра и двухпоршневого поворотного гидродвигателя

$$\left(\frac{M_{red}}{A_{hc,inp}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = (A_{hc,inp} p_3 - A_{hc,out} p_4) \mp F_{ol} - F_{br}; \quad (1)$$

- для четырехпоршневого поворотного гидродвигателя

$$\left(\frac{M_{red}}{2A_{hc,inp}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = 2(A_{hc,inp} p_3 - A_{hc,out} p_4) \mp F_{ol} - F_{br}; \quad (2)$$

- для шиберного поворотного гидродвигателя

$$n_b \left(\frac{J_{red}}{V_{hd}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = \\ = n_b H_{pd} (D_{pd}^2 - d_{pd}^2) (p_3 - p_4) / 4 \mp M_{ol} - M_{br}; \quad (3)$$

- для гидромотора

$$2\pi \left(\frac{J_{red}}{V_{hm}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = V_{hm} (p_3 - p_4) / 2\pi \mp M_{ol} - M_{br}, \quad (4)$$

где $A_{hc,inp}$ - площадь поршня гидроцилиндра со стороны рабочей полости; $A_{hc,out}$ - площадь поршня гидроцилиндра со стороны холостой полости; D_{pd} , H_{pd} - внутренний

диаметр и глубина корпуса шиберного гидродвигателя; d_{pd} - диаметр вала шиберного гидродвигателя; n_b - число шиберов; V_{hd} - объем шиберного гидродвигателя, соответствующий повороту выходного вала на 1 рад; V_{hm} - рабочий объем гидромотора; M_{red} , J_{red} - приведенные к выходному звену гидродвигателя масса и момент инерции перемещаемого груза и движущихся элементов металлоконструкции манипуляционной системы; F_{ol} , M_{ol} - эксплуатационные сила и момент силы, приведенные к выходному звену гидродвигателя; F_{br} , M_{br} - сила торможения и момент силы торможения выходного звена гидродвигателя, создаваемые дополнительными внешними тормозными устройствами (при их наличии в конструкции механизма движения соответствующего звена манипуляционной системы); k_{dyn} - коэффициент динамичности.

Величина коэффициента динамичности k_{dyn} зависит от того, какой метод расчета динамики манипуляционной системы применяется для оценки величины эксплуатационной нагрузки F_{ol} или M_{ol} , используемой в дифференциальных уравнениях движения (1)-(4). Если эксплуатационная нагрузка определяется с помощью решения задачи динамики движения звена манипуляционной системы [15-18] или в процессе реализации универсальной модели [19], тогда следует принимать $k_{dyn} = 1$. Если величина эксплуатационной нагрузки определяется на основе учета лишь статических нагрузок (веса груза и элементов металлоконструкции манипуляционной системы), тогда в соответствии с рекомендациями [20] следует принимать $k_{dyn} > 1 \sim 1,05 \dots 1,2$.

2.3. Начальные условия интегрирования дифференциальных уравнений раздельного движения звеньев

В начальный момент времени интегрирования уравнений движения (1)-(4), т.е. $\tau = 0$, объемный расход рабочей жидкости на входе в рабочую полость гидродвигателя

$Q_3(\tau = 0) = 0$. Соответственно, расходы в характерных точках гидросистемы после предохранительного клапана

$$Q_{2'}(\tau = 0) = Q_4(\tau = 0) = Q_0(\tau = 0) = 0. \quad (5)$$

В то же время, в начальный момент времени $\tau = 0$ объемный расход рабочей жидкости на выходе насоса определяется реализуемым законом изменения частоты вращения приводного вала насоса и составляет

$$Q_1(\tau = 0) = V_0 n(\tau = 0),$$

где V_0 - номинальный рабочий объем насоса.

Расход рабочей жидкости перед напорным клапаном $Q_{2'}(\tau = 0)$ и через него ΔQ_v определяются как

$$Q_{2'}(\tau = 0) = \Delta Q_v = \zeta_1 Q_1(\tau = 0), \quad (6)$$

где ζ_1 - коэффициент внешних утечек рабочей жидкости на 1-ом участке гидросистемы (между точками 1 и 2, т.е. между насосом и напорным клапаном).

В начальный момент времени давление рабочей жидкости в характерной точке 2 будет определяться количественными параметрами статической характеристики открытия напорного предохранительного клапана $p = f_v(\Delta Q_v)$, т.е.

$$p_2(\tau = 0) = f_v(\Delta Q_v(\tau = 0)). \quad (7)$$

Для выражения статической характеристики открытия предохранительного клапана $p = f_v(\Delta Q_v)$ в уравнении (7) удобно использовать аналитические выражения, предложенные в [10] применительно к напорным клапанам прямого и непрямого действия.

Давление рабочей жидкости в характерной точке 1 будет определяться с учетом потери давления R_1 на участке напорной части гидросистемы между характерными точками 1 и 2 (на участке между выходом насоса и местом установки напорного клапана):

$$p_1(\tau = 0) = p_2(\tau = 0) + R_1(\tau = 0). \quad (8)$$

Потери давления на характерных участках гидросистемы R_1 , R_2 и R_3 (рис. 1) складываются из потерь давления в гидроаппаратах и гидроустройствах, местных сопротивлений и по длине гидролиний [4, 5, 14]. Для их расчетной оценки удобно использовать зависимости, представленные в [10].

Давление рабочей жидкости в точке 3 на входе в гидродвигатель согласно закону Паскаля будет составлять

$$p_3(\tau = 0) = p_2(\tau = 0), \quad (9)$$

а в точке 4 на выходе из гидродвигателя –

$$p_4(\tau = 0) = 0. \quad (10)$$

Таким образом, определение начальных условий интегрирования дифференциальных уравнений раздельного движения звеньев (1) – (4) должно выполняться в следующей последовательности:

1) определение объемной подачи насоса $Q_1(\tau = 0)$ в характерной точке 1, исходя из заданного закона частотного регулирования вращения входного вала насоса;

2) вычисление гидравлических параметров $p_2(\tau = 0)$ и $Q_{2'}(\tau = 0)$ в характерной точке 2 и расхода через напорный клапан $\Delta Q_v(\tau = 0)$ с помощью соотношений (6) и (7);

3) вычисление давления $p_1(\tau = 0)$ на выходе насоса в характерной точке 1 с помощью соотношения (8);

4) задание гидравлических параметров $p_j(\tau = 0)$ и $Q_j(\tau = 0)$ во всех остальных j -х характерных точках с помощью соотношений (5), (9) и (10).

2.4. Расчет гидравлических параметров частотно-регулируемого гидропривода в произвольный момент движения звена манипуляционной системы

Решение уравнения раздельного движения звена в произвольный момент времени с помощью одного из численных методов интегрирования дифференциальных уравнений [21] позволяет определить один гидравлический параметр – объемный расход рабочей жидкости Q_3 в характерной точке 3 (вход в рабочую полость гидродвигателя).

На эту величину должно быть наложено очевидное физическое ограничение: расход Q_3 в момент времени τ с учетом всех внешних потерь рабочей жидкости в напорной части гидросистемы не должен превышать объемную подачу насоса, т.е. должно выполняться условие:

$$Q_3(\tau) \leq \zeta_1 \zeta_2 V_0 n(\tau). \quad (11)$$

Если ограничение (12) не выполняется, то полученное значение расхода следует уменьшить до значения:

$$Q_3(\tau) = \zeta_1 \zeta_2 V_0 n(\tau).$$

При этом расход рабочей жидкости через напорный предохранительный клапан в точке 2 будет равен $\Delta Q_v(\tau) = 0$ и, как следствие, расход в данной точке напорной части гидросистемы определяется выражением:

$$Q_2(\tau) = Q_3(\tau) / \zeta_2.$$

Величины давления в характерных точках напорной части гидросистемы составляют:

$$p_2(\tau) = p_1(\tau) - R_1;$$

$$p_3(\tau) = p_2(\tau) - R_2.$$

Если полученное в результате решения уравнения раздельного движения звена значение объемного расхода рабочей жидкости $Q_3(\tau)$ на входе в гидродвигатель составляет

$$Q_3(\tau) < \zeta_1 \zeta_2 V_0 n(\tau),$$

то через напорный предохранительный клапан появляется расход рабочей жидкости, величина которого определяется как

$$\Delta Q_v(\tau) = Q_2(\tau) - Q_3(\tau) = \zeta_1 V_0 n(\tau) - Q_3(\tau) / \zeta_2.$$

Как следствие, давление рабочей жидкости в характерной точке 2 будет определяться с помощью статической характеристики открытия напорного предохранительного клапана $p = f_v(\Delta Q_v)$, т.е. по зависимости, аналогичной уравнению (7):

$$p_2(\tau) = f_v(\Delta Q_v(\tau)),$$

а в остальных точках напорной части гидросистемы – по зависимостям вида:

$$p_1(\tau) = p_2(\tau) + R_1;$$

$$p_3(\tau) = p_2(\tau) - R_2.$$

Вне зависимости от работы напорного клапана гидродинамические параметры в характерных точках сливной части гидросистемы выражаются следующими зависимостями:

$$p_4(\tau) = R_3;$$

$$p_0(\tau) = 0;$$

$$Q_0(\tau) = \zeta_3 Q_4(\tau).$$

Объемный расход рабочей жидкости $Q_4(\tau)$ на выходе из холостой полости гидродвигателя зависит от его типа:

- для гидроцилиндра

$$Q_4(\tau) = \frac{A_{hc,out}}{A_{hc,inp}} Q_3(\tau);$$

- для поршневых и шибберных поворотных гидродвигателей, гидромоторов

$$Q_4(\tau) = Q_3(\tau).$$

Перепад давлений рабочей жидкости на подвижном элементе гидродвигателя составляет

$$\Delta p_{HD}(\tau) = p_3(\tau) - p_4(\tau).$$

Мгновенная потребляемая мощность насоса составляет

$$N_p(\tau) = \frac{p_1(\tau) V_0 n(\tau)}{\eta_p},$$

где η_p - коэффициент полезного действия насоса.

2.5. Расчет эксплуатационных нагрузок, действующих на подвижный элемент гидродвигателя частотно-регулируемого гидропривода, и инерционных характеристик движущихся элементов металлоконструкции в произвольный момент движения звена манипуляционной системы

Интегрирование дифференциальных уравнений раздельного движения звеньев манипуляционных систем мобильных машин (1) - (4) требует знания величины эксплуатационных нагрузок F_{ol} или M_{ol} , действующих на звенья, и инерционных характеристик движущихся элементов металлоконструкции M_{red} или J_{red} . Как показано в [10, 11], эти параметры могут быть определены с использованием двух возможных подходов. Первый, наиболее адекватный подход предусматривает решение задачи динамики движения звеньев манипуляционной системы [15-18] в рамках реализации универсальной модели манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической модели [8, 19]. При этом происходит совместное решение системы взаимосвязанных дифференциальных уравнений движения как самих звеньев манипуляционной системы, так и выходных звеньев силовых гидродвигателей вида (1) - (4). Второй подход, требующий меньших вычислительных затрат, преду-

смачивает проведение предварительного решения задачи динамики движения звеньев манипуляционной системы [15-18] и аппроксимацию его результатов в виде одномерных кубических сплайн-функций [10]

$$\begin{aligned}F_{ol} &= F_{ol,k} + b_{F,k}(x - x_k) + \\ &+ c_{F,k}(x - x_k)^2 + d_{F,k}(x - x_k)^3; \\ M_{ol} &= M_{ol,k} + b_{M,k}(\varphi - \varphi_k) + \\ &+ c_{M,k}(\varphi - \varphi_k)^2 + d_{M,k}(\varphi - \varphi_k)^3; \\ M_{red} &= M_{red,k} + b_{M_r,k}(x - x_k) + \\ &+ c_{M_r,k}(x - x_k)^2 + d_{M_r,k}(x - x_k)^3; \\ J_{red} &= J_{red,k} + b_{J,k}(\varphi - \varphi_k) + \\ &+ c_{J,k}(\varphi - \varphi_k)^2 + d_{J,k}(\varphi - \varphi_k)^3,\end{aligned}$$

где x_k , φ_k - абсциссы опорных точек сплайн-интерполяции; $F_{ol,k}$, $M_{ol,k}$, $M_{red,k}$, $J_{red,k}$ - ординаты опорных точек сплайн-интерполяции.

В общем случае сплайн-интерполяция также удобна для задания закона частотного регулирования скорости выходного звена гидродвигателя и, соответственно, скорости движущегося звена манипуляционной системы мобильной машины. В этом случае одномерной кубической сплайн-функцией задается необходимый закон изменения частоты вращения приводного вала насоса:

$$n(x) = n_k + b_k(x - x_k) + c_k(x - x_k)^2 + d_k(x - x_k)^3,$$

где n_k - ординаты опорных точек сплайн-интерполяции закона изменения частоты вращения приводного вала в зависимости от параметра регулирования x .

3. Компьютерная реализация математической модели

Разработанная математическая модель рабочих процессов в гидроприводе манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин реализована в компьютерной программе «Моделирование частотно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при раздельном движении звеньев».

Программа позволяет моделировать возвратно-поворотное движение прямолинейных звеньев и звеньев с рычагом. Конструк-

тивное исполнение указанных звеньев приведено в [9, 22]. Для этого предусмотрены 4 варианта расчета, каждый из которых соответствует одному из 4 возможных вариантов движения звеньев:

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

Структурная схема программы с указанием входящих процедур представлена на рис. 2. Она включает в себя головную процедуру *Dynamics_of_Hidraulic_Drives_with_Frequency_Regulation_and_Separate_Motion_of_Links*, 16 процедур типа Procedure:

- *DrivForce13* – определение величины движущей силы на штоке гидроцилиндра (варианты движения 1 и 3);
- *DrivForce24* – определение величины движущей силы на штоке гидроцилиндра (варианты движения 2 и 4);
- *DetAngle* – определение угла поворота прямолинейного звена при известном значении смещения поршня гидроцилиндра;
- *DetAngleF* – определение угла поворота звена с рычагом при известном значении смещения поршня гидроцилиндра;
- *DetPQbegin13* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени поворота звена (варианты движения 1 и 3);
- *DetPQbegin24* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени поворота звена (варианты движения 2 и 4);
- *DetPressure13* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени поворота звена (варианты движения 1 и 3);
- *DetPressure24* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени поворота звена (варианты движения 2 и 4);
- *PresLossUch* – определение величины потери давления на расчетном участке гидросистемы;

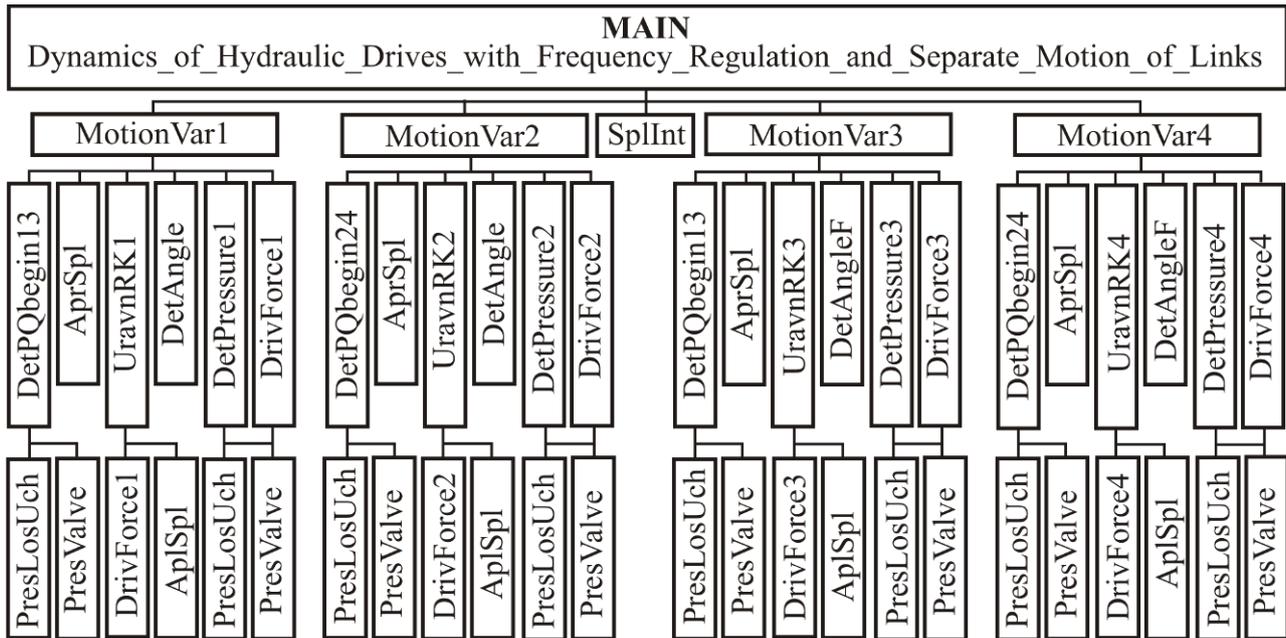


Рис. 2. Структурная схема компьютерной программы

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

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

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

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

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

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

- *MotionVar4* – интегрирование уравнения движения звена (вариант движения 4), а также 2 процедуры типа Function:

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

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

Результатом выполнения компьютерной программы является расчет изменения во времени отработки движения звена следующих данных:

- 1) величины $x(\tau)$, скорости $\dot{x}(\tau)$ и ускорения $\ddot{x}(\tau)$ перемещения подвижного элемента гидродвигателя;

- 2) угла $q(\tau)$, угловой скорости $\dot{q}(\tau)$ и углового ускорения $\ddot{q}(\tau)$ поворота звена манипуляционной системы;

- 3) давления рабочей жидкости $p_j(\tau)$ в характерных точках гидросистемы (рис. 1);

- 4) объемного расхода рабочей жидкости $Q_j(\tau)$ в характерных точках гидросистемы (рис. 1);

- 5) объемного расхода рабочей жидкости $\Delta Q_v(\tau)$ через напорный предохранительный клапан;

- 6) перепада давления рабочей жидкости на гидродвигателе $\Delta p_{HD}(\tau)$;

- 7) мгновенной потребляемой мощности насоса $N_p(\tau)$.

4. Анализ тестовых результатов применения математической модели

Как и ранее в [10], для оценки достоверности моделирования гидравлических процессов в частотно-регулируемом гидроприводе мобильной машины при раздельном движении ее звеньев на основе разработанной математической модели и реализующей ука-

занную модель компьютерной программы была рассмотрена трехзвенная манипуляционная система, кинематическая схема которой показана на рис. 3. Размеры металлоконструкции, условия и режимы эксплуатации, а также параметры гидросистемы взяты аналогичными соответствующим характеристикам

мобильной машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [23, 24].

Состав и технические характеристики насоса, гидроаппаратов, гидроустройств и гидрролиний, использованные при проведении тестовых расчетов, аналогичны принятым в работе [10].

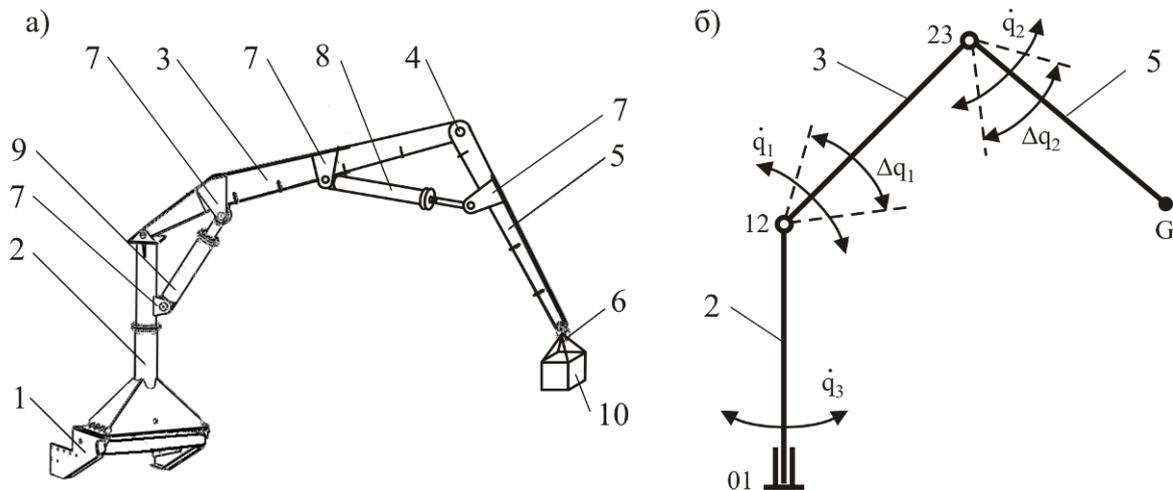


Рис. 3. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор мобильной машины [10]:
 а - конструктивное исполнение (1 - опорная конструкция; 2 - поворотная колонна; 3 - стрела; 4 - шарнирный узел соединения смежных звеньев; 5 - рукоять; 6 - грузозахватный орган; 7 - элементы крепления; 8 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения рукояти; 9 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения стрелы; 10 – груз);
 б – кинематическая схема

Рассматривался полный цикл раздельного поворотного движения стрелы 3 кран-манипулятора при неподвижном положении рукояти 5. Он включал подъем стрелы из начального (нижнего) положения в конечное (верхнее) и затем опускание стрелы из верхнего положения в нижнее. Начальная и конечная конфигурации кинематической схемы манипуляционной системы с соблюдением геометрических пропорций звеньев приведены на рис. 4 [10]. Вес транспортируемого груза составлял $G = 7,5$ кН. Графики изменения в зависимости от угла поворота стрелы величин приведенных к штоку гидроцилиндра эксплуатационной продольной силы F_{ol} и массы перемещаемого груза и движущихся элементов металлоконструкции манипуляционной системы M_{red} соответствуют приведенным в [10].

Интегрирование уравнения движения (1) позволяет определить в произвольный момент времени τ кинематические параметры

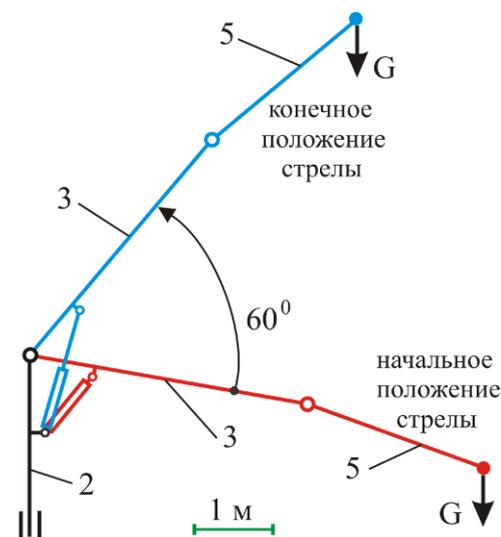


Рис. 4. Крайние конфигурации манипуляционной системы при раздельном движении стрелы [10]

линейного перемещения штока силового гидроцилиндра – текущую координату характерной точки (например, поршня) $x_r(\tau)$, линейную скорость $\dot{x}_r(\tau)$ и линейное ускорение $\ddot{x}_r(\tau)$, причем ускорение $\ddot{x}_r(\tau)$ находится непосредственно из уравнения движения (1):

$$\ddot{x}_r(\tau) = \frac{\dot{Q}_{HD,inp}}{A_{hc,inp}} = \frac{A_{hc,inp}P_3(\tau) - A_{hc,out}P_4(\tau) \mp F_{ol}(\tau) + F_{br}(\tau)}{M_{red}(\tau)}$$

Соответствующие им кинематические параметры поворотного перемещения звена манипуляционной системы определяются в соответствии с предложенными в [25] зависимостями следующими соотношениями связи:

- угловая координата (угол поворота) звена

$$q(\tau) = \arcsin \left[\frac{x_r^2(\tau) - l_{Be}^2 - l_{Bf}^2}{2l_{Be}l_{Bf}} \right] + \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) + \arctg \left(\frac{l_{fg}}{l_{Bg}} \right) - q_0; \quad (12)$$

- угловая скорость звена

$$\dot{q}(\tau) = \dot{x}_r(\tau) \frac{S_1}{S_2};$$

- угловое ускорение звена

$$\ddot{q}(\tau) = \left\{ \ddot{x}_r(\tau) - \frac{S_3}{S_1^3} [\dot{q}(\tau)]^2 \right\} \frac{S_1}{S_2},$$

Причем

$$S_1 = \left\{ l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \times \sin \left[q + q_0 - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{fg}}{l_{Bg}} \right) \right] \right\}^{0,5};$$

$$S_2 = l_{Be}l_{Bf} \cos \left[q + q_0 - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{fg}}{l_{Bg}} \right) \right];$$

$$S_3 = l_{Be}l_{Bf} \left\{ S_2 - S_1^2 \sin \left[q + q_0 - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{fg}}{l_{Bg}} \right) \right] \right\},$$

где $l_{Be}, l_{Bf}, l_{de}, l_{Bd}, l_{fg}, l_{Bg}$ – характерные конструкционные размеры манипуляционной системы (рис. 5); q_0 – начальное значение угловой координаты q .

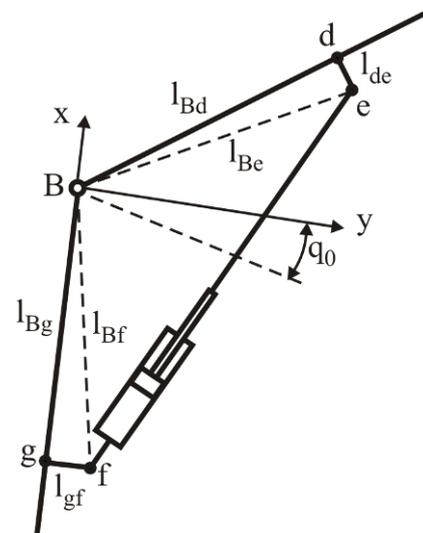


Рис. 5. Характерные конструкционные размеры манипуляционной системы

Для исследования влияния вида закона изменения частоты вращения приводного вала насоса $n(\tau)$, реализующего частотное регулирование гидропривода, были рассмотрены 10 простейших законов, представленных на рис. 6:

- характеризующихся квадратичным изменением во времени объемной подачи насоса (рис. 6, а);

- характеризующихся либо монотонным возрастанием во времени объемной подачи насоса (графики 4, 5, 7 на рис. 6, б), либо ее монотонным снижением (графики 3, 6, 8 на рис. 6, б).

На рис. 7 - 9 приведены графики изменения с течением времени кинематических параметров движения стрелы в процессе ее подъема: угла поворота q_2 , угловой скорости \dot{q}_2 и углового ускорения \ddot{q}_2 . Номера графиков соответствуют номерам исследованных законов частотного регулирования, представленных на рис. 6.

Анализ рис. 7 – 9 показывает, что вид закона частотного регулирования гидропривода механизма поворота звена манипуляционной системы определяет конфигурацию и количественные характеристики графиков

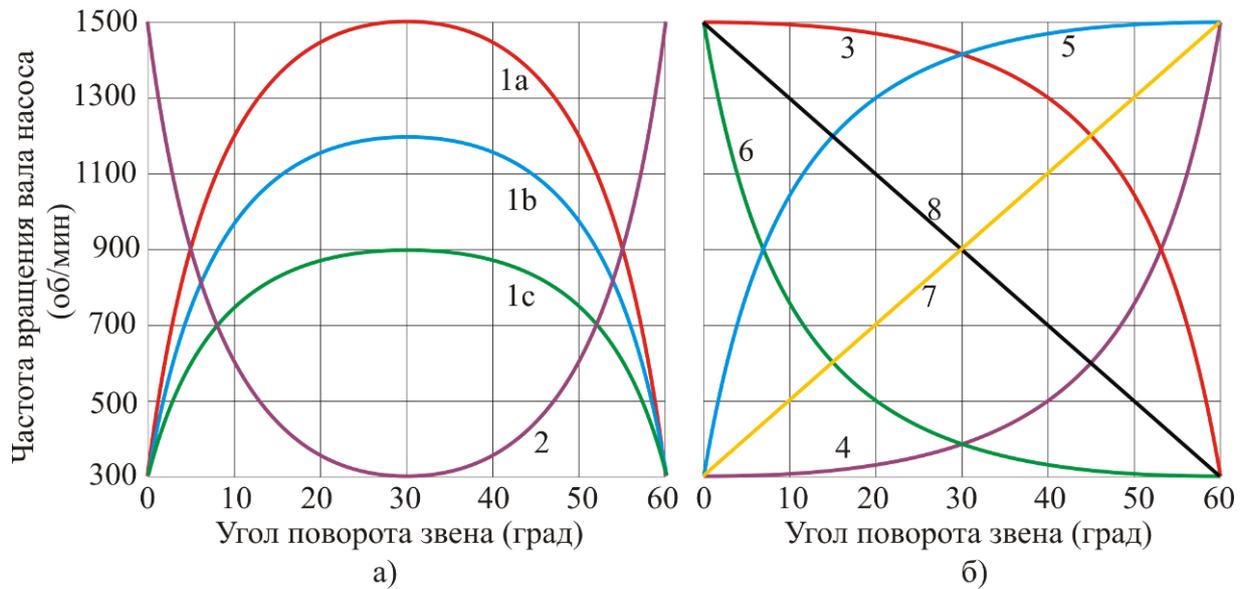


Рис. 6. Графики исследованных законов частотного регулирования изменения во времени величины объемной подачи насоса: а – квадратичное; б - монотонное

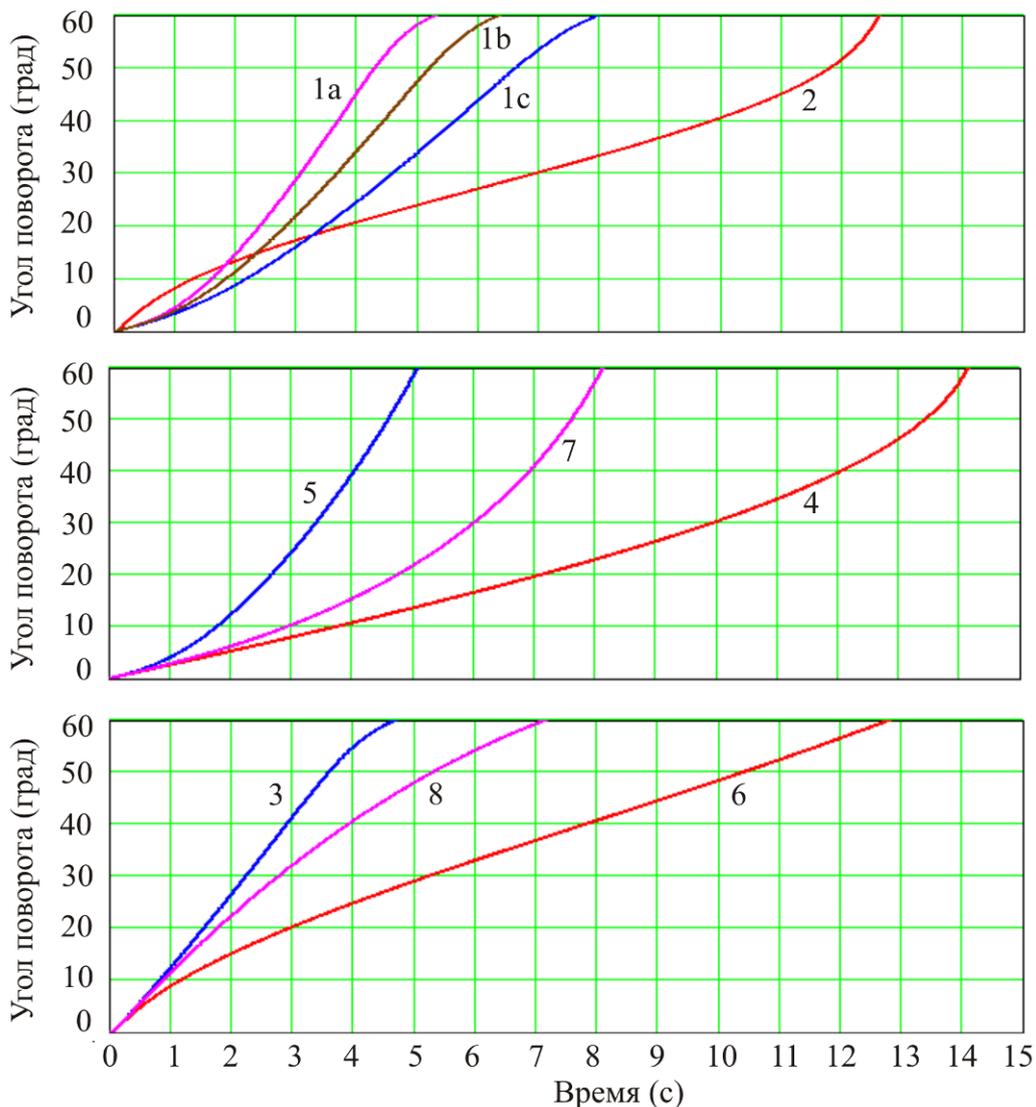


Рис. 7. Графики изменения во времени угла поворота стрелы при ее подъеме

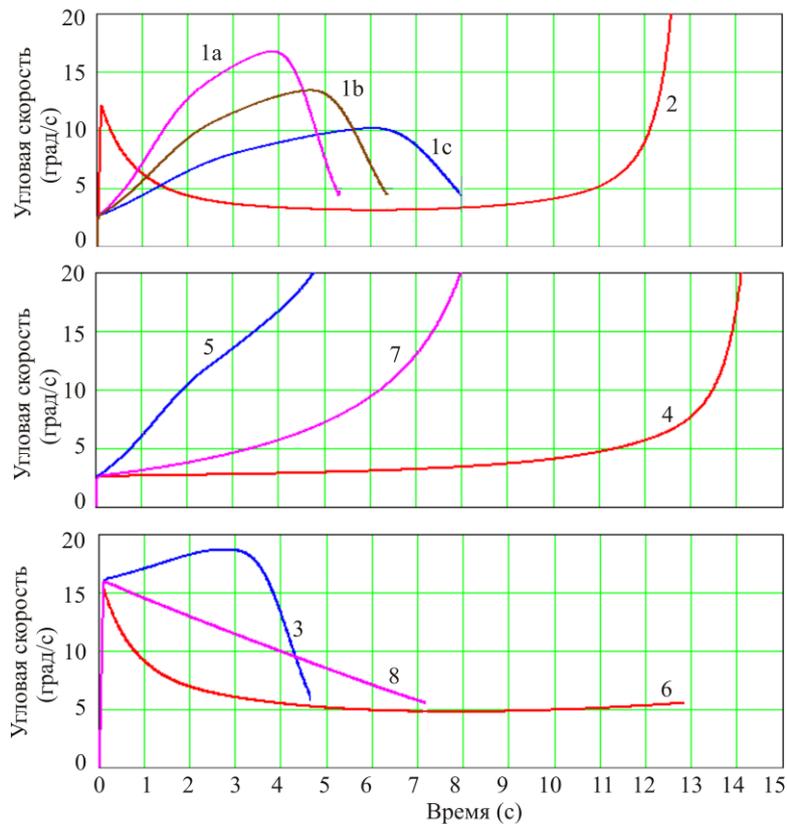


Рис. 8. Графики изменения во времени угловой скорости поворота стрелы при ее подъеме

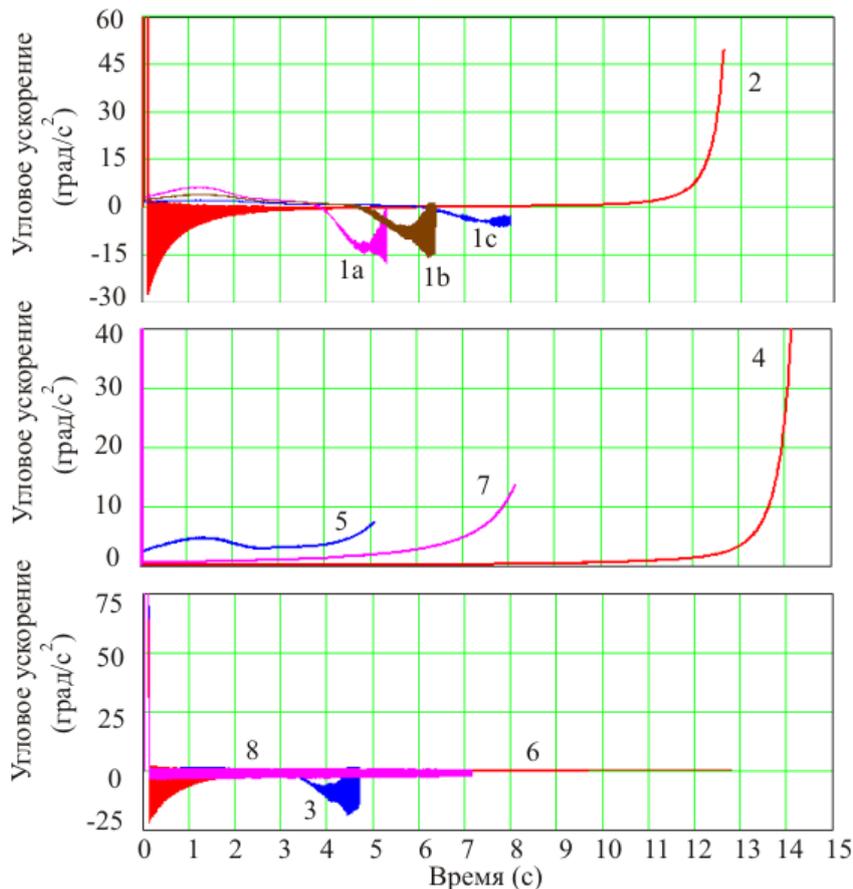


Рис. 9. Графики изменения во времени углового ускорения поворота стрелы при ее подъеме

изменения во времени кинематических параметров $q_2(\tau)$, $\dot{q}_2(\tau)$ и $\ddot{q}_2(\tau)$. Как и следовало ожидать, на участках траектории, с которыми совпадает рост частоты вращения вала насоса, наблюдается рост угловой скорости и более быстрое нарастание угла поворота. На участках траектории, с которыми совпадает уменьшение частоты вращения вала насоса, наоборот, наблюдается снижение угловой скорости и замедление роста угла поворота.

При этом для всех исследованных законов частотного регулирования по мере поворота звена наблюдается монотонное снижение величины углового ускорения независимо от того, происходит увеличение или снижение частоты вращения вала насоса. Это можно объяснить тем, что по мере подъема звена растет величина эксплуатационной нагрузки, которую необходимо преодолевать гидроцилиндру. На отдельных участках графиков $\ddot{q}_2(\tau)$ ряда исследованных законов частотного регулирования наблюдается неустойчивость изменения во времени углового ускорения звена манипуляционной системы, имеющая колебательный характер с различной амплитудой. Указанные участки неустойчивости величины углового ускорения соответствуют участкам законов частотного регулирования, на которых происходит снижение частоты вращения ротора насоса (т.е. снижение объемной подачи насоса).

На рис. 10 показаны исследованные законы регулирования гидропривода в виде соотношения $n(\tau)$. Вследствие переменности угловой скорости звена манипуляционной системы и нелинейного характера зависимости (12) между линейной координатой смещения штока гидроцилиндра и угловой координатой поворота звена геометрическая форма законов регулирования, выраженная в виде соотношения $n(\tau)$, оказывается деформированной по отношению к показанной на рис. 6 геометрической форме этих же законов в виде $n(q_2)$.

Информацию о рабочих процессах, происходящих в гидроприводе манипуляционной системы при подъеме груза стрелой, дают графики на рис. 11 - 19.

На рис. 11 - 14 приведены графики изменения во времени давления рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы при подъеме груза поворотом стрелы:

- на выходе из насоса (точка 1 на рис. 1);
- в месте установки предохранительного клапана (точка 2 на рис. 1);
- на входе в гидроцилиндр (точка 3 на рис. 1);
- на выходе из гидроцилиндра (точка 4 на рис. 1).

Как было отмечено выше при анализе изменения во времени величины углового ускорения стрелы манипуляционной системы (рис. 9), при изменении во времени величины давления рабочей жидкости в характерных точках (точки 1, 2 и 3) напорной части гидросистемы для тех же исследованных законов частотного регулирования насоса (законы 2, 3, 6 и 8) также наблюдается колебательная неустойчивость давления, размах которой достигает 0,5 МПа. Она и является непосредственным источником неустойчивости величины углового ускорения движущегося звена манипуляционной системы. Отмеченная колебательная неустойчивость давления характерна для изначально ниспадающих ветвей законов частотного регулирования объемной подачи насоса, тогда как при переходе на восходящую ветвь неустойчивость исчезает. Это демонстрируют графики изменения давления на рис. 11 - 13, соответствующие закону 2. Можно считать, что при переходе на ниспадающую ветвь закона частотного регулирования при начальной реализации восходящей ветви закона колебательная неустойчивость величины рабочего давления практически не проявляется, так как имеет место практически стабильная работа предохранительного клапана при повышенном давлении на выходе объемного насоса. Это демонстрируют графики изменения давления на рис. 11 - 13, соответствующие законам 1a, 1b и 1c.

На рис. 15 приведены графики изменения во времени перепада давления рабочей жидкости на гидроцилиндре, обеспечивающего движущую силу подъема груза при повороте стрелы манипуляционной системы.

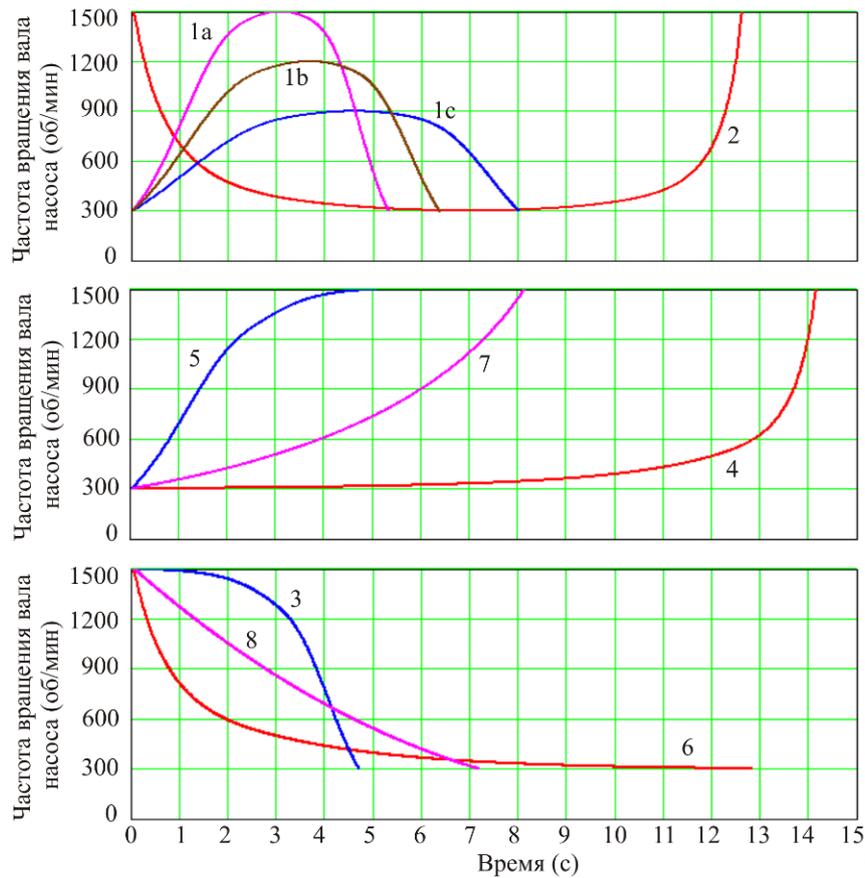


Рис. 10. Графики исследованных законов частотного регулирования изменения во времени величины объемной подачи насоса, выраженные в виде соотношения $n(\tau)$

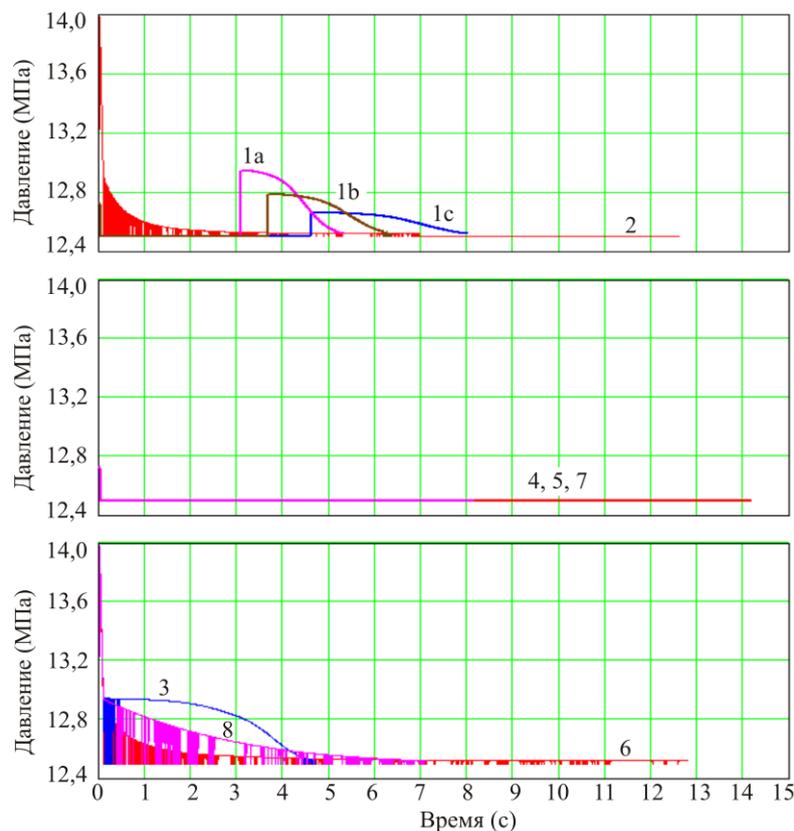


Рис. 11. Изменение во времени давления рабочей жидкости на выходе из насоса

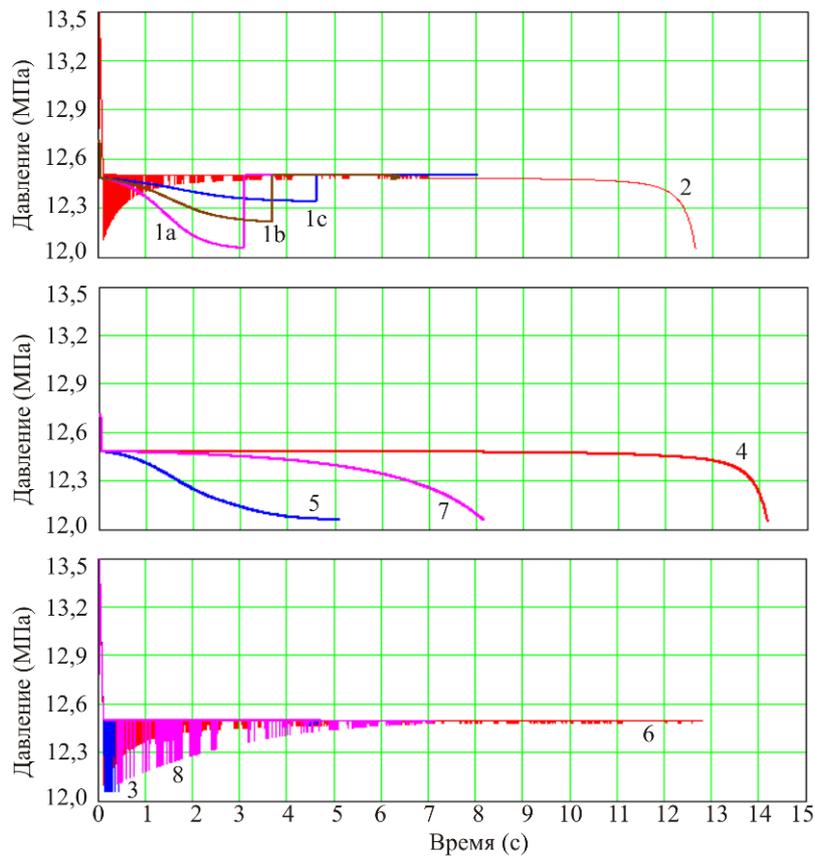


Рис. 12. Изменение во времени давления рабочей жидкости в месте установки предохранительного клапана

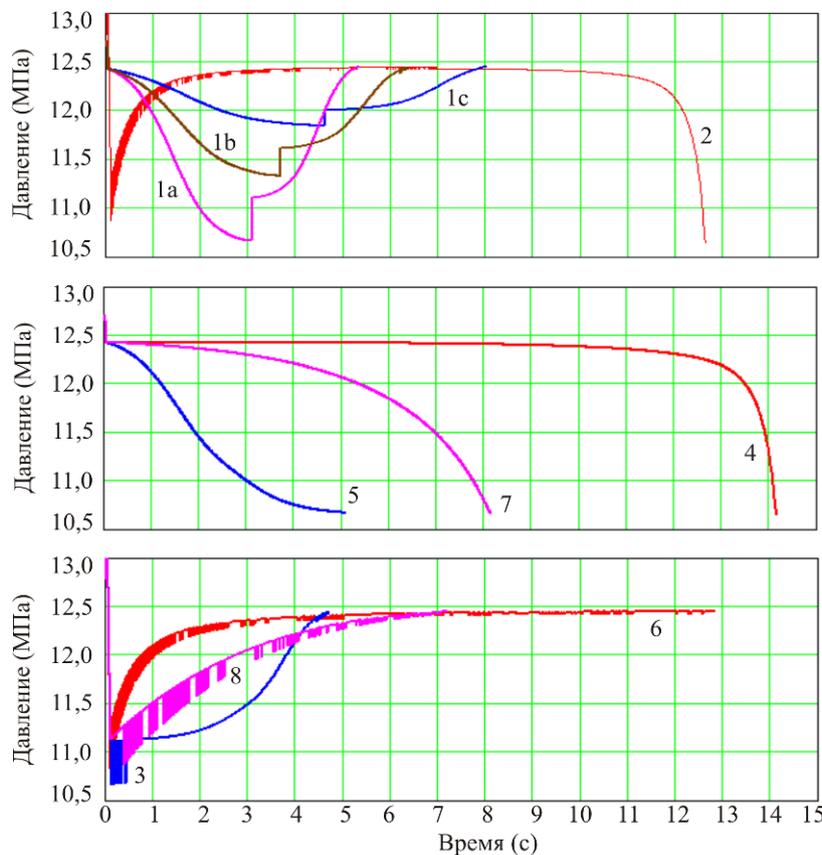


Рис. 13. Изменение во времени давления рабочей жидкости на входе в гидроцилиндр

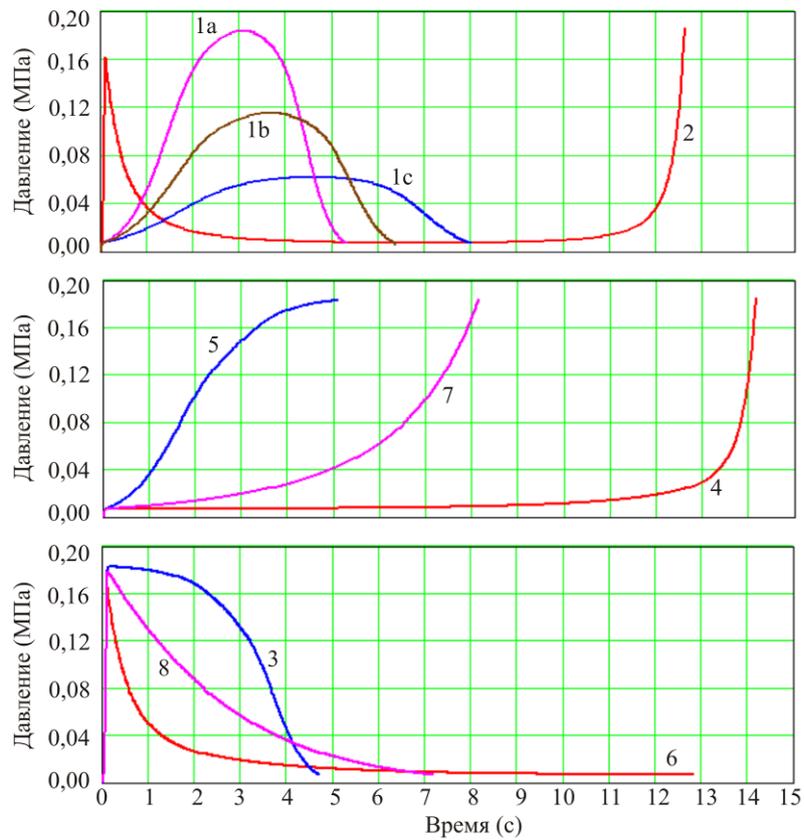


Рис. 14. Изменение во времени давления рабочей жидкости на выходе из гидроцилиндра

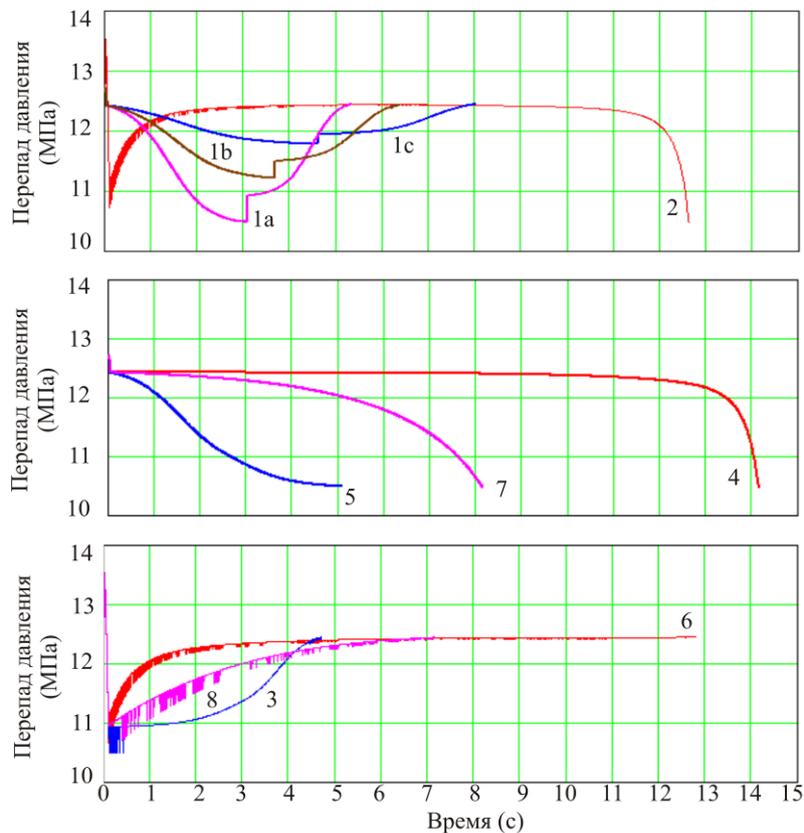


Рис. 15. Изменение во времени перепада давления рабочей жидкости на гидроцилиндре

На рис. 16 – 18 приведены графики изменения во времени объемного расхода рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы при подъеме груза поворотом стрелы:

- объемной подачи насоса (точка 1 на рис. 1);
- за предохранительным клапаном и на входе в гидроцилиндр (точки 2' и 3 на рис. 1);
- на выходе из гидроцилиндра (точка 4 на рис. 1),

а на рис. 19 – графики расхода через предохранительный клапан.

Для объемного расхода также характерна некоторая колебательная нестабильность. Однако как показывает анализ рис. 19, размах величины расхода составляет не более 1% и наблюдается при работе насоса на нисходящей ветви закона частотного регулирования. Если до этого насос работал на восходящей ветви закона частотного регулирова-

ния, то нестабильность расхода оказывается еще более незначительной с размахом, составляющим лишь доли процента от подачи насоса.

5. Заключение

Представленные функционально-структурная схема и математическая модель рабочих гидродинамических процессов в частотно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин позволяют провести компьютерное моделирование кинематики и динамики элементов металлоконструкции гидрофицированных кранов-манипуляторов и гидродинамических рабочих процессов в гидроприводе как совместно протекающих и взаимовлияющих процессов.

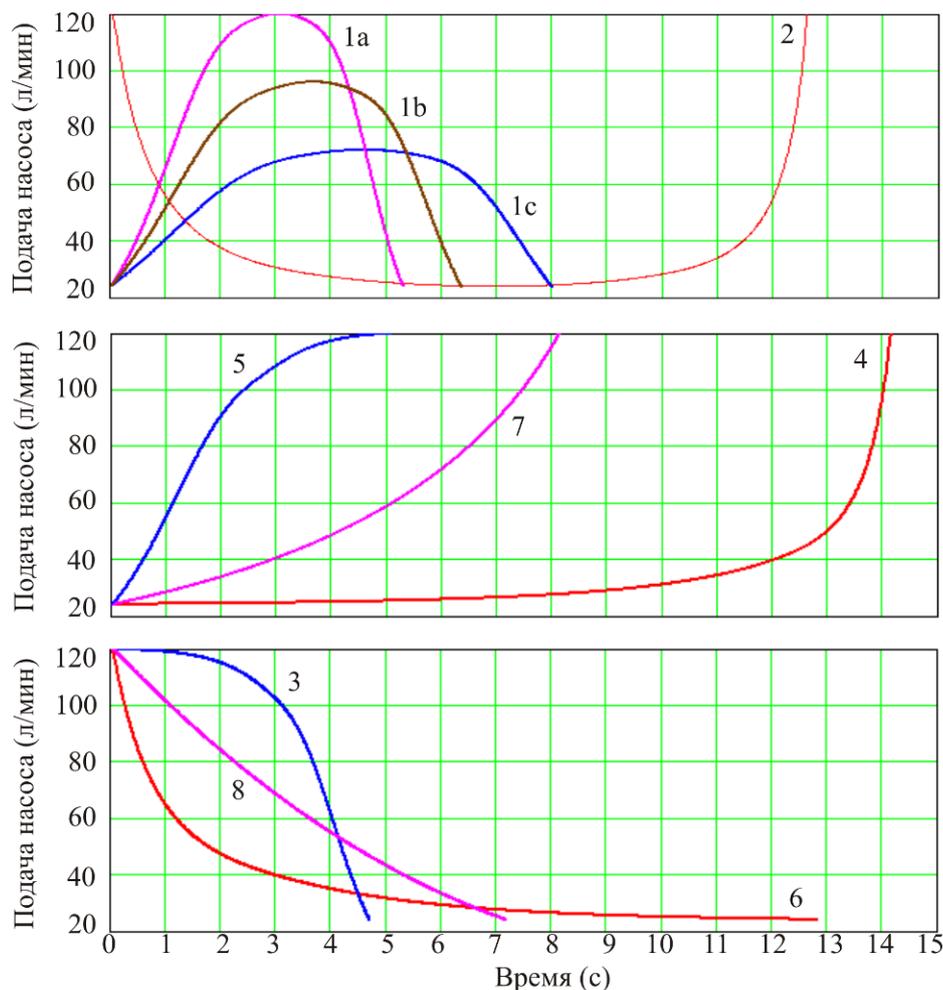


Рис. 16. Изменение во времени подачи насоса

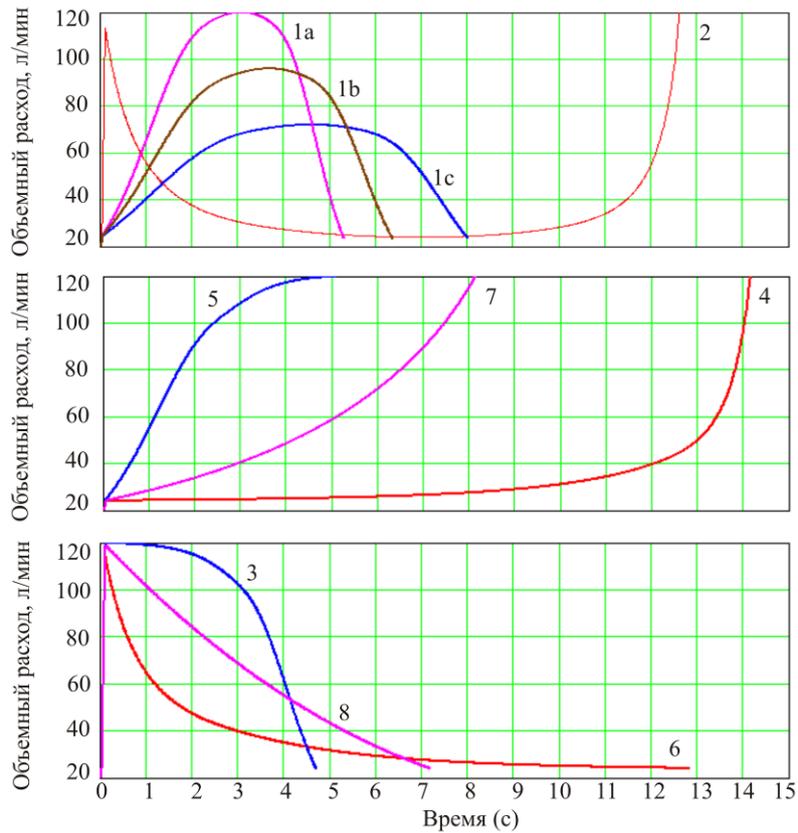


Рис. 17. Изменение во времени расхода рабочей жидкости за предохранительным клапаном и на входе в гидроцилиндр

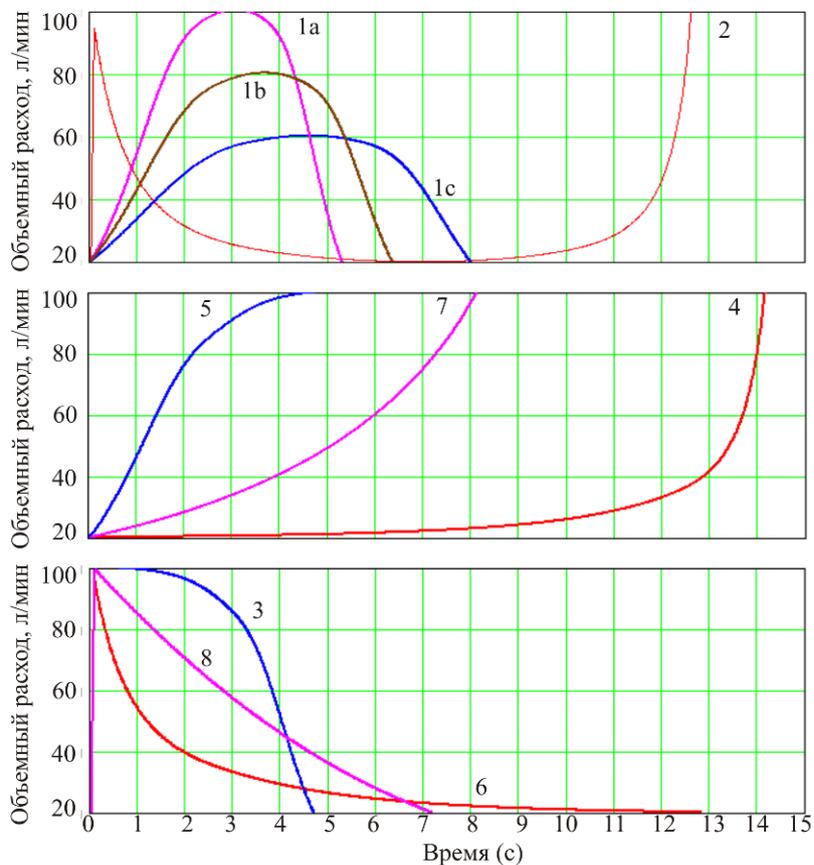


Рис. 18. Изменение во времени расхода рабочей жидкости на выходе из гидроцилиндра

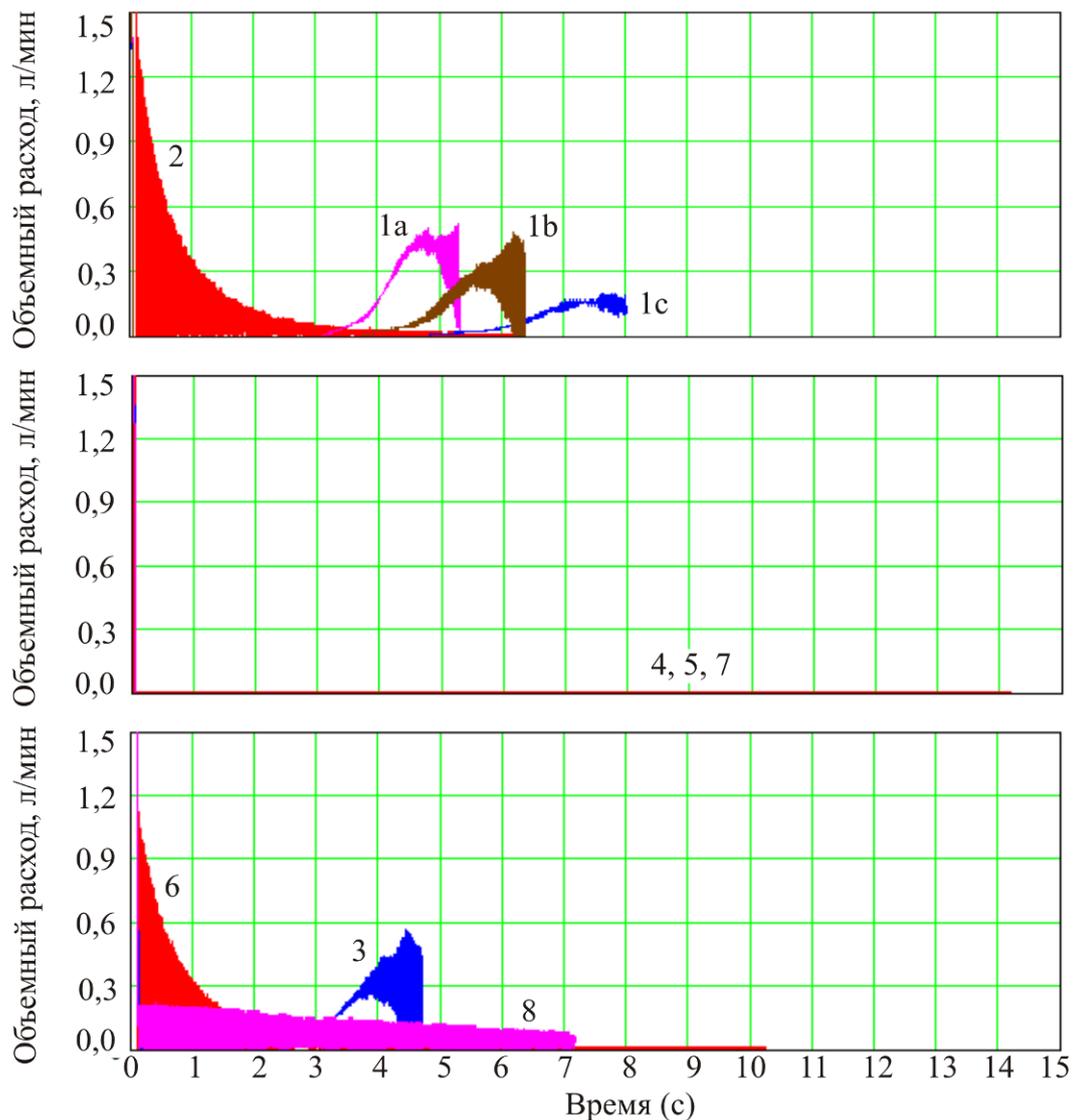


Рис. 19. Изменение во времени расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан

Реализующая разработанную математическую модель компьютерная программа позволяет выполнить расчет изменения во времени перемещений, скоростей и ускорений одиночно движущихся звеньев манипуляционных крановых систем, давлений и объемных расходов рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы в зависимости от широкой номенклатуры исходных параметров – конструктивных размеров металлоконструкции кранов-манипуляторов, технических характеристик гидропривода, величины эксплуатационных нагрузок и вида законов частотного регулирования работы объемных насосов.

По результатам выполненных расчетов применительно к условиям эксплуатации и

конструкции реальной трехзвенной манипуляционной системы и их анализа можно сделать следующие выводы.

1. Вид закона регулирования, определяющего зависимость изменения частоты вращения вала регулируемого объемного насоса, и его количественные характеристики оказывают определяющее воздействие на вид и количественные характеристики графиков изменения во времени кинематических и гидравлических параметров, описывающих процесс раздельного перемещения звеньев манипуляционных систем. Поэтому целенаправленное задание закона частотного регулирования движения отдельных звеньев крановых манипуляционных систем позволяет в достаточно широких пределах регулировать время

отработки требуемого движения, его кинематические и динамические параметры.

2. При частотном регулировании может наблюдаться колебательная неустойчивость ускорения движения звеньев и давлений рабочей жидкости в напорной части гидросистемы. При этом имеют место высокочастотные осциллирующие перемещения запорно-регулирующего элемента предохранительного клапана, обеспечивающего удаление лишней рабочей жидкости из гидросистемы, а также связанные с таким режимом работы клапана осцилляции давления на выходе насоса с размахом до 0,5 МПа (~ 4% номинального давления на выходе насоса). Указанная неустойчивость проявляется для тех периодов движения звеньев манипуляционных систем, которые соответствуют нисходящим ветвям законов частотного регулирования. Для периодов движения звеньев, которые соответствуют восходящим ветвям законов частотного регулирования, данное явление не зафиксировано.

3. При наличии в законе регулирования участков со снижением частоты враще-

ния вала насоса наблюдается появление интервалов времени, когда движущееся звено испытывает отрицательное угловое ускорение, т.е. движется с замедлением. Это следует рассматривать как негативное явление, так как может являться источником дополнительных динамических напряжений в металлоконструкции манипуляционной системы и приводит к повышению времени отработки движения.

4. Очевидно, колебательную неустойчивость кинематических и гидравлических параметров следует рассматривать как негативное явление. Поэтому целесообразно проведение дальнейших исследований специфических особенностей работы гидроприводов манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин при частотном регулировании объемных насосов, направленных на разработку метода формирования оптимальных законов изменения во времени частоты вращения вала насоса с минимальными проявлениями кинематической и гидравлической неустойчивости.

Список литературы

1. Лезнов, Б.С. Частотно-регулируемый электропривод насосных установок / Б.С. Лезнов. – М.: Машиностроение, 2013. – 176 с.
2. Соколовский, Г.Г. Электроприводы переменного тока с частотным регулированием / Г.Г. Соколовский. - М.: Академия, 2006. - 265 с.
3. Частотно-регулируемый привод [Электронный ресурс]. - Режим доступа: http://ru.wikipedia.org/wiki/Частотно-регулируемый_привод.
4. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
5. Hydraulic Modeling: Concepts and Practice / Edited by R. Ettema. - American Society of Civil Engineering. – 2000. DOI: <https://doi.org/10.1061/9780784404157>
6. Кожухова, А.В. Частотное регулирование объемных гидравлических насосов / А.В. Кожухова, М.Ю. Невзорова // Актуальные направления научных исследований XXI ве-

References

1. Leznov B.S. *Chastotno-reguliruemyy elektropriwod nasosnykh ustanovok* [Frequency-controlled electric drive of pumping units]. Moscow, Mashinostroenie, 2013. 176 p. (In Russian)
2. Sokolovskiy G.G. *Elektroprivody peremennogo toka s chastotnym regulirovaniem* [AC drives with frequency control]. Moscow, Akademiya, 2006. 265 p. (In Russian)
3. Chastotno-reguliruemyy privod [site]. Available: http://ru.wikipedia.org/wiki/Частотно-регулируемый_привод (In Russian)
4. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 424 p. (In Russian)
5. Hydraulic Modeling: Concepts and Practice. American Society of Civil Engineering, 2000. DOI: <https://doi.org/10.1061/9780784404157>
6. Kozhukhova A.V., Nevzorova M.Yu. *Chastotnoe regulirovanie obemnykh gidravli-*

ка: теория и практика. – 2015. – Т. 3. - № 9-3. – С. 83-87.

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

8. Лагерев, И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов / И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980>

9. Лагерев, И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2018. – 190 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>

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

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

11. Лагерев, А.В. Моделирование рабочих процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при совместном движении звеньев / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. - №1. – С. 59-82.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-01-59-82>

12. Навроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.

13. Бажин, И.И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори, С.А. Ермаков и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 312 с.

14. Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов / Д.Н. Попов. – М.: МГТУ

cheskikh nasosov. *Aktualnye napravleniya nauchnykh issledovaniy XXI veka: teoriya i praktika*, 2015, Vol. 3, No. 9-3, pp. 83-87. (In Russian)

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

8. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov* [Modeling of work processes in manipulation systems for mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 371 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980> (In Russian)

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

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

11. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Modeling of working processes in the throttle-adjustable hydraulic drive of manipulation systems with conjoint movement of links during operation of mobile machines. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.1, pp. 59-82. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-01-59-82> (In Russian)

12. Navrotskiy K.L. *Teoriya i proektirovanie gidro- i pnevmoprivodov* [Theory and Design of Hydraulic and Pneumatic Drives]. Moscow, Ma-

УДК (UDC) 621.86

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОБЩЕЙ УСТОЙЧИВОСТИ
БАЗОВЫХ КОЛЕСНЫХ СТАНЦИЙ МОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ ДОРОГGENERAL STABILITY OF A BASE VEHICLE
OF A MOBILE ROPEWAYЛагереv А.В.¹, Таричко В.И.², Солдатченков С.П.¹
Lagerev A.V.¹, Tarichko V.I.², Soldatchenkov S.P.¹¹ – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)² – АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)¹ – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)² – Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье представлены основные подходы к обеспечению общей устойчивости базовых станций инновационных транспортных систем – мобильных канатных дорог. Мобильная канатная дорога состоит из приводной базовой станции, на которой установлен приводной шкив, неприводной базовой станции, на которой установлен неприводной шкив и механизм натяжения грузонесущего каната. Оборудование канатной дороги смонтировано на базовых шасси повышенной проходимости. В общем случае, шасси может иметь любой движитель (колесный, гусеничный). Перевозимый груз подвешивается на канат с помощью дополнительного технологического оборудования (кран-манипулятор, конвейер и др.). Мобильные канатные дороги могут использоваться для быстрого создания переправ через водные преграды, овраги, ущелья, болотистую местность. Они предназначены для использования в тех местах или в тех условиях, когда невозможно или не целесообразно создание капитальных сооружений (мостов, туннелей, насыпей), например, при выполнении строительно-монтажных или ремонтных работ автономных объектов или при ликвидации последствий стихийных бедствий. В работе рассмотрены варианты размещения аутригеров и анкерных опор, позволяющие компенсировать воздействие горизонтальных и вертикальных эксплуатационных нагрузок. Определены схемы воздействия внешних нагрузок с учетом произвольной пространственной ориентации приводной и неприводной базовой станции.

Предложены математические зависимости, позволяющие выполнить предварительный анализ запаса общей устойчивости базовой станции мобильной канатной дороги (в продольном и поперечном направлении). Результаты исследования использованы на АО «Брянский автомобильный завод».

Ключевые слова: мобильная канатная дорога, мобильная транспортно-технологическая машина, выносная опора, анкеровка, устойчивость, опрокидывание, повышение устойчивости.

Abstract. This article is about the main approaches to ensuring of the general stability of the base stations of innovative transport systems – mobile ropeways. The mobile ropeway consists of a drive base station on which the drive pulley is installed, a non-drive base station on which the non-drive pulley and the tension mechanism of the load-bearing rope are installed. The equipment of the cable car is mounted on the base chassis for the cross-country. In general, the chassis can have mover of any type (wheeled, tracked). The transported cargo is suspended on a rope with the help of additional technological equipment (loader crane, conveyor etc.). Mobile ropeways can be used to quickly create crossings over water barriers, ravines, gorges, marshland. They are intended for use in places or in conditions where it is not possible or advisable to establish capital structures (bridges, tunnels, embankments). For example, in the construction, installation or repair of Autonomous facilities or in the aftermath of natural disasters. The paper considers options for placing outriggers and anchor supports to compensate for the impact of horizontal and vertical operating loads. The schemes of influence of external loads taking into account the arbitrary spatial orientation of the drive and non-drive base station are determined. The mathematical models allowing to carry out the preliminary analysis of the General stability of base station of the mobile ropeway (in the longitudinal and cross direction) are offered. The results of the study were used at Bryansk Automobile Plant JSC.

Keywords: mobile ropeway, mobile transport and technological machine, remote support, anchoring, stability, overturning, increasing stability.

Дата принятия к публикации: 15.04.2019

Дата публикации: 25.06.2019

Date of acceptance for publication: 15.05.2019

Date of publication: 25.06.2019



Сведения об авторах:

Лагереv 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: 0000-0002-0921-6831

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

Солдатченко Сергей Петрович – студент ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», *sergej.soldat.2012@mail.ru*.

Authors' information:

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *e-mail: bsu-avl@yandex.ru*. ORCID: 0000-0003-0380-5456.

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

Sergey P. Soldatchenkov – student at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *sergej.soldat.2012@mail.ru*.

1. Введение

Общая устойчивость против опрокидывания мобильных транспортно-технологических машин определяется соотношением опрокидывающих и удерживающих моментов, зависящих от веса груза, исполнительных механизмов и базового шасси, динамических, ветровых и инерционных нагрузок. Для повышения общей устойчивости автомобильные краны, мобильные бетонные насосы, краны-манипуляторы, экскаваторы, вышки и подъемники оборудуются выносными опорами (аутригерами), которые увеличивают опорный контур, что вызывает увеличение удерживающего момента [1-3].

Одним из способов повышения устойчивости против опрокидывания мобильных машин является использование дополнительной анкерной выносной опоры (аутригера). Эффективность данного способа подтверждена для мобильных машин, оснащенных манипуляционными системами [3-7]. В частности, могут быть использованы анкерные элементы в виде плоских ножей, вводимых в грунт под углом к опорной поверхности [3, 5-7] или винтовые анкерные элементы [3, 4].

Помимо анкерной выносной опоры общая устойчивость транспортно-технологических машин может быть обеспечена за счет увеличения собственной массы [6]. Такой способ, в частности, применяется для обеспечения устойчивости сваедавливающих машин и буровых установок. Однако для мобильных машин этот путь существенно ограни-

чен, так как их масса ограничена максимальной грузоподъемностью базового шасси.

В связи с разработкой новых видов мобильных транспортно-технологических и подъемно-транспортных машин требуется дальнейшее развитие способов повышения их общей устойчивости.

Данная статья посвящена теоретическому обоснованию использования анкерной выносной опоры для повышения общей устойчивости мобильных машин, используемых для размещения базовых станций мобильных канатных дорог.

Мобильные канатные дороги, оборудование которых размещено на базовых шасси, как правило, на колесных машинах высокой грузоподъемности (на грузовых автомобилях), могут использоваться для быстрого создания переправ через водные преграды, овраги, ущелья, болотистую местность. Они предназначены для использования в тех местах или в тех условиях, когда невозможно или не целесообразно создание капитальных сооружений (мостов, туннелей, насыпей), например, при выполнении строительно-монтажных или ремонтных работ автономных объектов или при ликвидации последствий стихийных бедствий.

Схема мобильной канатной дороги [8] показана на рис. 1. В простейшем случае мобильная канатная дорога состоит из приводной базовой станции 1, на которой установлен приводной шкив, неприводной базовой станции 2, на которой установлен неприводной шкив и механизм натяжения грузонесущего каната 3. Оборудование канатной доро-

ги смонтировано на базовых колесных шасси 4. В общем случае, шасси может иметь иной движитель. Перевозимый груз 5 подвешивается на канат с помощью дополнительного технологического оборудования [8].

Известны варианты мобильной канатной дороги [9-11], когда в качестве неприводной базовой станции используются стационарные конструкции. Однако это не принципно,

так как устойчивость каждого базового шасси оценивается индивидуально.

Соотношение действующих в канатной системе сил накладывает свои требования к выносным опорам. Одной из важнейших научно-технических задач является обоснование оптимального количества, конструкций и мест размещения аутригеров базовых станций мобильных канатных дорог.

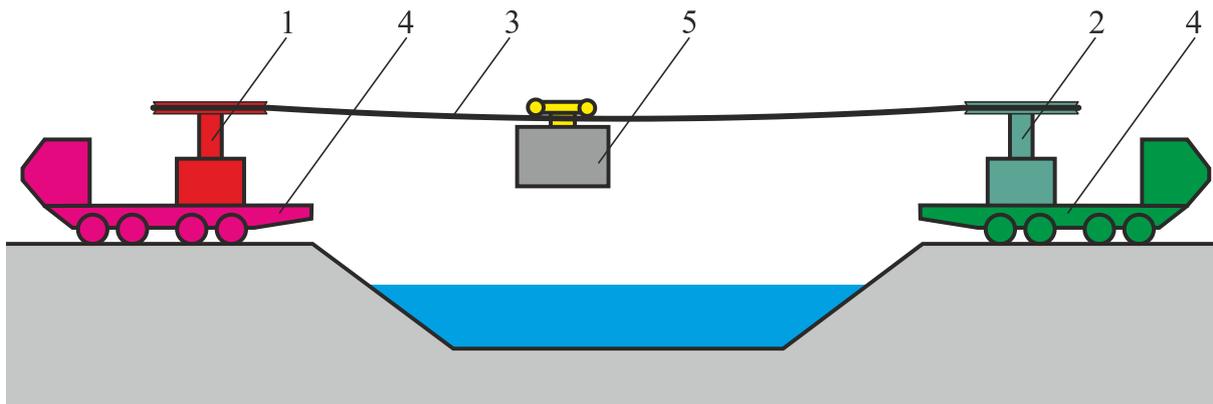


Рис. 1. Схема мобильной канатной дороги [8]: 1 – приводная базовая станция; 2 – неприводная базовая станция; 3 – грузонесущий канат; 4 – базовое колесное шасси; 5 – груз

2. Внешние воздействия на базовые станции мобильных канатных дорог

В отличие от мобильных грузоподъемных машин, устойчивость базовых станций мобильных канатных дорог в большей степени определяется действием не вертикальных, а горизонтальных нагрузок, действующих в плоскости шкива канатной системы.

Следует различать два крайних положения, отличающихся положением ребра опрокидывания и распределением нагрузок на выносные опоры базовых станций. Положение I – когда канатная система ориентирована вдоль продольной оси базовой станции (рис. 2, а). Положение II – когда канатная система ориентирована вдоль поперечной оси базовой станции (рис. 2, б).

В условиях эксплуатации возможно промежуточное положение канатной системы относительно осей базовой станции, которое определяется углом φ_{ks} (рис. 2, в). Тем не

менее, расположение базовых станций в положении I является предпочтительным [8].

Со стороны канатной системы на базовую станцию через шкив и его опору действуют усилия T_1 (в набегающей ветви) и T_2 (в сбегающей ветви). Они переменны во времени и определяются с помощью соответствующих динамических моделей, которые в рамках данного исследования подробно не рассматриваются.

В расчетах при произвольном положении канатной системы внешние усилия удобно раскладывать по осям системы координат, центр которой расположен в центре тяжести базовой станции, на продольные (N_1, N_2) и поперечные (Q_1, Q_2) усилия (рис. 2, в). Продольные усилия стремятся перевернуть базовую станцию относительно стороны АВ (рис. 2), поперечные – относительно стороны AD (рис. 2). Расстояние между центром тяжести базовой станции и осью шкива – l_t .

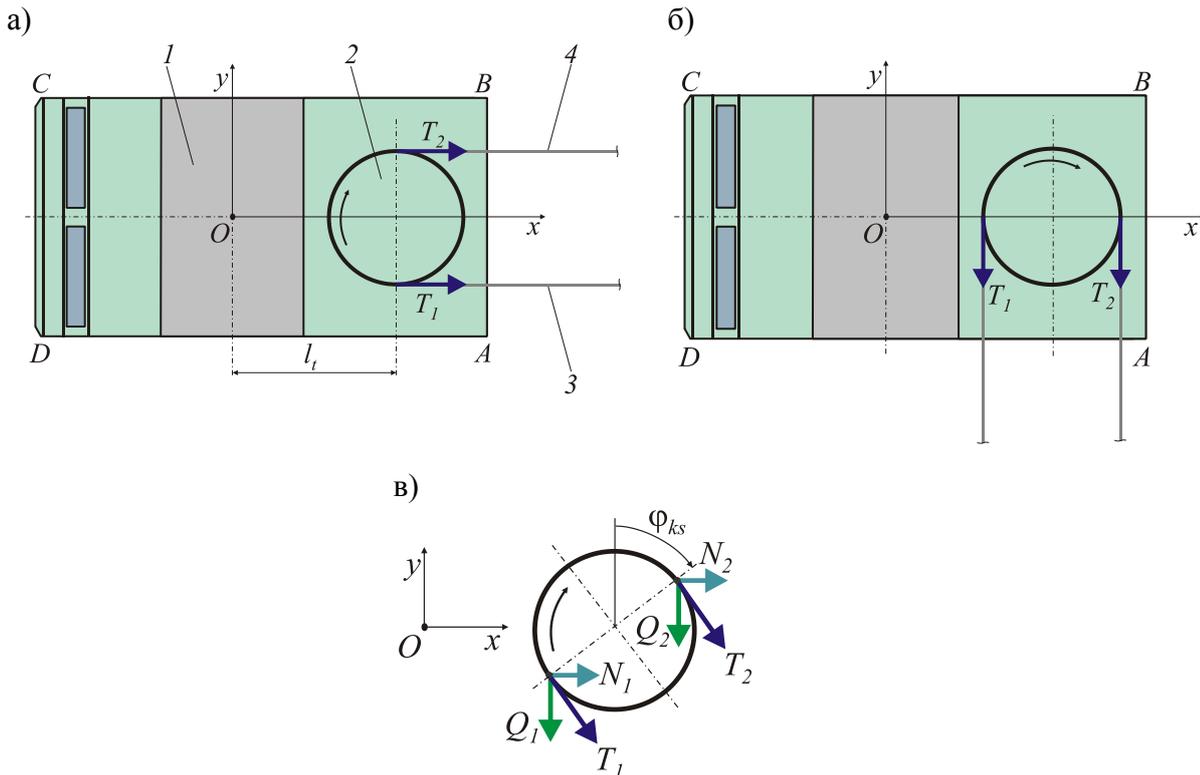


Рис. 2. Усилия со стороны канатной системы на базовую станцию: а – положение I; б – положение II; в – промежуточное положение; 1 – базовая станция на мобильном шасси; 2 – шкив; 3 – набегающая ветвь каната; 4 – сбегаящая ветвь каната

Рассмотрим систему из приводной и не приводной базовой станции (рис. 3) мобильной канатной дороги. Глобальная система координат Oxy совпадает с системой координат $O_1x_1y_1$, связанной с центром тяжести приводной станции. Система координат $O_2x_2y_2$, связанная с центром тяжести не приводной базовой станции, повернута на угол φ_{12} .

В общем случае следует отличать усилия, действующие на приводную (T_{11}, T_{21}) и на не приводную (T_{12}, T_{22}) базовые станции, а также их компоненты по осям указанных систем координат – $Q_{11}, Q_{21}, Q_{12}, Q_{22}, N_{11}, N_{21}, N_{12}, N_{22}$ (рис. 3).

В уравнениях движения системы с двумя базовыми станциями взаимосвязь систем координат может быть учтена напрямую. Однако при наличии нескольких промежуточных базовых станций рекомендуется использовать матрицы преобразования координат, как это делается при исследовании динамики манипуляторов [5, 12-15].

3. Схемы размещения аутригеров базовых станций мобильных канатных дорог

В мобильных грузоподъемных машинах выносные опоры создают вертикальные силы реакции, уравнивающие вертикальные рабочие нагрузки (в основном, вес груза). Незначительные горизонтальные нагрузки компенсируются трением опорных плит аутригеров об опорную поверхность и сдвигами деформациями грунта под ними.

На мобильные машины базовых станций действуют большие горизонтальные нагрузки T (рис. 4), поэтому требуется применение специальных опор, создающих горизонтальные силы реакции R (рис. 4). Это могут быть гибкие оттяжки с помещенным в землю анкерным элементом (рис. 4, а), винтовые анкеры (рис. 4, б) или иные анкерные опоры. Тем не менее, должны быть предусмотрены традиционные аутригеры, воспринимающие вес элементов транспортной системы и иные вертикальные нагрузки.

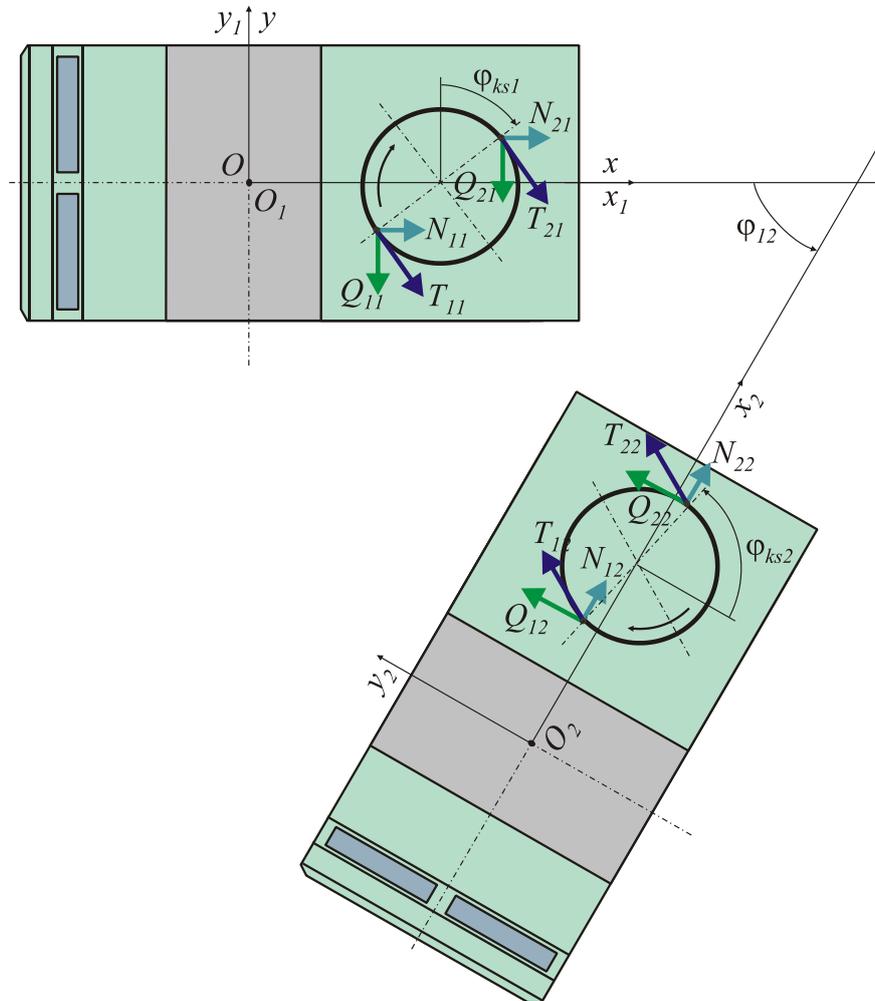


Рис. 3. Пространственное положение базовых станций и действующих на них усилий

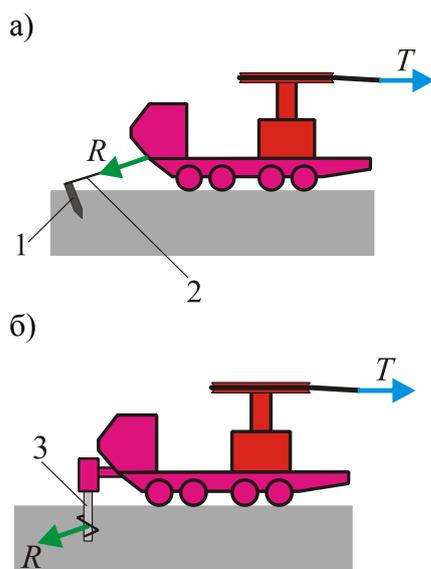


Рис. 4. Опоры для восприятия горизонтальных нагрузок: а – гибкие оттяжки; б – винтовые анкеры; 1 – анкерный элемент; 2 – оттяжка; 3 – винтовой анкер

Так как в передней части мобильной машины располагается двигатель и кабина, то привод и шкив канатной системы располагаются сзади. Согласно этим условиям компоновки базовой станции рабочие нагрузки в положении I стремятся поднять передний мост мобильной машины, а в положении II и в промежуточном положении – дополнительно опрокинуть на бок.

Следовательно, наиболее целесообразно размещать винтовые анкеры или оттяжки в передней части мобильного шасси, так как это приводит к увеличению плеча их действия, а, значит, и к увеличению эффективности анкерки.

Возможны различные варианты размещения аутригеров базовой станции мобильной канатной дороги (рис. 5). Существующие технические решения предлагают дополнить традиционные аутригеры, воспринимающие вертикальные нагрузки, аутриге-

ром с винтовым анкером (рис. 5, а). Для повышения устойчивости базовой станции в условиях произвольной ориентации канатной системы возможно использование пары аутригеров с винтовым анкером (рис. 5, б). Возможно отказаться от винтовых анкеров при условии установки на традиционные

аутригеры анкерных элементов, конструкция которых приведена в [3] (рис. 5, в).

Таким образом, перед проектировщиком базовой станции мобильной канатной дороги стоит задача рационального или оптимального выбора схемы размещения аутригеров и анкерных элементов.

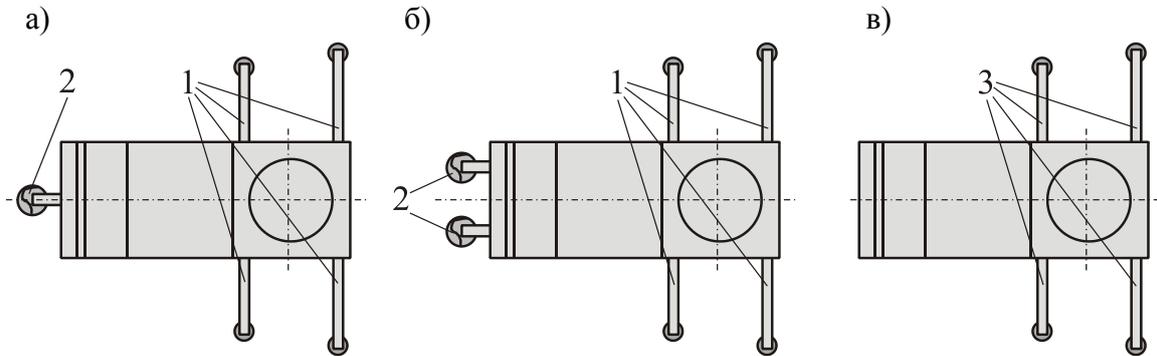


Рис. 5. Варианты размещения аутригеров: 1 – стандартный аутригер; 2 – аутригер с винтовым анкером; 3 – аутригер с анкерровкой [3]

4. Методика оценки устойчивости базовых станций мобильных канатных дорог

Расчетная схема для оценки продольной и поперечной устойчивости базовой станции мобильной канатной дороги показана на рис. 6. На рисунке изображены анкерные опоры. Продольная устойчивость базовой станции нарушается воздействием продольных усилий $N = N_1 + N_2$ (рис. 6, а), поперечная устойчивость – поперечных усилий $Q = Q_1 + Q_2$ (рис. 6, б). Расчетная схема для оценки поперечной устойчивости является модификацией известных схем [3, 16].

Условие общей продольной устойчивости мобильной машины (рис. 6, а), установленной на негоризонтальной поверхности с помощью аутригеров с дополнительными анкерными устройствами (рис. 5, в), в общем случае имеет вид:

$$\begin{aligned} & (k_{G1}N + W_{m1})(h_D \cos \alpha_1 + (l_A + l_D) \sin \alpha_1) + \\ & + W_{s1}[h_E \cos \alpha_1 + (l_A + l_E) \sin \alpha_1] = \\ & = Q_s(l_A \cos \alpha_1 - h_C \sin \alpha_1) + \quad (1) \\ & + Q_m[(l_A + l_D) \cos \alpha_1 - h_D \sin \alpha_1] + \sum_{i=1}^{i=n_o} m_{o,li}, \end{aligned}$$

где k_{G1} – коэффициент перегрузки, учитывающий негативное влияние случайных

и инерционных нагрузок; Q_m – вес металлоконструкции шкива и приведенный вес канатной системы; Q_s – вес базового шасси; W_{m1} – ветровая нагрузка на шкив и канатную систему в продольном направлении; W_{s1} – ветровая нагрузка на базовое шасси в продольном направлении; l_A, l_B – расстояния до опор; l_D – горизонтальная координата оси шкива; l_E – горизонтальное расстояние до точки E ; h_C, h_D, h_E – высотные координаты характерных точек мобильной машины; L_s – база базового шасси; α_1 – угол отклонения опорной поверхности грунта от горизонтальной плоскости в продольном направлении; n_o – число используемых выносных опор с анкерровкой; $m_{o,11}, m_{o,12}$ – удерживающие моменты выносных опор с анкерровкой, расположенных у противоположного ребра опорного контура мобильной машины и вдоль ребра опрокидывания соответственно (в терминологии [3]).

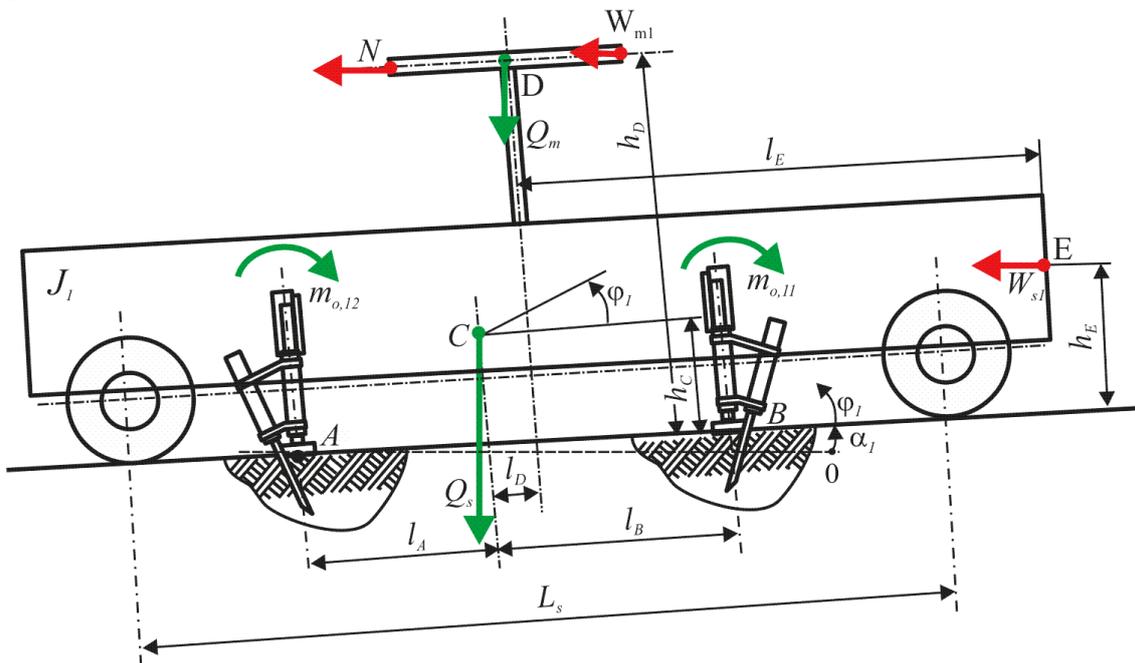
Условие общей поперечной устойчивости мобильной машины (рис. 6, б), установленной на негоризонтальной поверхности с помощью аутригеров с дополнительными анкерными устройствами, в общем случае имеет вид:

$$\begin{aligned}
 & (k_{G2}Q + W_{m2})(h_D \cos \alpha_2 + l_C \sin \alpha_2) + \\
 & + W_{s2}[h_E \cos \alpha_2 + (l_C + B_s / 2) \sin \alpha_2] = \\
 & = Q_s(l_C \cos \alpha_2 - h_C \sin \alpha_2) + \quad (2) \\
 & + Q_m[l_C \cos \alpha_2 - h_D \sin \alpha_2] + \sum_{i=1}^{i=n_o} m_{o,2i},
 \end{aligned}$$

где k_{G2} – коэффициент перегрузки; B_s – колея базового шасси; l_C – полуширина опорного контура; W_{m2} – ветровая нагрузка на шкив и канатную систему в поперечном на-

правлении; W_{s2} – ветровая нагрузка на базовое шасси в поперечном направлении; α_2 – угол отклонения опорной поверхности грунта от горизонтальной плоскости в поперечном направлении; $m_{o,21}$, $m_{o,22}$ – удерживающие моменты выносных опор с анкерровкой, расположенных у противоположного ребра опорного контура мобильной машины и вдоль ребра опрокидывания соответственно.

а)



б)

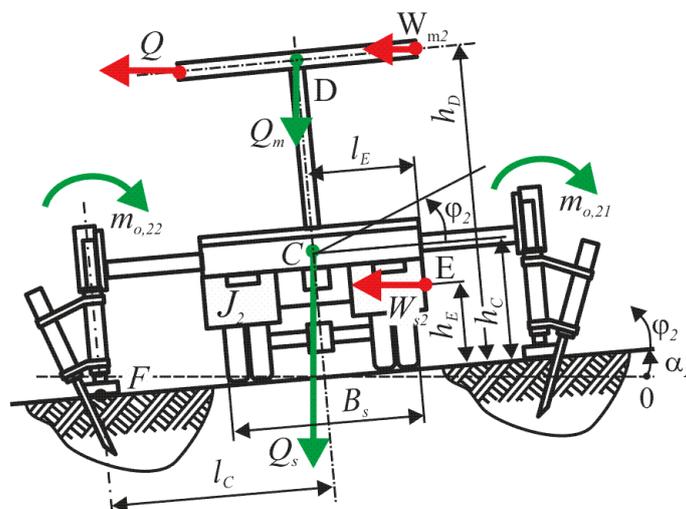


Рис. 6. Расчетная схема для оценки устойчивости базовой станции мобильной канатной дороги: а – продольная устойчивость; б – поперечная устойчивость [3, 16]

Если на базовой станции установлены опоры с винтовыми анкерами (рис. 5, а, б), то используется расчетная схема, показанная на рис. 7), а уравнение (1) принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} & (k_{G1}N + W_{m1})(h_D \cos \alpha_1 + (l_V + l_D) \sin \alpha_1) + \\ & + W_{s1}[h_E \cos \alpha_1 + (l_V + l_E) \sin \alpha_1] = \\ & = Q_s(l_V \cos \alpha_1 - h_C \sin \alpha_1) + \\ & + Q_m[(l_V + l_D) \cos \alpha_1 - h_D \sin \alpha_1] + \sum_{i=1}^{i=n_o} m_{o,li}, \end{aligned} \quad (3)$$

где l_V – горизонтальная координата винтового анкера (анкеров).

При моделировании динамики угол наклона меняется во времени t и в выражении (1) вместо угла α_1 необходимо подставить угол $\phi_1 = \alpha_1 + \varphi_1(t)$, а в выражении (2) вместо угла α_2 необходимо подставить угол $\phi_2 = \alpha_2 + \varphi_2(t)$.

Динамика потери устойчивости моделируется с помощью подходов, изложенных в работе [16]. Уравнения (1) и (2) [16] записываются для продольного и поперечного направления. При этом следует отличать моменты инерции в продольном (J_1) и поперечном (J_2) направлении.

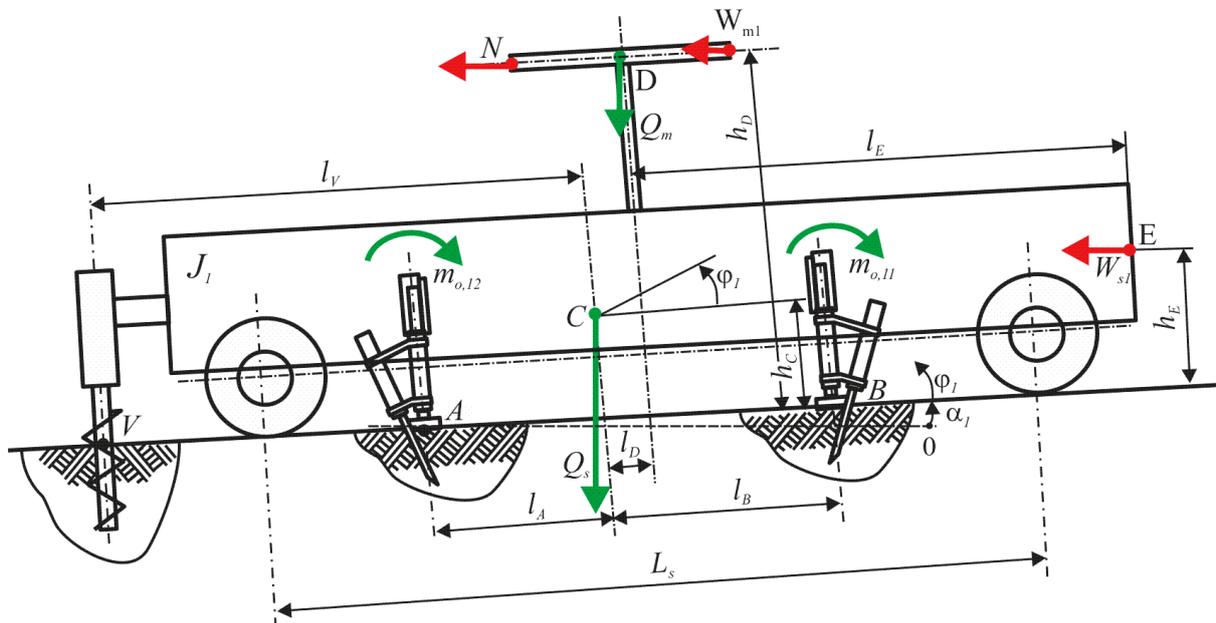


Рис. 7. Расчетная схема для оценки продольной устойчивости базовой станции мобильной канатной дороги при наличии опор с винтовыми анкерами

5. Сравнительный анализ вариантов размещения аутригеров базовых станций мобильных канатных дорог

Для оценки эффективности использования различных вариантов размещения аутригеров были выполнены расчеты продольной и поперечной устойчивости базовой станции мобильной канатной дороги, созданной на базе трехосного колесного шасси. Были рассмотрены следующие варианты.

Вариант I – наличие одной опоры с винтовым анкером и обычных аутригеров (без анкеровки), соответствующий рис. 5, а.

Вариант отличается тем, что винтовой анкер плохо противостоит потере устойчивости в поперечном направлении.

Вариант II – наличие двух опор с винтовыми анкерами и обычных аутригеров (без анкеровки), соответствующий рис. 5, б. Вариант отличается тем, что пара винтовых анкеров активно препятствует потере устойчивости в поперечном направлении.

Вариант III – наличие аутригеров с анкерровкой [3], соответствующий рис. 5, в.

Значения удерживающих моментов вычислены с использованием методики [16] и составляют: $m_{o,11}=2500$ Нм, $m_{o,12}=1480$ Нм,

$m_{o,21}=4100$ Нм, $m_{o,22}=2030$ Нм. Значение удерживающего момента винтового анкера вычислено с использованием методики [17] и составляет: $m_v = 750$ Нм. Значения моментов могут отличаться в зависимости от типа грунта, угла внедрения анкерного элемента в опорную поверхность и т.д. [3; 16]. Однако для выполнения сравнительного анализа ряда вариантов это не существенно.

Были приняты следующие параметры расчетной схемы: $N = 30000$ Н; $Q = 30000$ Н; $Q_m = 45000$ Н; $Q_s = 152500$ Н; $W_{s1} = W_{s2} = 500$ Н; $W_{m1} = W_{m2} = 500$ Н; $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ град.; $l_A = 1,1$ м; $l_B = 2,7$ м; $l_C = 2,4$ м; $l_D = 3,595$ м; $l_E = 6,12$ м; $l_V = 5,75$ м; $h_C = 1,1$ м; $h_D = 4,5$ м; $h_E = 0,5$ м; $L_s = 6,57$ м; $B_s = 2,22$ м, $k_{G1} = k_{G2} = 1,2$.

Получены следующие расчетные значения коэффициентов запаса устойчивости базовой станции мобильной канатной дороги (см. табл.). Коэффициент запаса рассчитывался как отношение правой к левой части выражений (1)-(3).

Таблица
Расчетные значения коэффициентов запаса устойчивости базовой станции

Вариант	Коэффициент запаса	
	Продольная устойчивость	Поперечная устойчивость
I	7,57	2,82
II	7,58	2,83
III	2,27	2,89

Анализ полученных результатов показывает, что использование опор с винтовыми анкерными элементами, расположенными в передней части базовой станции (варианты I, II) позволяет обеспечить большой запас продольной устойчивости (до 7,58). Вариант

III не предполагает использование винтовых анкеров. Анкерные опоры конструкции [3] обеспечивают меньший, но удовлетворительный запас устойчивости, поэтому этот вариант также может применяться. Запас поперечной устойчивости примерно одинаков для всех вариантов, так как в большей степени определяется вылетом аутригеров. Однако с конструктивной точки зрения использование опор с винтовыми анкерами проще, чем использование четырех опор с анкерными элементами типа [3]. Следует также отметить, что значительного увеличения поперечной устойчивости при использовании двух опор с винтовыми анкерами не происходит (рост составляет 2%). Таким образом, для использования с целью обеспечения общей устойчивости базовых станций мобильных канатных дорог окончательно рекомендуется вариант I – одна опоры с винтовым анкером и четыре обычных аутригера без анкерки (рис. 5, а).

6. Основные выводы

В отличие от автомобильных кранов и кранов-манипуляторов, устойчивость базовых станций мобильных канатных дорог в большей степени определяется действием не вертикальных, а горизонтальных нагрузок, действующих в плоскости шкива канатной системы. Поэтому базовые станции должны иметь анкерные опоры, предназначенные для уравнивания горизонтальных нагрузок.

В общем случае, для обеспечения общей устойчивости базовых станций мобильных канатных дорог рекомендуется использование одной опоры с винтовым анкером и четырех обычных аутригеров без анкерки.

Список литературы

1. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: МГТУ. – Высшая школа, 2000. – 552 с.
2. Надежность в технике. Оценка параметров безопасности колесных и гусеничных машин по опрокидыванию. Характеристики динамической и статической устойчивости: РД 50-233-81. – Утв. Госкомитет по стандартам 01.01.1982 г. – введ. в действие 01.01.82 г.

References

1. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnyye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MG TU, 2000. 552 p. (In Russian)
2. RD 50-233-81. *Nadezhnost v tekhnike. Otsenka parametrov bezopasnosti kolesnykh i gusenichnykh mashin po oprokidyvaniyu. Kharakteristiki dinamicheskoy i staticheskoy ustoychivosti* [Reliability in technology. Assessment of safety parameters of wheeled and

3. Лагереv, А.В. Влияние анкеровки выносных опор на устойчивость мобильных транспортно-технологических машин, оснащенных стреловыми манипуляционными системами / А.В. Лагереv, И.А. Лагереv // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – №2. – С. 152-169.

4. Бычков, И.С. Оценка устойчивости грузоподъемного крана, оборудованного грунтовыми якорями / И.С. Бычков // Вестник СибАДИ. – 2017. – № 3 (55). – С. 7-11. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-152-169>

5. Лагереv, И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации / И.А. Лагереv, А.В. Лагереv. – Брянск: РИО БГУ, 2018. – 190 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>

6. Лагереv, И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов / И.А. Лагереv. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с. DOI: [10.5281/zenodo.1198980](https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980).

7. Гончаров, К.А. Экспериментальная оценка эффективности использования анкерных устройств на выносных опорах мобильного крана / К.А. Гончаров, И.О. Остроухов // Сб. материалов Всеросс. научно-практич. конф. «Современная наука: идеи, которые изменяют мир». – Брянск: РИО БГУ, 2018 – С. 85-88.

8. Пат. 2337023 Рос. Федерация: МПК7 В61В 7/00. Мобильная подвесная канатная дорога / Короткий А.А., Хальфин М.Н., Маслов В.Б. и др.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. – № 2007102705/11; заявл. 24.01.2007; опубл. 27.10.2008, Бюл. 30.

9. Пат. 2465423 Рос. Федерация: МПК7 Е04Н 3/14. Стадион / Короткий А.А., Приходько В.М. Кустарев Г.В. и др.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. – № 2011112660/03; заявл. 01.04.2011; опубл. 27.10.2012, Бюл. 30.

tracked vehicles for tipping. Dynamic and static stability characteristics]. Moscow, Goskomitet po standartam, 1982. (In Russian)

3. Lagerev A.V., Lagerev I.A. The influence of anchoring of remote supports on the stability of mobile transport and technological machines equipped with boom lift manipulators. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.2, pp. 152-162. DOI: [10.22281/2413-9920-2018-04-02-152-169](https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-152-169) (In Russian)

4. Bychkov I.S. *Otsenka ustoychivosty gruzopodemnogo kрана, oborudovannogo gruntovymi yakoryami* [Evaluation of the stability of a crane equipped with ground anchors]. *Vestnik SibADI*, 2017, No.3, pp. 7-11. DOI: [10.26518/2071-7296-2017-3\(55\)-7-11](https://doi.org/10.26518/2071-7296-2017-3(55)-7-11) (In Russian)

5. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p. ISBN 978-5-9734-0295-2. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622> (In Russian)

6. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov* [Modeling of work processes in manipulation systems for mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 371 p. DOI: [10.5281/zenodo.1198980](https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980) (In Russian)

7. Goncharov K.A., Ostroukhov I.O. The effectiveness experimental evaluation of the mobile crane's outriggers with anchor devices using. *Sbornik докладов Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Sovremennaya nauka: idei, kotorye izmenyat mir"* [Proc. of the conf.: Modern science: ideas that will change the world], 2018, pp. 85-88. (In Russian).

8. Patent RU 2337023, B61B 7/00. Mobilnaya podvesnaya kanatnaya doroga [Mobile ropeway]. Korotkiy A.A., Khalphin M.N., Maslov

10. Лагерев, А.В. Концепция инновационной системы городского транспорта «Канатное метро города Брянска» / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Короткий, А.В. Панфилов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2012. – №3. – С. 12-15.
11. Лагерев, А.В. Оптимизация шага установки промежуточных опорных конструкций вдоль линии канатного метро / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного университета. – 2014. – №4. – С. 22-31.
12. Вершинский, А.В. Расчет металлических конструкций подъемно-транспортных машин методом конечных элементов / А.В. Вершинский, И.А. Лагерев, А.Н. Шубин, А.В. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2015. – 210 с.
13. Лагерев, А.В. Модернизация крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, В.В. Говоров // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2010. – №4. – С. 59-66.
14. Лагерев, И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов / И.А. Лагерев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2011. – №4. – С. 29-36.
15. Лагерев, И.А. Динамическая нагруженность крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов при движении с грузом / И.А. Лагерев // Подъемно-транспортное дело. – 2011. – №3. – С. 7-10.
16. Лагерев, И.А. Компьютерное моделирование процесса потери общей устойчивости мобильной машины, оснащенной стреловой манипуляционной системой / И.А. Лагерев, И.О. Остроухов, А.В. Химич // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. – №1. – С. 83-94. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-01-83-94>.
17. Мартюченко, И.Г. К вопросу повышения эффективности винтовых анкерных устройств для крепления строительных машин к грунту / И.Г. Мартюченко, А.Ю. Колесников // Научное обозрение. – 2014. – №11. – С. 24-30.
- V.B. Published 27.10.2008. (In Russian)
9. Patent RU 2465423, E04H 3/14. Stadion [Stadium]. Korotkiy A.A., Prihodko V.M., Kustarev G.V. Published 27.10.2012. (In Russian)
10. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Korotkiy A.A., Panfilov A.V. Innovation transport system “Bryansk rope metro”. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2012, No. 3, pp. 12-15. (In Russian)
11. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Cable transport system “Kanatnoe metro” towers distance optimisation. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2014, No.4, pp. 22-31. (In Russian)
12. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Raschet metallicheskih konstruktсий podyemno-transportnykh mashin metodom konechnykh elementov* [Calculation of metal constructions of lifting-transport machines by finite element method]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 210 p.
13. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Govorov V.V. Crane-manipulator of mobile energy unit AST-4-a modernization, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, No.4, pp. 22-31. (In Russian)
14. Lagerev I.A. Simulation of stress-strain state in crane-manipulator of pipeline welding machine. *Izvestiya vyshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2011, No.4, pp. 29-36. (In Russian)
15. Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator dynamics during freight movement. *Pod'emno-transportnoe delo*, 2011, No.3, pp. 7-10. (In Russian)
16. Lagerev I.A., Ostroukhov I.O., Khimich A.V. Computer simulation of the general stability loss of the mobile transport and technological machines equipped with boom lift manipulator. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.1, pp. 83-94. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-83-94 (In Russian)
17. Martyuchenko I.G., Kolesnikov, A.Yu. On the problem of increasing the effectiveness of screw anchoring devices for temporary fixing of construction machines and other objects to the ground. *Nauchnoe Obozrenie*, 2014, No.11, pp. 24-30. (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

СОЗДАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО МАКЕТА
МОБИЛЬНОЙ КАНАТНОЙ ДОРОГИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ 3D-ПЕЧАТИTHE EXPERIMENTAL MODEL CREATION
OF A MOBILE ROPEWAY BY 3D-PRINTINGЛагереv И.А.¹, Таричко В.И.², Солдатченков С.П.¹, Игнатов Д.А.¹
Lagerev I.A.¹, Tarichko V.I.², Soldatchenkov S.P.¹, Ignatov D.A.¹¹ – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)² – АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)¹ – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)² – Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье представлены результаты создания экспериментального макета мобильной канатной дороги, состоящей из двух базовых станций. Макет изготовлен с помощью технологии 3D-печати в лаборатории аддитивных технологий Научно-инновационного центра цифровых технологий Индустрии 4.0 Брянского государственного университета имени академика И.Г. Петровского. В статье приведен подробный обзор этапов изготовления макета, разобраны типичные проблемы и пути их решения. Модели базовых станций на колесных шасси изготовлены из пластика ABS с последующей обработкой и покраской поверхностей акриловой краской. Для привода канатной дороги используется электромотор, подключенный к системе управления на базе микроконтроллера Arduino Nano. С помощью видео-фиксации исследованы динамические процессы в канатной системе.

Ключевые слова: мобильная канатная дорога, макет, аддитивные технологии, 3D-печать.

Дата принятия к публикации: 15.04.2019
Дата публикации: 25.06.2019

Сведения об авторах:

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

ORCID: 0000-0002-0921-6831.

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

Солдатченков Сергей Петрович – студент ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», sergej.soldat.2012@mail.ru.

Игнатов Дмитрий Алексеевич – студент ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», ignat3295@yandex.ru.

Abstract. The results of creating an experimental model of a mobile ropeway consisting of two base stations is under consideration in this article. The model was made by 3D printing technology in the laboratory of additive technologies of the Research and innovation center of digital technologies Industry 4.0 of Bryansk state University named after academician I. G. Petrovsky. The article provides a detailed overview of the stages of the model manufacturing, analyzed the typical problems and solutions. Models of base stations on wheeled chassis are made of ABS plastic with subsequent processing and painting of surfaces with acrylic paint. An electric motor connected to the control system based on the Arduino Nano microcontroller is used to drive the ropeway. The dynamic processes in the cable system are investigated by video fixation.

Keywords: mobile ropeway, model, additive technologies, 3D-printing.

Date of acceptance for publication: 15.04.2019
Date of publication: 25.06.2019

Authors' information:

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

ORCID: 0000-0002-0921-6831

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

Sergey P. Soldatchenkov – student at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, sergej.soldat.2012@mail.ru.

Dmitriy A. Ignatov – student at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, ignat3295@yandex.ru.

1. Введение

Мобильные канатные дороги, оборудованные которых размещено на специальных колесных шасси, являются перспективным видом транспортных систем, предназначенных для быстрой организации доставки грузов и пассажиров в труднодоступных местах. Подобные транспортные системы могут быть использованы при строительстве объектов нефте- и газотранспортных систем, ликвидации последствий стихийных бедствий, при освоении труднодоступных и арктических земель [1, 2].

В настоящее время коллективом ученых ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» ведутся научные исследования в области создания теории исследования рабочих процессов и проектирования мобильных канатных дорог [2].

Важной составляющей любого научного исследования является проведение выставочных мероприятий. Для презентации и продвижения научно-технической идеи мобильных канатных дорог с помощью технологии 3D-печати был изготовлен масштабный макет, показанный на рис. 1.

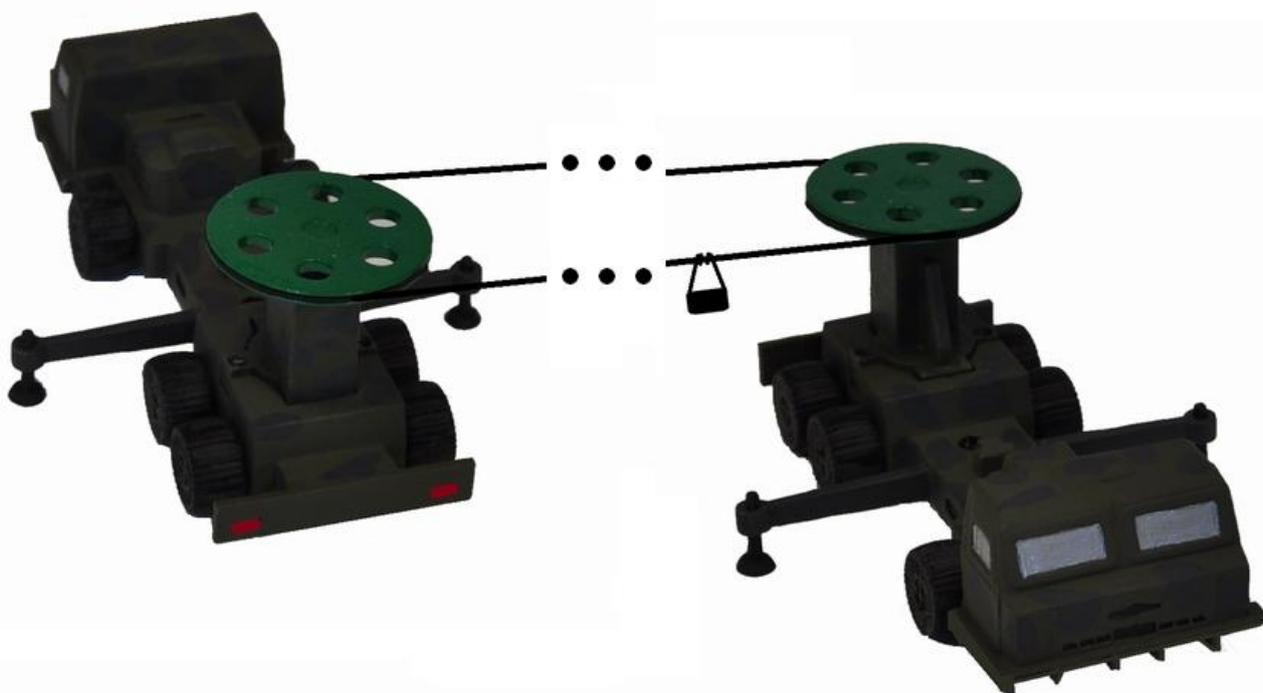


Рис. 1. Общий вид макета мобильной канатной дороги

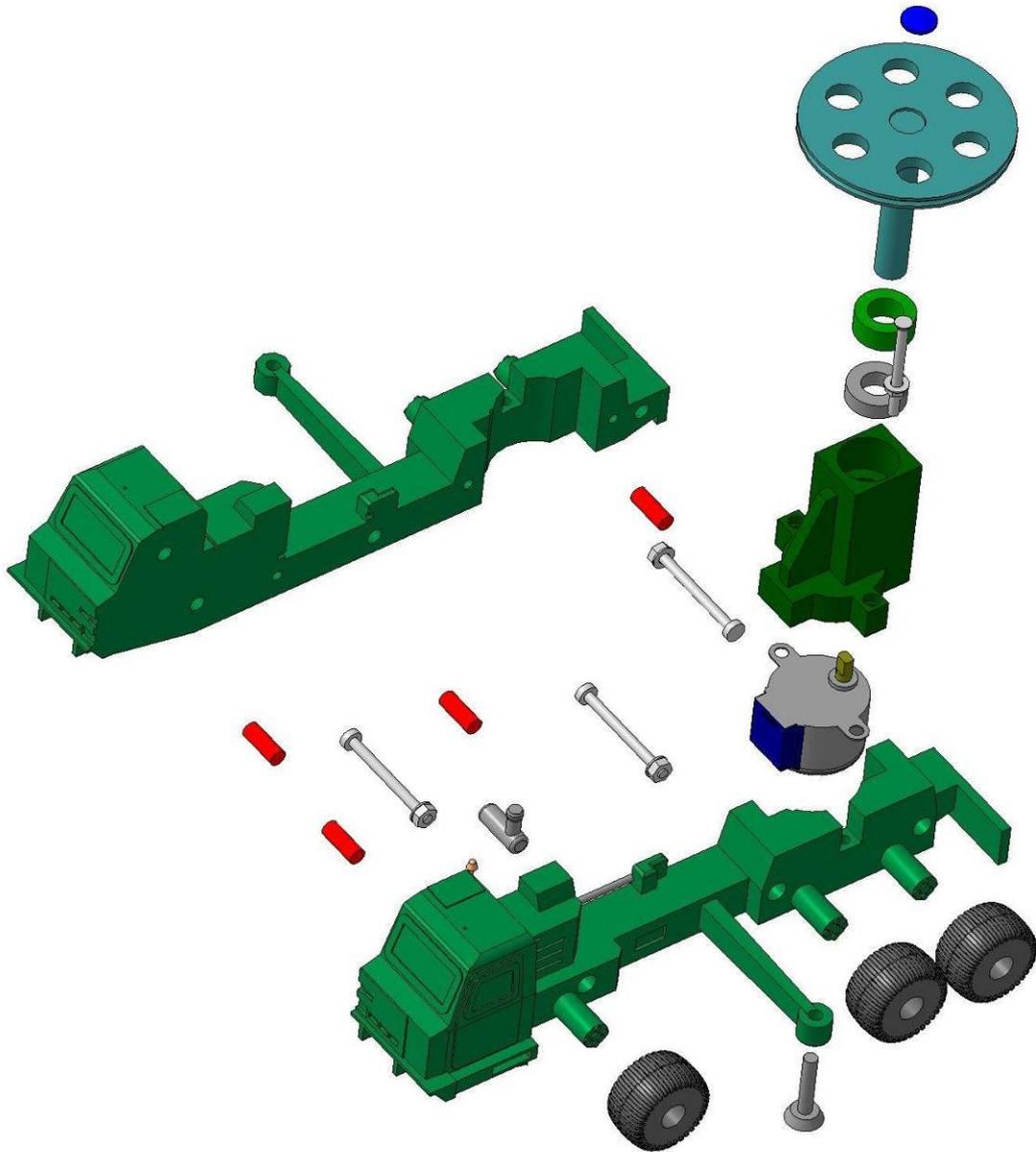
2. Проектирование макета мобильной канатной дороги

Макет мобильной канатной дороги спроектирован с помощью САД-системы. Цифровая геометрическая модель приводной станции, примененная для 3D-печати, показана на рис. 2. Для наглядности детали, входящие в сборку разнесены в пространстве. Конструктивно показанная модель представ-

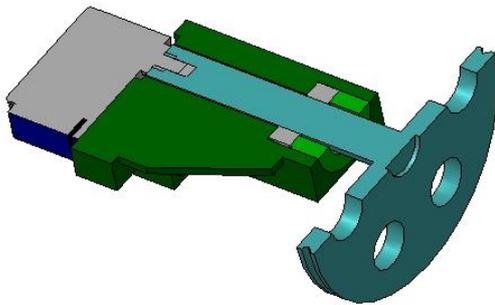
ляет собой две половины базовой колесной машины, в полость между которыми встроены шкив с опорой канатной дороги и приводной электродвигатель. Половины машины соединены штифтами и болтами.

Макет является демонстрационным и не отражает конечный вид конструкции. Любые совпадения с реальными машинами являются непреднамеренными.

а)



б)



в)

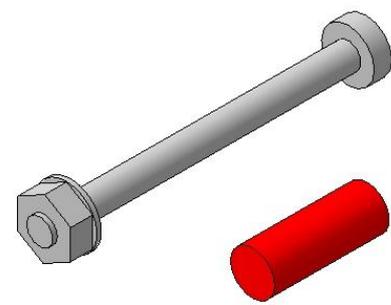


Рис. 2. Цифровая геометрическая модель приводной станции мобильной дороги:
а – общий вид с разнесенными в пространстве деталями сборки; б – опора канатной дороги с приводом (в сборке, в разрезе); в – соединители двух половин (болт-шайба-гайка и штифт)

3. Изготовление макета мобильной канатной дороги

Макет изготовлен с помощью 3D-принтера XYZ Printing Da Vinci 1.0 PRO (рис. 3) на базе Научно-инновационного центра цифровых технологий Индустрии 4.0 Брянского государственного университета имени академика И.Г. Петровского. Печать объекта с помощью печатающей головки 1 происходит на вертикально перемещаемом рабочем столе 2. После нанесения каждого слоя материала рабочий стол принтера опускается вниз на заданную величину (в данном случае – 0,3 мм). Принтер управляется с помощью специализированного программного обеспечения или с панели управления 3.

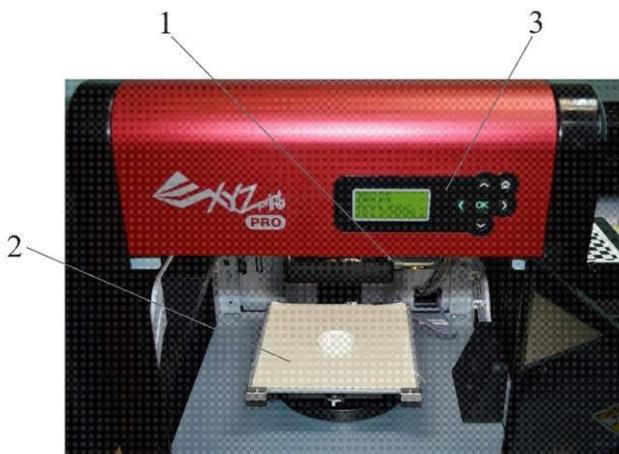


Рис. 3. Общий вид 3D-принтера XYZ Printing Da Vinci 1.0 PRO: 1 – печатающая головка; 2 – рабочий стол; 3 – панель управления

Конструкция печатающей головки принтера показана на рис. 4. Расходный материал для печати в виде пластиковой проволоки 1 из пластика ABS или PLA подается в печатающую головку по питающей трубке шаговым мотором. Попадая в нее, проволока направляется зажимом 2 в стальную направляющую втулку 3, по которой попадает в экструдер 4. В экструдере проволока нагревается до температуры плавления и выдавливается через сопло 5 на рабочий стол принтера. Для предотвращения нагревания микроконтроллера 6 печатающей головки между стальными и пластиковыми деталями существует воздушный термоизоляционный зазор 7. Кроме того, радиатор 8 обдувается

сзади вентилятором охлаждения. Детали печатающей головки смонтированы в металлическом корпусе 11.

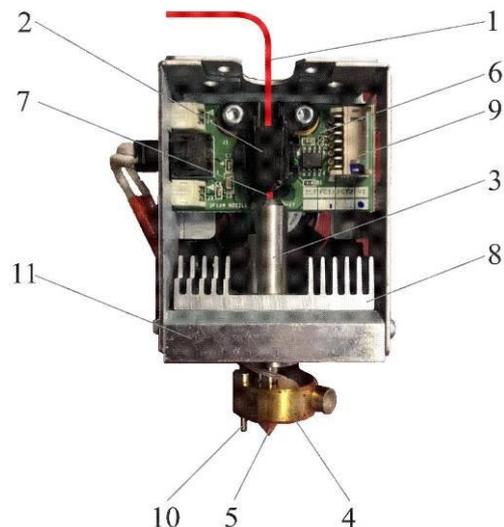


Рис. 4. Конструкция печатающей головки 3D-принтера: 1 – пластиковая проволока (расходный материал для печати); 2 – зажим; 3 – направляющая втулка; 4 – экструдер; 5 – сопло; 6 – микроконтроллер печатающей головки; 7 – воздушный термоизоляционный зазор; 8 – радиатор охлаждения; 9 – разъем подключения питания и интерфейса управления; 10 – измерительный щуп; 11 – корпус

При печати могут возникать различные мелкие дефекты поверхности, которые устраняются в ходе последующей механической обработки (обрезка кусачками, обтачивание напильниками, шлифовка, полировка). Наибольшую опасность представляет отклеивание печатаемой детали от поверхности рабочего стола и деформации под воздействием гравитации. Появление таких дефектов во многих случаях требует перепечатывания детали с применением специальных мер.

Последствия отклеивания детали наглядно показаны на рис. 5. Поверхность, соприкасающаяся с рабочим столом принтера, под воздействием технологических термусадочных напряжений искривилась, что вызвало отклеивание одного из углов печатаемой детали. Аналогичный дефект возник при печати шкива приводной станции макета (рис. 6).



Рис. 5. Отклеивание и деформация угла печатаемой детали

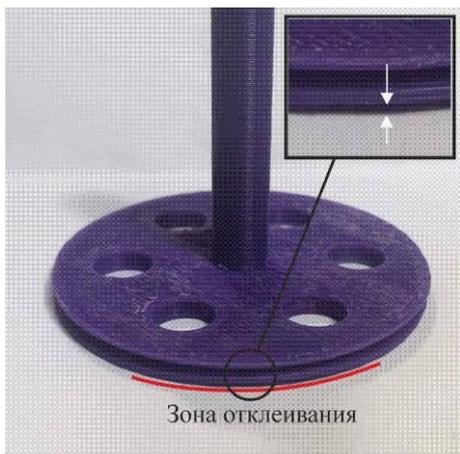


Рис. 6. Отклеивание поверхности шкива

Для улучшения сцепления печатаемой детали и рабочего стола поверхность последнего покрывается малярным скотчем или специальным листовым самоклеющимся материалом. Это также защищает рабочий стол от повреждений. Практика показала, что наиболее эффективным способом борьбы с отклеиванием является нанесение поверх малярного скотча или листового покрытия канцелярского клея (рис. 7).



Рис. 7. Нанесение канцелярского клея для улучшения сцепления печатаемой детали с рабочим столом 3D-принтера

Если расплавленный пластик оказывается без опоры снизу, то под воздействием гравитации он течет вниз, что приводит к искажению формы детали (рис. 8). Для предотвращения этого необходимо добавлять в модель поддерживающие элементы (поддержки), которые будут препятствовать стеканию материала вниз.

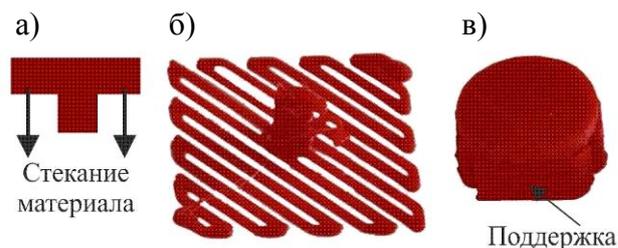


Рис. 8. Гравитационные дефекты детали и их предотвращение: а – эскиз детали; б – дефект печати; в – поддерживающий элемент (поддержка)

После окончания печати деталь снимается с рабочего стола принтера шпателем (рис. 9). В случае применения канцелярского клея может понадобиться использование канцелярского ножа.

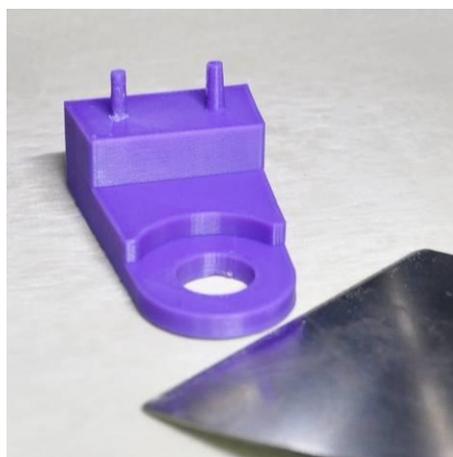


Рис. 9. Снятие детали с рабочего стола 3D-принтера

Как было сказано выше, неровности и шероховатости на поверхности напечатанной детали удаляются механическим способом. На рис. 10 показана обработка шкива в сборе с опорой с помощью шлифовальной машинки. Также можно выполнить сглаживание поверхности растворителем (для пластика ABS используется ацетон).



Рис.10. Механическая обработка шкива

3D-принтер при печати может не обеспечивать точное совпадение размеров изготавливаемой детали. Например, шероховатость поверхности может выступать за номинальный размер, заданный в геометрической модели. Последующая механическая обработка детали может быть недопустима по эстетическим соображениям.

Для подбора необходимых размеров, гарантирующих получение требуемой посадки деталей в сборке, рекомендуется проводить тестовую печать. Например, для обеспечения посадки Н0 оси шкива и подшипника опоры (рис. 11) с номинальным диаметром 9,0 мм напечатаны фрагменты оси шкива высотой 5,0 мм и диаметром 8,7; 8,8; 8,9 мм. По итогам тестовой печати номинальный размер оси шкива был выбран равным 8,9 мм. Это обеспечило требуемую посадку.

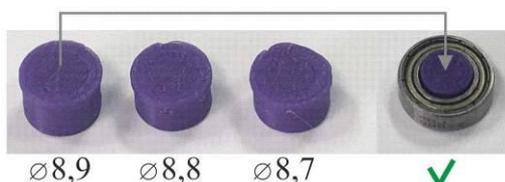


Рис. 11. Тестовая печать для подбора диаметра оси шкива

В ряде случаев текстура поверхности напечатанной детали отвечает эстетическим требованиям, например, в изготовленных макетах шарнирных соединений манипуляционных систем мобильных машин [3, 4]. В этом случае внешняя поверхность детали имеет волнистую текстуру, повторяющую рельеф поверхности рабочего стола.

Нанесение лакокрасочного покрытия существенно улучшает внешний вид распечатанных деталей. Поэтому элементы макета мобильной канатной дороги окрашены акриловой краской.

Следует отметить, что качественная покраска требует соблюдения технологии нанесения, указанной в инструкции по применению. Также необходимо исключить влияние внешней среды на окрашиваемые поверхности.

Перед покраской дефекты поверхности замазываются шпаклевкой с последующим удалением затвердевших излишков наждачной бумагой или шлифовальной машинкой. Дефекты могут быть замазаны раствором пластика в растворителе.

Затем поверхность деталей зачищается наждачной бумагой и обезжиривается уайт-спиритом. Эти мероприятия позволяют улучшить качество нанесения краски.

Для предотвращения движения деталей под действием струи краски, распыляемой из баллона или аэрографа, детали фиксируются на подложке с помощью двухстороннего скотча (рис. 12) или устанавливаются в держатели (рис. 13). Поверхности, которые не покрываются лакокрасочным покрытием, закрываются малярным скотчем.



Рис.12. Фиксация деталей на подложке двухсторонним скотчем



Рис.13. Размещение деталей в держателях (покраска верхней поверхности шкива)

Покраска деталей включает в себя нанесение нескольких слоев грунтовки (рис. 14) и нескольких слоев краски (рис. 15).

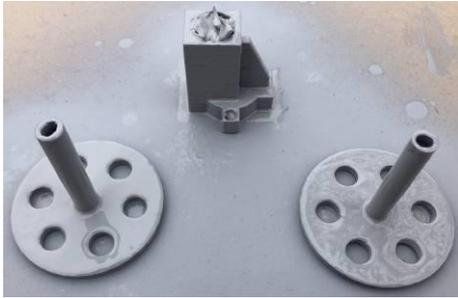


Рис.14. Нанесение грунтовки



Рис.15. Нанесение краски

Перед нанесением каждого слоя выдерживается время, необходимое для высыхания предыдущего слоя (согласно инструкции производителя). Макет мобильной канатной дороги покрашен акриловой краской по акриловой грунтовке.

Краска может наноситься как с помощью аэрографа (баллона с краской), так и с помощью кистей.

Модель базовой станции мобильной канатной дороги имеет сложную конфигурацию, потому при ее печати использовались поддерживающие элементы. На рис. 16,а они

показаны красными прерывистыми линиями. Кроме того, распечатанные детали потребовали дополнительной механической обработки поверхности для удаления дефектов и обеспечения требуемой шероховатости поверхности.

Покраска модели базовой станции проводилась после надежного скрепления двух ее половин штифтами и болтами, так как зазор между ними был предварительно зашпаклеван (рис. 16).

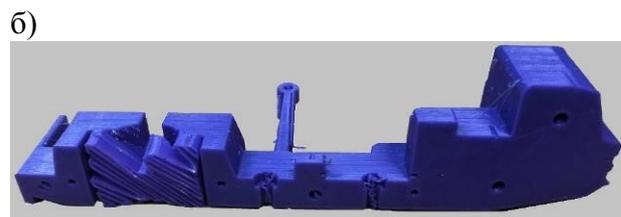
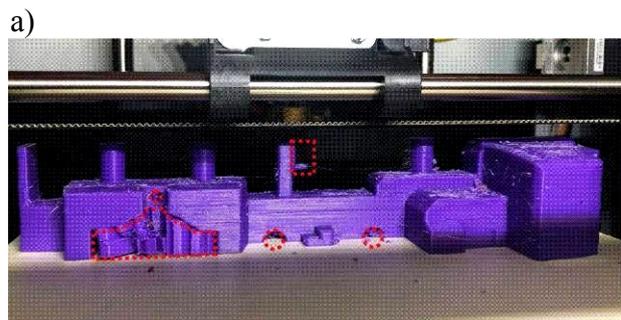


Рис.16. Сборка модели базовой станции:
а – правая половина во время печати,
б – готовая правая половина,
в – две половины в сборе

После окончания общей покраски элементов макета вручную были покрашены мелкие части макета (передние и задние фары, окна кабины и т.п.).

На завершающем этапе была выполнена окончательная сборка деталей макета, как изготовленных с помощью 3D-печати, так и приобретенных отдельно.

4. Создание системы управления макетом мобильной канатной дороги

Созданный макет мобильной канатной дороги является действующим. Для демонстрации функционала системы макет оснащен приводом с системой управления на базе микроконтроллера Arduino (рис. 17).

В корпус макета приводной станции мобильной канатной дороги встроен электромотор 1, подключенный к компактному микроконтроллеру Arduino Nano 2. Для изменения направления вращения электромотора используется кнопка реверса 3, для изменения скорости вращения – регулируемый резистор 4. Питание системы может осуществляться как от USB-разъема микроконтроллера, так и от аккумулятора 5. Предусмотрена

функция подзарядки аккумулятора от USB-разъема микроконтроллера.

Для проверки работоспособности системы указанные компоненты были собраны с использованием макетной платы 6 для монтажа без припаивания (рис. 17, б). После тестирования и настройки компоненты системы были перемонтированы путем припайки на более компактной и надежной в эксплуатации макетной плате из фольгированного стеклотекстолита (рис. 17, в). Для защиты от внешних воздействий, компоненты системы управления были помещены в корпус, изготовленный с помощью 3D-печати.

Окончательный вариант использования изготовленной мехатронной системы в составе макета мобильной канатной дороги показан на рис.17, г.

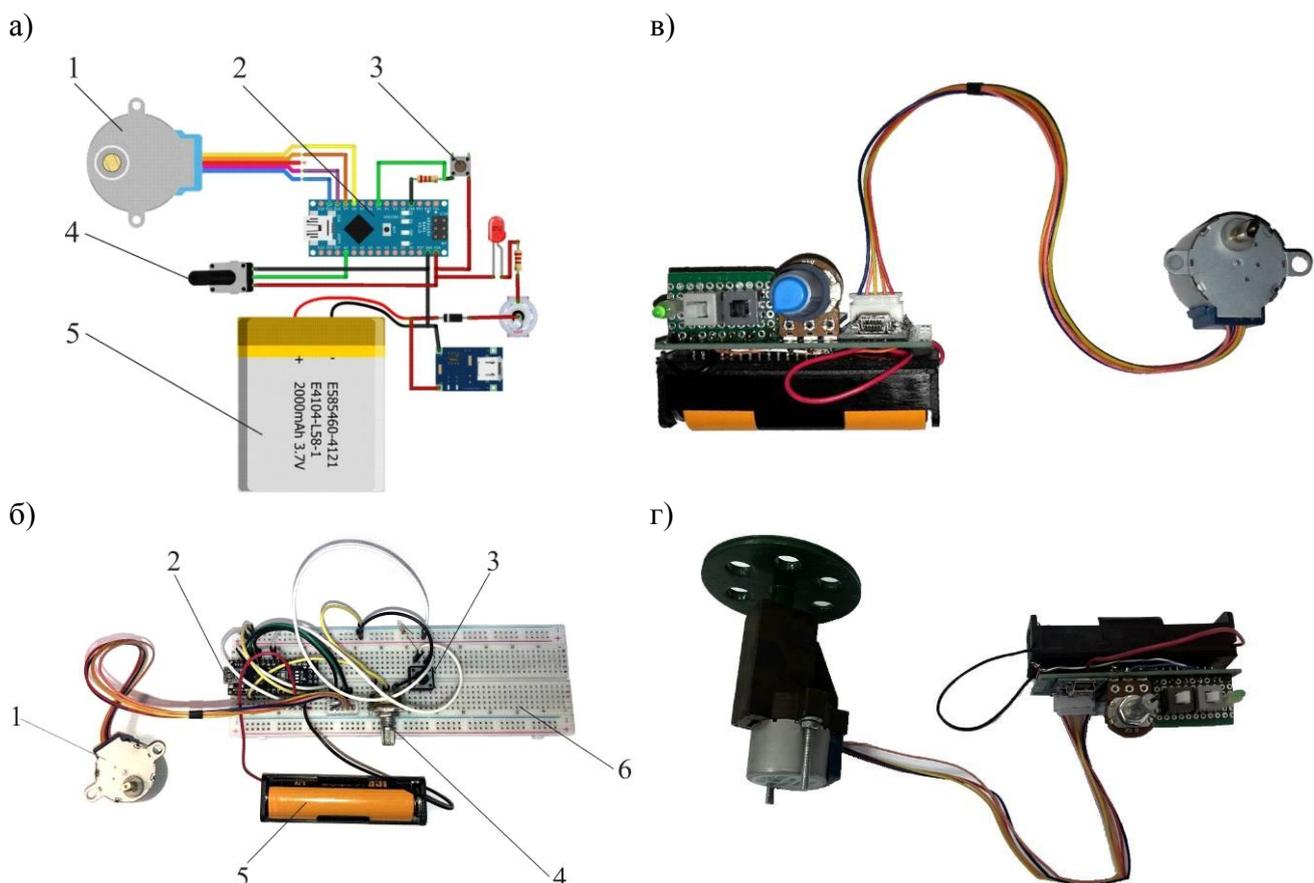


Рис. 17. Этапы создания привода и системы управления макетом на базе микроконтроллера Arduino: а – эскиз схемы в программе Fritzing; б – предварительная сборка компонентов на макетной плате для проверки работоспособности; в – окончательная сборка компонентов на макетной плате из фольгированного стеклотекстолита; г – окончательный вид привода в составе макета; 1 – электромотор; 2 – микроконтроллер Arduino Nano; 3 – кнопка реверса; 4 – резистор регулировки скорости вращения; 5 – аккумулятор 5В; б – макетная плата для монтажа без припаивания

5. Исследование динамических процессов в макете мобильной канатной дороги с помощью метода видео-фиксации

Для исследования динамических процессов был применен предложенный в [3] метод видео-фиксации с последующей обработкой записей в программном комплексе Kinovea.

На данном этапе исследований проведение эксперимента не было нацелено на выявление каких-то качественных явлений. На рис. 18 показан график кольцевого движения точки подвеса груза с координатой x и массой 2,45 г по пролету длиной 1,46 м. Масса каната составила 2,2 г, жесткость на растяжение – 100 Н/м.

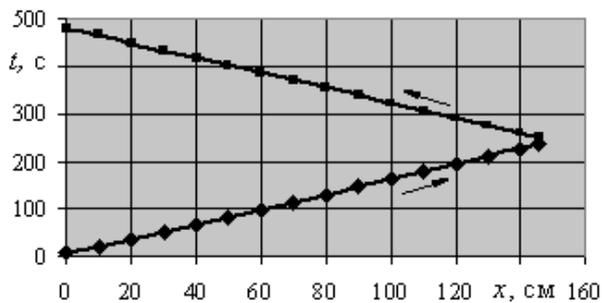


Рис. 18. График движения точки подвеса груза

Макет приводился в движение шаговым бесколлекторным униполярным электрическим мотором 28BYJ-48, который создавал на своем валу крутящий момент 34,3 мНм.

Список литературы

1. Пат. 2337023 Рос. Федерация: МПК7 В61В 7/00. Мобильная подвесная канатная дорога / Короткий А.А., Хальфин М.Н., Маслов В.Б. и др.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. – № 2007102705/11; заявл. 24.01.2007; опубл. 27.10.2008, Бюл. 30.
2. Лагереv, А.В. Обеспечение общей устойчивости базовых колесных станций мобильных канатных дорог / А.В. Лагереv, В.И. Таричко, С.П. Солдатченков // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. – №2. – С. 210-220. – DOI: <https://doi.org/10.22281/>

6. Основные выводы

В рамках исследования создан масштабный макет мобильной канатной дороги. На его примере апробированы технологии изготовления объектов с помощью 3D-печати. Макет оснащен мехатронным приводом, позволяющим наглядно продемонстрировать принцип работы транспортной системы.

С помощью метода видео-фиксации [3] исследованы динамические процессы в канатной системе. Движение точки подвеса груза происходит с постоянной скоростью. Однако упругие колебания в канатной системы вызывают маятниковые колебания подвешенного груза. Полученные данные (в виде серии видео-файлов) будут использоваться для первичной проверки результатов моделирования динамики мобильных канатных дорог с использованием разработанных математических моделей.

Установлено, что при наличии системы координат, позволяющей однозначно идентифицировать положение точки слежения, возможно проводить видеосъемку в крупном масштабе без соблюдения требования полного захвата всего объекта исследования.

Опыт создания макетов, полученный в ходе данной работы, в настоящий используется при создании выставочных образцов подвесных ленточных конвейеров с распределенным приводом [5-7].

References

1. Patent RU 2337023, B61B 7/00. Mobilnaya podvesnaya kanatnaya doroga [Mobile ropeway]. Korotkiy A.A., Khalphin M.N., Maslov V.B. Published 27.10.2008. (In Russian)
2. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Soldatchenkoy S.P. General stability of a base vehicle of a mobile ropeway. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 210-220. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-210-220 (In Russian)
3. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogoselevykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov* [Modeling of

2413-9920-2019-05-02-210-220.

3. Лагерев, И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов / И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с. DOI: 10.5281/zenodo.1198980.

4. Лагерев, И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2018. – 190 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>.

5. Лагерев, А.В. Проектирование и исследования конвейеров с подвесной грузонесущей лентой / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев, П.В. Бословяк. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 303 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1197308>

6. Лагерев, А.В. Динамические процессы при переходных режимах работы дискретного участка конвейера с распределенным приводом / А.В. Лагерев, Д.Ю. Кулешов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013.- №2. – С. 50-56.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302028>

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

work processes in manipulation systems for mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 371 p. DOI: 10.5281/zenodo.1198980 (In Russian)

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

5. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. *Proektirovanie i issledovanie konveyerov s podvesnoy gruzonesuschey lentoy* [Design and research of conveyors with suspended load-bearing belt]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 303 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1197308> (In Russian)

6. Lagerev A.V., Kuleshov D.Yu. *Dynamic processes in transient modes of operation of a discrete section of the conveyor with a distributed drive. Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.2, pp. 50-56.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302028> (In Russian)

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

УДК (UDC) 62-254

ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОЛЁС С БЕЗВОЗДУШНЫМИ ШИНАМИ ИЗ ЭЛАСТИЧНЫХ ПОЛИУРЕТАНОВ

TECHNOLOGY OF MANUFACTURING EXPERIMENTAL AUTOMOBILE WHEELS WITH AIRLESS TIRES FROM ELASTIC POLYURETHANES

Мазур В.В.
Mazur V.V.Братский государственный университет (Братск, Россия)
Bratsk State University (Bratsk, Russia)

Аннотация. Известный недостаток пневматических шин, заключающийся в потере их работоспособности при сквозных механических повреждениях, определяет необходимость поиска принципиально новых конструктивных решений колёсных движителей для повышения безопасности гражданских автомобилей и живучести колёсной бронетехники, одним из которых является применение безвоздушных шин из эластичных полимерных материалов. В Братском государственном университете разработана технология и изготовлены натурные образцы колёс с безвоздушными шинами из эластичных полиуретанов отечественного производства для легкового автомобиля малого класса. Новая технология представляет собой совокупность способа изготовления колёсного движителя и оборудования, оснастки и инструмента для его осуществления в условиях мелкосерийного производства. Способ литья полиуретановой смеси и оригинальные конструкции литейных матриц отличаются тем, что обод колеса является одним из формовочных элементов литейной матрицы и образует прочную адгезионную связь с посадочным кольцом безвоздушной шины, а её гибкие спицы и опорное кольцо изготавливаются поэтапно с помощью наборов формовочных колец разных размеров. Разработанная технология может быть востребована изготовителями колёсных машин различного назначения.

Ключевые слова: непневматические шины, литейная матрица, полиуретановые эластомеры, полимеризационная камера, процесс отверждения.

Дата принятия к публикации: 22.04.2019
Дата публикации: 25.06.2019

Сведения об авторе:

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

ORCID: 0000-0001-9487-3280

Abstract. A well-known disadvantage of pneumatic tires is the cessation of the ability to work with mechanical damage through and determines the need to search for fundamentally new design solutions for wheel movers to increase the safety of civilian automobiles and the survivability of wheeled armored vehicles. One such solution is the use of airless tires made of elastic polymeric materials. The Department of Mechanical Engineering and Transport of the Bratsk State University has developed a technology and made full-scale model of the wheel with airless tires made of elastic polyurethanes of domestic production for a car. The new technology is a combination of the method of manufacturing wheel mover and equipment, tooling and tools for its implementation in small-scale production. The method of casting the polyurethane mixture and the original design of the casting dies is characterized in that the wheel rim is one of the molding elements of the casting matrix and forms a strong adhesive bond with the airless tire seat ring. Flexible spokes and airless tire support ring are manufactured in stages using sets of molding rings of various sizes. Foundry matrix produced from moisture-resistant plywood, polyvinyl chloride and carbon steel. The created full-scale models have constructive and technological disadvantages, but are generally suitable for further bench and road tests, which are aimed at determining the output parameters and characteristics and evaluating their influence on the performance properties of the vehicle. The developed technology can be claimed by manufacturers of wheeled vehicles for various purposes.

Keywords: non-pneumatic tires, casting matrix, polyurethane elastomers, polymerization chamber, curing process

Date of acceptance for publication: 22.04.2019
Date of publication: 25.06.2019

Author information:

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

ORCID: 0000-0001-9487-3280

Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (гос. контракт № 14.740.11.0319, 17 сентября 2010 г. - 26 ноября 2012 г.).

Acknowledgements

The work was carried out with the financial support of the Ministry of Education and Science of the Russian Federation (state contract No. 14.740.11.0319, September 17, 2010 - November 26, 2012).

1. Введение

Потеря избыточного давления воздуха в пневматической шине традиционной конструкции неизбежно приводит к прекращению движения автотранспортного средства, а при высоких скоростях движения – к дорожно-транспортному происшествию с тяжёлыми последствиями. Для автомобильной техники военного назначения эта проблема особенно актуальна, так как в условиях боевых действий неподвижная машина наиболее уязвима для гранатомётов и прицельного огня стрелкового оружия.

Уровень современной химической промышленности позволяет создавать принципиально новые конструкции безвоздушных колёсных движителей, имеющих повышенную стойкость к механическим повреждениям и при этом не уступающих по своим эксплуатационным показателям традиционным пневматическим шинам. Безвоздушные шины из эластичных полиуретанов были впервые применены в 1991 г. на колёсной бронетехнике Южно-Африканской международной технологической компанией совместно с Южно-Африканским институтом оборонных исследований. Значительный вклад в создание и совершенствование безвоздушных шин внесли зарубежные компании, такие как «Юнироял» [1], «Мишлен» [2], «Ресилиент Технолоджис» [3] совместно с Центром полимерной инженерии США, «Поларис» [4], «Йокогама» [5], «Бриджстоун» [6], «Ханкук» [7], «Тойо» [8], «Боинг» [9], «Америтайр» [10], «Сумитомо» [11], «Гудьир» и «Брайтек» [12]. В России созданием и исследованиями безвоздушных колёсных движителей активно занимается ООО «Веском НИЦШП» [13].

2. Задачи технологии изготовления колёс с безвоздушными шинами

Появление высокоскоростных безвоздушных шин является революционным шагом в направлении повышения безопасности автомобилей и живучести военной автомобильной техники. Поэтому сравнительно недавний интерес шинных компаний к безвоздушным шинам не позволил накопить достаточного количества опубликованных научных работ, содержащих теоретические обобщения и позволяющих судить об оптимальности конструкций. Однако успехи зарубежных шинных компаний и накопленный опыт создания нетрадиционных колёсных движителей [14] и испытания пневматических шин [15-20] послужили толчком для проектирования и производства колёс с безвоздушными шинами новых конструкций из эластичных полиуретанов на кафедре машиностроения и транспорта Братского государственного университета (с 1974 г. по 2018 г. – кафедре автомобильного транспорта).

В рамках научно-исследовательской опытно-конструкторской работы были разработаны и изготовлены натурные образцы колёс с безвоздушными шинами из эластичных полиуретанов для легкового автомобиля малого класса (рис.1).

Новые научно обоснованные технические решения [21-24, 27, 28] потребовали новые способы изготовления [25-28] безвоздушных колёсных движителей и оригинальные технологические оборудование и оснастку [29-32].

Разработка технологии изготовления колёс с безвоздушными шинами включала в себя решение следующих задач:

- разработку способа изготовления колёс с безвоздушными шинами и конструкции матриц для их литья из эластичных полиуретанов;
- разработку конструкции полимеризационной камеры для осуществления процесса

полимеризации полиуретановых смесей при изготовлении безвоздушных шин;

– подбор и изготовление оборудования, оснастки и инструмента и организация мелкосерийного производства безвоздушных колёсных движителей в лабораторных условиях;

– подбор полиуретановых эластомеров и изготовление натуральных образцов колёс с безвоздушными шинами для конкретной модели автомобиля.

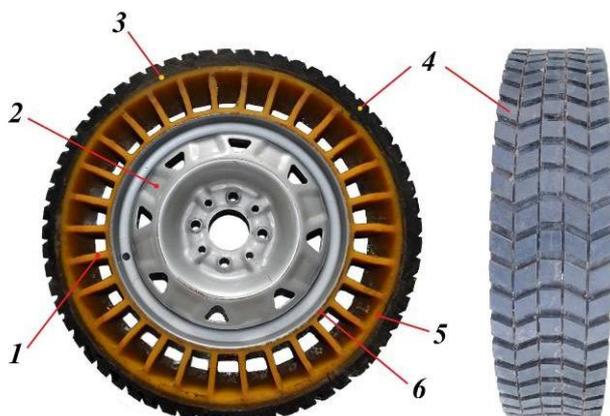


Рис.1. Автомобильное колесо с безвоздушной шиной из эластичных полиуретанов (образец № 4): 1 – гибкие спицы; 2 – стандартное дисковое колесо 5JX13H2 с глубоким ободом; 3 – опорное кольцо; 4 – протектор; 5 – соединительное кольцо; 6 – посадочное кольцо

3. Оборудование, оснастка и инструмент для изготовления безвоздушных колёс

Изготовление натуральных образцов колёс с безвоздушными шинами осуществлялось с использованием как приобретённых, так и вновь создаваемых оборудования, оснастки и инструмента: литейных матриц, полимеризационной камеры, тепловой пушки, одноконфорочной электрической плиты, электронных весов, дрели-миксера и др.

Для формования натуральных образцов безвоздушных шин были разработаны и изготовлены литейные матрицы из различных материалов, таких как влагостойкая фанера, поливинилхлорид и углеродистая сталь.

На рис. 2 приведен общий вид литейной матрицы, которая применялась для изготов-

ления первых натуральных образцов безвоздушных шин.

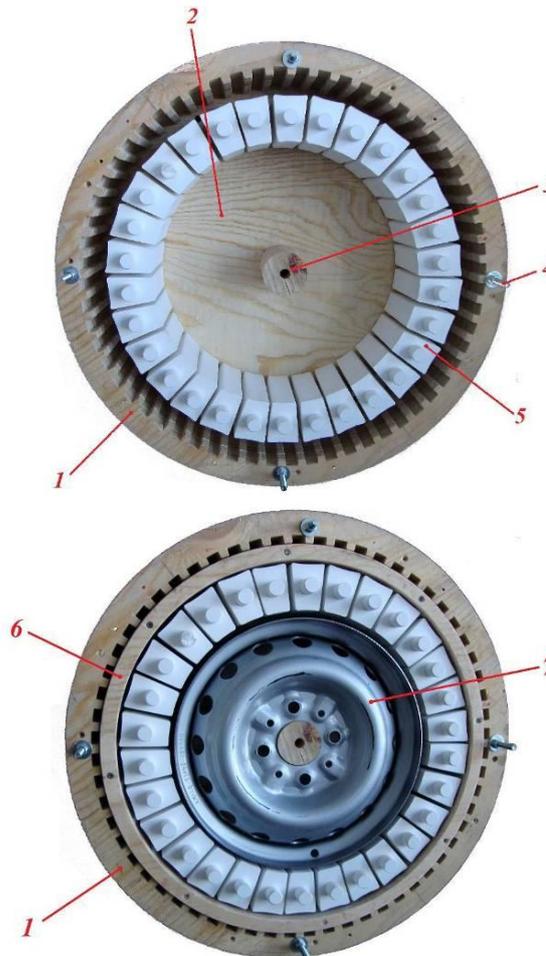


Рис.2. Литейная матрица: 1 – корпус; 2 – днище; 3 – центрирующий цилиндр; 4 – шпильки; 5 – призмы; 6 – кольцо; 7 – колесо дисковое

Конструктивные элементы матрицы были изготовлены на деревообрабатывающем станке с числовым программным управлением из листов влагостойкой фанеры толщиной 21 мм и поливинилхлорида. Днище матрицы 2, изготовленное из соединённых шурупами с потайной головкой двух листов фанеры, крепится шпильками 4 к корпусу 1, который выполнен разборным из шести концентричных фанерных колец суммарной высотой 126 мм. Наружный диаметр корпуса 590 мм и суммарная высота корпуса и днища 168 мм определяют габаритные размеры матрицы. Внутренняя поверхность корпуса предназначена для формования протектора безвоздушной шины.

Для формования гибких спиц служат 30 призматических элементов 5, изготовленных из поливинилхлорида и устанавливаемых в отверстия днища матрицы, которые для исключения проворачивания призм относительно своих осей имеют квадратную форму. В процессе изготовления безвоздушной шины предварительно подготовленное дисковое колесо 7 также является формующим элементом и центрируется в матрице с помощью фанерного цилиндра 3. Крепление колеса в матрице осуществляется шпилькой. Для возможности применения в качестве конструкционных материалов в процессе поэтапного изготовления безвоздушной шины эластичных полиуретанов с разными физико-механическими свойствами служит неразборное разделительное кольцо 6 с внутренним диаметром 205 мм, которое центрируется по внутренней поверхности корпуса матрицы при формовании гибких спиц и извлекается из матрицы при формовании протектора. Вертикальное положение призматических формующих элементов и постоянство толщины гибких спиц обеспечиваются фиксирующим кольцом (на рисунке не показано), которое устанавливается на цилиндрические шипы призм.

Подготовка фанерной матрицы к формованию безвоздушных шин представляет собой длительный и трудоёмкий процесс, связанный с необходимостью оборачивания её конструктивных элементов алюминиевой фольгой для исключения адгезии полиуретанов к формующим поверхностям. При многократном использовании матрицы перепады температуры и влажности вызывают коробление и расслоение её конструктивных элементов, а извлечение готового изделия – их сколы и обломы.

На рис.3 приведён общий вид литейной матрицы, изготовленной из конструкционной углеродистой стали.

Днище матрицы 2 крепится шпильками 3 к разборному корпусу 1, который состоит из девяти концентрических колец, каждое из которых разделено на три одинаковых сегмента, предназначенных для формования конструктивных элементов протектора безвоздушной шины. В частности, четыре сегмент-

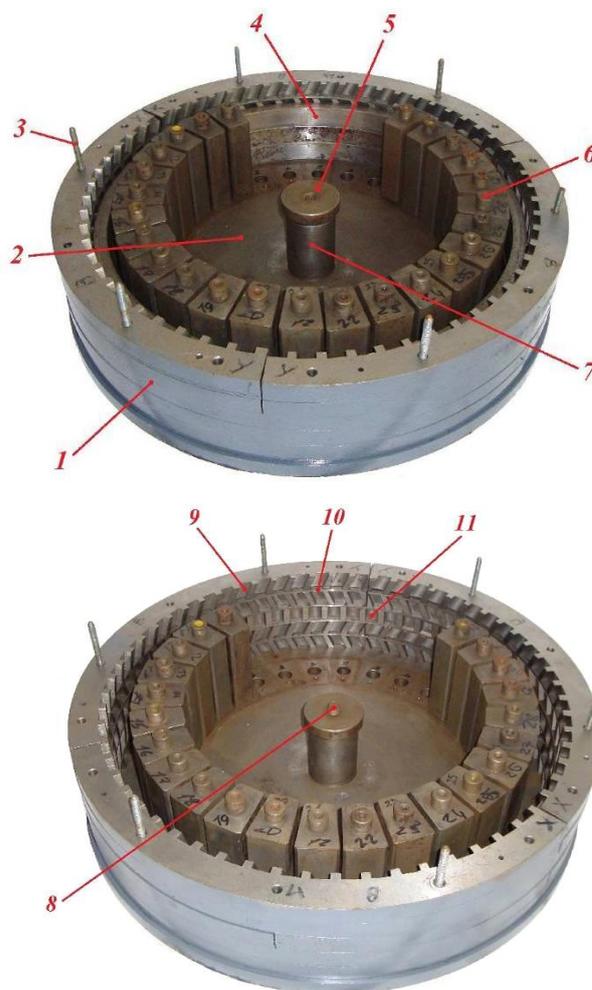


Рис.3. Стальная литейная матрица:
1 – корпус; 2 – днище; 3 – шпильки;
4 – разделительные кольца; 5 – центральная гайка; 6 – призмы; 7 – центрирующая втулка;
8 – центральный болт; 9 – сегменты колец корпуса для косых шашек протектора;
10 – сегменты среднего кольца корпуса для прямоугольных шашек протектора;
11 – сегменты колец корпуса для канавок протектора

ных кольца с косыми выступами 9 с углом наклона 24° и среднее кольцо с прямоугольными выступами 11 имеют высоту 20 мм и предназначены для формования шашек, а поочередно расположенные между ними четыре кольца высотой 5 мм – канавок протектора. Сегменты соседних колец смещены относительно друг друга на угол 60° . Формование гибких спиц осуществляется призматическими элементами 6, шипы которых устанавливаются в цилиндрические отверстия днища матрицы. Призматические элементы

фиксируются от проворачивания вокруг своей оси штифтами, установленными в днище матрицы. Было изготовлено два комплекта призматических элементов, позволяющих формировать гибкие спицы безвоздушных шин с толщинами 5 и 8 мм. Предварительно подготовленное дисковое колесо 5JX13H2 также является формирующим элементом и центрируется в матрице с помощью цилиндрической втулки 7, а его крепление осуществляется болтом 8 и гайкой 5 специальных конструкций. Для поэтапного изготовления гибких спиц, опорного кольца и протектора безвоздушной шины из эластичных полиуретанов с разными физико-механическими свойствами служат два набора концентрично расположенных разделительных колец 4, которые центрируются по внутренней поверхности корпуса матрицы. В частности, при формировании гибких спиц применяются четыре кольца с внутренним диаметром 214 мм, а при формировании опорного кольца безвоздушной шины – четыре кольца с внутренним диаметром 230 мм. В свою очередь, в процессе формирования протектора разделительные кольца извлекаются из матрицы. Крышка литейной матрицы (на рисунке не показана) была изготовлена, но в процессе изготовления безвоздушных шин не применялась, а вертикальное положение призматических формирующих элементов и постоянство толщины гибких спиц обеспечивалось фанерным фиксирующим кольцом. Габаритный диаметр матрицы определяется диаметром её днища и составляет 600 мм. Сборка и подготовка к формированию литейной матрицы осуществляется непосредственно на столе-импеллере полимеризационной камеры без применения грузоподъемных устройств. Конструкция матрицы также обеспечивает простоту извлечения готового колеса с безвоздушной шиной.

Полимеризационная камера представляет собой цилиндрический толстостенный короб из тонколистовой оцинкованной стали с фанерным каркасом. Требуемые техническими условиями температуры отверждения полиуретановых смесей обеспечиваются тепловой пушкой СФО-12, нагревающей воздух и подающей его в боковое отверстие полиме-

ризационной камеры, а также трёхфазным капиллярным терморегулятором, установленным на крышке камеры. Для снижения интенсивности процесса передачи тепла в атмосферу стенки и днище полимеризационной камеры изолированы негорючим стекловолокном.

Для предварительных плавления и разогрева преполимеров и отвердителей до жидкотекучего состояния применялась одноконфорочная электрическая плита.

Взвешивание компонентов эластичных полиуретанов при их дозировке, а также определение массы изготовленных натуральных образцов колёс осуществлялось с помощью электронных весов с наибольшим пределом взвешивания 15 кг.

Для ручного смешивания компонентов эластичных полиуретанов применялась дрель-миксер.

Высокоточный спиртовой термометр с диапазоном измерения от 0 до +150°C использовался для контроля температуры воды водяной бани при плавлении и разогреве компонентов эластичных полиуретанов.

4. Эластичные полиуретаны

Для изготовления натуральных образцов безвоздушных шин применялись двухкомпонентные литьевые эластичные полиуретаны горячего отверждения производства Научно-производственного предприятия ООО «Сурэл» (г. Санкт-Петербург) и Федерально-казенного предприятия «Пермский пороховой завод» на основе преполимеров СУРЭЛ ТФ-228, СУРЭЛ ТФ-235, СУРЭЛ ТФ-682, СКУ-ПФЛ-100 и СКУ-ПЛ-60.

Дозировка отвердителя в зависимости от фактического содержания NCO-групп в преполимере рассчитывалась по формуле:

$$M = \frac{\%NCO \cdot \text{ЭЭ} \cdot K}{42,02}, \quad (1)$$

где M – количество отвердителя, м.ч. на 100 массовых частей преполимера; %NCO – процентное содержание функциональных изоцианатных групп в преполимере; ЭЭ – эквивалентный вес отвердителя; K – коэффициент стехиометрии.

Для окраски безвоздушных шин использовалась колеровочная паста «ПалИж» ПОЛИМЕР «О».

При соблюдении условий переработки фактические значения показателей физико-механических свойств применяемых эластомерных материалов превосходят нормативные значения, установленные ТУ 2294-007-13175942-2007, ТУ 2294-003-46898377-2001 и ТУ 2253-201-07507802-2004.

В табл.1 приведены полученные в результате предпродажных испытаний предприятиями-изготовителями значения показателей физико-механических свойств эласто-

меров, приобретённых для изготовления безвоздушных шин.

5. Особенности технологического процесса изготовления натуральных образцов колёс

Изготовление натуральных образцов колёс с безвоздушными шинами осуществлялось методом литья полиуретановых смесей в матрицы с соблюдением условий их переработки, установленных предприятиями-изготовителями. Работы выполнялись в летний период вне помещения под навесом.

Таблица 1

Физико-механические свойства эластичных полиуретанов
в результате предпродажных испытаний

Наименование показателя	Марка уретанового преполимера				
	СУРЭЛ ТФ-228	СУРЭЛ ТФ-235	СУРЭЛ ТФ-682	СКУ-ПФЛ-100, марка В	СКУ-ПЛ-60
1. Массовая доля изоцианатных групп, %	2,8	3,5	8,2	8,0	4,1
2. Динамическая вязкость при +30 °С, Па·с	19	14	7	12,5	–
3. Условное напряжение при 100% удлинении, МПа	5,0	6,2	28,1	12,8	1,7
4. Условное напряжение при 300% удлинении, МПа	10,3	13,9	–	26,0	–
5. Условная прочность при растяжении, МПа	47,3	52,3	55,8	58,7	53
6. Относительное удлинение при разрыве, %	505	465	250	235	528
7. Относительная остаточная деформация после разрыва, %	8	6	24	–	5
8. Твёрдость по Шору	80А	85А	60D	98А	57А

Плавление и разогрев преполимеров и отвердителей до жидкотекучего состояния осуществлялись с помощью одноконфорочной электрической плиты. При этом разогрев преполимеров выполнялся непосредственно в закрытой пластиковой таре предприятия-изготовителя в водяной бане в оцинкованном ведре ёмкостью 20 литров. Контроль температуры осуществлялся спиртовым термометром. В зависимости от марки эластичного полиуретана соотношение массовых частей

преполимера и отвердителя рассчитывалось по формуле (1), а для уретановой системы СКУ-ПЛ-60 выбиралось в соответствии с рекомендациями завода-изготовителя. При этом дозировка преполимеров, отвердителей и колеровочной пасты осуществлялась на электронных весах. Смешивание компонентов эластичных полиуретанов выполнялось в оцинкованном ведре ёмкостью 10 литров с помощью дрели-миксера.

Конструктивные элементы фанерной литейной матрицы обрачивались алюминиевой фольгой до сборки. В свою очередь, сборка металлической литейной матрицы осуществлялась непосредственно на столе-импеллере полимеризационной камеры. На формирующие металлические или обёрнутые алюминиевой фольгой поверхности матриц узкой малярной кистью наносилось разделительное средство Антиадгезив РС, ускоренная сушка которого осуществлялась в полимеризационной камере с помощью тепловой пушки. Кроме этого, во избежание попадания высокоадгезионной полиуретановой смеси при формировании наружные окрашенные поверхности дисковых колёс закрывались бумагой и строительным скотчем.

Внутренние поверхности ободьев дисковых колёс обрабатывались на токарном станке с целью снятия лакокрасочного покрытия и создания шероховатостей и задигов, обезжиривались бензином-растворителем и покрывались адгезивом Т406. Кроме этого, на токарном станке удалялись закраины ободьев и уменьшалась их ширина до 120 мм.

Литьё готовых полиуретановых смесей в полости формовочных матриц осуществлялось с помощью широкой воронки. При этом полиуретановая смесь на основе преполимера СУРЭЛ ТФ-682 с низкой жизнеспособно-

стью готовилась и заливалась в матрицу малыми порциями.

Формование конструктивных элементов натуральных образцов безвоздушных шин из полиуретановых смесей с разными физико-механическими свойствами и их горячая полимеризация осуществлялись в несколько этапов. На первом этапе формировались гибкие спицы и после отверждения полиуретановой смеси в полимеризационной камере набор разделительных колец извлекался из матрицы. На втором этапе с помощью второго набора разделительных колец, имеющих больший внутренний диаметр, формировалось опорное кольцо. После полимеризации материала опорного кольца и извлечения из матрицы разделительных колец на третьем этапе формировался и отверждался протектор. При этом на каждом этапе наружные цилиндрические поверхности готовых конструктивных элементов безвоздушной шины обезжиривались и покрывались адгезивом.

Извлечения готовых изделий осуществлялось после естественного охлаждения матриц на открытом воздухе.

6. Технические параметры созданных натуральных образцов колёс

Технические параметры изготовленных натуральных образцов автомобильных колёс с безвоздушными шинами приведены в табл. 2.

Таблица 2

Технические параметры натуральных образцов колёс с безвоздушными шинами

Наименование показателя	Образцы безвоздушных шин			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
1. Преполимер гибких спиц и посадочного кольца	СКУ-ПФЛ-100, марка В	СУРЭЛ ТФ-235	СУРЭЛ ТФ-228	СУРЭЛ ТФ-228
2. Преполимер опорного кольца			СУРЭЛ ТФ-682	СУРЭЛ ТФ-682
3. Преполимер протектора		СУРЭЛ ТФ-228		СУРЭЛ ТФ-228
4. Количество гибких спиц	30			
5. Толщина гибких спиц, мм	5			8
6. Длина гибких спиц, мм	60		55	
7. Ширина профиля шины, мм	120			
8. Высота профиля шины, мм	100			
9. Свободный радиус колеса, мм	265			
10. Толщина опорного кольца, мм	20			8
11. Высота протектора, мм	30		25	
в том числе, высота рисунка протектора, мм	10		5	
12. Масса, кг	12,5		13	14

Общий вид изготовленных колёс с безвоздушными шинами приведён: на рис. 1 – образец № 4, на рис.4,а – образец № 1 и на рис.4,б – образец № 3.



Рис.4. Автомобильные колеса с безвоздушными шинами: а – образец № 1; б – образец № 3

7. Основные результаты и выводы

1. Разработан оригинальный способ изготовления безвоздушных шин и конструкции матриц для их литья из эластичных полиуретанов, отличающиеся тем, что обод колеса является одним из формовочных элементов литейной матрицы и образует прочную адгезионную связь с посадочным кольцом безвоздушной шины, а её гибкие спицы и опорное кольцо изготавливаются поэтапно с помощью наборов формовочных колец разных размеров.

2. Разработана оригинальная конструкция полимеризационной камеры, которая позволяет осуществлять процесс полимеризации полиуретановых смесей при изготовлении безвоздушных шин в соответствии с техническими условиями заводов-изготовителей эластичных полиуретанов.

3. Подобраны и изготовлены оборудование, оснастка и инструмент и организовано

мелкосерийное производство экспериментальных безвоздушных колёсных движителей в лабораторных условиях.

4. Изготовлены натурные образцы колёс с безвоздушными шинами из полиуретановых эластомеров отечественного производства для легковых автомобилей малого класса ВАЗ-2107 и ВАЗ-2115.

Несомненно, изготовленные автомобильные колёса как натурные образцы имеют конструктивные и технологические недостатки, связанные как с ограниченным финансированием проекта, так и с невозможностью применения более сложных и наукоемких технологий в лабораторных условиях Братского государственного университета, однако в целом пригодны для решения дальнейших научных задач.

Представленные результаты могут быть востребованы изготовителями колесных машин различного назначения.

Список литературы

1. Pat. US 522359, Int. Cl. C08G 18/00. *Polyurethane elastomer and non-pneumatic tire fabricated therefrom* / Gajewski V.J.; Uniroyal Chemical Company, Inc. – № 866636; filed 10.04.1992; publ. date 29.06.1993.

2. Pat. US 7201194, Int. Cl. B60C 9/26. *Non-pneumatic tire* / Rhyne T.B., Thompson R.H., Cron S.M., Demino K.W.; Michelin Re-

References

1. Patent US 522359. *Polyurethane elastomer and non-pneumatic tire fabricated therefrom*. Gajewski V.J. Declared 10.04.1992. Published 29.06.1993.

2. Patent US 7201194. *Non-pneumatic tire*. Rhyne T.B., Thompson R.H., Cron S.M., Demino K.W. Declared 20.02.2004. Published 10.04.2007.

cherche et Technique S. A. – № 10/782999; filed 20.02.2004; publ. date 10.04.2007.

3. Pat. US 2011/0079335, Int. Cl. B60C 7/00. *Tension-based non-pneumatic tire* / Manesh A., Tercha M.J., Meliska B., Geranski F., Howland G., Stark L., Hauch K., Petersen T.; Resilient Technologies, LLC. – № 12/839236; filed 19.07.2010; publ. date 07.04.2011.

4. Pat. US 9573422, Int. Cl. B60C 7/12, B60B 9/00. *Non-pneumatic tire* / Gass D.B., Bennett J.D., Brady L.J., Borud E.J., Koenig D.J., Peppel K.W.; Polaris Industries Inc. – № 13/802474; filed 13.05.2013; publ. date 21.02.2017.

5. Pat. US 8276628, Int. Cl. B60B 9/00, B60C 5/00. *Non-pneumatic tire* / Hanada R., Seto H., Hashimura Y., Matsuda J., Kitazaki T., Kuramochi I., Endo K.; The Yokohama Rubber Co., Ltd. – № 12/368025; filed 09.02.2009; publ. date 02.10.2012.

6. Pat. US 2015/0251492, Int. Cl. B60C 7/14, B60B 9/04, B60C 7/24. *Non-pneumatic tire* / Fudemoto H., Izumoto R., Kotsubo H.; Bridgestone Corporation. – № 14/431426; filed 11.12.2013; publ. date 10.09.2015.

7. Pat. US 9333799, Int. Cl. B60C 7/16, B60B 9/26, B60C 7/18. *Non-pneumatic tire with reinforcing member having plate wire structure* / Choi S.J., Kim H.J., Kim M.S., Ko K.J., Kang K.H.; Hankook Tire Co., Ltd. – № 13/954272; filed 30.07.2013; publ. date 10.05.2016.

8. Pat. US 2010/0132858, Int. Cl. B60B 9/12. *Non-pneumatic tire* / Arakawa K., Masanori I. Masahiro S.; Toyo Tire & Rubber Co., Ltd. – № 12/624533; filed 24.11.2009; publ. date 03.01.2010.

9. Pat. US 2014/0034219, Int. Cl. B29D 30/02. *Non-pneumatic survivable tire, cover and fabrication processes* / Chadwick D.R., Perron D.J., Rogers E.C., Storvick D.M., Williams T.L., Yee D.; The Boeing Company. – № 14/028129; filed 16.09.2013; publ. date 06.02.2014.

10. Pat. US 2007/0119531, Int. Cl. B60C 7/00. *Airless spare tire* / Steinke R.A., Love T.M., Moore J.G.; Amerityre. – № 11/286424; filed 25.11.2005; publ. date 31.05.2007.

11. Pat. EP 2801485, Int. Cl. B60C 17/18. *Airless tire* / Waco I.; Sumitomo Rubber In-

3. Patent US 79335. *Tension-based non-pneumatic tire*. Manesh A., Tercha M.J., Meliska B., Geranski F., Howland G., Stark L., Hauch K., Petersen T. Declared 19.07.2010. Published 07.04.2011.

4. Patent US 9573422. *Non-pneumatic tire*. Gass D.B., Bennett J.D., Brady L.J., Borud E.J., Koenig D.J., Peppel K.W. Declared 13.05.2013. Published 21.02.2017.

5. Patent US 8276628. *Non-pneumatic tire*. Hanada R., Seto H., Hashimura Y., Matsuda J., Kitazaki T., Kuramochi I., Endo K. Declared 09.02.2009. Published 02.10.2012.

6. Patent US 251492. *Non-pneumatic tire*. Fudemoto H., Izumoto R., Kotsubo H. Declared 11.12.2013. Published 10.09.2015.

7. Patent US 9333799. *Non-pneumatic tire with reinforcing member having plate wire structure*. Choi S.J., Kim H.J., Kim M.S., Ko K.J., Kang K.H. Declared 30.07.2013. Published 10.05.2016.

8. Patent US 132858. *Non-pneumatic tire*. Arakawa K., Masanori I. Masahiro S. Declared 24.11.2009. Published 03.01.2010.

9. Patent US 34219. *Non-pneumatic survivable tire, cover and fabrication processes*. Chadwick D.R., Perron D.J., Rogers E.C., Storvick D.M., Williams T.L., Yee D. Declared 16.09.2013. Published 06.02.2014.

10. Patent US 119531. *Airless spare tire*. Steinke R.A., Love T.M., Moore J.G. Declared 25.11.2005. Published 31.05.2007.

11. Patent EP 2801485. *Airless tire*. Waco I. Declared 31.03.2014. Published 12.11.2014.

12. Patent US 9004120, *Wheel system*. Russell B.A. Declared 02.11.2011. Published 14.04.2015.

13. Veselov I.V., Lyubartovich S.A. Constructive types and technological features of manufacturing self-supporting tires. *Problemy shin i rezinokordnykh kompozitov. Sbornik dokladov 19 simpoziuma (mezhdunarodnoj konferencii) [Problems of tires and rubber-composites. Collection of reports 19 symposiums (international conference)]*. Vol.1. Moscow, NIISHP, 2008. pp. 5–36. (In Russian).

14. Enaev A.A., Mazur V.V. Enhancement the smoothness of the movement of vehicles by internal springing wheels. *Vestnik Krasnoyarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo*

dustries, Ltd. – № 14162593.9; filed 31.03.2014; publ. date 12.11.2014, Bull. № 46. – 17 p.

12. Pat. US 9004120, Int. Cl. B60B 9/10, B60B 9/26. *Wheel system* / Russell B.A. – № 13/287847; filed 02.11.2011; publ. date 14.04.2015.

13. Веселов И.В., Любартович С.А. Конструктивные разновидности и технологические особенности изготовления самонесущих шин / *Проблемы шин и резинотехнических композитов. Сборник докл. 19 симп. (международ. конф.)*. – Т.1. – М.: НТЦ «НИИШП», 2008, – С. 5–36.

14. Енаев А.А., Мазур В.В. Повышение плавности хода транспортного средства внутренним поддрессированием колёс / *Вестник Красноярского гос. техн. ун-та*. – 2005. – № 39. – С. 111–115.

15. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Исследования выходных характеристик пневматических шин. Поглощающая способность / *Системы. Методы. Технологии*. – 2010. – № 2 (6). – С. 19–30.

16. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Метод оценки сопротивления качению автомобильного колеса / *Автомобильная промышленность*. – 2011. – № 1. – С. 32–35.

17. Рыков С.П., Коваль В.С. Исследования выходных характеристик пневматических шин. Сглаживающая способность / *Системы. Методы. Технологии*. – 2010. – № 3 (7). – С. 22–30.

18. Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Коэффициент сопротивления качению автомобильного колеса. Новый подход к моделированию и оценке / *Системы. Методы. Технологии*. – 2009. – № 4 (4). – С. 30–33.

19. Rykov S.P., Tarasyuk V.N., Koval V.S., Ovchinnikova N.I., Fedotov A.I., Fedotov K.V. Determination of rolling resistance coefficient based on normal tyre stiffness. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 11*. «International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2017 – Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment». 2018, С. 042093.

20. Rykov S.P., Rykova O.A., Koval V.S., Makhno D.E., Fedotov K.V. Suspension sys-

tem, 2005, No. 39, pp. 111–115. (In Russian).

15. Rykov S.P., Tarasyuk V.N. Studies of the output characteristics of pneumatic tires. Absorption capacity. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*, 2010, No. 2 (6), pp. 19–30. (In Russian).

16. Rykov S.P., Tarasyuk V.N. Method for evaluating the rolling resistance of an automobile wheel. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2011, No. 1, pp. 32–35. (In Russian).

17. Rykov S.P., Koval V.S. Studies of the output characteristics of pneumatic tires. Smoothing ability. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*, 2010, No. 3 (7), pp. 22–30. (In Russian).

18. Rykov S.P., Tarasyuk V.N. The rolling resistance coefficient of the automobile wheel. New approach to modeling and evaluation. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*, 2009, No. 4 (4), pp. 30–33. (In Russian).

19. Rykov S.P., Tarasyuk V.N., Koval V.S., Ovchinnikova N.I., Fedotov A.I., Fedotov K.V. Determination of rolling resistance coefficient based on normal tyre stiffness. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 11*. «International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2017 – Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment». 2018, p. 042093.

20. Rykov S.P., Rykova O.A., Koval V.S., Makhno D.E., Fedotov K.V. Suspension system vibration analysis with regard to variable type ability to smooth road irregularities. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 11*. «International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2017 – Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment». 2018, p. 042094.

21. Patent RU 2336178. *Koleso transportnogo sredstva s uprugimi spicami* [Vehicle wheel with flexible spokes]. Mazur V.V. Declared 27.02.2007. Published 20.10.2008. (In Russian).

22. Patent RU 2397877. *Avtomobilnaya shina iz elastichnogo poliuretana s uprugimi deformiruemymi spitsami* [Car tyre of elastic polyurethane with elastic deformable spokes]. Mazur V.V. Declared 08.07.2009. Published 27.08.2010. (In Russian).

tem vibration analysis with regard to variable type ability to smooth road irregularities. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 11*. «International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2017 – Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment». 2018, С. 042094.

21. Пат. 2336178 Российская Федерация, МПК В60В 9/00. *Колесо транспортного средства с упругими спицами* / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2007107423/11; заявл. 27.02.2007; опубл. 20.10.2008, Бюл. № 29. – 8 с.

22. Пат. 2397877 Российская Федерация, МПК В60В 9/26. *Автомобильная шина из эластичного полиуретана с упругими деформируемыми спицами* / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2009126282/11; заявл. 08.07.2009; опубл. 27.08.2010, Бюл. № 24. – 6 с.

23. Пат. 2483936 Российская Федерация, МПК В60В 9/26. *Автомобильная шина с упругими спицами* / Мазур В.В., Гайлиш А.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2012100517/11; заявл. 10.01.2012; опубл. 10.06.2013, Бюл. № 16. – 4 с.

24. Пат. 2538472 Российская Федерация, МПК 60С 7/12, В60С 7/00, В60В 9/00 *Автомобильное колесо с безвоздушной шиной* / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2013120165/11; заявл. 30.04.2013; опубл. 10.01.2015, Бюл. № 1. – 10 с.

25. Пат. 2495758 Российская Федерация, МПК В60С 7/22. *Способ армирования автомобильных безвоздушных шин* / Мазур В.В., Гайлиш А.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2012111571/11; заявл. 26.03.2012; опубл. 20.10.2013, Бюл. № 29. – 6 с.

26. Пат. 2495759 Российская Федерация, МПК В60С 7/22. *Способ армирования автомобильных безвоздушных шин* / Мазур В.В., Гайлиш А.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2012111574/11; заявл. 26.03.2012; опубл. 20.10.2013, Бюл. № 29. – 6 с.

23. Patent RU 2483936. *Avtomobilnaya shina s uprugimi spitsami* [Auto-tire with resilient spokes]. Mazur V.V., Gajlish A.V. Declared 10.01.2012. Published 10.06.2013. (In Russian).

24. Patent RU 2538472. *Avtomobilnoe koleso s bezvozdushnoy shinoy* [Airless tire]. Mazur V.V. Declared 30.04.2013. Published 10.01.2015. (In Russian).

25. Patent RU 2495758. *Sposob armirovaniya avtomobilnykh bezvozdushnykh shin* [Method of automotive airless tire reinforcement]. Mazur V.V., Gajlish A.V. Declared 26.03.2012. Published 20.10.2013. (In Russian).

26. Patent RU 2495759. *Sposob armirovaniya avtomobilnykh bezvozdushnykh shin* [Method of automotive airless tire reinforcement]. Mazur V.V., Gajlish A.V. Declared 26.03.2012. Published 20.10.2013. (In Russian).

27. Patent RU 2505398. *Sposob armirovaniya avtomobilnykh shin s uprugimi spitsami i matritsa dlya izgotovleniya kolyes* [Method of reinforcing automotive tires with resilient spokes and female die for wheel production]. Mazur V.V., Gajlish A.V. Declared 07.12.2011. Published 27.01.2014. (In Russian).

28. Patent RU 2357861. *Sposob armirovaniya kolyes s uprugimi deformiruemymi spitsami i press-forma dlya izgotovleniya kolyes* [Method for reinforcement of wheels with elastic deformable spokes and die mold for production of wheels]. Mazur V.V. Declared 04.12.2007. Published 10.06.2009. (In Russian).

29. Patent RU 2506169. *Matritsa dlya izgotovleniya kolyes* [Female die for making wheels]. Mazur V.V., Gajlish A.V. Declared 14.02.2012. Published 10.02.2014. (In Russian).

30. Patent RU 2413611. *Press-forma dlya izgotovleniya avtomobilnoy shiny iz elastichnogo poliuretana s uprugimi deformiruemymi spitsami* [Injection mould for production of automotive tire from elastic polyurethane with elastic deformable spokes]. Mazur V.V. Declared 08.07.2009. Published 10.03.2011. (In Russian).

27. Пат. 2505398 Российская Федерация, МПК В29С 43/28, В29D 30/34. *Способ армирования автомобильных шин с упругими спицами и матрица для изготовления колёс* / Мазур В.В., Гайлиш А.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2011149925/05; заявл. 07.12.2011; опубл. 27.01.2014, Бюл. № 3. – 9 с.

28. Пат. 2357861 Российская Федерация, МПК В29С 43/00. *Способ армирования колёс с упругими деформируемыми спицами и пресс-форма для изготовления колёс* / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2007145141/12; заявл. 04.12.2007; опубл. 10.06.2009, Бюл. № 16. – 5 с.

29. Пат. 2506169 Российская Федерация, МПК В60С 1/00, В29С 43/36, В60В 9/00. *Матрица для изготовления колёс* / Мазур В.В., Гайлиш А.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2012105204/11; заявл. 14.02.2012; опубл. 10.02.2014, Бюл. № 4. – 6 с.

30. Пат. 2413611 Российская Федерация, МПК В29С 33/44, В29С 43/36, В29D 30/66, В22D 17/20. *Пресс-форма для изготовления автомобильной шины из эластичного полиуретана с упругими деформируемыми спицами* / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2009126256/05; заявл. 08.07.2009; опубл. 10.03.2011, Бюл. № 7. – 6 с.

31. Пат. 2452625 Российская Федерация, МПК В29С 33/44, В29С 43/36, В29D 30/66, В22D 17/20, В60В 9/00. *Матрица для литья полиуретановой шины* / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2010151266/11; заявл. 13.12.2010; опубл. 10.06.2012, Бюл. № 16. – 7 с.

32. Пат. 79490 Российская Федерация, МПК В29D 30/00, В29С 43/34, В60В 9/00, В22D 18/00. *Пресс-форма для изготовления колёс из полимерных композиционных материалов* / Мазур В.В., Енаев А.А.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2007110255/22; заявл. 20.03.2007; опубл. 10.01.2009, Бюл. № 1. – 2 с.

31. Patent RU 2452625. *Matritsa dlya litya poliuretanovoy shiny* [Polyurethane tire moulding female die]. Mazur V.V. Declared 13.12.2010. Published 10.06.2012. (In Russian).

32. Patent RU 79490. *Press-forma dlya izgotovleniya kolyes iz polimernykh kompozitsionnykh materialov* [Press form for the production of wheels from polymer composite materials]. Mazur V.V., Enaev A.A. Declared 20.03.2007. Published 10.01.2009. (In Russian).

УДК (UDC) 625.08

РАСЧЁТ ЗАТРАТ ЭНЕРГИИ НА РЕЗАНИЕ ГРУНТА
ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ЛЕЗВИЕМ ПУТЁМ АНАЛИЗА ПРОЦЕССАCALCULATION OF ENERGY CONSUMPTION FOR SOIL CUTTING
HORIZONTAL BLADE BY THE ANALYSIS PROCESSНиколаев В.А.
Nikolayev V.A.Ярославский государственный технический университет (Ярославль, Россия)
Yaroslavl State Technical University (Yaroslavl, Russian Federation)

Аннотация. В структуре затрат энергии применяемых технических средств строительства автомобильных дорог существенную долю занимает энергия, затраченная на резание грунта. Уменьшение этих затрат энергии в значительной степени обусловлено конструктивным совершенством рабочих органов, для совершенствования которых необходимо дальнейшее развёртывание теории резания грунта. В статье проведен анализ взаимодействия рабочих органов с грунтом, в частности острого горизонтального лезвия. Для этого рабочий орган разделён на элементы, а сложный процесс взаимодействия рабочего органа с грунтом разделён на простые процессы и проведен теоретический анализ взаимодействия каждого элемента с грунтом. В ходе анализа выведены зависимости, позволяющие вычислить минимальную скорость агрегата, оснащённого горизонтальным ножом, от параметров ножа. Рассмотрены взаимодействия верхней кромки и верхней фаски острого лезвия горизонтального ножа с грунтом. В результате анализа из пространственных моделей сил выявлены соотношения сил и их проекций на плоскости и оси. Выявлены затраты энергии на механическое перемещение горизонтального острого ножа для разработки одного кубического метра грунта.

Ключевые слова: строительство дорог, анализ резания грунта лезвием, элементы рабочего органа, взаимодействие с грунтом, затраты энергии.

Дата принятия к публикации: 22.03.2000
Дата публикации: 25.06.2019

Сведения об авторах:

Николаев Владимир Анатольевич - доктор технических наук, профессор кафедры «Строительные и дорожные машины», ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет»; nikolaev53@inbox.ru.

Abstract. In the structure of the energy consumption used technical means the construction of roads takes a significant share of the energy spent on cutting soil. Reducing energy costs is largely due to constructive perfection of working bodies in order to improve that further deployment of the Machinist. For practical calculations of the working bodies of the cars requires a simple and intuitive method based on accepted formulas of strength of materials, theoretical mechanics and other sciences. It is therefore necessary to analyse the interaction with soil working bodies, in particular a sharp horizontal blades. For this body is divided into elements, and the complex process of interaction of the working body with the ground is divided into simple processes and conducted theoretical analysis of the interaction of each element with the soil. In analyzing the withdrawn according to compute the minimum speed of the unit, equipped with a horizontal knife, knife settings. The interaction is considered the top edge and the top of the bevel blade horizontal blades with sharp ground. As a result of the analysis of the spatial patterns of force revealed the correlation of forces and their projections on a plane and axis. Energy costs are revealed on the mechanical moving horizontal sharp knife for the elaboration of one cubic meter of soil.

Keywords: road construction, analysis of soil cutting blade, working elements, interaction with the soil, the energy cost.

Date of acceptance for publication: 22.03.2000
Date of publication: 25.06.2019

Authors' information:

Vladimir A. Nikolayev - Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Construction and road machines at Yaroslavl State Technical University; nikolaev53@inbox.ru.

1. Введение

Одним из важных факторов развёртывания строительства дорог, зданий и сооружений является уменьшение затрат энергии на

их возведение. Общие затраты энергии на строительство дорог, выраженные стоимостными показателями, зависят от многих факторов, в частности, от совершенствования используемых технических средств. В структу-

ре затрат энергии применяемых технических средств строительства существенную долю занимает энергия, затраченная на резание грунта. Уменьшение этих затрат энергии в значительной степени обусловлено конструктивным совершенством их рабочих органов. Для совершенствования рабочих органов строительных машин необходимо дальнейшее развёртывание теории резания грунта.

2. Постановка задачи

В настоящее время теоретическую оценку затрат энергии на разработку грунта проводят, преимущественно, синтезным методом, когда сложный процесс взаимодействия рабочего органа с грунтом пытаются описать одной формулой [1-9]. При таком описании получаются сложные длинные формулы, трудно применимые в практических расчётах. Чтобы формулы упростить, авторы их часто конкретизируют, приспособив к расчётам конкретных конструкций с конкретными параметрами. При этом, изменение какого-либо параметра конструкции часто делает используемую ранее формулу неприменимой или трудно применимой. Между тем, для практических расчётов рабочих органов машин требуется простой и понятный метод, основанный на общепринятых формулах сопротивления материалов, теоретической механики и других наук. Для этого, не отвергая синтезный метод оценки затрат энергии на разработку грунта, необходимо произвести анализ взаимодействия рабочих органов с грунтом.

3. Разработанная методика

Хотя в середине 20 века предпринимали попытки анализа резания грунта, но аналитический метод не получил должного развития. В предлагаемой работе основным методом теоретического исследования является анализ взаимодействия элементов рабочих органов с грунтом. Для этого рабочий орган разделён на элементы, а сложный процесс взаимодействия рабочего органа с грунтом разделён на простые процессы и проведён теоретический анализ взаимодействия каждого элемента с грунтом. Затраты энергии на

взаимодействия каждого элемента с грунтом можно вычислить, используя общепринятые формулы. Общие затраты энергии на резание грунта получаются сложением частных составляющих.

4. Результаты и их анализ

Существующие технические средства, содержащие рабочие органы, взаимодействующие с грунтом, имеют передний угол более 30° (рис. 1, а).

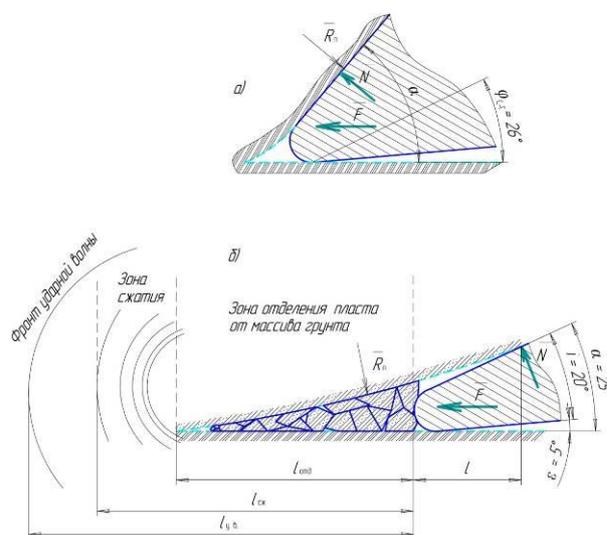


Рис. 1. Профиль кромки лезвия рабочего органа: а) передний угол более 30° ; б) передний угол 25° , меньше угла трения грунта о сталь

Известно, что среднее значение угла трения суглинков о сталь около 26° [10]. Следовательно, с теоретических позиций, они осуществляют, преимущественно, резание пуансоном с наличием, в той или иной степени краевого эффекта. Резание пуансоном обусловлено большими затратами энергии. При создании перспективных технических средств, чтобы уменьшить затраты энергии на резание грунта, следует от резания пуансоном перейти к резанию лезвием. Резание лезвием осуществляется, когда передний угол меньше угла трения грунта о сталь (рис. 1, б).

Рассмотрим свободное резание грунта горизонтальным лезвием. Кромка лезвия при внедрении в грунт создает впереди себя на расстоянии $l_{ув}$ упругую ударную волну,

первично разрушающую структуру грунта. В промежутке между $l_{омд}$ и $l_{сжс}$ образуется зона сжатия грунта. На расстоянии $l_{омд}$ от воздействия кромки лезвия пласт отделяется от массива почвы. Расстояния зависят от физико-механических свойств грунта, остроты лезвия и скорости его продвижения.

Задний угол при резании грунта должен быть не менее 5° [10]. Тогда минимальный угол заострения 20° . Он равен углу заточки лезвия, если оно установлено перпендикулярно направлению резания. Чтобы уменьшить затраты энергии на резание грунта, целесообразно установить лезвие так, чтобы оно было отклонено от перпендикуляра к направлению резания не менее чем на угол трения. Из пространственной модели получена трансформация угла заострения лезвия (табл. 1).

Таблица 1

Трансформация угла заострения лезвия при его отклонении от перпендикуляра к направлению резания, угол заточки 20°

Угол отклонения лезвия от перпендикуляра к направлению резания, γ	Угол заострения лезвия
30	17,37
35	16,43
40	15,38
45	14,21
50	12,93
55	11,55
60	10,08

Зависимость угла заострения лезвия от отклонения от перпендикуляра к направлению резания (рис. 2). Результат аппроксимации показан на рис. 2.

Исходя из трансформации угла заострения и технологических требований, следует установить угол отклонения лезвия от перпендикуляра к направлению резания. Чтобы осуществлять резание со скольжением, угол отклонения лезвия от перпендикуляра к направлению резания должен быть больше угла трения грунта о сталь. Если этот угол большой, появляется возможность увеличить угол заточки лезвия с целью уменьшения его

изнашиваемости и увеличения ресурса. Принципиальное значение для определения ресурса лезвия также имеют свойства грунта, износостойкость лезвия, степень его допускаемого затупления. По мере затупления лезвия увеличиваются затраты энергии на его перемещение в грунте. Следует заметить, что методика расчёта затрат энергии на резание грунта затуплённым лезвием существенно отличается от анализа и методики расчёта затрат энергии на резание грунта острым лезвием.

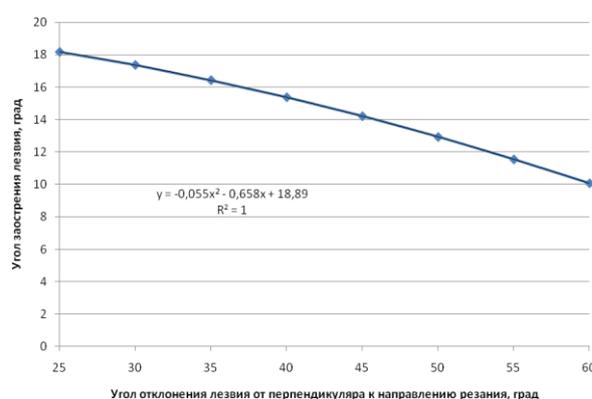


Рис. 2. Зависимость угла заострения лезвия от отклонения от перпендикуляра к направлению резания, угол заточки 20°

Исходя из ориентировочного расчёта действующих сил, необходимо определить рациональные конструктивные и режимные параметры ножа. Так, при увеличении скорости перемещения лезвия, плотность грунта в зоне сжатия увеличивается (рис. 1). Это приводит к увеличению затрат энергии на перемещение ножа. Тем более скорость перемещения ножа не должна превышать скорость звука в грунте. Если скорость перемещения ножа превысит скорость звука в грунте, затраты энергии на резание грунта резко возрастут.

Однако невысокая скорость перемещения ножа в грунте также бывает нерациональна. Допустим, что угол отклонения лезвия от перпендикуляра к направлению резания острого горизонтального ножа 45° . Для определения минимальной скорости расчётом горизонтальный нож продольно-вертикальной плоскостью (рис. 3) по ходу агрегата.

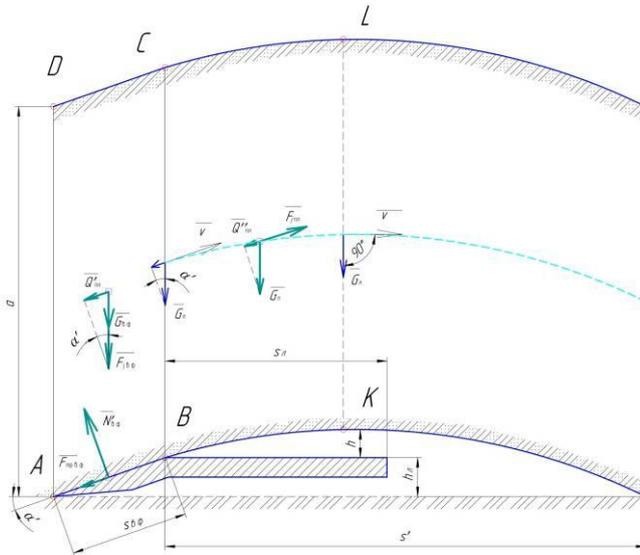


Рис. 3. Взаимодействие верхней фаски горизонтального ножа с грунтом

Пользуясь принципом относительности движения, представим, что не нож продвигается в грунте, а грунт скользит по ножу. Исходя из принятых геометрических параметров горизонтального ножа время движения пласта по верхней фаске ножа без учёта деформации пласта:

$$\tau_{\phi} = \frac{s_{\phi}}{v}, \quad (1)$$

где v – скорость перемещения ножа в грунте.

Средняя вертикальная скорость пласта на верхней фаске горизонтального ножа

$$v_{\phi} = \frac{h_{\phi}}{\tau_{\phi}}, \quad (2)$$

а его вертикальное ускорение

$$j_{\phi} = \frac{v_{\phi}}{\tau_{\phi}}. \quad (3)$$

На сходе с фаски ножа пласт можно представить как материальную точку, перемещающуюся под углом к горизонту. Горизонтальная составляющая скорости

$$v_{\phi} = v \cos \alpha'.$$

За время τ'_{ϕ} движения в полете материальная точка переместится в горизонтальном направлении от точки схода с фаски на расстояние $s' = v_{\phi} \tau'_{\phi}$. За это же время она переместится по вертикали на высоту

$$h_{\phi} = v_{\phi} \tau'_{\phi} - \frac{g \tau'^2_{\phi}}{2}. \quad (4)$$

Из уравнения определим время движения в полёте и дальность полёта пласта от точки схода с фаски горизонтального ножа до точки касания дна борозды

$$s' = v_{\phi} \tau'_{\phi}. \quad (5)$$

Если пласт грунта за время τ_{ϕ} , описав дугу, опустится на уровень поверхности горизонтального ножа, то

$$v_{\phi} \tau_{\phi} - \frac{g \tau^2_{\phi}}{2} = 0$$

или

$$g \tau^2_{\phi} - 2 v_{\phi} \tau_{\phi} = 0. \quad (6)$$

Определив отсюда время τ_{ϕ} и подставив в уравнение (4) выражение $\tau'_{\phi} = \tau_{\phi} / 2$, вычислим расстояние h от поверхности горизонтального ножа до высшей точки траектории полёта нижней частицы пласта без учёта его деформации.

Если рассматривать движение пласта грунта по горизонтальному ножу более строго, частицы грунта, контактирующие с фаской ножа, будут перемещаться по ней с меньшей скоростью в связи с торможением силой трения. В период перемещения по верхней фаске ножа в них накопятся упругие деформации. В момент схода с фаски ножа под действием сил упругости частицы, расположенные внизу пласта, «спружинят» и отделятся от него. Обладая меньшей скоростью, они упадут на поверхность горизонтального ножа, затормозятся на ней, будут там накапливаться и постепенно соскальзывать на дно разреза. По поверхности горизонтального ножа будет перемещаться рыхлый слой частиц грунта. Этот слой оказывает незначительное сопротивление перемещению горизонтального ножа в грунте, поэтому этим сопротивлением можно пренебречь.

Критическая скорость агрегата та, при движении с которой низ пласта в полёте начинает задевать поверхность горизонтального ножа. Из рис. 3 дальность полёта пласта при таком условии не должна быть более ширины сечения ножа продольно-вертикальной плоскостью s_{ϕ} . Заменяв скорость

$v_{z\phi} = v_{z\phi} \operatorname{tg} \alpha'$ и обозначив время полёта $\tau_{кр}$, имеем систему уравнений:

$$\begin{cases} s_{л} = v_{z\phi} \tau_{кр} \\ g \tau_{кр}^2 - 2v_{z\phi} \operatorname{tg} \alpha' \tau_{кр} = 0. \end{cases}$$

Выразив из первого уравнения $v_{z\phi}$ и подставив во второе уравнение, получим критическое значение времени

$$\tau_{кр} = \sqrt{\frac{2s_{л} \operatorname{tg} \alpha'}{g}}. \quad (7)$$

Критическая горизонтальная составляющая скорости $v_{z\phi} = s_{л} / \tau_{кр}$, а критическая скорость агрегата

$$v_{кр} = v_{z\phi} / \cos \alpha'. \quad (8)$$

При резании суглинков горизонтальным ножом шириной 120 мм и высотой 20 мм критическая минимальная скорость агрегата получилась 1,35 м/с. Если скорость агрегата меньше критической, пласт начинает тормозиться о поверхность горизонтального ножа. На ней появится нормальная распределённая нагрузка, равная алгебраической сумме силы тяжести грунта и соответствующей вертикальной составляющей силы инерции. При этом сопротивление почвы перемещению ножа увеличится в связи с появлением силы трения пласта о его поверхность.

При резании грунта горизонтальным ножом энергию затрачивают на механическое перемещение, создание упругих ударных волн, накопление в почве упругого потенциала. Поскольку определение затрат энергии на создание упругих ударных волн, накопление в грунте упругого потенциала на данном этапе знаний вызывает затруднения, ограничимся вычислением объёмных затрат энергии на механическое перемещение.

Разделим острый горизонтальный нож на элементы: кромку лезвия, верхнюю фаску лезвия и проведём анализ взаимодействия этих элементов с грунтом. Для этого рассечём лезвие ножа продольно-вертикальной плоскостью (рис. 4) и установим силы взаимодействия лезвия с грунтом.

При взаимодействии острого лезвия ножа с грунтом, кроме распределённой нагрузки q напора грунта, на рассматриваемый участок ACD действуют:

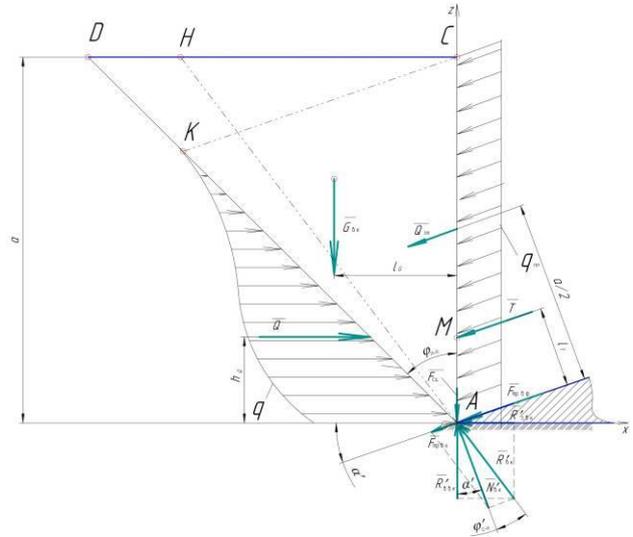


Рис. 4. Схема взаимодействия острого лезвия горизонтального ножа с грунтом

- $G_{вк}$ – сила тяжести грунта, воздействующая на верхнюю кромку лезвия;
- $F_{сц}$ – сила сцепления частиц в момент отрыва пласта от массива грунта;
- $q_{пл}$ – распределённая нагрузка, воздействующая на рассматриваемый участок пласта грунта со стороны части пласта, скользящей по верхней фаске горизонтального ножа и находящейся на взлёте фазы полёта;
- $F_{трвф}$ – сила трения грунта о верхнюю фаску ножа;
- $N'_{вк}$ – проекция нормальной реакции верхней кромки лезвия горизонтального ножа на продольно-вертикальную плоскость;
- $F_{трвк}$ – сила трения пласта о верхнюю кромку лезвия ножа.

Сначала рассмотрим взаимодействие верхней кромки лезвия горизонтального ножа с грунтом. С одной стороны участок взаимодействия на грунт верхней кромки лезвия горизонтального ножа ограничен продольно-вертикальной плоскостью, с другой стороны – плоскостью, перпендикулярной лезвию ножа. Поэтому объём грунта, на который воздействует верхняя кромка лезвия горизонтального ножа, состоит из объёма призмы и объёма пирамиды $V_{вк} = V_{пр} + V_{пир}$.

Определив эти объёмы, вычислим массу $m_{вк}$ и силу $G_{вк}$ тяжести грунта, располо-

женной в пределах участка воздействия верхней кромки лезвия. Отделение пласта от массива грунта происходит микроотрывами [10]. Если один микроотрыв происходит на пути $l_{отр}$, а длина лезвия $l_{лез}$, условная площадь отделения пласта от массива грунта за один микроотрыв $S_{отр} = l_{лез} l_{отр}$, а сила сцепления грунта

$$F_{сц} = \sigma_p^e S_{отр} . \quad (9)$$

Суммарная сила T (рис. 4) воздействия пласта грунта на рассматриваемый участок складывается из силы $Q_{нл}$ и силы трения пласта о верхнюю фаску горизонтального ножа

$$T = Q_{нл} + F_{тр\phi} . \quad (10)$$

Сила $Q_{нл}$ частично обусловлена воздействием части пласта, находящейся на верхней фаске ножа $Q'_{нл}$, и частично воздействием грунта, находящегося в полёте до верхней точки траектории $Q''_{нл}$ (рис. 3):

$$Q_{нл} = Q'_{нл} + Q''_{нл} . \quad (11)$$

Силу $Q'_{нл}$ определим проецированием суммы сил $G_{вк} + F_{j\phi} = F_{\Sigma\phi}$ на направление перемещения пласта по верхней фаске горизонтального ножа:

$$Q'_{нл} = F_{\Sigma\phi} \sin \alpha' . \quad (12)$$

В процессе полёта проекция элементарной составляющей силы тяжести грунта над поверхностью ножа на направление движения уменьшается, становясь в верхней точке траектории равной нулю.

Можно записать

$$Q''_{нл} = - \int_{\alpha'_{нач}}^0 G_l \sin \alpha' d\alpha' . \quad (13)$$

Интегрируя, получим $Q''_{нл}$, а затем из (11) - $Q'_{нл}$ и из (10) - суммарную силу T . Точку приложения M силы T , её плечо относительно точки A определим из пропорции (рис. 4):

$$\frac{Q_{нл}}{F_{тр\phi}} = \frac{AM}{100 - AM} .$$

Сила $F_{тр\phi}$ расположена в продольно-вертикальной плоскости, а нормальная реакция не в ней. Величину проекции нормаль-

ной реакции верхней кромки лезвия на продольно-вертикальную плоскость получим из уравнения равновесия сил относительно оси z (рис. 4):

$$N'_{вк} = \frac{G_{вк} + F_{сц} + T \sin \alpha'}{\cos \alpha'} . \quad (14)$$

Силы воздействия на грунт верхней кромки лезвия и их проекции на оси и плоскости определим из соотношений (18), полученных из пространственной модели сил (рис. 7). Разложив проекцию $R'_{вк}$ реакции верхней кромки лезвия на рис. 4 на горизонтальную и вертикальную составляющую, определим силы $R'_{zвк}$ и $R'_{yвк}$.

Заменив распределённую силу q на сосредоточенную Q , из уравнения равновесия сил относительно оси x :

$$Q = T \cos \alpha' + R'_{zвк} . \quad (15)$$

Из уравнения моментов относительно точки A плечо силы Q :

$$h_Q = \frac{G_{вк} l_G + T l_T}{Q} . \quad (16)$$

Можно определить среднее сопротивление почвы на единицу длины кромки лезвия горизонтального ножа $p = R'_{zвк} / l_{лез}$ и распределённую нагрузку напора грунта

$$p_Q = Q / l_{лез} . \quad (17)$$

На рис. 5 рассмотрим действие сил, параллельных и перпендикулярных плоскости сдвига, следом которой является линия $АН$. Для этого изобразим векторы сил в масштабе и разложим их на составляющие. Анализ показывает наличие встречных сил, параллельных линии $АН$. Поскольку величины встречных сил недостаточны, при работе острого горизонтального ножа не будет явного сдвига грунта в направлении $АН$. Сила $R'_{вк}$ создаёт лишь концентрацию касательных напряжений в плоскости, следом которой является линия $АН$. В грунте при этом накапливается упругий потенциал. Поскольку затраты энергии при этом увеличатся в полтора раза [10], соответственно силу $R'_{вк}$ и её составляющие также следует увеличить в полтора раза. Силы, перпендикулярные следу плоскости сдвига, создают объёмное сжатие грунта перед лезвием горизонтального ножа. Сила тя-

ги трактора преодолевает горизонтальную составляющую реакции верхней кромки лезвия $R'_{звк}$.

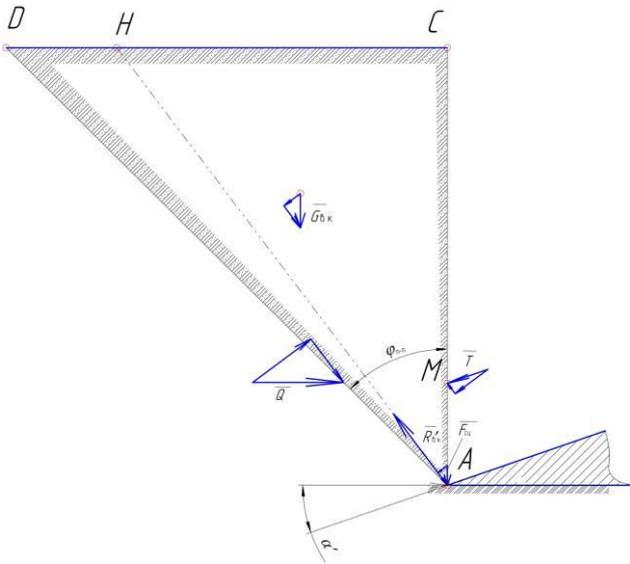


Рис. 5. Действие сил, параллельных и перпендикулярных следу плоскости сдвига

Рассмотрим взаимодействие верхней фаски лезвия горизонтального ножа с грунтом. Задавшись условной нормальной реакцией верхней фаски ножа и заменив распределённые силы сосредоточенными, с помощью пространственной модели определим проекции углов на продольно-вертикальную плоскость, проходящую по оси x направления движения агрегата, и соотношение динамических параметров. Соотношения сил и их проекций на плоскости и оси, полученное из пространственной модели:

$$\begin{aligned} R_{эф} &= 1,1N_{эф}; \quad N'_{эф} = 0,95N_{эф}; \\ R'_{эф} &= 0,96R_{эф}; \quad F_{трэф} = 0,5N'_{эф}; \\ F_{зтрэф} &= 0,9F_{трэф}; \quad N_{эф}^{xy} = 0,41N_{эф}; \\ N_{эф}^x &= 0,29N_{эф}; \quad N_{эф}^y = 0,9N_{эф}; \\ N_{эф}^z &= 0,9N_{эф}. \end{aligned} \quad (18)$$

На верхнюю фаску острого горизонтального ножа действует распределённая нагрузка от сил тяжести и инерции грунта, которую можно привести к сосредоточенным силам $G_{эф}$ и $F_{j_{эф}}$ (рис. 3), приложенным к центру масс пласта. Если допустить отсутствие сжатия грунта над ножом и отсутствие воздей-

ствия на фаску грунта, находящегося в полёте, сечение грунта на верхней фаске ножа с острым лезвием представляет параллелограмм $ABCD$. Определим площадь $S_{эф}$ параллелограмма, объём $V_{эф}$ параллелепипеда, опирающегося на него, массу $m_{эф}$ почвы на верхней фаске горизонтального ножа, силу $G_{эф}$ тяжести почвы на верхней фаске ножа.

Вертикальная сила инерции грунта на верхней фаске ножа

$$F_{j_{эф}} = j_{эф}m_{эф}, \quad (19)$$

где $j_{эф}$ – вертикальное ускорение грунта на верхней фаске горизонтального ножа.

Суммарная вертикальная сила воздействия грунта на верхнюю фаску горизонтального ножа

$$F_{\Sigma_{эф}} = G_{эф} + F_{j_{эф}}. \quad (20)$$

Эта сила вызывает ответную равную ей вертикальную реакцию верхней фаски горизонтального ножа. Спроецировав эту силу на нормаль, из пространственной модели, выявим нормальную реакцию $N_{эф}$ верхней фаски на воздействие грунта. Нормальную реакцию можно также определить из соотношений сил (18). Из соотношений сил и их проекций на плоскости и оси определим проекции нормальной реакции верхней фаски: на продольно-вертикальную плоскость $N'_{эф}$, на горизонтальную плоскость $N_{эф}$ и на оси. Определим также силу трения грунта о верхнюю фаску горизонтального ножа, горизонтальную и вертикальную проекции силы трения грунта о верхнюю фаску ножа. Сила тяги трактора преодолевает сумму горизонтальной составляющей нормальной реакции и горизонтальной составляющей силы трения.

$$F_{\Sigma_{эф}} = N_{эф}^x + F_{зтрэф}. \quad (21)$$

Если присутствует нижняя фаска ножа, то следует учитывать силу $F_{зтрнф}$ трения нижней фаски ножа. Исходя из параметров отделяемого пласта, следует определить перемещение агрегата и время перемещения, необходимое для разработки одного кубического метра грунта. Тогда затраты энергии

на механическое перемещение ножа для разработки одного кубического метра грунта:

$$u_{\text{гн}} = s(F_{\Sigma_{\text{эф}}} + F_{\Sigma_{\text{вк}}} + F_{\text{зтрнф}}). \quad (22)$$

Исходя из затрат энергии на механическое перемещение ножа и времени перемещения, определяют мощность на перемещение ножа для разработки одного кубического метра грунта. Например, при резании суглинков горизонтальным ножом шириной 120 мм, высотой 20 мм, ширине отрезаемого слоя 0,35 м и толщине 0,2 м потребляемая мощность 6,8 кВт.

Заключение

Расчёт затрат энергии на резание грунта можно осуществлять двумя способами. Первый способ, методика которого приведена,

заключается в вычислении конкретных значений сил в определённый момент времени, то есть мгновенных сил, с последующим умножением на путь агрегата, необходимый для разработки одного кубического метра грунта. При вычислении затрат энергии вторым способом сразу определяют условные силы, при разработке одного кубического метра грунта, с последующим умножением на перемещение грунта по рабочему органу. Применение первого или второго способа зависит от конкретных условий работы рабочего органа. Анализ взаимодействия рабочих органов с грунтом позволяет более точно определить параметры этого взаимодействия, понять физическую сущность процесса резания.

Список литературы

1. Бабков, В.Ф. Основы грунтоведения и механики грунтов / В.Ф. Бабков, В.М. Безрук. - М.: Высшая школа, 1976. - 328 с.
2. Колесников, Ю.В. Механика контактного разрушения / Ю.В. Колесников, Е.М. Морозов. - М.: Изд-во ЛКИ, 2013. - 224 с.
3. Зеленин, А.Н. Машины для земляных работ / А.Н. Зеленин, В.И. Баловнев, И.П. Керов. - М.: Машиностроение, 1975. - 424 с.
4. Гольдштейн, М.Н. Механические свойства грунтов / М.Н. Гольдштейн. - М.: Изд-во литературы по строительству, 1971. - 366 с.
5. Зыков, Б.И. Теория рабочих процессов строительных машин / Б.И. Зыков. - Ярославль: ЯГТУ, 2003. - 114 с.
6. Ветров, Ю.А. Разрушение прочных грунтов / Ю.А. Ветров. - Киев: Будивельник, 1973. - 350 с.
7. Бьюи, Х.Д. Механика разрушения: обратные задачи и решения / Х.Д. Бьюи. - М.: Физматлит, 2011. - 412 с.
8. Партон, В.З. Механика разрушения. От теории к практике / В.З. Партон. - М.: ЛКИ, 2016. - 240 с.
9. Ветров, Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами / Ю.А. Ветров. - М.: Машиностроение, 1971. - 357 с.
10. Николаев, В.А. Машины для обработки почвы. Теория и расчёт / В.А. Николаев. - Ярославль: ЯГСХА, 2014. - 358 с.

References

1. Babkov V.F. *Fundamentals of soil science and soil mechanics*. Moscow, Vysshaya shkola, 1976. 328 p. (In Russian).
2. Kolesnikov Yu.V. *Contact mechanics of destruction*. Moscow, LKI, 2013. 224 p. (In Russian).
3. Zelenin A.N., Balovnev V.I., Kerov I.P. *Machines for excavation works*. Moscow, Mashinostroyeniye, 1975. 424 p. (In Russian).
4. Goldshteyn M.N. *Mechanical properties of soils*. Moscow, Izd-vo literatury po stroitelstvu, 1971. 336 p. (In Russian).
5. Zykov B.I. *Workflow theory of construction machinery*. Yaroslavl, YAGTU, 2003. 114 p. (In Russian).
6. Vetrov Yu.A. *Destruction of strong soils*. Kiev, Budivelnik, 1973. 350 p. (In Russian).
7. Byui Kh.D. *Fracture mechanics: inverse problems and solutions*. Moscow, Fizmatlit, 2011. 412 p. (In Russian).
8. Parton V.S. *Fracture mechanics. From theory to practice*. Moscow, LKI, 2016. 240 p. (In Russian).
9. Vetrov Yu.A. *Cutting soil moving machines*. Moscow, Mashinostroyeniye, 1971. 357 p. (In Russian).
10. Nikolayev V.A. *Soil processing machines. Theory and calculation*. Yaroslavl, YaGSKHA, 2014. 358 p. (In Russian).

УДК 621.878.62(27)

ПРОГРЕССИВНЫЕ МЕТОДЫ АГРЕГАТИРОВАНИЯ
ПРИЦЕПНОГО СКРЕПЕРА И ТЯГАЧА

PROGRESSIVE EQUIPMENT METHODS TRAILED SCRAPER AND TRAILER

Нилов В.А.¹, Федоров Е.В.², Гаврилов А.В.¹
Nilov V.A.¹, Fedorov E.V.², Gavrilov A.V.¹¹ – Воронежский государственный технический университет (Воронеж, Россия)² – ВУНЦ ВВС «ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (Воронеж, Россия)¹ – Voronezh State Technical University (Voronezh, Russia)² – Military Educational center of science of Military-air force, Military academy of a name of prof. N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin (Voronezh, Russian Federation)

Аннотация. Рассмотрены вопросы изменения (стабилизации и увеличения) сцепного веса тягача прицепного скрепера при разработке грунта с различными прицепами устройствами. Исследования схемы сил, действующих на серийное прицепное устройство, подтвердили данные, полученные в ходе натурных исследований разработки грунта прицепами скреперами, об уменьшении сцепного веса тягача (колесного или гусеничного). Аналитическими исследованиями установлена причина уменьшения сцепного веса тягача и показана возможность стабилизации его сцепного веса. Предложено для оценки степени рациональности вертикального нагружения мостов тягача использовать коэффициент неравномерности вертикального нагружения его мостов. Это отношение вертикальных нагрузок на задний и передний мосты тягача. Такое соотношение на тяговом режиме не должно существенно отличаться от 1,0. Исследована оригинальная конструкция прицепа устройства, обеспечивающая увеличение сцепного веса тягача как за счет статической догрузки со стороны скрепера, так и за счет развиваемой тягачом силы тяги. Установлена возможность получения заданного коэффициента неравномерности вертикального нагружения мостов тягача путем изменения высоты передачи тягового усилия на ковш скрепера. Выполненные исследования позволяют проектировать конструкции прицепных устройств с минимальными изменениями. Приведены практические рекомендации по рациональному агрегатированию колесного тягача и прицепа скрепера.

Ключевые слова: сцепной вес, догрузка, сила тяги, коэффициент неравномерности.

Дата принятия к публикации: 27.05.2019

Дата публикации: 25.06.2019

Сведения об авторах:

Нилов Владимир Александрович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры Строительной техники и инженерной механики Воронежского государственного технического университета, e-mail: vladnil1014@mail.ru

Abstract. The issues of changing (stabilizing and increasing) the coupling weight of a towed scraper when developing a soil with various trailers are considered. Studies of the scheme of forces acting on the serial trailer device confirmed the data obtained in the course of field studies of the development of soil by trailed scrapers, on the reduction of the towing weight of the tractor (wheeled or tracked). Analytical studies have established the reason for reducing the coupling weight of the tractor and showed the possibility of stabilizing its coupling weight. Analytical studies have established the reason for reducing the coupling weight of the tractor and showed the possibility of stabilizing its coupling weight. It is proposed to use the coefficient of non-uniformity of the vertical loading of its bridges to assess the degree of rationality of the vertical loading of the axles of the tractor. This ratio in traction mode should not significantly differ from 1.0. The original design of the trailer hitch, which provides an increase in the coupling weight of the tractor, both due to static loading from the side of the scraper and due to the traction force developed by the tractor, is investigated. The possibility of obtaining the specified coefficient of non-uniformity of the vertical loading of the axles of the tractor by changing the height of the transfer of traction to the scraper bucket is established. The studies performed allow the design of towing devices with minimal changes. Practical recommendations for the rational aggregation of the wheel tractor and trailed scraper are given.

Keywords: coupling weight, loading, traction force, unevenness coefficient.

Date of acceptance for publication: 27.05.2019

Date of publication: 25.05.2019

Authors' information:

Vladimir A. Nilov – Doctor of Technical Science, Professor of Department Construction equipment and engineering mechanics at Voronezh State Technical University, e-mail: vladnil1014@mail.ru

Федоров Евгений Владимирович – кандидат технических наук, преподаватель Военного учебно-научного центра военно-воздушных сил «Военная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж), e-mail: geka.fv@mail.ru

Гаврилов Александр Васильевич – преподаватель кафедры Технологии, организации строительства, экспертизы и управления недвижимостью Воронежского государственного технического университета, e-mail: gawriloff@mail.ru

Evgeny V. Fedorov – Candidate of Technical Sciences, Teacher of Military Educational center of science of Military-air force at Military academy of a name of prof. N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin, e-mail: geka.fv@mail.ru

Alexander V. Gavrilov – lecturer of Department of Technologies, construction organizations, expertise and property management at Voronezh State Technical University, e-mail: gawriloff@mail.ru

Прицепные скреперные агрегаты позволяют обеспечить круглогодичное использование тягачей, что является одним из их несомненных преимуществ. Соединение тягача и скреперного оборудования осуществляется прицепными устройствами. Рядом исследований [1, 2] отмечено, что при копании грунта прицепными скреперными агрегатами сцепной вес тягача уменьшается независимо от вида ходового оборудования.

Для исследования влияния конструкции прицепных устройств на тяговые качества трактора скреперного агрегата необходимо составить схемы сил, действующих на тягач, прицепной брус и скрепер с аркой-хоботом.

На рис. 1 приведена схема сил, действующих на тягач и прицепной брус серийного скрепера. Рассматривая отдельно равновесие тягача относительно точек O_1 и O_2 и прицепного бруса относительно точки O_3 , можно рассчитать вертикальные нагрузки на мосты тягача R_1 и R_2 .

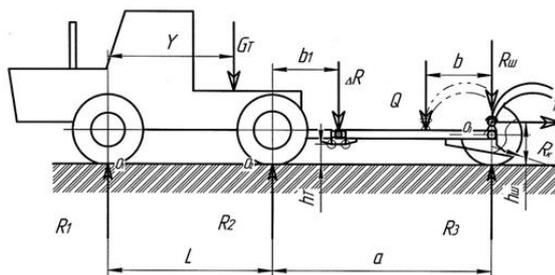


Рис. 1. Схема сил, действующих на тягач и прицепной брус

$$R_2 = \frac{1}{L} [G_T \cdot Y + \Delta R(L + b_1) + T \cdot h_T]; \quad (1)$$

$$R_1 = \frac{1}{L} [G_T(L - Y) - \Delta R \cdot b_1 - T \cdot h_T], \quad (2)$$

где G_T – статический вес тягача, кН; ΔR – вертикальная догрузка от прицепного оборудования, кН; T – сила тяги тягача, кН; L –

база тягача, м; a, b, b_1, Y, h_T – соответствующие плечи сил, м.

Для оценки степени неравномерности вертикального нагружения мостов тягача служит соотношение

$$K = R_2/R_1 = \frac{[G_T \cdot Y + \Delta R(L + b_1) + T \cdot h_T]}{[G_T(L - Y) - \Delta R \cdot b_1 - T \cdot h_T]}. \quad (3)$$

На тяговом режиме весьма желательно иметь это соотношение близким к 1,0.

Рассматривая отдельно равновесие прицепного бруса и ковша можно рассчитать величину вертикальной нагрузки на шаровую опору $R_{ш}$ и затем величину догрузки ΔR . На рис. 2 и 3 приведены соответствующие расчетные схемы.

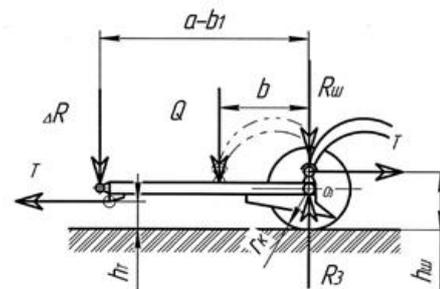


Рис. 2. Схема сил, действующих на прицепной брус серийного скрепера

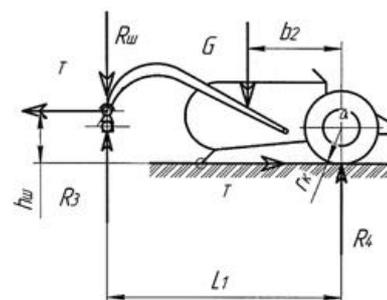


Рис. 3. Схема сил, действующих на ковш серийного скрепера (сила тяги передается через арку-хобот)

Поскольку вертикальная нагрузка на нож скрепера при копании меняет направление, то в данном расчете её целесообразнее не учитывать. Рассматривая равновесие ковша относительно шаровой опоры (рис. 3), получаем:

$$R_4 = \frac{1}{L_1} [G(L - b_2) - T \cdot h_{ш}]; \quad (4)$$

$$R_3 = |R_{ш}| = \frac{1}{L_1} [G \cdot b_2 + T \cdot h_{ш}]; \quad (5)$$

$$\Delta R = \frac{1}{(a-b_1)} [Q \cdot b + T(h_T - h_{ш})], \quad (6)$$

где G – вес прицепного скрепера без переднего моста, кН; Q – вертикальное воздействие догружающего устройства на прицепной брус, (на практике $Q=|R_{ш}| = R_3$), кН; L_1 – база ковша скрепера, м; $h_{ш}$ – высота шаровой опоры над грунтом.

На рис. 4 и 5 показано изменение сцепных качеств тягача в зависимости от развиваемой им силы тяги T без догрузки $\Delta R=0$ и в зависимости от плеча b приложения догрузки при копании грунта серийным скрепером ДЗ-111 с тягачом Т-150К.

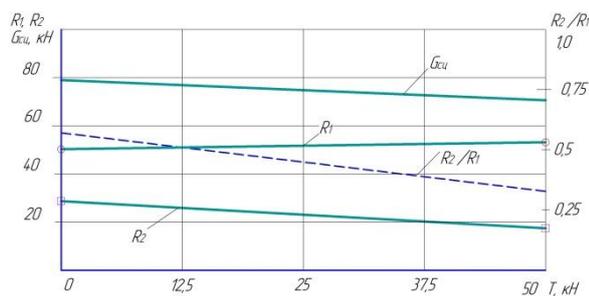


Рис. 4. Сцепные качества тягача в зависимости от силы тяги T (без догрузки $\Delta R=0$)

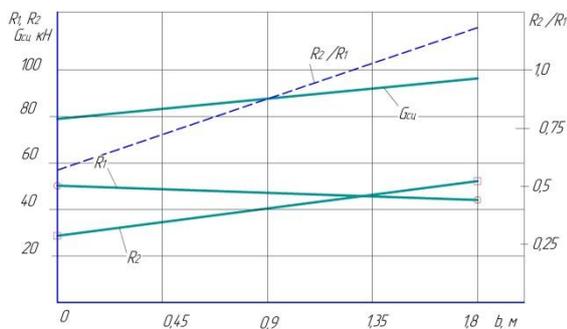


Рис. 5. Сцепные качества тягача в зависимости от плеча действия догрузки b при $T=0$ и $\Delta R=17,4$ кН

Как видно из рис. 4, сила тяги T существенно влияет на перераспределение верти-

кальных нагрузок по мостам тягача: коэффициент K уменьшается с 0,57 до 0,328. Но, что самое важное, уменьшается и сцепной вес тягача G_{cu} на 17,2% (с 79 кН до 65,44 кН). Это связано с тем, что сила тяги T приложена к шаровой опоре и тягачу на разных высотах от грунта ($h_{ш} \neq h_T$). В этом случае согласно выражению (6) величина догрузки ΔR будет уменьшаться, поскольку $h_{ш} > h_T$. Уменьшение сцепного веса тягача при работе с прицепным скрепером не зависит от вида его движителя [1, 2] и определяется только особенностью конструкции серийного прицепного устройства [3].

При выравнивании высот ($h_{ш} = h_T$) сила тяги T перестает влиять на величину догрузки ΔR тягача и его сцепной вес стабилизируется [4]. Если же применить конструкцию [5], в которой $h_{ш} < h_T$, то сила тяги тягача будет увеличивать сцепной вес тягача. Такое техническое решение приведено на рис. 6.

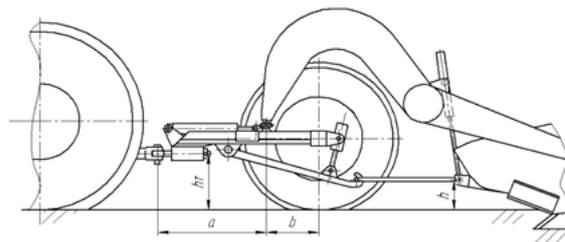


Рис. 6. Прицепное устройство ($h < h_T$)

Для аналитического исследования нового силового взаимодействия прицепного бруса и ковша скрепера составлены расчетные схемы (рис. 7 и 8).

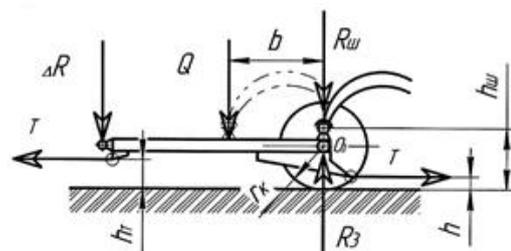


Рис. 7. Схема сил, действующих на прицепной брус при $h_{ш} < h_T$

Из равновесия сил (рис. 7) относительно точки O_3 имеем:

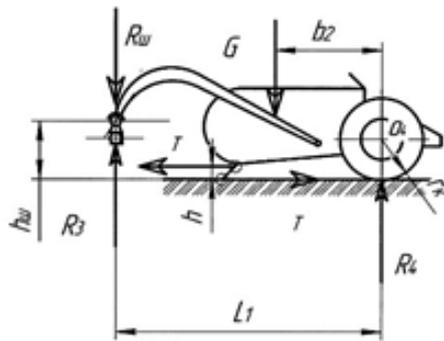


Рис. 8. Схема сил, действующих на ковш скрепера (сила тяги не передается через арку-хобот)

$$\Delta R = \frac{1}{(a-b_1)} [Q \cdot b + T(h_T - h)]. \quad (8)$$

Из суммы моментов относительно точки O_4 (ось колеса ковша, рис. 8) следует:

$$R_3 = |R_{ш}| = \frac{1}{L_1} [G \cdot b_2 + T \cdot h], \quad (7)$$

где h – высота приложения силы тяги к ковшу, м.

На рис. 9 и 10 приведены графики изменения сцепных качеств тягача для нового прицепного устройства (рис. 6).

Из приведенных данных на рис. 9 и 10 видно, что новое прицепное устройство увеличивает сцепной вес тягача в зависимости от развиваемой им силы тяги T и без догрузки (ΔR) обеспечивает хорошие значения неравномерности вертикального нагружения мостов тягача (при силе тяги от 25 до 50 кН $0,8 < K < 1,22$).

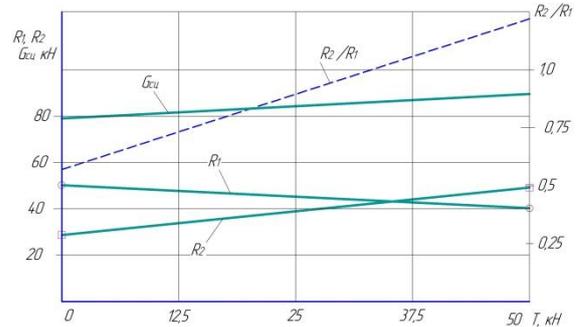


Рис. 9. Влияние силы тяги T на сцепные качества тягача для нового прицепного устройства ($b=0, h=0,15$)

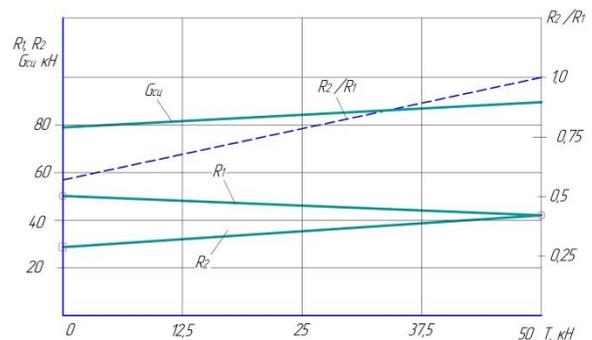


Рис. 10. Влияние силы тяги T на сцепные качества тягача для нового прицепного устройства ($b=0, h=0,17$)

В табл. 1 приведены результаты расчета сцепных качеств тягача для различных прицепных устройств при изменении положения шаровой опоры (b).

Таблица

Влияние расположения шаровой опоры и силы тяги на вертикальное нагружение мостов тягача

Виды работ	$R_{ш}$, кН	ΔR , кН	b , м	T , кН	R_1 , кН	R_2 , кН	$G_{сч},$ кН $T_{д.мах}$	R_2/R_1
Статика, тягач								
Без догрузки	-	-	-	-	50,27	28,72	<u>79</u> 44,44	0,571
С догрузкой максимальной	17,44	17,44	1,8	-	44,17	52,26	<u>96,43</u> 54,24	1,183
С догрузкой средней	17,44	8,72	0,9	-	47,22	40,5	<u>87,2</u> 49	0,85
Копание. Сила тяги T приложена к шаровой опоре								
Без догрузки	24,72	-8,33	0	50	53,18	17,48	<u>65,44</u> 36,81	0,328
С догрузкой средней	24,72	7,25	0,9	50	41,44	44,8	<u>86,24</u> 48,5	1,08

Окончание табл.

Виды работ	$R_{ш}$, кН	ΔR , кН	b , м	T , кН	R_1 , кН	R_2 , кН	$G_{сц}$, кН $T_{д.мах}$	R_2/R_1
Копание. Сила тяги приложена к ковшу								
Без догрузки $h=0,17$ м	19,1	5,27	0	50	42,13	42,13	$\frac{84,26}{47,39}$	1,0
Без догрузки $h=0,15$ м	19,1	10,5	0	50	40,3	49,2	$\frac{89,5}{50,34}$	1,22

Примечание: Допустимая сила тяги $T_{д.мах}$ рассчитана по зависимости [10]:
 $T_{д.мах} = G_{сц} \varphi(0,73 \dots 0,75)$.

Для обеспечения заданного значения коэффициента неравномерности K необходимо рассчитать величину догрузки ΔR по зависимости (3), а затем из формулы (7) рассчитать величину h при заданном значении h_T . На рис. 10 показаны результаты такого расчета.

Устойчиво [4] предполагает наименьшие изменения в конструкции серийного прицепного устройства, обеспечивает стабилизацию сцепного веса тягача, но не увеличивает его. Развиваемая тягачом сила тяги ($T = 50$ кН), вызывает благоприятное перераспределение вертикальных нагрузок на его мосты ($K = 1,04$). Однако, дальнейшее увеличение сцепного веса тягача за счет догрузки увеличивает коэффициент неравномерности K , что нежелательно.

Таким образом в результате исследования можно сделать следующие выводы:

1. Конструкция серийного прицепного устройства уменьшает сцепной вес тягача, за счет развиваемой им силы тяги, поэтому для компенсации снижения сцепного веса необходимо применять различные по конструкции догружающие устройства, в том числе с перемещением шаровой опоры.

2. Новое прицепное устройство, наоборот, увеличивает сцепной вес тягача, за счет развиваемой им силы тяги, однако конструктивно оно сложнее серийного прицепного устройства, хотя не нужно перемещать шаровую опору, но оно позволяет полностью разгрузить тяговую раму от растягивающего усилия тягача.

3. Устройство, стабилизирующее сцепной вес тягача, предусматривает минимум конструктивных изменений, однако большая высота приложения силы тяги к трактору способствует существенному перераспределению вертикальных нагрузок на его мосты без увеличения его сцепного веса.

Список литературы

1. Зинченко, Н.С. Исследование рабочего процесса прицепного скрепера, увеличивающего сцепной вес гусеничного тягача при копании грунта: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Омск, 1980. – 21 с.
2. Косенко, А.А. Повышение эффективности работы прицепного скрепера с колесным тягачом: Дисс. ... канд. техн. наук. – Воронеж, 2003. – 182 с.
3. Нилов, В.А., Косенко А.А., Гриднев Е.А. Влияние конструкции прицепного устройства ЗТМ на сцепной вес тягача / В.А. Нилов, А.А. Косенко, Е.А. Гриднев // Механизация строительства. – 2014. – № 1. – С. 28-31.

References

1. Zinchenko N.S. Study of the working process of the towed scraper, which increases the coupling weight of the crawler tractor when digging soil. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Omsk, 1980. 21 p. (In Russian)
2. Kosenko A.A. Improving the efficiency of the trailed scraper with a wheeled tractor. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Voronezh, 2003. 182 p. (In Russian)
3. Nilov V.A., Kosenko A.A., Gridnev E.A. Influence of the design of the trailed ZTM device on the drawbar weight of a pull-gach. *Mekhanizatsiya stroitelstva*, 2014, No. 1, pp. 28-31. (In Russian)
4. Patent RU 2230158. *Pritsepnoe ustroyst-*

УДК (УДК) 621.86.065.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОДЪЕМНОГО КАНАТА С ВОЗНИКШИМИ ИЗМЕНЕНИЯМИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВИНТОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

THE STUDY OF THE HOISTING ROPE WITH CHANGES IN GEOMETRIC PARAMETERS AND MECHANICAL PROPERTIES OF SCREW ELEMENTS

Поляков С.В.
Polyakov S.V.Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет” (Санкт-Петербург, Россия)
Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering (Saint Petersburg, Russia)

Аннотация. При нагружении каната осевой растягивающей нагрузкой с учетом изменений геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов пряди (проволоки) слоев взаимодействуют друг с другом и получают упругую деформацию, в связи с чем в канате возникает волнистость. Основным экспериментом, который может подтвердить правильность исследования напряженно-деформированного состояния подъемного каната с учетом волнистости при нелинейных зависимостях, является исследование деформаций растяжения и кручения канатов, изготовленных как с учетом образовавшихся изменений геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов, так и без учета образовавшихся изменений геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов. Для исследования напряженно-деформированного состояния подъемного каната были изготовлены экспериментальные образцы подъемных канатов. Для проведения эксперимента было создано устройство, которое производит замер деформаций растяжения и кручения с достаточной точностью в лабораторных условиях с применением разрывной машины УММ-5. Экспериментально было определено удлинение каната и угол поворота. На основе полученных данных сделан вывод по использованию подъемных канатов, изготовленных как с учетом различия геометрических параметров, так и без учета геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов каната. Результаты экспериментальных исследований могут быть востребованы при конструировании подъемных канатов, а также при их эксплуатации.

Ключевые слова: канат, деформация, растяжение, волнистость, кручение, изгиб.

Дата принятия к публикации: 30.04.2019
Дата публикации: 25.06.2019

Сведения об авторе:

Поляков Сергей Владимирович – аспирант, ФГБОУ ВО “Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет”, 555ots@mail.ru.

Abstract. When loading the rope considering changes in the geo-metric parameters and mechanical properties of the screw elements of the axial tensile strands (wire) layers, interact with each other, get an elastic deformation, and therefore there is a waviness in the rope. The main experiment that can confirm the feasibility of the study of the stress-strain state of the lifting rope, taking into account the undulation in nonlinear relationships, is the study of the strain of stretching and torsion of ropes made both taking into account the developed changes in the geometric parameters and mechanical properties of the screw elements, and without taking into account the resulting changes in the geometric parameters and mechanical properties of the screw elements. To study the stress-strain state of the lifting rope, experimental samples of lifting ropes were made. To conduct the experiment, a device was created that measures the tensile and torsional deformations with enough accuracy in the laboratory conditions with the use of the breaking machine UMM-5. In laboratory-ton conditions, it was determined the elongation of the rope and the angle of rotation. Based on the data obtained, it was concluded that the use of lifting ropes made both considering the difference in geometric parameters and without considering the geometric parameters and mechanical properties of the screw elements of the rope. The results of experimental studies may be in demand in the construction of lifting ropes, as well as in their operation.

Keywords: rope, strain, tension, undulation, twist, bend.

Date of acceptance for publication: 30.04.2019
Date of publication: 25.06.2019

Author's information:

Sergey V. Polyakov – postgraduate, Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, 555ots@mail.ru.



1. Введение

Подъемный канат как гибкий элемент, способный нести высокую растягивающую нагрузку, широко применяется в современной подъемно-транспортной технике. Сейчас трудно себе представить работу многих важнейших отраслей народного хозяйства без широкого использования подъемных канатов. Прежде всего, это относится к строительной, горнодобывающей промышленности, где канат широко используемым в подъемно-транспортном оборудовании. Работа каната и связанных с ним механизмов во многом зависит от правильности его конструктивного использования согласно с условиями эксплуатации и точности расчета на прочность. Однако, несмотря на достигнутые успехи в конструировании подъемных стальных канатов и технологии их изготовления, практика эксплуатации показывает, что сроки службы подъемных канатов изменяются в больших пределах (от 90 до 1200 суток). При эксплуатации подъемных канатов на высоких подъемах, глубоких шахтах, работающих в условиях свободного подвеса, происходит их значительное раскручивание при растяжении. В результате происходит изменение углов свивки винтовых элементов каната, вызывающее геометрически нелинейный характер деформаций. В этом случае расчет каната с использованием недеформируемой расчетной схемы дает значительные погрешности. Браковка подъемных канатов в первые месяцы их эксплуатации по причине образования в них волнистости и обрывов проволок приводит к экономическим и социальным затратам [1-3]. Поэтому научные исследования, направленные на определение показателей, влияющих на качество стального подъемного каната с учетом волнистости, являются актуальными.

2. Постановка задачи исследования

Эксплуатация подъемных канатов в условиях, обуславливающих их кручение, вызывает явление геометрической нелинейности, которое экспериментальным путем подтвер-

ждено в работах [4, 5] на примерах свободного растяжения канатов.

Проведение подобных экспериментов связано с трудностью доступа к прядям (проволам) внутренних слоев в момент приложения растягивающей нагрузки и сложностью измерения деформаций прядей (провонок), вызванных этой нагрузкой. Из существующих методов необходимо выбрать такой, который бы обеспечивал надежность и достоверность выводов.

В связи с этим основными задачами проведенных исследований являлись:

- 1) изготовление образцов стальных канатов, соответствующих конструкциям, применяемым в настоящее время, а также конструирование и изготовление образцов канатов, с учетом возникших изменений геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов;
- 2) определение деформации в канате при различном натяжении винтовых элементов;
- 3) выбор наиболее простого и надежного метода исследования напряжений, учитывающий изменение геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов.

3. Объект исследования

Вследствие различия геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов, расположенных в одном слое, продольная ось каната при нагружении растягивающей нагрузкой принимает форму винтовой спирали, т.е. приобретает волнистость. Согласно «Правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» [6] запрещается навешивать и эксплуатировать подъемные канаты с волнистостью. Кроме того, в [6] не предусмотрено количественное ограничение радиуса волнистости, при котором возможна дальнейшая эксплуатация таких кранов [7].

Анализ профильного международного стандарта ИСО [8] показывает, что в нем отсутствует описание волнистости, которая появляется вследствие различия геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов.

Исследование напряженно-деформированного состояния подъемного каната с учетом волнистости необходимо проводить с использованием образцов канатов, отвечающих требованиям ГОСТ [9, 10].

Основными этапами проведения подготовительных работ являются:

- выбор материала;
- выбор конструкции образца каната;
- изготовление канатов;
- подготовка образцов к эксперименту;
- подготовка концов каната к проведению эксперимента.

Важным этапом при проведении эксперимента является выбор конструкции и изготовление образцов каната. Было рассмотрено несколько вариантов образцов канатов с металлическим сердечником. Для экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния подъемного каната с учетом образовавшихся в нем изменений геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов было изготовлено из металлической проволоки 8 образцов [11]. Спиральных канатов было выбрано 4 образца диаметром 2,4 мм и 5 мм. Образцы диаметром 2,4 мм и 5 мм были изготовлены как с различным натяжением (рис. 1 и 3), так и с равномерным натяжением проволок (рис. 2 и 4). Аналогичным образом были изготовлены и канаты двойной свивки (рис. 5-8).

Проволока 1, 5 спирального каната диаметром 2,4 мм имела натяжение 30 Н, а проволоки 2, 4, 6 и сердечник - 15 Н, к проволоке 3 прикладывалось натяжение 35 Н.

К проволокам 1, 4 и 5 спирального каната диаметром 5 мм прикладывалось натяжение 30 Н, к проволокам 2, 3, 6 - 15 Н, сердечник имел натяжение 70 Н.

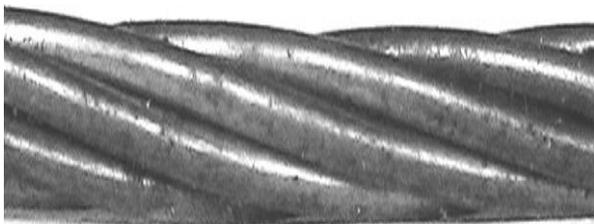


Рис. 1. Образец № 1 спиральной свивки диаметром 2,4 мм изготовленный с неравномерным натяжением проволок

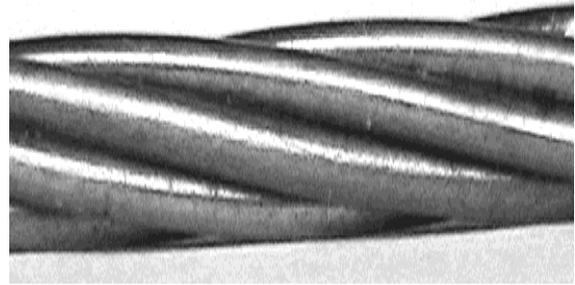


Рис. 2. Образец № 2 спиральной свивки диаметром 2,4 мм изготовленный с равномерным натяжением проволок

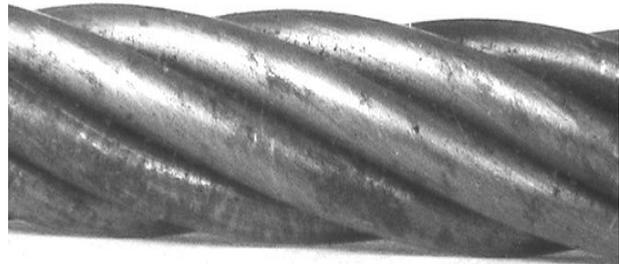


Рис. 3. Образец № 3 спиральной свивки диаметром 5 мм изготовленный с неравномерным натяжением проволок



Рис. 4. Образец № 4 спиральной свивки диаметром 5 мм изготовленный с равномерным натяжением проволок

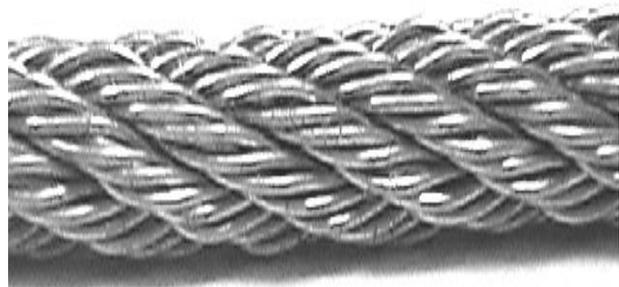


Рис. 5. Образец № 1 каната двойной свивки диаметром 3,4 мм изготовленный с неравномерным натяжением



Рис. 6. Образец № 2 каната двойной свивки диаметром 3,4 мм 4 мм изготовленный с равномерным натяжением прядей

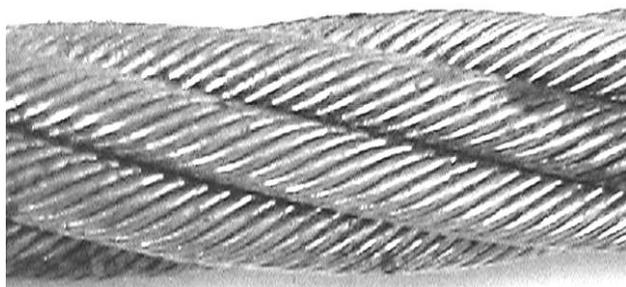


Рис. 7. Образец № 3 каната двойной свивки диаметром 4 мм изготовленный с неравномерным натяжением прядей

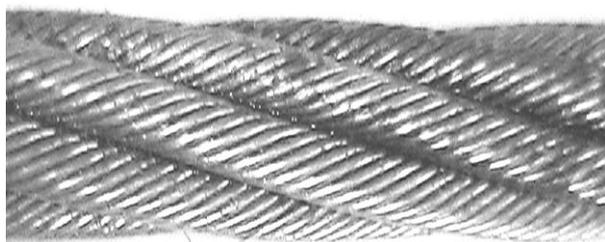


Рис. 8. Образец № 4 каната двойной свивки диаметром изготовленный с равномерным натяжением прядей

Пряди 1, 3 каната двойной свивки диаметром 3,4 мм подвергались натяжению 10

Н, пряди 2,6 – натяжению 20 Н, прядь 4 - натяжение 35 Н, прядь 5 - натяжению 12,5 Н, сердечник – натяжению 5 Н.

К прядям 2, 3 каната двойной свивки диаметром 4 мм прикладывалось натяжение 35 Н, к прядям 4, 5 - натяжение 10 Н, к пряди 1 - натяжение 12,5 Н, к пряди 6 и сердечнику - натяжение 20 Н.

Один образец спирального каната диаметром 2,4 мм был изготовлен с радиусом волнистости $R_g = 0,24$ мм, а другой образец спирального каната диаметром 5 мм - с радиусом волнистости $R_g = 0,58$ мм. Образцы каната двойной свивки диаметром 3,4 мм и 4 мм были изготовлены с радиусами волнистости соответственно $R_g = 0,69$ мм и $R_g = 0,58$ мм.

Образец спирального каната диаметром 2,4 мм с равномерным натяжением был изготовлен с натяжением проволок 10 Н, образец диаметром 5 мм - с натяжением проволок 30 Н.

Пряди каната двойной свивки диаметром 3,4 мм подвергались натяжению 5 Н, а пряди каната двойной свивки диаметром 4 мм - натяжению 10 Н [12, 13].

В табл. 1 представлены основные параметры свивки образцов спиральных канатов.

В табл. 2 представлены параметры свивки каната двойной свивки.

Все образцы подъемных канатов изготовлены на действующем оборудовании в экспериментальной лаборатории. Машина выбиралась с возможностью изготовления канатов как с различным натяжением проволок (прядей) так и с равномерным натяжением для исследования деформаций кручения и растяжения в данных образцах канатов [14-16].

Таблица 1

Параметры свивки экспериментальных образцов спиральных канатов

Параметр свивки	Значение параметра свивки для образца каната			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Конструкция каната	1+6	1+6	1+6	1+6
Диаметр проволок, мм	0,8	0,8	1,5	1,5
Диаметр сердечника, мм	0,8	0,8	1,5	1,5
Диаметр каната, мм	2,4	2,4	5	5
Шаг свивки каната, мм	49	60	40	32
Угол свивки каната, рад	0,153	0,125	0,374	0,456
Направление свивки каната	правая	правая	правая	правая
Радиус волнистости, мм	0,24	-	0,58	-

Таблица 2

Параметры свивки экспериментальных образцов каната двойной свивки

Параметр свивки	Значение параметра свивки для образца каната			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Конструкция каната	6x9(1+6)+ +1x7(1+6)	6x9(1+6)+ +1x7(1+6)	6x19(1+6+12)+ +1x7(1+6)	6x19(1+6+12)+ +1x7(1+6)
Диаметр проволок, мм	0,26	0,26	0,29	0,29
Диаметр пряди, мм	1,1	1,1	1,3	1,3
Диаметр каната, мм	3,4	3,4	4	4
Шаг свивки пряди, мм	16	16	7	7
Угол свивки пряди, рад	0,231	0,231	0,561	0,561
Шаг свивки каната, мм	48	54	70	67
Угол свивки каната, рад	0,219	0,198	0,178	0,185
Направление свивки каната	правая	правая	правая	правая
Радиус волнистости, мм	0,691	-	0,58	-

После изготовления образцы подготавливались к проведению эксперимента. Образцы подъемных канатов были изготовлены длиной 550 мм, причем образцы считались годными при отсутствии видимых дефектов (жучков, смятий, обрывов проволок).

Длина образца была выбрана равной 550 мм из условия размещения в разрывной машине УММ-5.

Верхний и нижний концы опытных образцов каната заливались баббитом.

4. Результаты исследования

Экспериментальные исследования с применением сконструированного устройства и методики проведения исследований проводились в экспериментальной лаборатории на образцах с различным натяжением и с равномерным натяжением винтовых элементов.

Устройство крепилось на экспериментальном образце каната, в свою очередь об-

разец устанавливался в зажимы разрывной машины УММ-5. Аппаратура устанавливалась на расстоянии 2 м.

Испытывались четыре пары образцов, причем обследовалось напряженное состояние образцов как с учетом различия геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов, так и с равномерным натяжением винтовых элементов.

В результате расшифровки осциллограмм получены экспериментальные данные об удлинении и угле поворота каната с учетом различия геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов [17]. Результаты экспериментальных исследований приведены в табл. 3. В табл. 3 занесены средние значения удлинения и угла поворота, а также деформаций растяжения и кручения при натяжении 1000 Н.

После сопоставления с длиной образца получим значения деформаций растяжения и кручения, которые представлены в табл. 4.

Таблица 3

Экспериментальные значения удлинения и угла поворота канатов (при 1000 Н)

№ п/п	Конструкция каната	Диаметр каната, мм	R_0 , мм	Удлинение, мм	Угол поворота, град
1	1+6	2,4	0,24	0,6	0,0037
2	1+6	5	0,58	0,85	0,012
3	6x9(1+6)+ +1x7(1+6)	3,4	0,691	0,55	0,008
4	6x9(1+6)+ +1x7(1+6)	4	0,58	0,41	0,0078

Таблица 4

Экспериментальные значения деформаций растяжения и кручения

№ п/п	Конструкция каната	Диаметр каната, мм	R_b , мм	Удлинение, ε , мм/мм	Кручение, θ , рад/м	Натяжение, Н
1	1+6	2,4	0,24	0,00109	0,00039	1000
				0,0021	0,00072	1500
				0,00297	0,000998	2000
				0,0033	0,00108	2500
				0,00353	0,001154	3000
2	1+6	5	0,58	0,00155	0,000396	1000
				0,0031	0,000732	3000
				0,0045	0,000984	5000
				0,0056	0,001153	7000
				0,0065	0,001284	9000
				0,007	0,001363	11000
				0,0074	0,00142	13000
3	6x9(1+6)+ +1x7(1+6)	3,4	0,691	0,001	0,000246	1000
				0,001731	0,000448	2000
				0,002074	0,000582	3000
				0,002207	0,000657	4000
				0,002291	0,000713	5000
4.	6x9(1+6)+ +1x7(1+6)	4	0,58	0,00123	0,000244	2000
				0,00215	0,000475	4000
				0,0027	0,000666	6000
				0,003	0,0008	8000
				0,0032	0,000873	10000

Полученные экспериментальные результаты, представленные в табл. 3 и 4, были использованы для проведения сравнительного анализа с теоретическими данными.

5. Заключение

В результате проведенных исследований было установлено, что у каната с одинаковыми геометрическими параметрами и механическими свойствами винтовых элементов деформации растяжения и кручения на порядок меньше, чем у канатов изготовленных с учетом различия геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов. Причем у канатов с учетом различия геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов острее проявляется нелинейность деформаций. Так, для канатов спиральной свивки диаметром 2,4 и 5 мм деформации растяжения в среднем боль-

ше в 1,3 и 1,33 раза, а кручения - в 1,38 и 2 раза по сравнению с канатом с одинаковыми геометрическими параметрами и механическими свойствами проволок. Для канатов двойной свивки диаметром 3,4 и 4 мм деформации растяжения в среднем больше в 1,6 и 1,44 раза, а кручения - в 1,4 и 1,2 раза. В целом, деформации растяжения и кручения при приложении нагрузки к канату, изготовленному с учетом различия геометрических параметров и механических свойств винтовых элементов, в среднем 1,5 раза больше деформаций, чем у канатов с одинаковыми геометрическими параметрами и механическими свойствами винтовых элементов.

Результаты проведенного исследования могут быть востребованы при конструировании подъемного каната, а также при его эксплуатации на больших подъемах в подъемно-транспортном оборудовании.

Список литературы

1. Stiepanov, A. A few words more on the properties of viscoelastic winding ropes / A. Stiepanov, A. Koskin // *Minine hoisting '96*. Vol. 2: International Scientific and Tehnical Conference; 8–10 October 1996, Gliwice, Poland. – Pp. 65-68.
2. Nemtsov, M.V. A magnetic method of wire-rupture detection in steel cables / M.V. Nemtsov, G.D. Trifanov // *Russian Electrical Engineering*. - 2017. - Vol. 88. - № 5. - Pp. 285-288.
3. Chayun, I.M. Tension optimization of the conductor and support cable elements during stranding process / I.M. Chayun, A.V. Nepomnyashchyi // *Труды Одесского политехнического университета*. - 2016. - № 3 (50). - С. 21-28.
4. Хальфин, М.Н. Расчет шахтного подъемного каната с учетом неодинаковости физико-механических свойств его винтовых элементов / М.Н. Хальфин // *Очистные и проходческие машины и инструменты*. – Новочеркасск, 1988. – С. 122–126.
5. Хальфин, М.Н. Расчет стальных канатов с целью различия геометрических параметров и механических свойств проволок / М.Н. Хальфин // *Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки*. – 2005. – Спец. выпуск. – С. 5–13.
6. Правила устройства безопасной эксплуатации пассажирских подвесных и буксировочных канатных дорог. – М.: НПО ОБТ, 2003. – 80 с.
7. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых». Сер. 03. Вып. 78 / ЗАО «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности». – М., 2014. – 276 с.
8. Lepekha, O. Increasing the residual life of hoisting cables by improving the methods of their deflected mode calculation / O. Lepekha // *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*. - 2012. - № 57. - С. 289-291.
9. Глушко, М.Ф. Стальные подъемные канаты / М.Ф. Глушко. – Киев: Техника, 1966. – 327 с.

References

1. Stiepanov A., Koskin A. *A few words more on the properties of viscoelastic winding ropes*. *Minine hoisting 96*. Vol. 2: International Scientific and Tehnical Conf., 8–10 October 1996, Gliwice, Poland, pp. 65–68.
2. Nemtsov M.V., Trifanov G.D. A magnetic method of wire-rupture detection in steel cables. *Russian Electrical Engineering*, 2017, Vol. 88, No. 5, pp. 285-288. (In Russian).
3. Chayun I.M., Nepomnyashchyi A.V. Tension optimization of the conductor and support cable elements during stranding process. *Proceedings of the Odessa Polytechnic University*, 2016, No. 3 (50), pp. 21-28.
4. Halfin M.N. Raschet shakhtnogo podemnogo kanata s uchetom neodinakovosti fiziko-mekhanicheskikh svoystv ego vintovykh elementov. *Ochistnye i prohodcheskie mashiny i instrument*. Novocherkassk, 1988, pp. 122–126. (In Russian).
5. Halfin M.N. Raschet stalnykh kanatov s tselyu razlichiya geometricheskikh parametrov i mekhanicheskikh svoystv provolok. *Izvestiya. vuzov. Sever-Kavkazskiy region. Tekhnicheskie nauki*, 2005, Spec. issue, pp. 5–13. (In Russian).
6. *Pravila ustroystva bezopasnoy ekspluatatsii passazhirskikh podvesnykh i buksirovochnykh kanatnykh dorog*. Moscow, NPO OBT, 2003. 80 p. (In Russian).
7. *Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti «Pravila bezopasnosti pri vedenii gornykh работ i pererabotke tverdykh poleznykh iskopaemykh»*. Ser. 03. Vyp. 78. Moscow, ZAO «Nauchno-tekhnicheskii tsentr issledovaniy problem promyshlennoy bezopasnosti», 2014. 276 p. (In Russian).
8. Lepekha O. Increasing the residual life of hoisting cables by improving the methods of their deflected mode calculation. *Vestnik Harkovskogo nacionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta*, 2012, No. 57, pp. 289-291.
9. Glushko M.F. *Stalnye podemnye kanaty*. Kiev, Tekhnika, 1966. 327 p.
10. Glushko M.F. Nelineynye uravneniya ravnovesiya pryamogo kanata. *Prikladnaya mekhanika*, 1979, No. 12, pp. 127–129. (In Russian).

10. Глушко, М.Ф. Нелинейные уравнения равновесия прямого каната / М.Ф. Глушко // Прикладная механика. – 1979. – №12. – С. 127–129.

11. Хальфин, М.Н. Уравнения нелинейной статики кранового каната с учетом различия геометрических параметров и механических свойств проволок / М.Н. Хальфин, В.С. Исаков // Результаты исследований-2015: матер. I Нац. конф. проф.-препод. состава и научн. работников. – Новочеркасск: Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, 2015. – С. 143-145.

12. Поляков, С.В. Уравнение нелинейной статики каната двойной свивки с учетом волнистости / С.В. Поляков // Новые технологии управления движением технических объектов: матер. 8 Междунар. науч.-техн. конф., г. Новочеркасск, 14 декабря 2005 г. – Ростов-н/Д: СКНЦ ВШ, 2006. – Вып. 6. – С. 83–88.

13. Поляков, С.В. Уравнение нелинейной статики каната спирального каната с учетом волнистости / С.В. Поляков // Новые технологии управления движением технических объектов: матер. 8 Междунар. науч.-техн. конф., г. Новочеркасск, 14 декабря 2005 г. – Ростов-н/Д: СКНЦ ВШ, 2006. – Вып. 6. – С. 88–91.

14. Осипова, Т.Н. Уменьшение динамических нагрузок в канатах барабанных подъемников / Т.Н. Осипова, А.П. Нестеров // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – Т. 2. – № 7 (68). – С. 17-22.

15. Кошкин, А.П. Канаты для подъемных установок / А.П. Кошкин, Г.Д. Трифанов. – Пермь: Перм. нац. исслед. политехн. ун-т, 2014. – 107 с.

16. Калюжина, А.А. Напряжения в несущих закрытых канатах подвесных канатных дорог при их эксплуатации / А.А. Калюжина, А.А. Фурманюк, М.Н. Хальфин // Депонир. рук. № 359-B2014 30.12.2014.

17. Пат. US 5565771 (A) Канада. МПК G01N27/82. Apparatus for increasing linear resolution of electromagnetic wire rope testing/Michel Hamelin, Frank Kitzienger. 1996.

(Russian).

11. Halfin M.N., Isakov V.S. Uravneniya nelineynoy statiki kranovogo kanata s uchetom razlichiya geometricheskikh parametrov i mekhanicheskikh svoystv provolok. *Sbornik materialov I Nacionalnoy konferentsii professorsko-prepodavatel'skogo sostava i nauchnykh rabotnikov "Rezultaty issledovaniy-2015"*. Yuzhno-Rossiyskiy gosudarstvennyy politekhnicheskiiy universitet (NPI) imeni M.I. Platova, 2015, pp. 143-145. (In Russian).

12. Polyakov S.V. Uravnenie nelineynoy statiki kanata dvoynoy svivki s uchetom volnistosti. *Materialy 8 Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. "Novye tekhnologii upravleniya dvizheniem tekhnicheskikh obektov"*, Novocherkassk, 14 dekabrya 2005. Rostov-n/D, SKNC VSH, 2006, I. 6, pp. 83–88. (In Russian).

13. Polyakov S.V. Uravnenie nelineynoy statiki kanata spiralnogo kanata s uchetom volnistosti. *Materialy 8 Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. "Novye tekhnologii upravleniya dvizheniem tekhnicheskikh obektov"*, Novocherkassk, 14 dekabrya 2005. Rostov-n/D, SKNC VSH, 2006, I. 6, pp. 88–91. (In Russian).

14. Osipova T.N., Nesterov A.P. Umen'shenie dinamicheskikh nagruzok v kanatakh barabannykh podemnikov. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*, 2014, Vol. 2, No. 7 (68), pp. 17-22. (In Russian).

15. Koshkin A.P., Trifanov G.D. *Kanaty dlya podemnykh ustanovok*. Perm, Permskiy natsionalnyy issledovatel'skiy politekhnicheskiiy universitet, 2014. 107 p. (In Russian).

16. Kalyuzhina A.A., Furmanyuk A.A., Halfin M.N. *Napryazheniya v nesushchikh zakrytykh kanatakh podvesnykh kanatnykh dorog pri ikh ekspluatatsii*. Preprint No. 359-V2014, 30.12.2014 (In Russian).

17. Patent US 5565771 (A). МПК G01N27/82. Apparatus for increasing linear resolution of electromagnetic wire rope testing. Hamelin M., Kitzienger. F. 1996. <https://www.google.com/patents/US5565771>.

УДК (UDC) 625.8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАЧАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ ПОВЕДЕНИЯ РЕОЛОГИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АСФАЛЬТОБЕТОННОЙ СМЕСИ

THE INITIAL CONDITIONS DETERMINATION OF THE DIFFERENTIAL EQUATION DESCRIBING THE BEHAVIOR OF THE ASPHALT CONCRETE RHEOLOGICAL MODEL

Шишкин Е.А., Иванченко С.Н.
Shishkin E.A., Ivanchenko S.N.Тихоокеанский государственный университет (Хабаровск, Россия)
Pacific National University (Khabarovsk, Russia)

Аннотация. Для исследования поведения материала в процессе нагружения широко применяется реологическое моделирование. Закон поведения реологической модели описывается дифференциальным уравнением. При втором порядке уравнения и выше возникают трудности в решении, связанные с установлением начальных условий. В работе рассмотрена общая методика установления начальных условий для последующего решения дифференциального уравнения модели. Исследование поведения реологической модели на бесконечно малом временном промежутке позволяет получить необходимые начальные условия.

Ключевые слова: асфальтобетон, уплотнение, реологическая модель.

Дата принятия к публикации: 29.04.2019
Дата публикации: 25.06.2019

Сведения об авторах:

Шишкин Евгений Алексеевич – старший преподаватель, кафедра транспортно-технологических машин в строительстве и горном деле, ФГБОУ ВО «Тихоокеанский государственный университет»,
e-mail: 004655@pnu.edu.ru.

Иванченко Сергей Николаевич – доктор технических наук, профессор, ректор ФГБОУ ВО «Тихоокеанский государственный университет»,
e-mail: sni@mail.khstu.ru.

Abstract. Rheological modeling is widely used to study the behavior of the material during loading. The law of behavior of the rheological model is described by a differential equation. In the second order of the equation and above there are difficulties in solving, associated with the determination of initial conditions. In this article we consider a general method of determination the initial conditions for the subsequent solution of the differential equation of the model. The study of the behavior of the rheological model at an infinitely small time interval allows us to obtain the necessary initial conditions.

Keywords: asphalt concrete, compaction, rheological model.

Date of acceptance for publication: 29.04.2019
Date of publication: 25.06.2019

Authors' information:

Evgeniy A. Shishkin – Senior lecturer, Department of Transport and technological machines in construction and mining, Pacific National University,
e-mail: 004655@pnu.edu.ru.

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

1. Введение

Завершающей операцией строительства асфальтобетонного покрытия автомобильных дорог является уплотнение. В зависимости от используемых для этой операции средств изменяется режим нагружения материала. Для уплотнения асфальтобетонной смеси применяются следующие рабочие органы: гладкий валец, работающий в статическом или динамическом режимах, пневматическое колесо, виброплита. Различия в кон-

струкции и режимах работы уплотняющих органов машин обуславливает различное поведение материала. Теоретическое изучение процесса взаимодействия рабочего органа уплотнителя с материалом способствует более обоснованному подходу к выбору режимов работы техники для строительства асфальтобетонного покрытия.

Одним из наиболее широко распространенных методов моделирования поведения материала в процессе нагружения является реологическое моделирование. В настоящее

время разработано множество реологических моделей, описывающих поведение асфальтобетонной смеси под нагрузкой [1-3]. Законы поведения различных реологических моделей представляют из себя дифференциальные уравнения разных порядков. При втором порядке уравнения и выше возникают затруднения с решением, которые связаны с установлением начальных условий.

Целью данной работы является описание общей методики установления начальных условий для последующего решения дифференциального уравнения модели.

2. Описание разработанной методики

В качестве примера рассматривается реологическая модель тела Бюргерса (рис. 1, а).

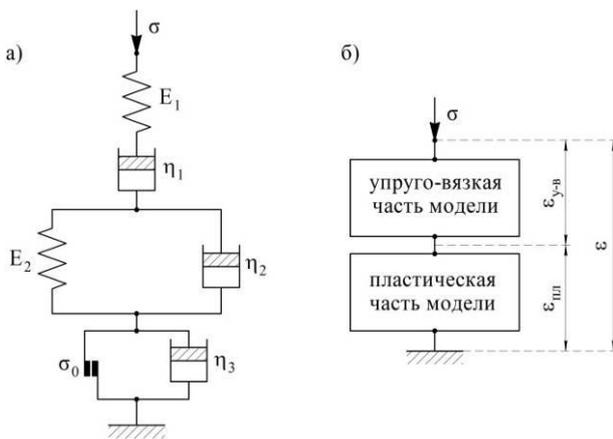


Рис. 1. Схема исследуемой модели:
 а - реологическая модель тела Бюргерса;
 б - условное разбиение модели

Рассмотрим случай одноразового статического нагружения, т.е.

$$\sigma(t) = \sigma_c = const.$$

Необходимо определить закон изменения деформации $\varepsilon(t)$. При условии $\sigma_c > \sigma_0$ общую деформацию можно представить в виде суммы деформаций упруго-вязкой части модели $\varepsilon_{y-\varepsilon}$ и пластической деформации $\varepsilon_{пл}$ (рис. 1, б)

$$\varepsilon = \varepsilon_{y-\varepsilon} + \varepsilon_{пл}. \quad (1)$$

Дифференциальное уравнение для упруго-вязкой части модели имеет вид [4]

$$\varepsilon'' + \frac{E_2}{\eta_2} \varepsilon' = \frac{E_2}{\eta_1 \eta_2} \sigma + \left(\frac{1}{\eta_2} + \frac{E_2}{E_1 \eta_2} + \frac{1}{\eta_1} \right) \sigma' + \frac{1}{E_1} \sigma''. \quad (2)$$

Для случая $\eta_1 = \eta_2 = \eta, E_1 = E_2 = E$ уравнение (2) примет вид

$$\varepsilon'' + \frac{E}{\eta} \varepsilon' = \frac{E}{\eta^2} \sigma + \frac{3}{\eta} \sigma' + \frac{1}{E} \sigma''. \quad (3)$$

Дифференциальное уравнение для пластической части модели имеет вид

$$\sigma_c - \sigma_0 = \eta_3 \varepsilon'. \quad (4)$$

Для случая одноразового статического нагружения уравнение (3) примет вид

$$\varepsilon'' + \frac{E}{\eta} \varepsilon' = \frac{E}{\eta^2} \sigma_c. \quad (5)$$

Решение неоднородного линейного дифференциального уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами (5) будем искать в виде суммы общего решения соответствующего однородного дифференциального уравнения (ξ) и какого-либо частного решения неоднородного уравнения ($\tilde{\varepsilon}$) [5]

$$\varepsilon = \xi + \tilde{\varepsilon}. \quad (6)$$

Соответствующее (5) однородное дифференциальное уравнение имеет вид

$$\varepsilon'' + \frac{E}{\eta} \varepsilon' = 0. \quad (7)$$

Для выражения (7) характеристическое уравнение имеет вид

$$p^2 + \frac{E}{\eta} p = 0. \quad (8)$$

Корни уравнения (8) равны

$$p_1 = 0; p_2 = -\frac{E}{\eta}. \quad (9)$$

Тогда общее решение уравнения (8) будет следующее

$$\xi = C_1 + C_2 e^{p_2 t}. \quad (10)$$

Частное решение неоднородного дифференциального уравнения (5) будем искать в виде [5]

$$\tilde{\varepsilon} = At, \quad (11)$$

где $A = const$.

Тогда, подставив $\tilde{\varepsilon}, \tilde{\varepsilon}' = A, \tilde{\varepsilon}'' = 0$ в уравнение (5), получим

$$A = \frac{1}{\eta} \sigma_c. \quad (12)$$

С учетом выражения (12) уравнение (11) примет вид

$$\tilde{\varepsilon} = \frac{1}{\eta} \sigma_c t. \quad (13)$$

Подставим (10), (13) в (6)

$$\varepsilon(t) = C_1 + C_2 e^{p_2 t} + \frac{1}{\eta} \sigma_c t. \quad (14)$$

Для нахождения констант C_1 и C_2 необходимо задаться начальными условиями для ε и ε' в какой-либо известный момент времени t . В данном случае происходит быстрое нагружение модели постоянным усилием $\sigma_c = const$, которое в дальнейшем не изменится. Для этого случая начальными условиями при $t=0$ являются значения $\varepsilon(\tau)$ и $\varepsilon'(\tau)$, где τ - бесконечно малая величина.

Рассмотрим начальный момент времени $t_0 = 0$. Для этого момента справедливы следующие равенства

$$\varepsilon(0) = 0; \varepsilon'(0) = 0; \sigma(0) = 0; \sigma'(0) = 0. \quad (15)$$

Дадим времени бесконечно малое приращение $\tau \rightarrow 0$ и рассмотрим момент $t_{0+} = t_0 + \tau = \tau$. Поскольку приращение τ бесконечно мало, то деформацию можно считать незначительной $\varepsilon(\tau) \rightarrow 0$, а усилие в этот момент уже достигает своего предельного значения, т.е.

$$\varepsilon(\tau) = 0; \sigma(\tau) = \sigma_c; \sigma'(\tau) = 0. \quad (16)$$

Основное затруднение вызывает нахождение величины $\varepsilon'(t_{0+}) = \varepsilon'(\tau)$, которая в данном случае является одним из начальных условий. Для ее нахождения проинтегрируем обе части уравнения (3) на интервале от $t_0 = 0$ до $t_{0+} = \tau$

$$\varepsilon'(t) \Big|_0^\tau + \frac{E}{\eta} \varepsilon(t) \Big|_0^\tau = \int_0^\tau \frac{E}{\eta^2} \sigma(t) dt + \frac{3}{\eta} \sigma(t) \Big|_0^\tau + \frac{1}{E} \sigma'(t) \Big|_0^\tau. \quad (17)$$

Подынтегральное выражение в правой части уравнения (17) ограничено, следовательно, значения соответствующего интеграла будет тем меньше, чем меньше интервал интегрирования. Поскольку промежуток

времени τ бесконечно мал интегралом можно пренебречь. Тогда с учетом (15) и (16) уравнение (17) примет вид

$$\varepsilon'(\tau) = \frac{3}{\eta} \sigma_c. \quad (18)$$

Таким образом, начальные условия следующие: при $t=0$

$$\varepsilon = 0, \varepsilon' = 3\sigma_c/\eta.$$

Продифференцируем (14)

$$\varepsilon' = C_2 p_2 e^{p_2 t} + \frac{1}{\eta} \sigma_c. \quad (19)$$

Подставим полученные начальные условия в уравнения (14) и (19) и получим систему уравнений

$$\begin{cases} 0 = C_1 + C_2; \\ \frac{3}{\eta} \sigma_c = C_2 p_2 + \frac{1}{\eta} \sigma_c. \end{cases} \quad (20)$$

Из системы уравнений (20) определяем значения искомых констант уравнения (10)

$$C_1 = -\frac{2\sigma_c}{\eta p_2}; \quad C_2 = \frac{2\sigma_c}{\eta p_2}. \quad (21)$$

Подставим (21) в (14)

$$\varepsilon_{y-\varepsilon}(t) = \frac{2\sigma_c}{\eta p_2} (e^{p_2 t} - 1) + \frac{\sigma_c}{\eta} t. \quad (22)$$

Далее определим пластическую составляющую деформации ε_{nl} . Для этого из уравнения (4) выразим

$$\varepsilon' = \frac{\sigma_c - \sigma_0}{\eta_3}. \quad (23)$$

Интегрируя выражение (23), получим

$$\varepsilon_{nl} = \frac{\sigma_c - \sigma_0}{\eta_3} t. \quad (24)$$

Подставив выражения (22) и (24) в уравнение (1), получим общую деформацию

$$\varepsilon(t) = \frac{2\sigma_c}{\eta p_2} (e^{p_2 t} - 1) + \frac{\sigma_c}{\eta} t + \frac{\sigma_c - \sigma_0}{\eta_3} t, \quad (25)$$

где $p_2 = -E/\eta$.

3. Заключение

Таким образом, анализируя поведение реологической модели на бесконечно малом временном промежутке, можно установить начальные условия для последующего решения дифференциального уравнения модели.

Решение дифференциального уравнения используется для прогнозирования и расчета технологических параметров уплотняющей техники исходя из условий ее применения.

Список литературы

1. Дорожный асфальтобетон / Под ред. Л.Б. Гезенцева. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Транспорт, 1985. - 350 с.
2. Богуславский, А.М. Основы реологии асфальтобетона / А.М. Богуславский, Л.А. Богуславский. - М.: Высшая школа, 1972. - 200 с.
3. Руденский, А.В. Реологические свойства битумоминеральных материалов / А.В. Руденский, И.М. Руденская. - М.: Высшая школа, 1971. - 127 с.
4. Рейнер М. Реология / М. Рейнер. - М.: Наука, 1965. - 224 с.
5. Пискунов, Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления для ВТУЗов. Т. 2 / Н.С. Пискунов. - 12-е изд. - М., Наука, 1978. - 576 с.

Научно обоснованные режимы работы уплотняющих машин позволят повысить качество выполняемых работ по уплотнению асфальтобетонного покрытия, а также снизить затраты на их производство.

References

1. *Dorozhnyj asfaltobetona* [Road asphalt concrete]. Moscow, Transport, 1985. 350 p. (In Russian)
2. Boguslavskij A.M., Boguslavskij L.A. *Osnovy reologii asfaltobetona* [Basics of asphalt concrete rheology]. Moscow, Vysshaya shkola, 1972. 200 p. (In Russian)
3. Rudenskij A.V., Rudenskaya I.M. *Reologicheskie svoystva bitumomineralnykh materialov* [Rheological properties of bitumen mineral materials]. Moscow, Vysshaya shkola, 1971. 127 p. (In Russian)
4. Rejner M. *Reologiya* [Rheology]. Moscow, Nauka, 1965. 224 p. (In Russian)
5. Piskunov N.S. *Differentsialnoe i integralnoe ischisleniya dlya VTUZov. T. 2* [Differential and integral calculus for high schools. Vol. 2]. Moscow, Nauka, 1978. 576 p. (In Russian)

УДК (UDC) 691.33

НАУЧНО-ОБОСНОВАННАЯ МЕТОДИКА ПОДБОРА ДОБАВОК ПРИ
ПРОЕКТИРОВАНИИ СОСТАВА КОМПЛЕКСНО-МОДИФИЦИРОВАННЫХ
БЕТОНОВSCIENTIFICALLY-BASED SELECTION TECHNIQUE ADDITIONS FOR DESIGNING
COMPOSITION COMPLEX-MODIFIED CONCRETEАдилходжаев А.И., Махаматалиев И.М., Цой В.М., Шаумаров С.С.
Adilhodjaev A.I., Mahamataliev I.M., Tsoy V.M., Shaumarov S.S.Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта (Ташкент, Узбекистан)
Tashkent Institute of Railway Engineers (Tashkent, Uzbekistan)

Аннотация. В статье приведены результаты исследований по разработке новой классификации цементных бетонов. Впервые предложена научно обоснованная методика выбора минеральных наполнителей и пластифицирующих химических добавок для комплексно-модифицированных бетонов.

Ключевые слова: комплексно-модифицированный бетон, минеральные наполнители, подбор состава, пластифицирующие химические добавки, классификация.

Дата принятия к публикации: 11.02.2019
Дата публикации: 25.06.2019

Сведения об авторах:

Адилходжаев Анвар Ишанович – доктор технических наук, профессор, проректор по научной работе Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, anvar_1950@mail.ru.

Махаматалиев Иркин Муминович - кандидат технических наук, профессор кафедры «Строительство зданий и промышленных сооружений» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, erkinmah@mail.com.

Цой Владимир Михайлович – доктор технических наук, доцент кафедры «Строительство зданий и промышленных сооружений» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, volodya_tsoy@inbox.ru.

Шаумаров Саид Санатович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Строительство зданий и промышленных сооружений» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, shoumarovss@gmail.com.

Abstract. This article presents the results of research on the development of a new classification of cement concretes. For the first time, a scientifically based method for selecting mineral fillers and plasticizing chemical additives for complex-modified concrete was proposed.

Keywords: complex-modified concrete, mineral fillers, selection of the composition, plasticizing chemical additives, classification.

Date of acceptance for publication: 11.02.2019
Date of publication: 25.06.2019

Authors' information:

Anvar I. Adilkhodjaev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice-rector for scientific work of the Tashkent Institute of Railway Transport Engineers, anvar_1950@mail.ru.

Irkin M. Mahamataliev - Candidate of Technical Sciences, Professor of the Department "Construction of buildings and industrial structures" at the Tashkent Institute of Railway Transport Engineers, erkinmah@mail.com.

Vladimir M. Tsoy - Doctor of Technical Sciences, Associate professor of the Department "Construction buildings and industrial structures" at Tashkent Institute of Railway Transport Engineers, volodya_tsoy@inbox.ru.

Said S. Shaumarov – Ph.D. (Eng.), Associate Professor of the Department "Construction buildings and structures" at Tashkent institute of railway engineers, shoumarovss@gmail.com.

1. Введение

В настоящее время бетон окончательно утвердился в качестве основного строительного материала в мировой практике строительства. Универсальность свойств, высокая технологичность, доступность сырьевой базы, архитектурная привлекательность, экологичность, экономичность являются основными достоинствами бетона [2, 11-13].

Быстрый и впечатляющий прогресс в научной отрасли - бетоноведении - произошел на стыке XX и XXI веков. Сегодня бетон – очень сложный композиционный строительный материал с высокой функциональностью каждого из компонентов, бетонной смеси и

самого бетона. Один из основных конструктивных показателей бетона - прочность на сжатие - приближается к значениям 200...250 МПа. Тенденции приближения прочности бетонов к прочности металлов вполне реальны. Возросшая функциональность компонентов, бетонной смеси и бетона открыла новые возможности в строительных технологиях. Учитывая современные тенденции развития бетонов мировое технологическое сообщество отнесла его материалам нового поколения [8, 14-16, 19].

Революционный характер развития бетоноведения за последние десятилетия явился причиной появления новых бетонов с уникальными свойствами, получившими название – бетоны нового поколения.

К разряду бетонов нового поколения в настоящее время можно отнести высокофункциональные бетоны (high performance concrete) [17]. Один из создателей такого бетона П.К.Айчин констатирует его отличие в максимально возможных показателях технологичности, прочности, плотности и долговечности. Согласно [18] высокофункциональные бетоны – это инженерный материал, в котором одно или более его специфических свойств улучшены путем обоснованного отбора компонентов, проектирования состава и ухода за твердеющим бетоном.

Ярким примером композитов нового поколения являются современные бетоны, реализованные в [4]. В этих материалах блестяще использованы потенциальные функциональные свойства компонентов бетонных смесей и бетонов. Чрезвычайно высокие возможности бетона и железобетона показаны авторами в технологиях реакционно-порошковых бетонов (reactive powder concrete), а также бездефектных бетонов (macro-defect free concrete) [4].

Во Франции и США в практике строительства широко применяется технология ультрафункциональных бетонов (UHPC), которые отличаются высокой прочностью на сжатие (≥ 200 МПа) и на изгиб (≥ 50 МПа) [5, 21].

К разряду бетонов нового поколения относится и самоуплотняющийся бетон (self-

compacting concrete). В таких бетонах кардинально решена главная технологическая задача – минимизация материальных, энергетических и трудовых ресурсов при достижении заданных свойств бетона [5, 20].

В отечественной практике бетоноведения к разряду бетонов нового поколения можно отнести многокомпонентные высококачественные бетоны, разработанные в ТашИИТе [1]. Эти бетоны содержат в своем составе золу-уноса ТЭС и суперпластифицирующую добавку JK-08, отличаются высокими прочностными и эксплуатационными свойствами.

Приведенный краткий анализ указывает на необходимость разработки новой классификации бетонов с учетом появления и широкого распространения на практике бетонов нового поколения, так как вышеуказанные названия таких бетонов не могут являться классификационным признаком, вследствие того, что в их названиях в основном отображены результаты исследований, полученные при проектировании их составов и оптимизации технологических режимов приготовления бетонных смесей без учета физико-химических взаимодействий и превращений протекающих в сложной многокомпонентной среде.

2. Результаты исследований по разработке новой классификации цементных бетонов

В данной статье предлагается новая классификация бетонов, учитывающая все вышеуказанные виды современных бетонов (рис.1). В основу новой классификации заложено то, что в состав бетонов нового поколения могут входить 2 и более вида химических и минеральных добавок, существенно отличающиеся как по химическому составу, так и по механизму воздействия на процессы твердения цементного вяжущего.

В разработанной классификации цементных бетонов (блок А) объединяет традиционные бетоны, получившие широкое практическое применение в 50-70 гг. прошлого столетия. Они содержат в составе в основном четыре компонента: цемент, песок (мел-



Рис. 1. Предлагаемая классификация цементных бетонов

кий заполнитель), щебень (крупный заполнитель) и воду.

Блок Б представлен бетонами нового поколения (используемых в практике строительства, начиная с 1990-х гг., когда нашли широкое применение суперпластификаторы на поликарбоксилатной основе), включающих две их разновидности:

- модифицированный бетон;
- комплексно-модифицированный бетон.

Отличие между ними заключается в том, что в состав первого входит наряду с компонентами обычного бетона только один из 2-х видов добавок: минеральный наполнитель или пластифицирующая химическая добавка, а в состав второго один и более двух видов добавок химического и минералогического происхождения. Таким образом, данная классификация охватывает практически все виды бетонов нового поколения: высокопрочный бетон, ультравысокопрочный бетон, самоуплотняющийся бетон, бетон с высокими эксплуатационными показателями, многокомпонентный высококачественный бетон и т.д.

Предлагаемая классификация позволяет системно подойти к реализации задач проектирования их составов. Подбор состава бетонов (блок А) не составляет большого труда, так как методики расчета отработаны детально и изложены почти во всех учебниках и учебных пособиях по строительному материаловедению.

Методика подбора состава бетонов нового поколения (блок Б) проработана лишь для модифицированных бетонов, содержащих в своем составе пластифицирующую химическую добавку или тонкодисперсный минеральный наполнитель.

Проектирование состава модифицированных бетонов с пластифицирующими химическими добавками и тонкодисперсными минеральными наполнителями подробно изложен в [6, 7].

Что касается комплексно-модифицированных бетонов, то необходимо отметить, что несмотря на большое количество научных трудов, посвященных этому виду бетонов вопрос разработки методики подбора их состава остается малоизученным, а методики обоснованности использования

минеральных наполнителей в комплексе с пластифицирующими химическими добавками практически остается неизученным.

3. Методика выбора минеральных наполнителей и пластифицирующих химических добавок для комплексно-модифицированных бетонов

Авторами впервые сделана попытка разработки научно обоснованной методики выбора минеральных наполнителей и пластифицирующих химических добавок для комплексно-модифицированных бетонов.

По предлагаемой методике оценку пластифицирующих свойств химических добавок необходимо производить по следующему критерию – степени снижения поверхностного натяжения воды.

В основу такого подхода заложена способность пластифицирующей добавки снижать показатель поверхностного натяжения воды при определенной температуре раствора. По нашему мнению, технологические параметры приготовления, количество вводимого наполнителя и свойства активируемого наполненного вяжущего и бетона должны существенно зависеть от химического состава, строения и пластифицирующей способности вводимой добавки.

Для экспериментальных исследований были приняты следующие виды химических добавок и соответствующие им пределы дозирования: ЛТС – 0,1-0,25 %, КНЖ – 0,3-0,9 %, СВК – 0,3-0,9 %, С-3 – 0,3-0,9 %.

На первом этапе исследований изучалось влияние химических добавок на степень снижения поверхностного натяжения воды по методике [11]. В результате проведенных экспериментов получены изотермы поверхностного натяжения водных растворов и добавок (рис. 2). Они представляют собой семейство убывающих кривых с явно выраженным участком перехода от вертикального к наклонному горизонтальному участку.

Это объясняется тем, что в соответствии с уравнением Гиббса [9] при увеличении концентрации химических добавок возрастает адсорбция молекул добавок на межфазной поверхности и снижается поверхностное натяжение водных растворов. Причем при ма-

лых концентрациях химических добавок снижение значения поверхностного натяжения водных растворов более значительная, чем при повышенных дозировках. Характерная же область изотерм свидетельствует о предельном насыщении адсорбционного слоя молекулами химических добавок, которая, как правило, соответствует области рациональных концентраций добавок. Изотермы поверхностного натяжения водных растворов позволяют характеризовать химические добавки по степени снижения поверхностного натяжения воды и, следовательно, по их поверхностно-активным свойствам. Чем ниже расположена изотерма поверхностного натяжения, тем сильнее пластифицирующая способность данной добавки. Более того, в области рациональных дозировок, химические добавки можно характеризовать относительным показателем поверхностного натяжения $\bar{\sigma}$. Например, для исследуемых добавок указанный показатель $\bar{\sigma}$ соответствует следующим значениям: ЛТС – 0,9...0,92; КНЖ – 0,88...0,90; СВК – 0,78...0,80; С-3 – 0,67...0,70.

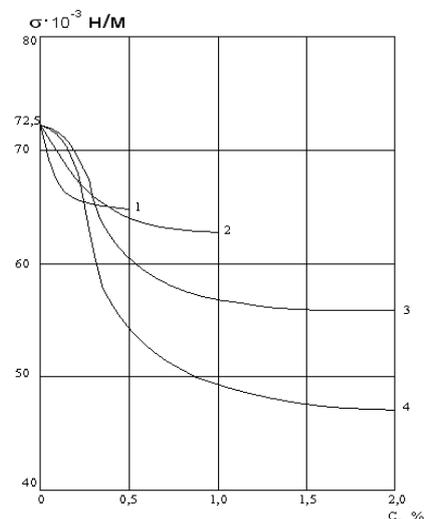


Рис. 2. Изотермы поверхностного натяжения водных растворов химических добавок при $t=20^{\circ}\text{C}$: 1, 2, 3, 4 - для химических добавок ЛТС, КЖН, СВК, С-3 соответственно

Анализ полученных значений относительного показателя поверхностного натяжения дает возможность принять следующую классификацию химических добавок по их поверхностно-активным свойствам (табл.1).

Таблица 1

Классификация пластифицирующих химических добавок по поверхностно-активным свойствам

Относительный показатель поверхностного натяжения	Характеристика химических добавок
Более 0,95	Слабый пластификатор
0,95...0,85	Средний пластификатор
0,85...0,75	Сильный пластификатор
Менее 0,75	Суперпластификатор

Целесообразность такой классификации химических добавок заключается в том, что пластифицирующая способность оценивается по конкретному цифровому значению показателя, которая может быть использована при научно-обоснованном выборе пластифицирующих веществ и дисперсных минеральных наполнителей для цементных бетонов.

Применительно к исследуемым химическим добавкам относительный показатель поверхностного натяжения $\bar{\sigma}$ позволяет расположить добавки в следующий убывающий ряд: С-3 > СВК > КНЖ \geq ЛСТ, характеризующий снижение их пластифицирующих способностей.

В предлагаемой методике подбора добавок используется классификация минеральных наполнителей для цементных бетонов по показателю приведенной гидратационной активности, также разработанная авторами.

Подробно изложенная в работе [10] классификация минеральных наполнителей основана на новом критерии - показателе приведенной гидратационной активности, позволяющем более точно оценить вклад поверхностной активности минеральных наполнителей на ход течения процессов взаимодействий и превращений, протекающих в гидратируемой среде. Для подсчета показателя приведенной гидратационной активности минеральных наполнителей используются экспериментально полученные графические зависимости распределения центров адсорбции, расположенные на поверхности этих наполнителей (рис.3).

На основании экспериментальных данных устанавливаются количественное содержание центров адсорбции на поверхности минеральных наполнителей (табл.2).

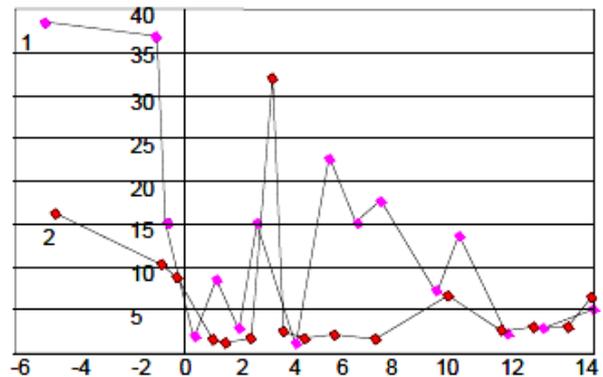


Рис. 3. Распределение центров адсорбции на поверхности: 1- базальтового наполнителя; 2- золы-уноса ТЭС

Предложенный показатель P_{pga} определяется по формуле

$$P_{pga} = P_{кв} + P_{кл} + 0,33P_{ол} - 0,1P_{об}, \quad (1)$$

где $P_{кв}$, $P_{кл}$, $P_{об}$, $P_{ол}$ – количество центров адсорбции в областях $0 < pKa < 7$; $pKa > 13,0$; $-4 < pKa < 0$; $7 < pKa < 13,0$ в 10^{-3} мг-экв/г.

Данный критерий, характеризующий кислотно-основные свойства поверхности минеральных наполнителей, позволяет научно-обосновано классифицировать минеральные наполнители по степени их воздействия на цементные системы.

В общем случае предлагается следующая классификация минеральных наполнителей по критерию P_{pga} - показателю приведенной гидратационной активности (табл.3).

Для принятых к исследованию порошков показатель приведенной гидратационной активности представлен в (табл.4).

Сравнительный анализ наполнителей произведенных по критерию P_{pga} позволил произвести ранжирование эффективности в цементных системах и характеризовать их по степени активности: песок барханный-слабо-

Таблица 2

Содержание центров адсорбции поверхности минеральных наполнителей

Наименование минерального наполнителя	Кол-во центров, 10^3 мг-экв/м ² , при pKa				Общее кол-во центров
	-4...0	0...7	7...12,8	>12,8	
	P_{ol}	P_{kb}	P_{ob}	P_{kl}	
Песок кварцевый	8,04	9,11	8,75	1,88	27,78
Песок барханный	4,12	7,08	9,95	1,07	22,22
Глиеж	13,22	16,47	10,08	2,87	42,64
Базальт	23,41	22,15	11,16	1,96	58,68
ОЭП (отходы электроплавильного производства)	41,18	5,48	9,34	1,14	57,14
ОМП (отходы медеплавильного производства)	6,61	23,88	16,37	4,32	51,18
Зола-унос ТЭС	43,14	27,61	11,77	5,32	87,84
Цеолитсодержащая порода	102,08	24,88	12,62	2,14	141,72

Таблица 3

Классификация минеральных наполнителей по показателю приведенной гидратационной активности P_{pga} .

Вид минерального наполнителя	Значения критерия P_{pga}	Потенциальная эффективность в цементных системах, экономия цемента в %
Слабоактивные	От 0 до 10	До 10%
Среднеактивные	От 10 до 25	10-20%
Сильноактивные	От 25 до 50	20-30%
Суперактивные	Свыше 50	До 50%

Таблица 4

Критерий P_{pga} для минеральных наполнителей

Наименование минерального наполнителя	Исходные данные				Преобразованные данные		Критерий P_{pga}
	-4...0	0...7	7...13,0	> 13,0	$0,33P_{ob}$	$0,1 P_{ol}$	
	P_{ol}	P_{kb}	P_{ob}	P_{kl}			
Песок Кварцевый	8,04	9,11	8,75	1,88	2,65	0,87	12,77
Песок барханный	4,12	7,08	9,95	1,07	1,36	0,99	8,52
Глиеж	13,22	16,47	10,08	2,87	4,36	1,01	22,39
Базальт	23,41	22,15	11,16	1,96	7,72	1,12	30,71
ОЭП (отходы электроплавильного производства)	41,18	5,48	9,34	1,14	13,59	0,93	19,28
Отходы (медеплавильного производства)	6,61	23,88	16,37	4,32	2,18	1,64	28,74
Зола-унос	43,14	27,61	11,77	5,32	14,23	1,18	46,68
Цеолитсодержащая порода	102,08	24,88	12,62	2,14	33,68	1,26	59,44

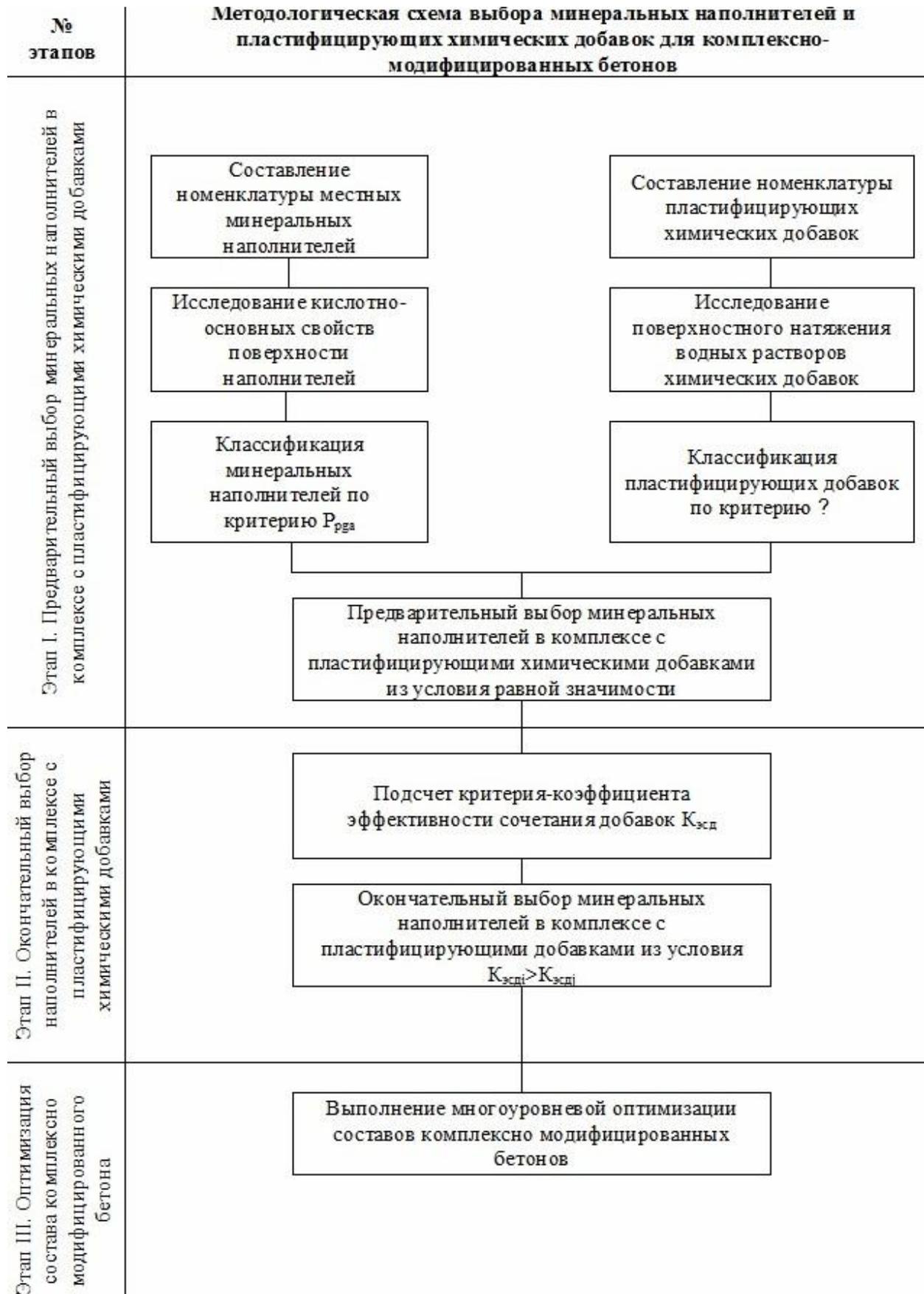


Рис. 4. Методологические основы выбора добавок для разработки комплексного модифицированных бетонов

активный, песок кварцевый, глиеж, ОЭП-средне активный; базальт, ОМП, зола уноса Ангренской ТЭС- сильно активный и цеолитсодержащую породу–супер активный.

Разработанная классификация минеральных наполнителей по предложенному критерию оценки кислотно-основных свойств поверхности минеральных наполнителей P_{pga} показала высокую сходимость полученных результатов с результатами ранее выполненных исследований с позиции оценки их эффективности при проектировании различных видов цементных бетонов и растворов и легла в основу методики научно обоснованного выбора этих добавок в составе комплексно-модифицированных бетонов (рис.4)

Как показали проведенные исследования, разработанная классификация пластифицирующих добавок и минеральных наполнителей с учётом их поверхностно-активных свойств, может служить основанием для разработки научно-обоснованной методики выбора модификаторов для получения многокомпонентных высококачественных бетонов с требуемыми показателями свойств.

Основным критерием выбора минеральных наполнителей и пластифицирующих добавок при комплексном применении должно быть следующее: при проектировании состава многокомпонентных высококачественных бетонов в целях более полного использования их потенциальных пластифицирующих и гидратационно-активизирующих свойств технически и экономически целесообразным является то, что они были бы равно значимыми согласно предложенной новой классификации, а именно: суперпластификатор должен применяться в комплексе с суперактивным минеральным наполнителем, а сильный пластификатор - в комплексе с сильно-активным минеральным наполнителем и т.д. Только в этом случае может быть достигнуто более полное использование их потенциальных поверхностно-активных свойств в составе многокомпонентных высококачественных бетонов.

Разработанная методика, безусловно, не бесспорна, но она позволяет научно обоснованно подойти к выбору пластифицирующих добавок и минеральных наполнителей для

получения МЦБ, так как основана на экспериментальном измерении поверхностно-активных свойств этих модификаторов.

На практике возможны случаи, когда возникает необходимость отобрать один наиболее эффективный вариант из возможных нескольких альтернативных. Например, из двух равнозначных добавок «сильный пластификатор+сильноактивный наполнитель» имеется возможность применения следующих вариантов «С-3+зола-уноса» или «СВК+базальтовый наполнитель».

При окончательном выборе для оценки эффективности комплексного применения пластифицирующих добавок и минеральных наполнителей в составе цементных бетонов предлагается использовать новый безразмерный критерий - коэффициент эффективности сочетания добавок $K_{эсд}$, величина которого указывает на потенциальную эффективность этих добавок в составе цементных бетонов. То есть, чем величина больше, тем более эффективнее использование этих добавок. Предлагаемый коэффициент определяется по следующей эмпирической формуле

$$K_{эсд} = P_{pga} \cdot (1 - \bar{\sigma}), \quad (2)$$

В нашем случае, для варианта «С-3+зола-уноса» предлагаемый критерий равен:

$K_{эсд} = P_{pga} \cdot (1 - \bar{\sigma}) = 46,68 (1 - 0,67) = 15,40$;
для варианта «СВК+базальтовый наполнитель» -

$$K_{эсд} = P_{pga} \cdot (1 - \bar{\sigma}) = 30,71 (1 - 0,78) = 6,75.$$

Так как $15,40 > 6,75$, то при прочих равных условиях следует отдать предпочтение варианту «С-3+зола-уноса», как более перспективному варианту модификации цементных бетонов.

4. Заключение

Результаты ранее проведенных [1,3,10] исследований с использованием различных комбинаций добавок в составах цементных бетонов наглядно показывают высокую сходимость и достоверность прогнозирования результатов исследований на основе использования нового критерия - коэффициента эффективности сочетания добавок $K_{эсд}$.

Список литературы

1. Адилходжаев, А.И. Инновационные материалы и технологии в строительстве / А.И. Адилходжаев, И.М. Махаматалиев, В.М. Цой. - Ташкент: Фан ва технология, 2016. - 292с.
2. Адилходжаев, А.И. К исследованию вопроса повышения энергоэффективности зданий на железнодорожном транспорте / А.И. Адилходжаев, С.С. Шаумаров // Современные проблемы транспортного комплекса России. – 2018. – Т. 8. - №1. С. 4-11.
3. Адилходжаев, А.И. Теоретические аспекты структурно-имитационного моделирования макроструктуры композиционных строительных материалов / А.И. Адилходжаев, И.М. Махаматалиев, С.С. Шаумаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. - №3. – С. 312-320.
4. Батраков, В.Г. Модифицированные бетоны. Теория и практика / В.Г. Батраков. - М.: 1998. - 768с.
5. Баженов, Ю.М. Технология бетонов XXI века / Ю.М. Баженов // Академические чтения РААСН. Новые научные направления строительного материаловедения. Часть 1. Белгород, 2005. - С.9-20.
6. Баженов, Ю.М. Технология бетона / Ю.М. Баженов. - М.: АСВ, 2011. - 524с.
7. Дворкин, Л.В. Цементные бетоны с минеральными наполнителями / Л.В. Дворкин. - К.: Будивельник, 1991. - 136с.
8. Ушеров-Маршак, А.В. Современный бетон и его технологии / А.В. Ушеров-Маршак // Бетон и железобетон. – СПб: Славутич, 2009. - С. 20-24.
9. Хаскова, Т.Н. Коллоидная химия: Поверхностные явления и дисперсные системы / Т.Н. Хаскова, П.М. Кругляков. – Пенза: ПГАСА, 2003 – 152 с.
10. Цой, В.М. Методологические основы оптимального проектирования составов и управление физико-химическими свойствами многокомпонентных высококачественных бетонов: автореф. докторской (DSc) диссертации по техническим наукам / В.М. Цой. Ташкент: ТАСИ, 2017. – 31с.
11. Adilhodzhaev, A.I. On some aspects of the development of methodological founda-

References

1. Adilkhodjaev A.I., Makhamataliev I.M., Tsoi V.M. Innovative materials and technology in construction. Tashkent, Fan va tekhnologiya, 2016. 292 p. (In Russian)
2. Adilkhodjaev A.I., Shaumarov S.S. The issue of improving the energy efficiency of buildings in railway transport. *Sovremennyye problemy transportnogo kompleksa Rossii*, 2018, Vol.8, No.1, pp. 4-11. (In Russian)
3. Adilkhodjaev A.I., Mahamataliev I.M., Shaumarov S.S. Theoretical aspects of the structural-imitation modeling of the macrostructure of composite building materials. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.3, pp. 312-320 (In Russian)
4. Batrakov V.G. Modified concretes. Theory and practice. Moscow, 1998. 768 p. (In Russian)
5. Bazhenov Yu.M. Concrete technology of the XXI century. *Academic readings of RAACS. New scientific areas of building materials. Part 1*. Belgorod, 2005, pp. 9-20. (In Russian)
6. Bazhenov Yu.M. Concrete technology. Moscow, ASB, 2011. 524 p. (In Russian)
7. Dvorkin L.V. Cement concrete with mineral fillers. Kiev, Budivelnik, 1991. 136 p. (In Russian)
8. Usherov-Marshak A.V. Modern concrete and its technology. In: Concrete and reinforced concrete. Saint Petersburg, Slavutich, 2009, pp. 20-24. (In Russian)
9. Haskova T.N., Kruglyakov P.M. Colloid chemistry: Surface phenomena and disperse systems. Penza, 2003, PGASA. 152 p. (In Russian)
10. Tsoy V.M. Methodological basis for the optimal design of compositions and the management of the physicochemical properties of multicomponent high-quality concretes. Abstract of doctoral (DSc) dissertation on technical sciences. Tashkent, TASI, 2017. 31 p. (In Russian)
11. Adilhodzhaev A.I., Shaumarov S.S., Shipacheva E.V. On some aspects of the development of methodological foundations of use in the exterior walling of energy-efficient building materials with a predetermined set of

tions of use in the exterior walling of energy-efficient building materials with a predetermined set of properties / A.I. Adilhodzhaev, S.S. Shaumarov, E.V. Shipacheva // *Int. J. of Advanced Research in Science, Engineering and Technology*. – 2019. – Vol. 6. – No. 3. – P. 33-37.

12. Shaumarov, S.S. Development of New Constructive and Heat-Insulating Materials / S.S. Shaumarov, A.I. Adilhodzhaev, E.V. Shipacheva, S.I. Kandharov // *Int. J. of Recent Technology and Engineering*. – 2019. – Vol.7. – No. 5S3. – P. 577-580.

13. Адилходжаев, А.И. Об оптимизации макроструктуры конструктивно-теплоизоляционных строительных материалов / А.И. Адилходжаев, С.С. Шаумаров // *Вестник ТашИИТ*. – 2018. – № 4. – С.3-10.

14. Шаумаров, С.С. Перспективы дальнейшей эксплуатации панельных жилых зданий / С.С. Шаумаров, Е.В. Шипачева, Р.Х. Пирматов // *Мат. 12 Междунар. научно-практ. конф. «Перспективы развития строительных технологий» / Днепропетровск, 2018. – С. 165-169.*

15. Adylhodzayev, A.I. The issue of thermal renovation of infrastructure of railway transport is evaluated / A.I. Adylhodzayev, S.S. Shaumarov // *X Int. Scientific Conf. "Transport Problems - 2018"*, Wisla, Katowice, Poland. – P. 13-18.

16. Adilhodzhaev, A.I. Complex approach at thermalization external walls of residential buildings / A.I. Adilhodzhaev, S.S. Shaumarov, E.V. Shipacheva, S.I. Kandahorov // *Int. J. of Advanced Research in Science, Engineering and Technology*. – 2019. – Vol. 6. – No. 1. – P. 71-77.

17. Шаумаров, С.С. О методе оценки теплозащитных свойств наружных стен эксплуатируемых зданий на железнодорожном транспорте / С.С. Шаумаров // *Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона*. – 2018. – № 2 (15). – С. 18-25.

18. Адилходжаев, А.И. О прочностных свойствах конструкционно-теплоизоляционных материалов для энергоэффективных гражданских зданий / А.И. Адилходжаев, С.С. Шаумаров, У.З. Шермухамедов // *Проблемы механики*. – 2019. – №1. – С. 58-61.

properties. *Int. J. of Advanced Research in Science, Engineering and Technology*, 2019, Vol.6, No.3, pp. 33-37.

12. Shaumarov S.S., Adilhodzhaev A.I., Shipacheva E.V., Kandharov S.I. Development of New Constructive and Heat-Insulating Materials. *Int. J. of Recent Technology and Engineering*, 2019, Vol.7, No.5S3, pp. 577-580.

13. Adilkhodzhaev A.I., Shaumarov S.S. On the optimization of the macrostructure of structurally-insulating building materials. *Vestnik TashIIT*, 2018, No.4, pp. 3-10. (In Russian).

14. Shaumarov S.S., Shchipacheva E.V., Pirmatov R.Kh. Prospects for further operation of panel residential buildings. *Materials of the 12th Int. Scientific and Practical Conf. "Prospects for the Development of Construction Technologies"*. Dnepropetrovsk, pp. 165-169. (In Russian).

15. Adylhodzayev A.I., Shaumarov S.S. The issue of thermal renovation of infrastructure of railway transport is evaluated. *Proc. X Int. Scientific Conf. "Transport Problems - 2018"*. Wisla, Katowice, Poland, 2018, pp. 13-18.

16. Adilhodzhaev A.I., Shaumarov S.S., Shipacheva E.V., Kandahorov S.I. Complex approach at thermalization external walls of residential buildings. *Int. J. of Advanced Research in Science, Engineering and Technology*, 2019, Vol.6, No.1, pp. 71-77.

17. Shaumarov S.S. On the method of assessing the heat-shielding properties of the external walls of buildings in use in railway transport. *Transport of the Asia-Pacific Region*, 2018, No.2 (15), pp. 18-25 (In Russian).

18. Adilkhodzhaev A.I., Shaumarov S.S., Shermukhamedov U.Z. On the strength properties of structural insulation materials for energy-efficient civilian buildings. *Problems of mechanics*, 2019, No.1, pp. 58-61 (In Russian).

19. Adilkhodzhaev A.I., Shaumarov S.S. On the question of modeling the structure of structurally insulating materials for energy-efficient civilian buildings. *Vestnik TashIIT*, 2019, No. 1, pp. 3-7. (In Russian).

20. Shaumarov S.S. To the problem of thermal renewal of the infrastructure of railway transport. *Crede Experto: transport, society,*

19. Адилходжаев, А.И. К вопросу моделирования структуры конструктивно-теплоизоляционных материалов для энергоэффективных гражданских зданий / А.И. Адилходжаев, С.С. Шаумаров // Вестник ТашИИТ. - 2019. - № 1. - С. 3-7.

20. Шаумаров, С.С. К проблеме термообновления объектов инфраструктуры железнодорожного транспорта / С.С. Шаумаров // Crede Experto: транспорт, общество, образование, язык. - 2019. - №1 (20).

21. Шаумаров, С.С. О некоторых аспектах структурного моделирования конструкционно-теплоизоляционных материалов / С.С. Шаумаров // Вестник КемРИПК. - 2019. - №1. - С. 69-78.

22. Shaumarov, S.S. Experimental research of structural organization of heat-insulating structural building materials for energy efficient buildings / S.S. Shaumarov, A.I. Adilhodzhayev, V.I. Kondrazhenko // XXII Int. Scientific Conf. on Advanced In Civil Engineering «Construction the formation of living environment». E3S Web of Conferences 97, 02009 (2019) P.1-7.

DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20199702009>

23. Aitchin, P.-C. High-Performance Concrete Demystified / P.-C. Aitchin, A. Neville // Coner. Intern. - 1993. - Vol. 15. - No.1/ - P. 21-26.

24. Edvard, G. Fundaments of High Performanse Concrete / G. Edvard, P. Nawy. - Willy, 2001. - 302 p.

25. Shaumarov, S.S. On the issue of increasing energetic efficiency of buildings in railway transport / S.S. Shaumarov // VIII Int. Conf. "Transport Problems - 2016", Katowice, Poland. - P. 522-532.

26. Hillemeiez B., Buchenau G., Herr R. Spezialbeton, Betonkalander 2006/1, Ernst Sbh. - P. 534-549.

27. Walraven, J. Concrete for a new centure / J. Walraven // Proc. of the 1st fib congress, 2006, p. 11-22.

education, language, 2019, No.1 (20). (In Russian).

21. Shaumarov S.S. On some aspects of structural modeling of structural heat-insulating materials. *Vestnik KemRIPK*, 2019, No.1, pp. 69-78. (In Russian).

22. Shaumarov S.S., Adilhodzhayev A.I., Kondrazhenko V.I. Experimental research of structural organization of heat-insulating structural building materials for energy efficient buildings. *Proc. XXII Int. Scientific Conf. on Advanced in Civil Engineering «Construction the formation of living environment»*. E3S Web of Conferences 97, 02009 (2019) P. 1-7
DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20199702009>

23. Aitchin P.-C., Neville A. High-Performance Concrete Demystified. *Coner. Intern.*, 1993, Vol. 15, No.1, pp.21-26.

24. Edvard G., Nawy P. *Fundaments of High Performance Concrete*. Willy, 2001. 302 p.

25. Shaumarov S.S. On the issue of increasing energetic efficiency of buildings in railway transport. *Proc. VIII Int. Conf. "Transport Problems - 2016"*. Katowice, Poland, 2016, pp. 522-532.

26. Hillemeiez B., Buchenau G., Herr R. *Spezialbeton*, Betonkalander 2006/1, Ernst Sbh. p. 534-549.

27. Walraven J. Concrete for a new centure. *Proc. of the 1st fib Congress*. 2006, pp. 11-22.

Сетевое издание
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Брянского государственного университета

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ /
ХИМИЧЕСКИЕ НАУКИ / НАУКИ О ЗЕМЛЕ

Учредитель и издатель:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации
выдано Федеральной службой по надзору
в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций
Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

Главный редактор сетевого издания:

доктор технических наук, профессор
А.В. Лагереv

Адрес учредителя:

ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

Адрес редакции и издателя:

РИО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.06.2019 г.