



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2019(1)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 1
2019**

Технические науки

Nauchno-tekhnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta

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

№ 1
2019

Engineering Science

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 1 (15). Брянск: РИО БГУ, 2019. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>
Размещено на официальном сайте журнала: 25.03.2019

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

Ответственный секретарь сетевого издания:

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

Редакционная коллегия сетевого издания:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Chief editor:

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

Executive secretary:

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

Editorial Board:

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

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

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

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

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

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

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

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

I.A. 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)

Бандурин Р.А., Химич А.В. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-09-25

Результаты интеллектуальной деятельности Брянского государственного университета имени академика И.Г. Петровского в 2018 году в сфере промышленной собственности по направлению «Машиноведение и машиностроение» 9

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-26-34

Математические модели структурно-параметрического синтеза металлоконструкций грузовых тележек кранов мостового типа на основе универсальных компоновочных схем 26

Дмитриев С.А., Ковырялова О.А. (Липецк, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-35-44

Потоки мощности в гидродифференциальном выпрямителе момента автоматической бесступенчатой инерционной передачи 35

Зорин В.А., Ле Чонг Туан (Москва, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-45-49

Оценка надежности дорожных машин, работающих в тропических условиях 45

Корытов М.С., Щербаков В.С., Танский В.В. (Омск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-50-58

Использование уравнивающего каната для гашения колебаний груза, перемещаемого грузоподъемным краном 50

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-59-82

Моделирование рабочих процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при совместном движении звеньев 59

Лагереv И.А., Остроухов И.О., Химич А.В. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-83-94

Компьютерное моделирование процесса потери общей устойчивости мобильной машины, оснащенной стреловой манипуляционной системой 83

Мазур В.В. (Братск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-95-104

Экспериментальная оценка упругих и демпфирующих свойств колёс повышенной безопасности 95

Строительство и архитектура

Адилходжаев А.И., Махаматалиев И.М., Цой В.М., Шаумаров С.С. (Ташкент, Узбекистан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-105-112

Прогнозирование эффективности введения минеральных наполнителей в цементные композиты 105

Адилходжаев А.И., Шаумаров С.С., Кандахоров С.И. (Ташкент, Узбекистан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-113-121

Аналитическое и экспериментальное исследование воздухопроницаемости наружных стен зданий на железнодорожном транспорте 113

Безопасность деятельности человека

Кочелаев А.А. (Химки, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-122-128

О подходе к обоснованию комплекса мероприятий по защите населения в зоне химического заражения 122

НАУКИ О ЗЕМЛЕ

Долганова М.В. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-129-146

Географический анализ и оценка эффективности землепользования крестьянскими (фермерскими) хозяйствами и индивидуальными предпринимателями Брянской области 129

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)

- Bandurin R.A., Khimich A.V. (Bryansk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-09-25
Results of intellectual activity Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University in 2018 in the sphere of industrial property in the direction of “Engineering” 9
- Goncharov K.A., Denisov I.A. (Bryansk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-26-34
Mathematical models of structural and parametric synthesis of load trolley metalware of bridge cranes on basis of multipurpose layout drawing 26
- Dmitriev S.A., Kovyryalova O.A. (Lipetsk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-35-44
Power flows in the hydrodifferential torque rectifier of the automatic stepless inertial transmission 35
- Zorin V.A., Le Trong Tuan (Moscow, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-45-49
Assessment of reliability of the road construction machines working in tropical conditions 45
- Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Tansky V.V. (Omsk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-50-58
Use of balancing rope for damping of cargo sways moved by a loading crane 50
- Lagerev A.V., Lagerev I.A. (Bryansk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-59-82
Modeling of working processes in the throttle-adjustable hydraulic drive of manipulation systems with conjoint movement of links during operation of mobile machines .. 59
- Lagerev I.A., Ostroukhov I.O., Khimitch A.V. (Bryansk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-83-94
Computer simulation of the general stability loss of the mobile transport and technological machines equipped with boom lift manipulator 83
- Mazur V.V. (Bratsk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-95-104
Experimental evaluation of spring and damping properties high-safety wheels 95

Construction and Architecture

- Adilhodjaev A.I., Mahamataliev I.M., Tsoy V.M., Shaumarov S.S. (Tashkent, Uzbekistan)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-105-112
Forecasting the efficiency of introduction of mineral fillers in cement composites 105
- Adilhodjaev A.I., Shaumarov S.S., Kandakharov S.I. (Tashkent, Uzbekistan)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-113-121
Analytical and experimental study of air permeability of external walls of buildings on railway transport 113

Safety of Human Activities

- Kochelaev A.A. (Khimki, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-122-128
On the approach to the justification of a set of measures to protect the population in the area of chemical contamination 122

EARTH SCIENCE

- Dolganova M.V. (Bryansk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-129-146
Geographic analysis and evaluation of efficiency of land use by peasant farms and self-employed entrepreneurs of the Bryansk region 129

УДК (UDC) 608.4

РЕЗУЛЬТАТЫ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ БРЯНСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА ИМЕНИ АКАДЕМИКА И.Г. ПЕТРОВСКОГО В 2018 ГОДУ В СФЕРЕ ПРОМЫШЛЕННОЙ СОБСТВЕННОСТИ ПО НАПРАВЛЕНИЮ «МАШИНОВЕДЕНИЕ И МАШИНОСТРОЕНИЕ»

RESULTS OF INTELLECTUAL ACTIVITY ACADEMICIAN I.G. PETROVSKII BRYANSK STATE UNIVERSITY IN 2018 IN THE SPHERE OF INDUSTRIAL PROPERTY IN THE DIRECTION OF "ENGINEERING"

Бандурин Р.А., Химич А.В.
Bandurin R.A., Khimich A.V.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Обсуждаются результаты интеллектуальной деятельности в сфере промышленной собственности, полученные учеными Брянского государственного университета имени академика И.Г. Петровского в 2018 году. Дано описание и анализ эффективности новых технических решений применительно к конструкциям манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин и конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом. Также дано описание компьютерных программ для автоматизации проектирования и моделирования рабочих процессов для указанного подъемно-транспортного оборудования.

Ключевые слова: промышленная собственность, машиноведение, машиностроение, конвейер с подвесной лентой, кран-манипулятор.

Дата принятия к публикации: 20.01.2019
Дата публикации: 25.03.2019

Сведения об авторах:

Бандурин Роман Андреевич – кандидат экономических наук, начальник отдела инновационного развития ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»,
e-mail: amberscorp@mail.ru.

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

Abstract. The article discusses the results of intellectual activity in the field of industrial property, obtained by scientists of the Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University in 2018. A description and analysis of the effectiveness of new technical solutions in relation to the designs of handling systems of mobile transport-technological machines and conveyors with a suspension belt and distributed drive is given. A description is also given of computer programs for automating the design and modeling of work processes for the specified lifting and transport equipment.

Keywords: industrial property, engineering, machine building, conveyor with suspended belt, crane-manipulator.

Date of acceptance for publication: 20.01.2019
Date of publication: 25.03.2019

Authors' information:

Roman A. Bandurin – Candidate of Economical Sciences, Head of Innovation development Department at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *e-mail: amberscorp@mail.ru.*

Anna V. Khimich – student, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University,
e-mail: annahimich14@mail.ru.

1. Введение

В 2018 году в Брянском государственном университете имени академика И.Г. Петровского продолжались научно-теоретические и научно-практические исследования по направлению «Машиноведение и машино-

строение» в соответствии с планами развития научной деятельности университета в целом [1]. Они проводились в русле изучения следующих научных проблем, традиционных для инженерной научной школы университета:

- проектирование, моделирование рабочих процессов и риск-анализ манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин и комплексов;

- проектирование и моделирование рабочих процессов конвейеров с подвесной грузонесущей лентой и распределенным приводом;

- оптимальное проектирование и моделирование рабочих процессов инновационных мехатронных систем на основе канатных технологий для совершенствования наземной транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий.

2. Объекты промышленной собственности в области манипуляционных систем мобильных машин и комплексов

Манипуляционные системы, устанавливаемые на мобильные машины и комплексы, нашли в настоящее время широкое применение в различных отраслях экономики Российской Федерации [2].

2.1. Приводное шарнирное соединение шарнирно-сочлененных смежных звеньев кранов-манипуляторов

Конструкция приводного шарнирного соединения шарнирно-сочлененных смежных звеньев гидравлических кранов-манипуляторов мобильных машин была защищена патентом на полезную модель [3]. Данный объект промышленной собственности относится к области подъемно-транспортного машиностроения, а именно к конструкциям гидравлических кранов-манипуляторов, установленных на базовом транспортном средстве и предназначенных для выполнения погрузочно-разгрузочных, строительно-монтажных, транспортных и складских работ. Конструкция позволяет улучшить такие основные технические характеристики гидравлических кранов-манипуляторов мобильных машин, как номинальная грузоподъемность, объем рабочей зоны и надежность. Приводные шарнирные соединения являются альтернативным вариантом для традиционных конструкций шарнирных соединений с выносными силовыми гидродвигателями.

Внешний вид трехзвенного гидравлического крана-манипулятора, одно из шарнирных соединений которого выполнено в соответствии с предложенной в [3] конструкцией, приведен на рис. 1. На рис. 2 и 3 показана конструкция модернизированного узла (элемента I на рис. 1).

К концевому торцевому сечению стрелы 3, которая является ближайшем к опорной конструкции 1 звеном, при помощи сварки неподвижно крепится цилиндрическая обечайка 12. С обоих торцов она герметично закрывается съемными торцевыми крышками 13, имеющими центральные отверстия 14. В каждой торцевой крышке 13 выполнены две центральные расточки, в одну из которых с натягом устанавливается подшипник качения 17, а в другую - уплотнительная манжета 18. Для исключения осевого смещения подшипника 17 к внутренней поверхности торцевой крышки 13 крепится предохранительное кольцо 19. К внутренней поверхности обечайки 12 на равном угловом расстоянии $\alpha = 120^\circ$ крепятся три радиально расположенные перегородки 21. По обеим сторонам каждой перегородки 21 в ее непосредственной близости в стенке обечайки 12 выполняются по одному радиально сквозному резьбовому отверстию 24, в каждое из которых снаружи устанавливается штуцер 25 для присоединения подъемного трубопровода 26 или опускного трубопровода 27 для подачи (или отвода) рабочей жидкости из гидросистемы силового гидропривода крана-манипулятора. Внутри обечайки 12 в подшипниках качения 17 установлен ротор 28. Его концы выведены наружу через центральные отверстия торцевых крышек 13. На концах ротора 28 выполнены шлицевые пазы 29. На центральной цилиндрической части ротора 28 при помощи призматической шпонки 30 закреплена втулка 31, к которой на равном угловом расстоянии $\alpha = 120^\circ$ крепятся три радиально расположенные лопасти 32. Для герметизации зазоров между сопрягаемыми поверхностями перегородок 21 и втулки 31 в каждой перегородке 21 выполняется паз 35 для установки уплотнительного элемента 36. Для герметизации зазоров между сопрягаемыми поверхностями лопастей

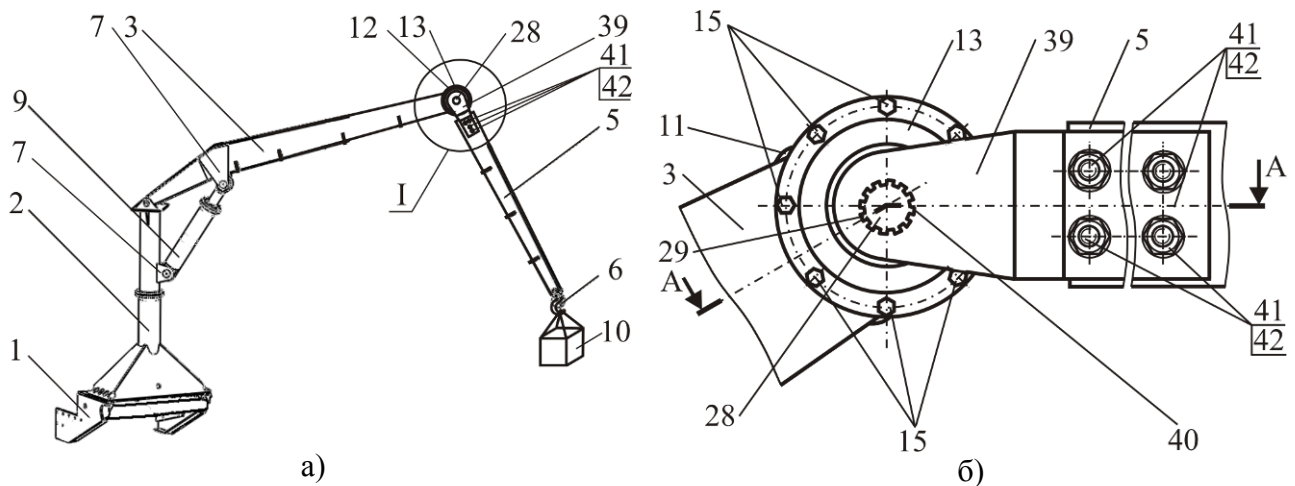


Рис. 1. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор с модернизированным шарнирным соединением: а – внешний вид; б – выносной элемент I

(1 - опорная конструкция; 2 - поворотная колонна; 3 – стрела; 4 - шарнирный узел соединения смежных звеньев; 5 – рукоятка; 6 - грузозахватный орган; 7 – элемент крепления; 8 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения рукоятки; 9 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения стрелы; 10 – полезный груз; 11 – сварной шов; 12 - цилиндрическая обечайка; 13 - съемная торцевая крышка; 14 - центральное отверстие; 15 – болт; 16 - резиновое уплотнительное кольцо; 17 - подшипник качения; 18 - уплотнительная манжета; 19 - предохранительное кольцо; 20 – винт; 21 – перегородка; 22 – фиксатор; 23 – удерживающий винт; 24 - резьбовое отверстие; 25 – штуцер; 26 - подъемный трубопровод; 27 - опускной трубопровод; 28 – ротор; 29 – шлицевой паз; 30 - призматическая шпонка; 31 – втулка; 32 – лопасть; 33 – фиксатор; 34 – стопорный винт; 35, 37 – паз; 36, 38 – уплотнительный элемент; 37 – паз; 39 – хомут; 40 - отверстие со шлицевыми выступами; 41 – шпилька; 42 – гайка)

32 и внутренней поверхности обечайки 12 в каждой лопасти 32 выполняется паз 37 для установки уплотнительного элемента 38. Например, по аналогии с практикой герметизации аналогичных поверхностей в шиберных поворотных гидродвигателях машиностроительного гидропривода [4, 5] в качестве уплотнительных элементов 36 и 38 могут использоваться фторопластовые пластины или шевронная набивка. Перегородки 21 и лопасти 32 разделяют все внутреннее пространство обечайки 12 на три пары камер U_1, U_2, U_3 и V_1, V_2, V_3 (рис. 3), которые чередуются между собой в окружном направлении, т.е. располагаются в следующей последовательности: $U_1 - V_1 - U_2 - V_2 - U_3 - V_3$. К камерам U_1, U_2, U_3 подключены подъемные трубопроводы 26, а к камерам V_1, V_2, V_3 - опускные трубопроводы 27. На концы ротора 28, имеющие шлицевые пазы 29, надеваются хомуты 39 из стального листового проката.

Для этого на одном из концов каждого из хомутов имеется отверстие 40 со шлицевыми выступами. Шлицевые пазы 29 концов ротора 28 и шлицевые выступы отверстий 40 обеспечивают разъемное шлицевое соединение ротора 28 с хомутами 39. Другими концами хомуты неподвижно крепятся к противоположным боковым поверхностям рукоятки 5. Для обеспечения сборки шарнирного узла соединения стрелы 3 и рукоятки 5 в единую кинематическую цепь крепление хомутов к боковым поверхностям рукоятки выполняется разборным, например, с помощью шпилек 41 и гаек 42. Возможно использование дополнительных вариантов приводного шарнирного соединения смежных звеньев кран-манипулятора на основе использования четырех или пяти пар перегородок 21 и лопастей 32. В этом случае они закрепляются на равном угловом расстоянии $\alpha = 90^\circ$ и $\alpha = 72^\circ$ соответственно.

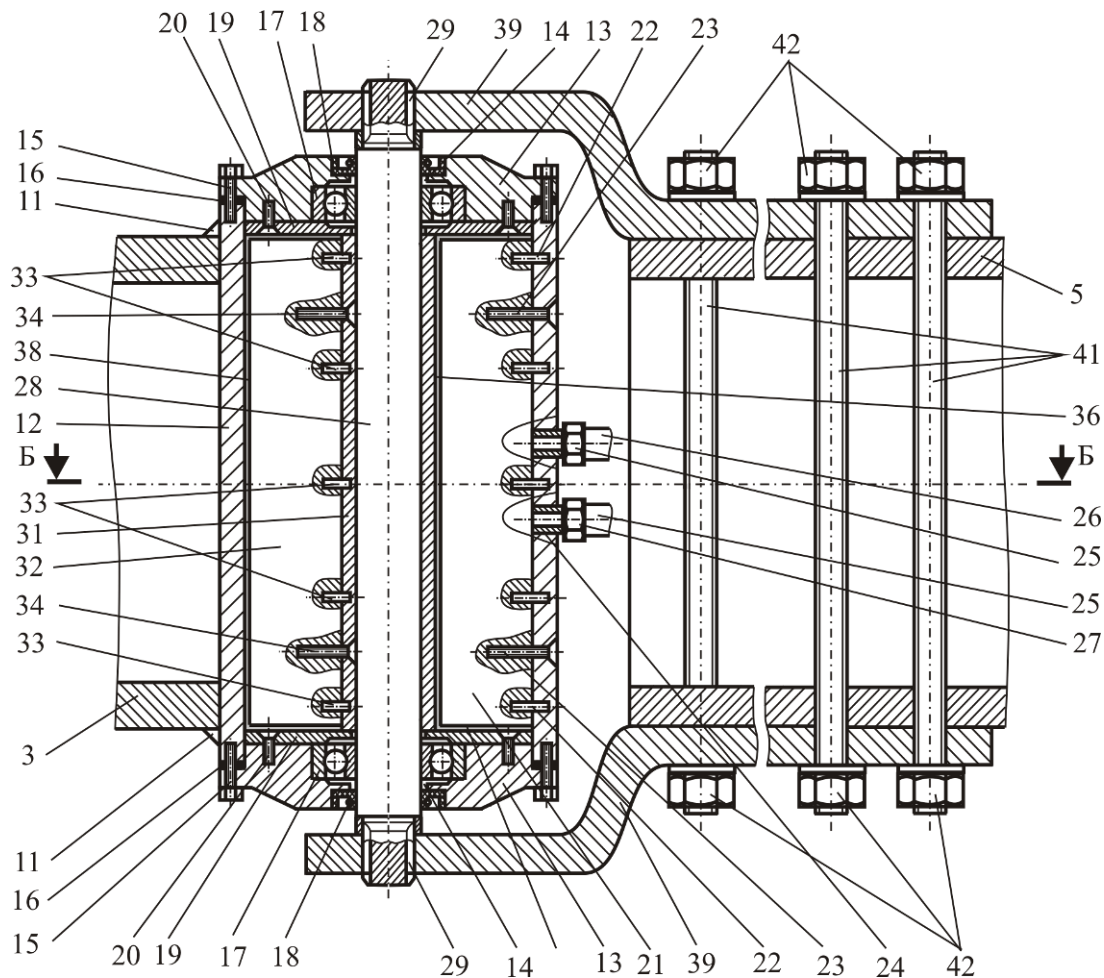


Рис. 2. Поперечное сечение А-А на рис. 1 приводного шарнирного соединения [3]

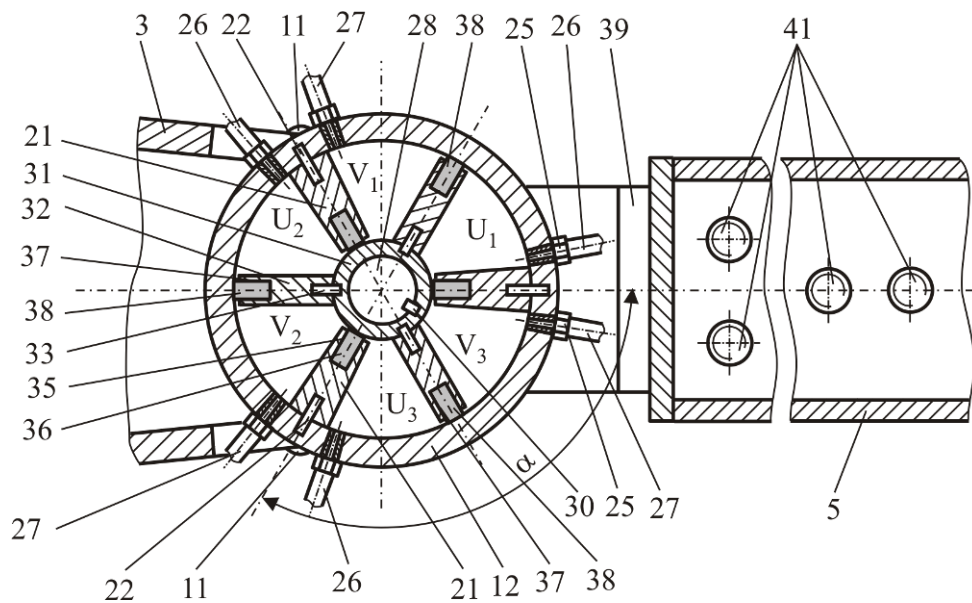


Рис. 3. Сечение Б-Б на рис. 2 приводного шарнирного соединения [3]

Таким образом, предложенное приводное шарнирное соединение представляет собой конструкцию, которая совмещает [6]:

1) шарнирный узел соединения в единую кинематическую цепь смежных звеньев крана-манипулятора – стрелы 3 и рукояти 5;

2) механизм силового гидропривода возвратно-поворотного движения рукояти 5 вместе с грузозахватным органом 6 и полезным грузом 10.

Функцию шарнирного узла соединения реализуют обечайка 12, торцевые крышки 13 с установленными в них подшипниками качения 17, ротор 28 и хомуты 39. Контакт между собой перечисленных конструктивных элементов обеспечивает постоянную неразрывную кинематическую связь между смежными звеньями крана-манипулятора – стрелой и рукоятью, так как они формируют цилиндрический шарнир, позволяющий рукояти выполнять возвратно-поворотное движение относительно стрелы в вертикальной плоскости. Функцию механизма силового гидропривода возвратно-поворотного движения рукояти реализуют обечайка 12 с закрепленными на ней с помощью штуцеров 25 подъемных 26 и опускных 27 трубопроводов, торцевые крышки 13, перегородки 21, лопасти 32, ротор 28 с закрепленной на нем втулкой 31, подшипники качения 17 и уплотнительные устройства различного исполнения - уплотнительные кольца 16, уплотни-

тельные манжеты 18, уплотнительные элементы 36 и 38.

Схема, поясняющая принцип работы приводного шарнирного соединения приведена на рис. 4 [2, 5]. При подключении подъемных трубопроводов 26 к напорной гидролинии силового гидропривода крана-манипулятора рабочая жидкость под высоким давлением p_1 через штуцеры 25 и резьбовые отверстия 24 поступает в камеры U_1, U_2, U_3 . Одновременно с этим опускные трубопроводы 27 подключаются к сливной гидролинии силового гидропривода крана-манипулятора и находящаяся в камерах V_1, V_2, V_3 рабочая жидкость под низким давлением p_2 удаляется из них. В результате разницы давления $\Delta p = p_1 - p_2$ рабочей жидкости, находящейся в смежных камерах, разделяемых лопастями 32, т.е. в камерах $U_1 - V_1, U_2 - V_2, U_3 - V_3$ на лопасти 32 со стороны камер U_1, U_2, U_3 начинают действовать силы разницы давления

$$R_1 = R_2 = R_3 = \Delta p A,$$

где A – площадь боковой поверхности лопасти), которые создают суммарный крутящий момент на роторе 28

$$M_{кр} = R_1 H + R_2 H + R_3 H = 3 \Delta p A H$$

относительно продольной оси ротора – точки O .

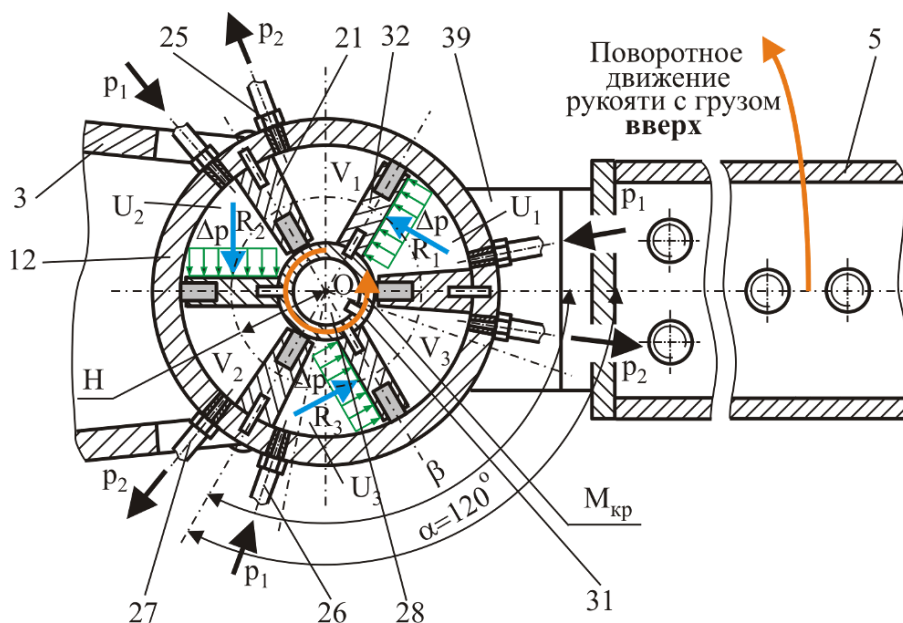


Рис. 4. Расчетная схема действия шарнирного приводного соединения [6, 7]

Крутящий момент $M_{кр}$, создаваемый на лопастях 32, передается через втулку 31 и шпонку 30 на ротор 28, поворачивая его против часовой стрелки. Далее с помощью шлицевых соединений концов ротора 28 с хомутами 39 и сами хомуты крутящий момент $M_{кр}$ передается на рукоять 5, обеспечивая ее поворот в вертикальной плоскости против часовой стрелки и, таким образом, обеспечивая подъем грузозахватного органа 6 с полезным грузом 10. Максимальный угол поворота β рукояти 5 определяется наибольшим возможным углом поворота лопасти 32 между двумя соседними перегородками 21. Опыт проектирования поворотных гидродвигателей для силовых гидроприводов различных машин показывает [5], что

$$\beta \approx (0,70..85)\alpha.$$

При подключении опускных трубопроводов 27 к напорной гидролинии силового гидропривода крана-манипулятора рабочая жидкость под высоким давлением p_1 поступает в камеры V_1, V_2, V_3 . Одновременно с этим подъемные трубопроводы 27 подключаются к сливной гидролинии силового гидропривода крана-манипулятора и находящаяся в камерах U_1, U_2, U_3 рабочая жидкость под низким давлением p_2 удаляется из них. Физические процессы, протекающие при этом, аналогичны описанным выше, однако силы разницы давления R_1, R_2, R_3 и крутящий момент $M_{кр}$ направлены в противоположную сторону. Как результат, рукоять 5 совершает поворот в вертикальной плоскости по часовой стрелке, обеспечивая опускание грузозахватного органа 6 и полезного груза 10.

Увеличение количества пар перегородок 21 и лопастей 32 приводит к следующим результатам:

1) величина крутящего момента $M_{кр}$, передаваемого на рукоять, увеличивается, а, следовательно, увеличивается вес перемещаемого полезного груза и номинальная грузоподъемность крана-манипулятора;

2) уменьшается максимально возможный угол поворота β рукояти в вертикальной

плоскости, а, следовательно, снижается рабочая зона, в пределах которой у рукояти имеется возможность манипулировать полезным грузом.

Поэтому предложенная конструкция имеет три варианта конструктивного исполнения, отличающихся количеством пар перегородок и лопастей – три, четыре и пять пар. При количестве пар перегородок и лопастей меньше трех величина передаваемого крутящего момента $M_{кр}$ оказывается недостаточной для создания крана-манипулятора удовлетворительной номинальной грузоподъемности. При количестве пар больше пяти величина угла поворота β рукояти в вертикальной плоскости оказывается неудовлетворительно малой (не более $50...55^\circ$) с точки зрения возможности эффективности манипулирования полезным грузом в пространстве рабочей зоны крана-манипулятора.

С целью автоматизации оптимизационных расчетов при проектировании приводных соединений шарнирно-сочлененных поворотных звеньев гидравлических кранов-манипуляторов многоцелевых мобильных транспортно-технологических машин и комплексов была разработана и защищена свидетельством о государственной регистрации программа для ЭВМ «Оптимизация приводных соединений звеньев гидравлических кранов-манипуляторов» [8].

С помощью программы [8] выполняется оценка оптимального сочетания основных конструктивных размеров цилиндрического шарнирного соединения типа шиберного поворотного гидродвигателя, обеспечивающая минимизацию такого показателя качества приводного соединения звеньев, как его масса, с учетом системы конструкторских и прочностных ограничений.

Структурная схема программы «Оптимизация приводных соединений звеньев гидравлических кранов-манипуляторов» [8] включает в себя головную процедуру *Optimization_Driven_Joint_Crane_Manipulator*, 6 процедур типа Procedure:

- *BeginPointOptimization* – формирование начальной точки оптимизации;
- *CelFun* - расчет целевой функции приводного шарнирного соединения;

- *DetModulG* - определение модуля шлицевого соединения выходного вала;
- *DetZ* - вычисление неуправляемых параметров приводного шарнирного соединения;
- *Ogran* - проверка системы ограничений приводного шарнирного соединения;
- *Optimizer* - оптимизация приводного шарнирного соединения.

Программа написана на алгоритмическом языке Pascal и предназначена для использования на персональных компьютерах, оснащенных операционной системой типа Windows XP, 7, 8, 10.

Алгоритмическое обеспечение указанной программы базируется на оптимизационной математической модели и теоретических разработках, представленных в [6, 7]. В этих работах оптимизационная математическая модель приводного шарнирного соединения позволяет минимизировать его массу при выполнении комплекса необходимых конструкторских, монтажных, режимных и прочностных ограничений. Было проведено исследование влияния основных технических характеристик и величины эксплуатационной нагрузки на оптимальную массу и оптимальные конструктивные размеры приводных шарнирных соединений. Показано [6, 7], что при обеспечении равных грузо-высотных характеристик мобильного крана-манипулятора приводное шарнирное соединение позволяет исключить ряд эксплуатационных недостатков традиционного шарнирного соединения:

- развития с течением времени дополнительной динамической нагруженности металлоконструкции вследствие увеличения зазоров в соединении;

- снижения объема рабочей зоны крана из-за наличия выносных силовых гидродвигателей, появления отказов вследствие усталостного разрушения элементов узлов крепления силовых гидродвигателей к звеньям манипуляционной системы.

При этом возможен перевод гидросистемы на меньшие уровни рабочего давления, что приводит к повышению энергоэффективности крана-манипулятора и коэффициента полезного действия гидропривода в це-

лом, а также к снижению эксплуатационных затрат на обслуживание.

2.2. Моделирование рабочих процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин

С целью моделирования нестационарных гидродинамических процессов, протекающих в гидроприводах манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин в ходе их эксплуатации при поворотном движении (прямом и обратном) отдельных звеньев шарнирно-сочлененной несущей металлоконструкции были разработаны и защищены свидетельствами о государственной регистрации программы для ЭВМ «Моделирование дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при раздельном движении звеньев» [9] и «Моделирование дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при совместном движении звеньев» [10]. Обе программы написаны на алгоритмическом языке Pascal и предназначены для использования на персональных компьютерах, оснащенных операционной системой типа Windows XP, 7, 8, 10.

Программа [9] позволяет моделировать изменение во времени таких основных технических характеристик гидропривода, как давления и расходы рабочей жидкости в характерных точках по длине гидросистемы, перепад давления на поршне гидроцилиндра и мгновенная мощность гидропривода, а также кинематических параметров движения звеньев (угла поворота, угловой скорости и углового ускорения) при раздельном поворотном движении отдельных звеньев для двух типов их конструктивного исполнения (без и с наличием вспомогательного рычага). Конструктивное исполнение указанных звеньев приведено в [11]. 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 включает в себя главную процедуру *Dynamics_of_Hydraulic_Drives_with_Throttle_Regulation_and_Separate_Motion_of_Links*, 22 процедур типа Procedure и 2 процедуры типа Function [12].

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

- 1) величины, скорости и ускорения перемещения штока силового гидроцилиндра;
- 2) угла, угловой скорости и углового ускорения поворота звена манипуляционной системы;
- 3) давления и объемного расхода рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы;
- 4) объемного расхода рабочей жидкости через напорный предохранительный клапан;
- 5) перепада давления рабочей жидкости на гидроцилиндре;
- 6) перепада давления на входном и выходном регулируемых дросселях;
- 7) мгновенной мощности приводного электродвигателя насоса.

Алгоритмическое обеспечение компьютерной программы «Моделирование дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при раздельном движении звеньев» [9] базируется на функционально-структурной схеме и математической модели гидродинамических процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе, представленных в [12].

Компьютерная программа «Моделирование дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при совместном движении звеньев» [9] позволяет моделировать нестационарные гидродинамические процессы в гидроприводах манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин в ходе их эксплуатации при совместном поворотном движении (прямом и обратном) двух

звеньев шарнирно-сочлененной несущей металлоконструкции с учетом как одновременного начала движения обоих звеньев, так и опережающего начала движения одного из звеньев.

Структурная схема программы включает в себя главную процедуру *Dynamics_of_Hydraulic_Drives_with_Throttle_Regulation_and_Conjoint_Motion_of_Links*, 24 процедур типа Procedure и 3 процедуры типа Function [13].

Результатом выполнения компьютерной программы является расчет изменения во времени отработки движения звеньев данных, аналогичных программе [9].

Алгоритмическое обеспечение компьютерной программы «Моделирование дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при совместном движении звеньев» [10] базируется на функционально-структурной схеме и математической модели гидродинамических процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе, представленных в [11].

3. Объекты промышленной собственности в области конвейеров с подвесной грузонесущей лентой и распределенным приводом

Конвейеры с подвесной грузонесущей лентой относительно новый вид конвейерного транспорта, альтернативный традиционным ленточным конвейерам [14]. Обладая рядом заметных преимуществ перед последними, конвейеры с подвесной лентой в настоящее время продолжают совершенствоваться, в частности, в направлении использования распределенного (многоприводного) мехатронного механизма перемещения ленты и транспортируемого груза [15].

3.1. Конвейер с подвесной лентой и распределенным приводом

Конструкция конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом была защищена патентом на полезную модель [16]. Данный объект промышленной собственно-

сти относится к области машин непрерывного транспорта, а именно, к ленточным конвейерам. Конструкция позволяет повысить безопасность эксплуатации конвейера с подвесной лентой и уменьшить массогабаритные параметры одного из ключевых узлов - приводных и не приводных подвесок - конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом. Применение гибких стальных канатов или цепей, последовательно соединяющих подвески, позволяет минимизировать напряжения в ленте, а также исключить самопроизвольное движение в обратном направлении грузонесущей ленты с подвесками при ее обрыве, что способствует увеличению ресурса ленты, повышению надежности и безопасности конвейера. Кроме того, компактные размеры и сниженная масса, позволяют сократить величину напряжений в гибких стальных канатах или цепях и конвейерной ленте, возникающих под действием сил инерции подвесок и имеющих особенно высокие значения при движении подвесок по криволинейным участкам трассы или при большом количестве не приводных подвесок, так как в таком случае мощность привода приводной подвески, а, следовательно, и ее массогабаритные параметры увеличиваются нелинейно.

Существенным недостатком известных конструкций конвейеров с подвесной лентой является наличие движущихся вдоль трассы открытых механизмов – перемещающихся по направляющим качения многороликовых подвесок, оснащенных электрооборудованием под напряжением, которые представляют опасность для здоровья рабочих и обслуживающего персонала. Кроме того, обеспечение качественного сцепления приводных роликов приводных подвесок с направляющими качения требует не только повышения усилия прижимных устройств, но и увеличения диаметра самих колес, что в совокупности с массогабаритными параметрами мотор-редукторов приводит к увеличению габаритов всей подвески. Крупные размеры и масса приводных подвесок вследствие возрастания сил инерции при пуске и торможении, а также при их движении по криволинейным участкам приводят к увеличению нагруженно-

сти элементов и ленты конвейера. Также в таких конвейерах отсутствуют устройства, удерживающие грузонесущую конвейерную ленту с подвесками от самопроизвольного движения в обратном направлении при ее обрыве.

Внешний вид конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом, выполненного в соответствии с предложенной в [16] конструкцией, приведен на рис. 5. На рис. 6 показано расположение приводной подвески внутри направляющего пути.

Конвейер с подвесной лентой и распределенным приводом содержит став, с закрепленными на нем направляющими путями 1 и токоведущими троллейными шинпроводами 2, многороликовые приводные 3 и не приводные 4 подвески, последовательно соединенные между собой гибкими стальными канатами или цепями 5, перемещающиеся внутри направляющих путей 1 и увлекающие за собой бесконечно замкнутую конвейерную ленту 6, удерживаемую в подвешенном между направляющими путями 1 положении, а также стационарные поддерживающие опоры, установленные в местах трассы, на которых конвейерная лента 6 выложена.

Направляющие пути, позволяющие реализовать трассу неограниченной длины и произвольной пространственной конфигурации с прямолинейными, наклонными, поворотными, желобообразующими и выполаживающими участками выполнены составными из одинаковых направляющих качения 7. В их качестве могут быть использованы, например, равнополочные уголки или комбинированные конструкции, сконфигурированные из любых других профилей сортового или фасонного проката. По всей длине трассы конвейера направляющие пути имеют С-образную обшивку 8 из диэлектрического материала, выполненную сплошной по трем сторонам поперечного сечения направляющих путей и разомкнутую по граням, ориентированную к конвейерной ленте 6. Внутри направляющих путей на одной из стенок обшивки 8 по всей длине трассы конвейера расположен токоведущий троллейный шинпровод 2. Направляющие качения 7

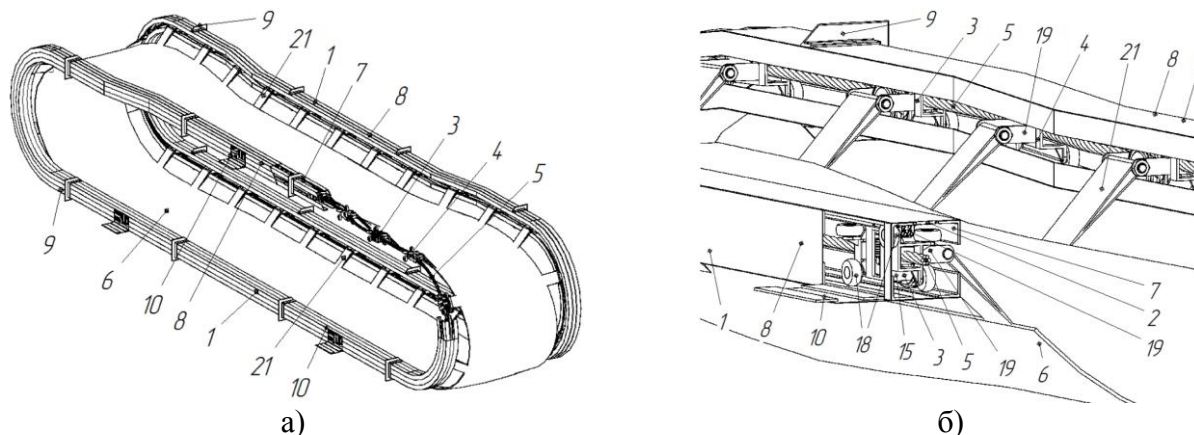


Рис. 5. Внешний вид конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом:

а - трехмерный вид с местными вырезами элементов [16]; б - трехмерный вид разреза направляющего пути в месте движения приводной подвески

(1- направляющий путь; 2 - токоведущий троллейный шинопровод; 3 – приводная подвеска; 4 – неприводная подвеска; 5 - гибкий стальной канат или цепь; 6 – конвейерная лента; 7 – направляющая качения; 8 – обшивка; 9 - П-образный кронштейн; 10 – прямоугольный люк; 11 – мотор-колесо; 12 – траверса; 13 – прижимной механизм; 14 – цилиндрическая направляющая; 15 – рама; 16 – пружина сжатия; 17 – регулировочная гайка; 18 – холостой ролик; 19 – блок токосъемников; 20 – кронштейн; 21 – узел крепления ленты; 22 – крепление; 23 – рама; 24 – крепление)

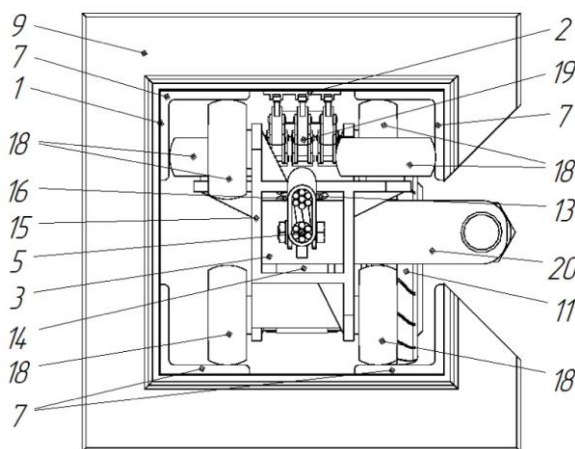


Рис. 6. Расположение приводной подвески внутри направляющего пути

и обшивки 8 на различных участках трассы имеют прямоугольные люки 10 с размерами, большими или равными габаритным размерам подвесок. Они располагаются на гранях направляющих путей со сплошными обшивками 8 без токоведущего троллейного шинопровода 2. Гибкие стальные канаты или цепи 5 не ограничиваются какими-либо определенными типоразмерами. Они могут иметь длину, достаточную для присоединения двух соседних, последовательно расположенных в направляющем пути подвесок. Концы гиб-

ких стальных канатов или цепей 5 могут иметь любые известные крепления, например болтовые зажимы, заплетку, опрессовку, клиновый зажим.

Приводные подвески 3 (рис. 7) имеют прямоугольную пространственную конфигурацию и используют в качестве приводного механизма мотор-колесо 11, расположенное снаружи приводной подвески вдоль стороны, ориентированной в направлении конвейерной ленты 6. Выходная ось мотор-колеса жестко закреплена в траверсе 12 прижимного механизма 13, которая имеет возможность вертикального перемещения по цилиндрическому направляющим 14 и ограничена в угловом и линейном перемещении с использованием любого способа крепежа. Сама же рама 15 приводной подвески в центральной своей части выполнена в виде объемного жесткого каркаса, позволяющего разместить прижимной механизм 13 и ось мотор-колеса 11, а по противоположным краям имеет окончания прямоугольного поперечного сечения. По их трем сторонам симметрично относительно вертикальной оси, проведенной через центр приводной подвески, расположены кронштейны с консольно-закрепленными на них на расстоянии, необходимом для контакта с

полками направляющих качения 7, холостыми роликами 18 с бочкообразной или цилиндрической формой поверхности качения из низкофрикционного материала. Кроме того, на одной из сторон рамы 15 приводной подвески, соответствующей стороне направляющего пути 1, содержащей токоведущий троллейный шинопровод 2, установлен блок токосъемников 19. Кронштейны 20 узла крепления ленты 21 вынесены через проем в

обшивке 8 перпендикулярно раме 15 приводной подвески со стороны мотор-колеса 11 на расстояние, достаточное для крепления ленты 6 снаружи направляющего пути. Торцевые стороны приводной подвески 3 имеют крепления 22, например, проушины, прижимные планки, рым-болты, предназначенные для присоединения стального каната или цепи 5 в направлении движения подвесок по направляющему пути.

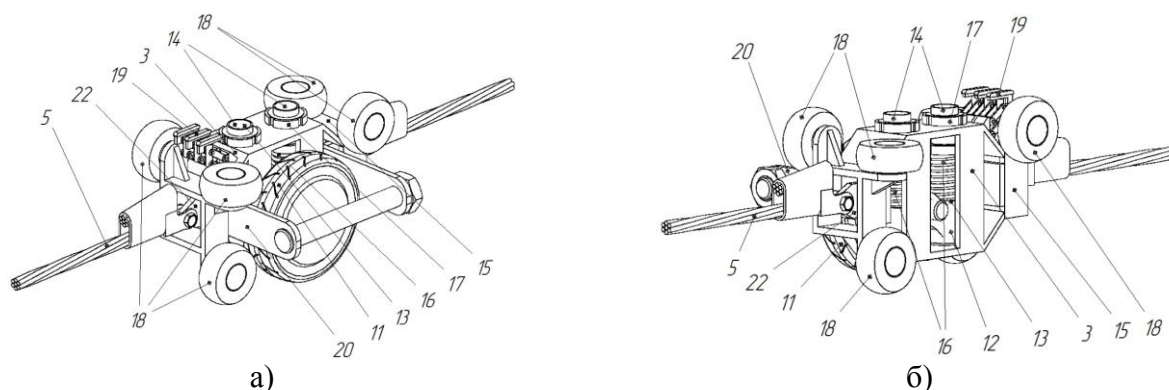


Рис. 7. Конструкция приводной подвески:

а – вид со стороны мотор-колеса; б – вид с обратной стороны

Неприводная подвеска 4 имеет раму 23 балочной конструкции с окончаниями прямоугольного поперечного сечения. По их трем сторонам симметрично относительно вертикальной оси, проведенной через центр неприводной подвески 4, расположены кронштейны с консольно-закрепленными на них холостыми роликами 18 с бочкообразной или цилиндрической формой поверхности качения и низкофрикционного материала. Кронштейны 20 узла крепления ленты 21 вынесены через проем в обшивке 8 перпендикулярно раме 23 неприводной подвески 4 на расстояние, достаточное для крепления ленты 6 снаружи направляющего пути. Торцевые стороны рамы 23 неприводной подвески могут иметь крепления 24, например, проушины, прижимные планки, рым-болты, предназначенные для присоединения стального каната или цепи 5 небольшой длины, соединяющего соседние в направлении движения подвески на одном направляющем пути.

Конвейер с подвесной лентой и распределенным приводом работает следующим образом. Приводные 3 и неприводные 4 подвески, размещенные с постоянным шагом

внутри параллельно установленным симметричным направляющим путям вдоль трассы конвейера неограниченной длины и произвольной пространственной конфигурации, посредством узлов крепления 21 удерживают конвейерную ленту 6 и транспортируемый материал в пролете между направляющими путями 1 в подвешенном положении. Нагрузка, передаваемая со стороны грузонесущей конвейерной ленты через узлы крепления 21 и рамы 15 и 23 подвесок, действует на консольно-установленные холостые ролики 18 приводных и неприводных подвесок. Они контактируют в разных плоскостях с полками направляющих качения 7 таким образом, что ограничивается возможное поперечное вращение подвесок внутри направляющих путей. Электрический ток, подаваемый на троллейный шинопровод 2, расположенный на внутренней стенке диэлектрической обшивки 8, которая обеспечивает защиту эксплуатационного и обслуживающего персонала от токоведущих и движущихся элементов конвейера, протекает в нем вдоль трассы конвейера и через щетки блоков токосъемников 19 приводных подвесок, снима-

ется и передается на мотор-колеса 11. Вращаясь, мотор-колеса вызывают поступательное движение приводных подвесок вдоль направляющих путей. Неизменное продольное направление движение мотор-колес 11 обеспечивается за счет жесткой фиксации их выходных осей в траверсах 12 прижимных механизмов 13. При этом пружины сжатия 16, размещенные поверх цилиндрических направляющих 14 и посаженные на резьбы полых цилиндрических направляющих 14, обеспечивают надежное прижатие мотор-колес к направляющим качения. Это исключает проскальзывание при движении вдоль направляющих путей на всем протяжении трассы. Таким образом, движущиеся по направляющим качения 7 приводные подвески 3 посредством стальных канатов или цепей 5 сообщают движение неприводным подвескам. Через узлы крепления ленты 21 приводные и неприводные подвески увлекают за собой конвейерную ленту с расположенным на ней транспортируемым грузом. Перемещаясь вдоль трассы, конвейерная лента 6 за счет различного расстояния между направляющими путями изменяет форму поперечного сечения. Так, на загрузочных участках, конечных поворотных и холостой ветви за счет большого расстояния между направляющими путями конвейерная лента выполажена, а на грузонесущей ветви, ввиду меньшего пролета между направляющими путями конвейерная лента 6 имеет желобчатую форму поперечного сечения. При этом переход от одного состояния к другому осуществляется при движении подвесок по переходным выполаживающим и желобообразующим участкам трассы конвейера. Кроме того, установленные на загрузочных, поворотных, желобообразующих и выполаживающих участках стационарные роликовые опоры или гладкие настилы, а также размещенные на конечных поворотных участках барабаны, катки, стационарные роликовые опоры или гладкие настилы поддерживают грузонесущую ленту, значительно снижая напряжения в ней и величину усилия, действующего на подвески со стороны узла крепления ленты 21.

3.2. Моделирование динамики конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом при различных причинах отказов приводных и неприводных подвесок

С целью автоматизации моделирования кинематики и динамики нестационарных рабочих процессов, происходящих во время эксплуатации ленточных конвейеров с подвесной грузонесущей лентой и распределенным электроприводом при различных потенциально возможных аварийных режимах их работы конвейеров, были разработаны и защищены свидетельствами о государственной регистрации следующие программы для ЭВМ:

- «Моделирование динамики конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом при отказах электропитания» [17];

- «Моделирование динамики конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов» [18];

- «Моделирование динамики конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании холостых роликов» [19].

Эти программы предназначены для использования на персональных компьютерах, оснащенных операционной системой типа Windows XP, 7, 8, 10.

С помощью указанных программ [17-19] выполняются расчеты, связанные с определением величины и скорости перемещения приводных и неприводных грузонесущих подвесок вдоль трассы конвейера с подвесной лентой. Программы позволяют на этапе проектирования аналогичных типов конвейеров выполнить анализ влияния конструктивных и режимных параметров конвейера на его кинематические и динамические характеристики в течение аварийных режимов работы, что позволяет конструктору более эффективно разрабатывать мероприятия, направленные на повышение устойчивости работы конвейеров при нерасчетных условиях эксплуатации.

Структурные схемы программ разработаны в едином алгоритмическом стиле и включают 16 процедур типа Procedure:

- *DetAngles* - вычисление углов наклона участка трассы конвейера к горизонту и углов наклона бортов ленты;
 - *DetFcc* - вычисление силы сцепления приводного ролика;
 - *DetInstantPower* - вычисление мгновенной суммарной мощности приводных подвесок конвейера;
 - *DetInMn* - вычисление момента инерции и массы неприводной подвески;
 - *DetIpMp* - вычисление момента инерции и массы приводной подвески;
 - *DetMkr* - вычисление крутящего момента, создаваемого мотор-редуктором;
 - *DetPointXcoord* - определение положения ролика вдоль трассы конвейера;
 - *DetTension* - определение максимального напряжения растяжения в ленте в поперечном направлении от изгиба и растяжения;
 - *DetWidthGr* - определение расстояния от борта ленты до груза;
 - *MaxCurve* - определение максимальной кривизны поперечного сечения ленты;
 - *Motion* – интегрирование системы дифференциальных уравнений движения подвесок конвейера методом Рунге-Кутты 4-го порядка;
 - *Mpriv* - вычисление моментов сопротивления приводных и неприводных подвесок;
 - *SplInt* – сплайн-интерполяция дискретно заданной функции кубическими полиномами;
 - *Stress* - расчет сил и напряжений в конвейерной ленте;
 - *Uravn* - вычисление правой части системы дифференциальных уравнений движения подвесок конвейера (с учетом конкретного типа отказа);
 - *VectorBeg* - построение векторов начальных условий при интегрировании системы дифференциальных уравнений движения подвесок конвейера;
- и 1 процедуры типа Function:
- *AprSpl* - расчет значения одномерной функции по ее кубическому сплайну.

Алгоритмическое обеспечение компьютерной программы «Моделирование динамики конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом при отказах электропитания» [17] базируется на динамической математической модели и теоретических разработках, представленных в [15, 20].

Алгоритмическое обеспечение компьютерной программы «Моделирование динамики конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов» [18] базируется на динамической математической модели и теоретических разработках, представленных в [21].

Алгоритмическое обеспечение компьютерной программы «Моделирование динамики конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании холостых роликов» [19] базируется на динамической математической модели и теоретических разработках, представленных в [22].

Заключение

Для создаваемых в Брянском государственном университете имени академика И.Г. Петровского объектов интеллектуальной деятельности продолжает реализовываться традиционный подход, основанный на тесном сочетании конструкторских решений новых объектов промышленной собственности и их теоретического анализа на базе разработки соответствующих математических моделей и расчетных компьютерных программ.

Такой подход оказывается плодотворным с точки зрения разработки единых технологий в сфере машиноведения и машиностроения, позволяет получать научно обоснованные технические решения применительно к манипуляционным системам мобильных транспортно-технологических машин и конвейерам с подвесной грузонесущей лентой.

Список литературы

1. Научный сайт БГУ имени академика И.Г. Петровского. – Режим доступа: <http://nauka-brgu.ru/>.
2. Бандурин, Р.А. Рынок кранов-манипуляторов в России / Р.А. Бандурин // Проблемы современной экономики. – 2015. - № 26. – С. 138-142.
3. Пат. 176269 Российская Федерация, МПК В66С 23/44. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор / Лагерев А.В., Лагерев И.А.; патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского». - № 2017131959; заявл. 12.09.2017; опубл. 15.01.2018; Бюл. № 2. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1307472>
4. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы / В.К. Свешников, А.А. Усов. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
5. Лагерев, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2006. – 232 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311892>
6. Лагерев, А.В. Оптимальный синтез приводных шарнирных соединений гидравлических манипуляционных систем мобильных кранов / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Записки Горного института. - 2018. - Т. 232. - С. 413-420. DOI: [10.31897/PMI.2018.4.413](https://doi.org/10.31897/PMI.2018.4.413)
7. Лагерев, А.В. Проектирование и исследование приводных шарнирных соединений звеньев гидравлических манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. - №1. – С. 14-30. DOI: [10.22281/2413-9920-2018-04-01-14-30](https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-01-14-30)
8. Оптимизация приводных соединений звеньев гидравлических кранов-манипуляторов / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев. - Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2018612666. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 21.02.18.
9. Моделирование дроссельно-

References

1. Scientific site of the BSU named after Academician I.G. Petrovskii. Available at: <http://nauka-brgu.ru/> (In Russian)
2. Bandurin R.A. The market for cranes in Russia. *Problemy sovremennoy ekonomiki*, 2015, No.26, pp. 138-142. (In Russian)
3. Patent RU 176269. *Tryekhzhvennyy gidravlicheskiy kran-manipulyator* [The three-tier hydraulic crane-manipulator]. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Declared 12.09.2017. Published 15.01.2018. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1307472> (In Russian)
4. Sveshnikov V.K., Usov A.A. *Stanochnyye gidroprivody* [Machine tool hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 512 p. (In Russian)
5. Lagerev A.V. *Proektirovanie nasosnykh gidroprivodov podemno-transportnykh mashin* [The design of pump hydraulic drives of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet, 2006. 232 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311892> (In Russian)
6. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal Synthesis of Drive Swing Connections of Mobile Cranes Hydraulic Manipulating Systems. *Journal of Mining Institute*, 2018, Vol. 232, p. 413-420. DOI: <https://doi.org/10.31897/PMI.2018.4.413>
7. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Design and study of drive swivel joints for hydraulic manipulation systems of mobile transport-technological machines. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.1, pp. 14-30. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-01-14-30> (In Russian)
8. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Optimizatsiya privodnykh soedineniy zveney gidravlicheskiy kranov-manipulyatorov. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Optimization of the driving connection parts of hydraulic cranes. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2018612666, 2018. (In Russian)
9. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tolkachev E.N. *Modelirovanie drosselno-reguliruemogo*

регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при раздельном движении звеньев / А.В. Лагереv, И.А. Лагереv, Е.Н. Толкачев. - Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2018666608. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 19.12.18.

10. Моделирование дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при раздельном движении звеньев / А.В. Лагереv, И.А. Лагереv. - Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2018666946. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 25.12.18.

11. 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. <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>

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

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

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

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

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

15. Лагереv, А.В. Моделирование рабочих процессов и проектирование многоприводных ленточных конвейеров / А.В.

gidroprivoda manipulyatsionnoy sistemy mobilnoy mashiny pri razdelnom dvizhenii zvenev. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM [Modeling of the throttle-adjustable hydraulic drive of the manipulation system of the mobile machine during the separate movement of links]. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2018666608, 2018. (In Russian)

10. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Modelirovanie drosselno-reguliruemogo gidroprivoda manipulyatsionnoy sistemy mobilnoy mashiny pri sovmestnom dvizhenii zvenev. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM [Modeling of the throttle-adjustable hydraulic drive of the manipulation system of the mobile machine during the conjoint movement of links]. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2018666946, 2018. (In Russian)*

11. 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)*

12. 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-tekhnicheskiiy 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)

13. 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-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.1, pp. 59-82. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-01-59-82>

Лагереv, Е.Н. Толкачев, К.А. Гончаров. – Брянск: РИО БГУ, 2017. – 384 с.

16. Пат. 180244 Российская Федерация, МПК В65G 15/08; В65G 15/60; В65G 23/00. Конвейер с подвесной лентой / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев; патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского». № 2017140299; заявл. 20.11.2017; опубл. 06.06.2018; Бюл. № 16.

17. Моделирование динамики конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом при отказах электропитания / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев, И.А. Лагереv. - Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018610240. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 09.01.18.

18. Моделирование динамики конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев, И.А. Лагереv. - Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018610638. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 15.01.18.

19. Моделирование динамики конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании холостых роликов / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев, И.А. Лагереv. - Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018610637. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 15.01.18.

20. Толкачев, Е.Н. Математическая модель отказа приводов ведущих подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при разрыве электроцепи / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. - № 2. – С. 178-189.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2017-03-02-178-189>

21. Толкачев, Е.Н. Математическая модель отказа приводов ведущих подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при

01-59-82 (In Russian)

14. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Boslovyak P.V. *Proektirovanie i issledovaniya konveyerov s podvesnoy gruzonesushchey lentoy* [Design and research of the conveyor with hanging ribbon]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 303 p.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1197308> (In Russian)

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

16. Patent RU 180244. *Konveyer s podvesnoy lentoy* [Conveyor with suspended belt]. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Declared 20.11.2017. Published 06.06.2018. (In Russian)

17. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Lagerev I.A. *Modelirovanie dinamiki konveyerov s podvesnoy lentoy i raspredelelennym privodom pri otkazakh elektropitaniya. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Modeling the dynamics of conveyors with suspended belt and distributed drive in case of power failures]. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2018610240, 2018. (In Russian)

18. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Lagerev I.A. *Modelirovanie dinamiki konveyerov s podvesnoy lentoy i raspredelelennym privodom pri zaklinivanii privodnykh rolikov. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Modeling the dynamics of conveyors with a suspended belt and a distributed drive when jamming the drive rollers]. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2018610638, 2018. (In Russian)

19. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Lagerev I.A. *Modelirovanie dinamiki konveyerov s podvesnoy lentoy i raspredelelennym privodom pri zaklinivanii kholostykh rolikov. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Modeling the dynamics of conveyors with a suspended belt and a distributed drive when jamming the idle rollers]. The Certificate

заклинивании приводных роликов / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. - № 3. – С. 333-343. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2017-03-03-333-343>

22. Толкачев, Е.Н. Математическая модель отказа ведущих подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании холостых роликов / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. - № 3. – С. 283-291.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-03-283-291>

† on official registration of the computer program]. No. 2018610637, 2018. (In Russian)

† 20. Tolkachev E.N. Mathematical model of failure the drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive at break in the electric chain. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.2, pp. 178-189. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2017-03-02-178-189> (In Russian)

† 21. Tolkachev E.N. Mathematical model of failure the drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive at jamming rollers. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.3, pp. 333-343. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2017-03-03-333-343> (In Russian)

† 22. Tolkachev E.N. Mathematical model of failure the drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive at jamming non-drive rollers. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.3, pp. 283-291. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-03-283-291> (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА
МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ГРУЗОВЫХ ТЕЛЕЖЕК КРАНОВ МОСТОВОГО ТИПА
НА ОСНОВЕ УНИВЕРСАЛЬНЫХ КОМПОНОВОЧНЫХ СХЕМMATHEMATICAL MODELS OF STRUCTURAL AND PARAMETRIC SYNTHESIS
OF LOAD TROLLEY METALWARE OF BRIDGE CRANES ON BASIS OF
MULTIPURPOSE LAYOUT DRAWINGГончаров 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. Предложены математические модели структурно-параметрического синтеза металлоконструкций грузовых тележек кранов мостового типа на основе универсальной компоновочной схемы, основанные на матричном представлении структур сегментов металлоконструкции. Рассмотрены варианты применения структурных матриц элементов и матриц параметров при проведении проектных расчётов в рамках разработанных математических моделей с целью подтверждения несущей способности металлоконструкции с учетом требований нормативно-технической документации. С использованием структурных матриц отдельных сегментов и матриц взаимных соединений сегментов сформированы базовые архитектуры математических моделей структурно-параметрического синтеза металлоконструкций. Показана общая структура разработанных математических моделей, а также приведено описание функционального назначения отдельных групп матриц различных расчётных блоков.

Ключевые слова: мостовой кран, грузовая тележка, математическая модель, универсальная компоновочная схема, структурная матрица, матрица параметров.

Дата принятия к публикации: 14.02.2019
Дата публикации: 25.03.2019

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 mathematical models of the structural and parametric synthesis of the load trolley metalware of bridge cranes on the basis of the multipurpose layout drawing are suggested. The models are based on the matrix representation of the metalware segment structures. The article considers the options for implementation of the structural matrixes of the elements and parameter matrixes when performing design calculations as a part of the developed mathematical models. The purpose of the calculations is to confirm the bearing capacity of the metalware, taking into account the requirements of the regulations and specifications. The basic structures of the mathematical models of the structural and parametric synthesis of the metalware are formed, using the structural matrixes of the separate elements and matrixes of the element interconnection. The general structure of the developed mathematical models is shown, and the description of the functionality of the separate matrix groups of the different calculation modules is given.

Keywords: bridge crane, load trolley, mathematical model, multipurpose layout drawing, structural matrix, parameter matrix.

Date of acceptance for publication: 14.02.2019
Date of publication: 25.03.2019

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

Ilya 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

Проектирование грузовой тележки представляет собой сложный процесс, включающий в себя взаимосвязанные этапы разработки механизмов различного назначения и несущей металлоконструкции, воспринимающей внешние нагрузки в процессе работы грузоподъемной машины. Причем, если процесс проектирования механизмов описан весьма подробно, то вопросу компоновки несущей металлоконструкции уделено недостаточное внимание как в нормативной [1], так и в научной и методической литературе [2, 3]. Определение количества и взаимного расположения отдельных несущих элементов металлоконструкции грузовой тележки производится исходя из относительно «расплывчатых» рекомендаций в области проектных действий. Полученная таким образом конструкция является результатом череды индивидуальных технических решений конкретного специалиста или группы специалистов, принятых в соответствии с общими рекомендациями и ограничениями, призванными обеспечить надёжную и безопасную работу грузовой тележки.

Результатом применения таких подходов в настоящее время является эксплуатация большого количества модификаций грузовых тележек, металлоконструкции которых крайне сложно систематизировать и выделить их наиболее рациональные схемы компоновки, что дополнительно создаёт проблемы при реконструкции тележек, а также при их проектировании. Стоит также отметить, что описанные выше подходы к проектированию приводят к значительному увеличению массы несущей металлоконструкции, и, как следствие, стоимости грузовых тележек.

В работах [4-6] были предложены универсальные компоновочные схемы металлоконструкций грузовых тележек крана мостового типа комплексной (УКСКК) и модульной (УКСМК) конфигураций, позволяющие предложить и реализовать единый принцип их проектирования при широком разнообразии вариантов применения. Стоит отметить, что в основе любого проектного подхода к

созданию машин и их элементов лежит структурно-параметрический синтез, математическое описание которого в дальнейшем является базой для создания проектных методов.

2. Постановка задачи

Целью настоящей работы является создание математических моделей структурно-параметрического синтеза несущих металлоконструкций грузовых тележек кранов мостового типа общего назначения на основе универсальных компоновочных схем комплексной и модульной конфигурации. Разрабатываемые математические модели должны учитывать нормативные требования к проектированию металлоконструкций грузоподъемных машин в области обеспечения их прочности, жесткости, устойчивости и выносливости, особенности компоновки механизмов, расположенных на тележке, характер взаимосвязи отдельных сегментов модульной металлоконструкции.

3. Теоретические исследования

Вне зависимости от типа применяемой схемы металлоконструкции в рамках предлагаемых структурных моделей хордовые элементы разделяют каждый сегмент на несколько уровней (рис. 1). Каждому из 4-х сегментов присваивается номер, соответствующий номеру расположенного слева главного элемента, отсчёт которых начинается от базовой нижней левой вершины 1 против часовой стрелки. Каждый элемент обозначается соответствующей буквой с индексами, указывающими на конкретное расположение элемента. Так, хордовый элемент обозначается как $H_{i,j}$ радиальный – $R_{i,j,k}$. Буквы индекса соответствуют: i – номеру сегмента, в котором располагается элемент, j – номеру уровня к которому относится элемент, k – номеру радиального элемента, который отсчитывается в соответствующих сегментах слева-направо и против часовой стрелки вокруг геометрического центра тележки. Конструктивно отдельный радиальный элемент может соединять хордовые элементы, отно-

сящиеся к двум разным уровням. Условно относить к дальнему от центра уровню из примем, что радиальный элемент следует двух возможных.

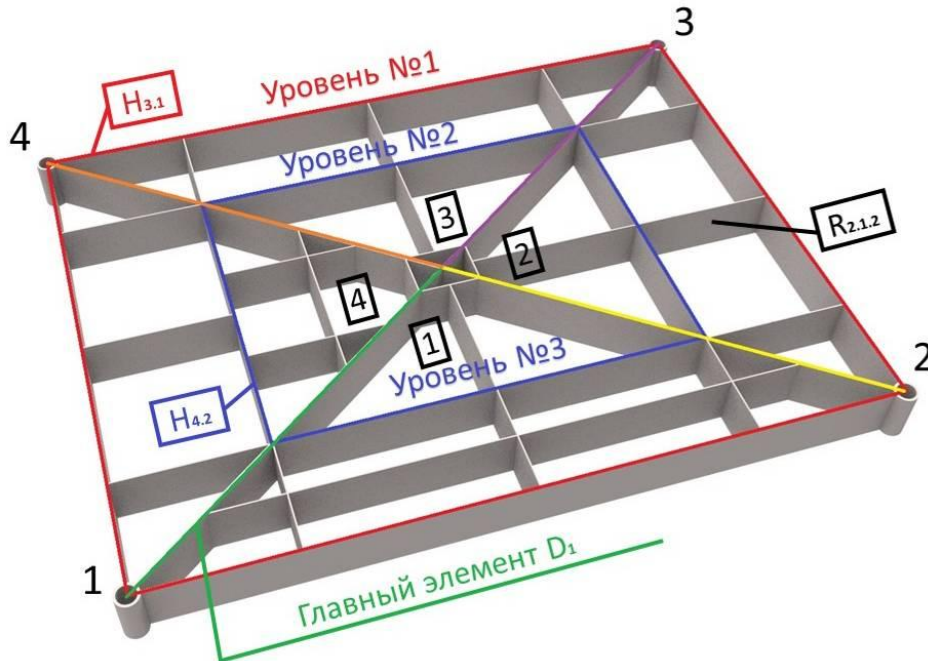


Рис. 1. Структурная модель металлоконструкции тележки на основе универсальной компоновочной схемы

К примеру, указанный на рис. 1 радиальный элемент $R_{2.1.2}$ находится во 2-м сегменте, принадлежит 1-му структурному уровню хордовых элементов и занимает 2-е место среди радиальных элементов соответствующего сегмента и уровня при отсчёте против часовой стрелки вокруг центра тележки. Аналогично хордовый элемент $H_{4.2}$ располагается в 4-м сегменте и относится ко 2-му структурному уровню. Главные несущие элементы обозначаются по номеру принадлежащей им вершины образованного прямо-

угольника D_i , например, D_1 (выделен зелёным цветом) (рис. 1), D_2 (выделен жёлтым цветом). В качестве главного принимается несущий элемент длиной, соответствующей расстоянию от вершины прямоугольника до его центральной точки O .

Общую структуру и параметры элементов тележки можно записать в матричном виде, раскрывая компоновку каждого отдельного сегмента металлоконструкции. В общем виде матрица i -го сегмента записывается следующим образом

$$\Delta_i = \left(\begin{array}{c|cccccccc} D_i & H_{i,j} & R_{i,j,k} & R_{i,j,k+1} & R_{i,j,k+2} & R_{i,j,k+3} & R_{i,j,k+4} & \dots & R_{i,j,k+m} \\ 0 & H_{i,j+1} & 0 & R_{i,j+1,k} & R_{i,j+1,k+1} & R_{i,j+1,k+2} & \dots & R_{i,j+1,k+m} & 0 \\ 0 & H_{i,j+n} & 0 & 0 & R_{i,j+n,k} & \dots & R_{i,j+n,k+m} & 0 & 0 \end{array} \right). \quad (1)$$

Применяя данный способ, металлоконструкцию, показанную на рис. 1, можно

описать следующей совокупностью структурных матриц

$$\Delta_1 = \left(\begin{array}{c|cccc} D_1 & H_{1.1} & R_{1.1.1} & R_{1.1.2} & R_{1.1.3} \\ 0 & H_{1.2} & R_{1.2.1} & R_{1.2.2} & R_{1.2.3} \\ 0 & H_{1.3} & 0 & R_{1.3.1} & 0 \end{array} \right); \quad \Delta_2 = \left(\begin{array}{c|ccc} D_2 & H_{2.1} & R_{2.1.1} & R_{2.1.2} & R_{2.1.3} \\ 0 & H_{2.2} & 0 & R_{2.2.1} & 0 \end{array} \right);$$

$$\Delta_3 = \left(\begin{array}{c|ccc} D_3 & H_{3.1} & R_{3.1.1} & R_{3.1.2} & R_{3.1.3} \\ 0 & H_{3.2} & 0 & R_{3.2.1} & 0 \end{array} \right); \quad \Delta_4 = \left(\begin{array}{c|cccc} D_4 & H_{4.1} & R_{4.1.1} & 0 & R_{4.1.2} & 0 & R_{4.1.3} \\ 0 & H_{4.2} & 0 & R_{4.2.1} & 0 & R_{4.2.2} & 0 \\ 0 & H_{4.3} & 0 & R_{4.3.1} & 0 & R_{4.3.2} & 0 \end{array} \right).$$

При записи структурных матриц следует соблюдать следующие правила:

1. Количество строк матрицы для i -го сегмента соответствует числу его уровней $j+n$.

2. В первом блоке матрицы сегмента записывается обозначение главного элемента, второй и третий блок матрицы содержат информацию о хордовых и радиальных элементах соответственно.

3. Положение отдельного элемента матрицы в третьем блоке задается с учетом расположения соответствующего ему элемента металлоконструкции в рамках рассматриваемого сегмента. Так радиальный элемент $R_{1,3,1}$ 3-го уровня 1-го сегмента металлоконструкции (рис. 1) записывается не в 1-м, а во 2-м столбце соответствующего блока матрицы под радиальным элементом $R_{1,2,2}$, так как в рамках описываемой металлоконструкции указанные радиальные элементы располагаются на одной оси.

4. В предложенной структурной схеме металлоконструкции на каждом последующем уровне могут присутствовать радиальные элементы, оси которых не совпадают с осями радиальных элементов предыдущих уровней (сектор 4 на рис. 1). В этом случае в ходе записи третьего блока матрицы каждый несоосный радиальный элемент следующего уровня записывают на соответствующей строке в специально добавленном под него столбце, при этом отсутствие соосных ему радиальных элементов на предыдущих уровнях обозначают цифрой 0 в соответствующих ячейках добавленного столбца. Так в приведенном примере 1-й радиальный элемент $R_{4,2,1}$ 2-го уровня 4-го сегмента в плане располагается между осевыми линиями 1-го $R_{4,1,1}$ и 2-го $R_{4,1,2}$ радиального элемента 1-го уровня этого же сегмента и записывается во втором столбце третьего блока матрицы. Соответственно в ячейку первой строки второго столбца записывается цифра 0, обозначающая отсутствие соосного элемента на предыдущем уровне.

5. Ячейки прямоугольной матрицы, оставшиеся пустыми, так же принимают нулевые значения.

В случае использования модульной металлоконструкции в первый блок матрицы заносятся условные обозначения образующих элементов отдельного сегмента $O_{i,l}$ и $O_{i,m}$, которые соединяются с центральным звеном и формируют несущий контур модульной тележки при его отсутствии. Для описания разъёмных соединений сегментов вводятся матрицы вида:

$$B = \begin{pmatrix} B_{1-2}^1(x) \cdot B_{1-2}^m(x) \\ B_{2-3}^1(x) \cdot B_{2-3}^m(x) \\ B_{3-4}^1(x) \cdot B_{3-4}^m(x) \\ B_{4-1}^1(x) \cdot B_{4-1}^m(x) \end{pmatrix} \quad (2)$$

Число строк матрицы соответствует числу плоскостей сопряжения 4-х модулей металлоконструкции тележки. Буквой m обозначается количество разъёмных соединений на одной плоскости сопряжения двух соседних модулей. Под разъёмным соединением понимаются совокупности близко расположенных друг к другу соединяющих элементов (болтов, осей). При этом принимается, что в рамках одного разъёмного соединения применяются однотипные соединяющие элементы с одинаковыми параметрами. В скобках после обозначения разъёмного соединения записывается координата его центра тяжести x , отсчитываемая вдоль поверхности соединения от внешнего контура к центру металлоконструкции.

Структурная матрица служит основой для формирования целого ряда матриц параметров, описывающих геометрию металлоконструкции, параметры накладываемых сварных швов, нагруженность и напряжённо-деформированное состояние элементов сегмента, характеристики применяемых материалов. Для получения матрицы параметров необходимо заменить условное обозначение элемента в структурной матрице на числовое значение соответствующего параметра. К примеру, матрица толщин $b_{\Delta l}$ элементов 1-го сегмента (рис. 1) выглядит следующим образом

$$b_{\Delta l} = \begin{pmatrix} b_1 | b_{1,1} & b_{1,1,1} & b_{1,1,2} & b_{1,1,3} \\ 0 | b_{1,2} & b_{1,2,1} & b_{1,2,2} & b_{1,2,3} \\ 0 | b_{1,3} & 0 & b_{1,3,1} & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 8 | 8 & 4 & 6 & 4 \\ 0 | 6 & 4 & 6 & 4 \\ 0 | 6 & 0 & 6 & 0 \end{pmatrix}$$

Согласно матрице $b_{\Delta l}$ толщина главного элемента D_1 , а также хорды первого уровня указанного сегмента $H_{1,1}$ равна 8 мм, толщина хорд $H_{1,2}$, $H_{1,3}$ остальных уровней, а также

радиальных элементов $R_{1.1.2}$, $R_{1.2.2}$, $R_{1.3.1}$ составляет 6 мм, радиальные элементы $R_{1.1.1}$, $R_{1.2.1}$, $R_{1.1.3}$, $R_{1.2.3}$ имеют толщину 4 мм.

Подобная форма записи данных позволяет при проведении проектных расчётов в качестве составляющих формул использовать не конкретные значения, а матрицы параметров, представляя процесс расчёта и полученные результаты в наиболее наглядном виде. В случае изготовления несущих элементов металлоконструкции из пластин листового металла прямоугольного сечения матрицу площадей поперечных сечений этих элементов можно получить простым перемножением соответствующих ячеек матриц толщин b_{di} и высот b_{di} рассматриваемого сегмента.

Необходимые проектные расчёты производятся с помощью математических действий над данными, записанными в сходных ячейках различных матриц параметров, описывающих один и тот же элемент рассматриваемого сегмента металлоконструкции, на что указывает знак «'» над оператором. В частности, с применением матриц могут быть произведены расчёты для подтверждения

прочности, упругой устойчивости и сопротивления усталости элементов и соединений металлоконструкции на основе универсальной компоновочной схемы согласно требованиям [1].

Математическая модель структурно-параметрического синтеза несущей металлоконструкции грузовой тележки крана мостового типа общего назначения **на основе УКСКК** включает в свою структуру четыре взаимосвязанные структурные матрицы (1) (и формируемые в дальнейшем на их основе матрицы параметров), соответствующие четырём сегментам металлоконструкции тележки. Совместно структурные матрицы образуют базовую архитектуру математической модели структурно-параметрического синтеза металлоконструкции на основе УКСКК (рис. 2), которая показывает, что отдельные сегменты, описанные с помощью структурных матриц, взаимодействуют между собой через главные диагональные элементы, синтез параметров которых производится взаимодействием структурных и параметрических матриц всех четырёх сегментов.

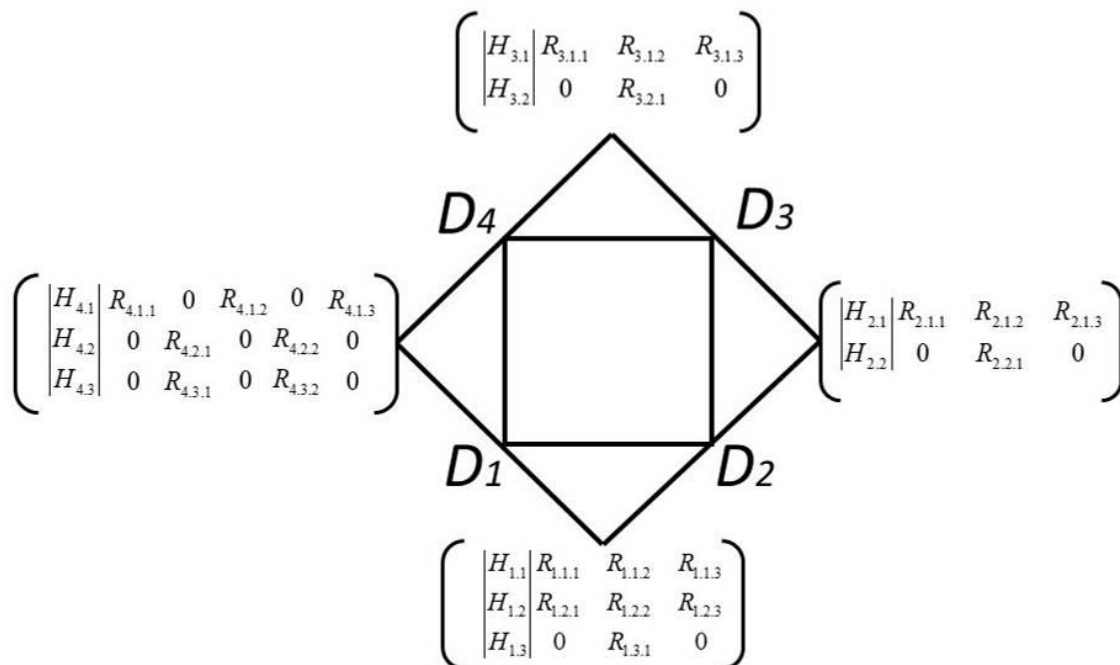


Рис. 2. Базовая архитектура математической модели структурно-параметрического синтеза металлоконструкции на основе УКСКК

Математическая модель структурно-параметрического синтеза несущей металлоконструкции грузовой тележки крана мостового

типа общего назначения **на основе УКСМК** оперирует отдельными структурными матрицами модулей (1), образующих её

базовую архитектуру (рис. 3), которые могут как взаимодействовать между собой через соответствующие структурные матрицы соединений (2), так и рассматриваться отдельно при формировании матриц параметров. В данном случае отсутствует жесткая привязка

к диагональным несущим элементам, в связи с чем, отдельные модули тележки могут иметь отличную друг от друга итоговую конфигурацию при соблюдении геометрических условий соединения друг с другом.

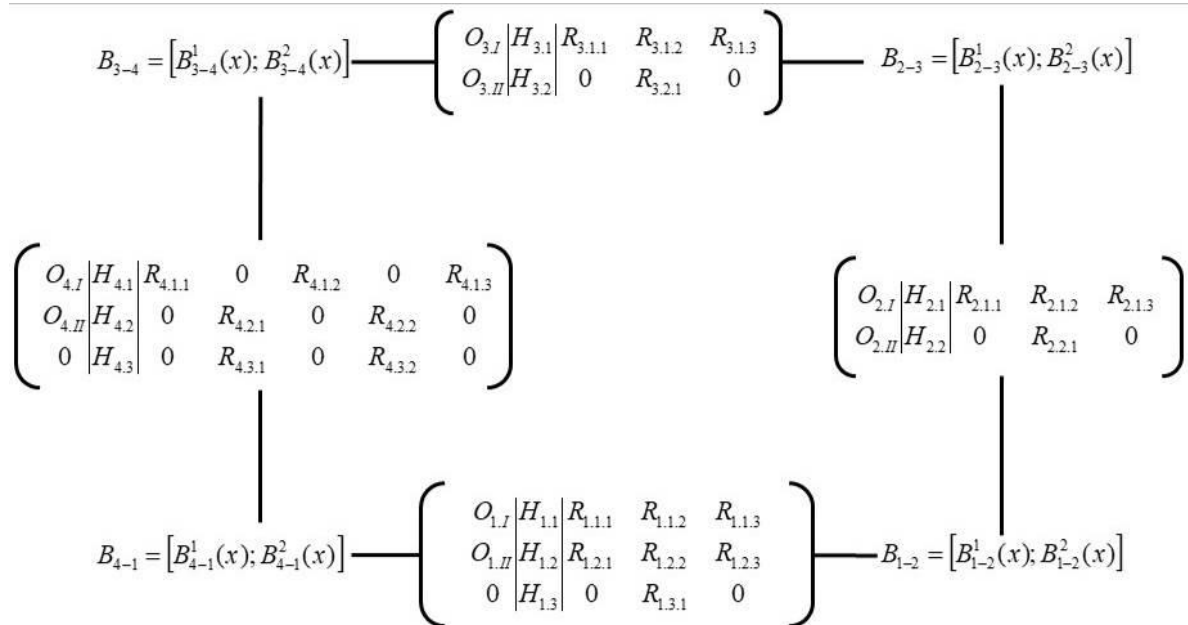


Рис. 3. Базовая архитектура математической модели структурно-параметрического синтеза металлоконструкции на основе УКСМК

Математические модели структурно-параметрического синтеза несущей металлоконструкции грузовой тележки крана мостового типа общего назначения на основе УКСМК и УКСМК включают базовый модуль синтеза параметров несущих элементов исходя из условия прочности, а также сравнительные модули, отвечающие за оценку упругой устойчивости, жесткости и сопротивления усталости конструкции.

Все матрицы параметров, используемые в модулях математической модели, целесообразно объединить в группы (рис. 4):

1. Матрицы входных параметров, куда входят матрицы содержащие значения геометрических параметров элементов (матрицы длин $l_{\Delta i}$, ширин $b_{\Delta i}$ и высот $h_{\Delta i}$ элементов), а также матрицы, отражающие размерные характеристики сварных соединений (матрицы катетов $k_{\Delta j i}$, длин $l_{w \Delta i}$ и толщин $t_{w \Delta i}$ сварных швов). Данные матрицы взаимосвязаны,

так как параметры сварных швов определяются в зависимости от размеров соединяемых элементов, которые в свою очередь предварительно назначаются исходя из стандартизированных параметров листового проката. К данной группе матриц так же относятся и матрицы действующих усилий $F_{\Delta i}$, описывающие картину распределения внешних нагрузок между элементами металлоконструкции. Исходные значения действующих нагрузок и сочетаний нагрузок определяются согласно [7, 8].

2. Операционные матрицы содержат данные, которые были получены в результате действий над матрицами исходных параметров. Сюда входят матрицы, содержащие характеристики поперечных сечений элементов металлоконструкции и сварных швов, такие как площади ($A_{\Delta i}$, $A_{w \Delta i}$), моменты инерции ($J_{\Delta i}$, $J_{w \Delta i}$) и моменты сопротивления ($W_{\Delta i}$, $W_{w \Delta i}$).

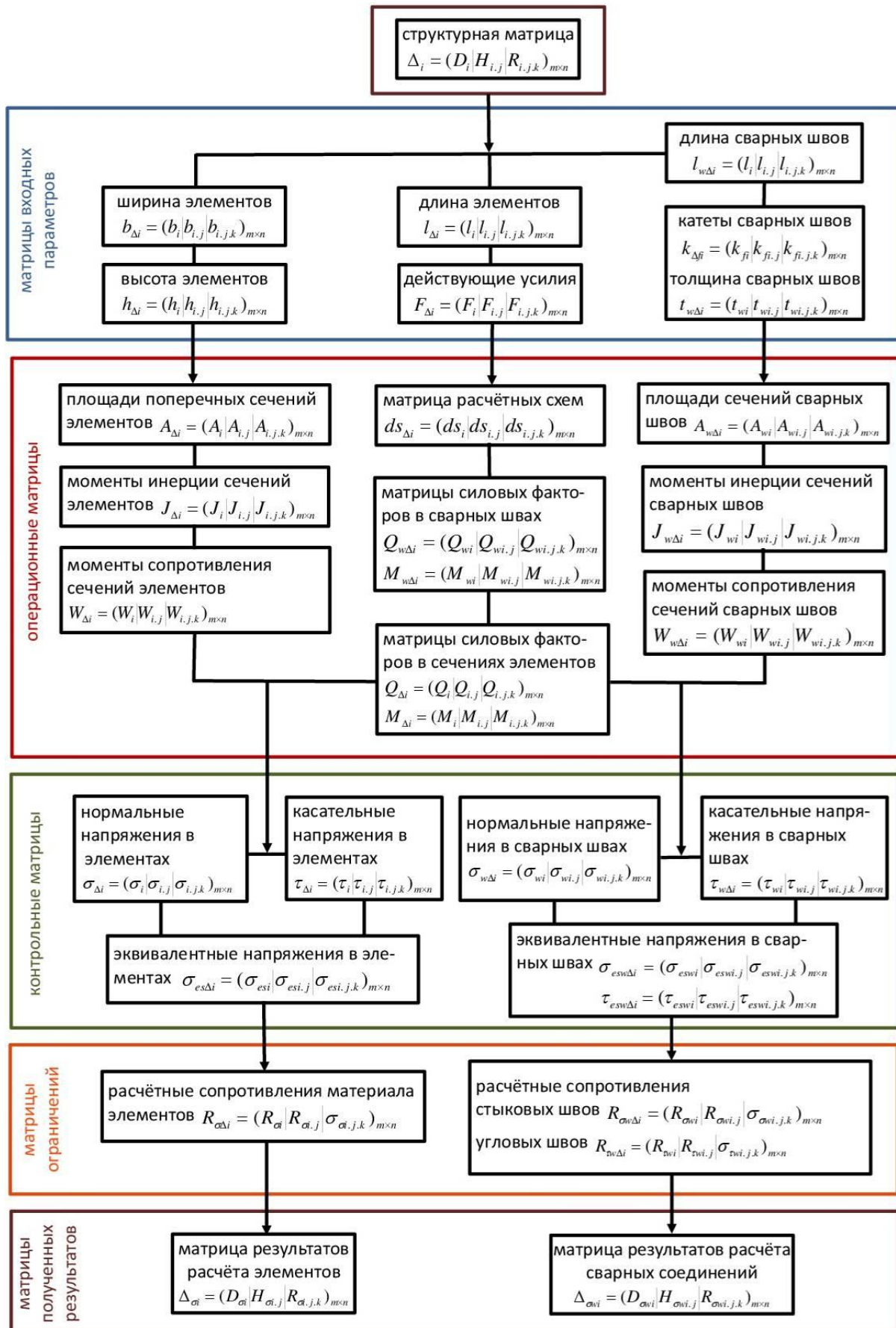


Рис. 4. Структура базового модуля синтеза параметров несущих элементов металлоконструкции

При составлении матриц расчётных схем $ds_{\Delta i}$ в целях оценки напряжённо-деформированного состояния металлоконструкции тележки могут быть применены все известные аналитические и численные методы расчётов, а так же их различные комбинации, что значительно увеличивает «гибкость» математических моделей с позиции их дальнейшего совершенствования.

Дополнительно с помощью матриц расчётных схем вычисляются усилия, действующие в сечениях элементов и сварных швах. Полученные значения изгибающих моментов и поперечных сил записываются в виде соответствующих матриц силовых факторов ($Q_{\Delta i}$, $Q_{w\Delta i}$, $M_{\Delta i}$, $M_{w\Delta i}$).

3. Контрольные матрицы представляют собой матрицы действующих напряжений, включающие значения нормальных ($\sigma_{\Delta i}$, $\sigma_{w\Delta i}$), касательных ($\tau_{\Delta i}$, $\tau_{w\Delta i}$) и эквивалентных ($\sigma_{es\Delta i}$, $\sigma_{esw\Delta i}$) напряжений, определенные для каждого элемента и сварного соединения с учетом их геометрических параметров и действующих силовых факторов.

4. Матрицы ограничений составляются на основе данных нормативно-технической документации и представляют собой матрицы предельных значений контролируемых параметров для различных предельных состояний конструкции (расчётные сопротивления используемой стали $R_{\sigma i}$, а также материала сварных швов $R_{\sigma w i}$).

Итоговой стадией структурно-параметрического синтеза является формирование матриц полученных результатов для элементов тележки и сварных соединений. Они представляются в виде структурных матриц с указанием элементов, которые не соответствуют условиям работоспособности металлоконструкции. С помощью матриц полученных результатов итоговые данные предоставляются в максимально наглядном виде, так как из общей конструкции выделяются элементы и узлы требующей конструктивной доработки.

После проведения структурного синтеза по предложенным математическим моделям рациональность выбора параметров различных элементов металлоконструкции тележки подтверждается проверочным расчётом,

проводимым с применением метода конечных элементов.

4. Результаты и их анализ

Примененный в разработанных математических моделях структурного синтеза матричный принцип представления информации позволяет ввести в общий процесс проектирования металлоконструкций грузовых тележек следующие, более совершенные по отношению к классическим методам, особенности:

1) единовременное представление проектной информации по всей совокупности рассчитываемых элементов металлоконструкции, что способствует повышению эффективности процессов анализа и принятия дальнейших технических решений;

2) совершенствование процесса конструирования металлоконструкции тележки за счет возможности анализа комплексного взаимодействия расчетных элементов друг с другом по различным параметрам в рамках укрупненных модулей (сегментов);

3) возможность оперативного введения в матричные структуры новых структурных элементов или перекомпоновки уже рассчитанных в процессе структурно-параметрического синтеза;

4) комплексный расчетный анализ соединений элементов металлоконструкции (сварных, болтовых) в структурах сегментов.

5. Заключение

Предложенные математические модели структурно-параметрического синтеза металлоконструкций грузовых тележек кранов мостового типа полностью соответствуют действующей нормативно-технической документации в области проектирования грузоподъемных машин.

Модели являются адаптивными по своей структуре, что выражается в возможности структурной перекомпоновки базового и сравнительных модулей с учетом современного уровня развития технической науки (при применении новых типов конструкционных материалов, совершенствовании ме-

тодов расчета и оценки напряженно-деформированного состояния объектов машино-

строения, изменении требований нормативно-технической документации).

Список литературы

1. ГОСТ 33169-2014. Краны грузоподъемные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности. – Введ. 2016-01-01. – М.: Стандартинформ, 2015. – 51 с.
2. Вершинский, А.В. Строительная механика и металлические конструкции / А.В. Вершинский, М.М. Гохберг, В.П. Семёнов. – Л.: Машиностроение, 1984. – 231 с.
3. Гохберг, М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М.М. Гохберг. – Л.: Машиностроение, 1969. – 520 с.
4. 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.
5. Пат. 175918 Российская Федерация (51) МПК В66С 11/00. Опорная грузовая тележка крана / Гончаров К.А., Денисов И.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет». – № 2017100756; заявл. 10.01.2017; опубл. 22.12.2017, Бюл. № 34.
6. Пат. 178169 Российская федерация (51) МПК В66С 11/00. Модульная грузовая тележка крана мостового типа / Гончаров К.А., Денисов И.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет». – № 2017130055; заявл. 24.08.2017; опубл. 26.03.2018. Бюл. № 9.
7. ГОСТ 32579.1-2013. Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчётных нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 1. Общие положения. – Введ. 2015-01-06. – М.: Стандартинформ, 2015. – 36 с.
8. ГОСТ 32579.5-2013. Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчётных нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 5. Краны мостового типа. – Введ. 2015-01-06. – М.: Стандартинформ, 2015. – 15 с.

References

1. GOST 33169-2014. *Lifting cranes. Metal constructions. Confirmation of bearing capacity*. Moscow, Standartinform, 2015. 51 p. (In Russian).
2. Vershinskii A.V., Gokhberg M.M., Semyonov V.P. *Construction mechanics and metal structures*. Moscow, Mashinostroenie, 1984. 231 p. (In Russian).
3. Gokhberg M.M. *Metal structures of hoisting-and-transport machines*. Leningrad, Mashinostroenie, 1969. 520 p. (In Russian).
4. Goncharov K.A., Denisov I.A. Multipurpose layout drawing of metalware of bridge crane load trolley. *Nauchno-tekhnicheskii 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).
5. Patent RU 175918. *Opornaya грузовая telezhka kрана* [Crane loading trolley] Goncharov K.A., Denisov I.A. Declared 10.01.2017. Published 22.12.2017. (In Russian).
6. Patent RU 178169. *Modulnaya грузовая telezhka kрана mostovogo tipa* [Modular loading trolley of the crane of bridge type]. Goncharov K.A., Denisov I.A. Declared 24.08.2017. Published 26.03.2018. (In Russian).
7. GOST 32579.1-2013. *Cranes. Design principles for loads and load combinations. Part 1. General*. Moscow, Standartinform, 2015. 36 p. (In Russian).
8. GOST 32579.5-2013. *Cranes. Design principles for loads and load combinations. Part 5. Bridge Cranes*. Moscow, Standartinform, 2015. 15 p. (In Russian).

УДК (UDC) 629.113

ПОТОКИ МОЩНОСТИ В ГИДРОДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОМ ВЫПРЯМИТЕЛЕ
МОМЕНТА АВТОМАТИЧЕСКОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ИНЕРЦИОННОЙ
ПЕРЕДАЧИPOWER FLOWS IN THE HYDRODIFFERENTIAL TORQUE RECTIFIER OF
THE AUTOMATIC STEPLESS INERTIAL TRANSMISSIONДмитриев С.А., Ковырялова О.А.
Dmitriev S.A., Kovyryalova O.A.Липецкий государственный технический университет (Липецк, Россия)
Lipetsk State Technical University (Lipetsk, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассмотрена работа гидродифференциального выпрямителя инерционного момента. Обоснована возможность и актуальность его применения в автоматических бесступенчатых инерционных передачах. Рассмотрены причины, препятствующие распространению передач инерционного типа. Приведена кинематическая схема автоматического бесступенчатого инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента для городского автобуса ПАЗ-32053, выполненного на базе патента на полезную модель РФ № 119426. Рассмотрена работа инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента на всех характерных режимах работы: стоповом, трансформации момента и динамической муфты. Проанализированы потоки мощности в дифференциальном ряду гидродифференциального выпрямителя момента на каждом из четырех тактов работы в режиме трансформации момента. Представлены потери в гидросистемах корпусного и выходного гидротормозов на указанных режимах работы. Выделена отличительная особенность работы гидродифференциального выпрямителя момента: силовой поток передается только механическим путем. Представлены результаты расчетов потерь на холостых тактах работы в гидросистеме инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента городского автобуса для всех значений передаточных отношений. Выделены наиболее нагруженные режимы работы передачи. Приведено обоснование высокого КПД гидродифференциального выпрямителя момента во всем рабочем диапазоне.

Ключевые слова: гидродифференциальный выпрямитель момента, автоматическая инерционная передача, потоки мощности, гидросистема выпрямителя момента.

Дата принятия к публикации: 07.03.2019
Дата публикации: 25.03.2019

Abstract. The article describes the work of hydrodifferential torque rectifier. The possibility and relevance of its application in automatic stepless inertial transmission is rationalized. This transmission is not widely disseminated due to the low reliability of torque rectifiers, consisting of a variety of designs of one-way clutch with jamming bodies. The use of liquid as a jamming body allows to eliminate this drawback. The kinematic diagram of the automatic stepless inertial hydrodifferential torque converter for a city bus PAZ-32053 made on the basis of a patent for utility model 119426 of the Russian Federation is provided. The work of an inertial hydrodifferential torque converter at all typical modes of operation is addressed: stop mode, transformation of torque and dynamic coupling modes. Power flows in the differential mechanism hydrodifferential torque rectifier on each of the four cycles of operation of the transformation of torque are analyzed. Losses in hydraulic systems of the body and output hydraulic brakes on the specified operating modes are presented. Distinctive feature of the work of hydrodifferential torque rectifier is identified: the power flow is transmitted only by mechanically, hydro-brakes only provide a short circuit to the transmission body supporting units of differential mechanism. The power flow does not flow through them under load, they perceive only the reactive flow, therefore there are no losses inherent in the volumetric hydraulic drive. The results of calculations of losses on idle stroke, hydraulic inertial hydrodifferential torque converter of a city bus for all the gear ratios are presented. The most loaded modes of transmission are identified. The substantiation of the high – up to 0.93 – efficiency hydrodifferential torque rectifier throughout the operating range inertial hydrodifferential torque converter is provided.

Keywords: hydrodifferential torque rectifier, automatic inertial transmission, power flows, torque rectifier hydraulic system.

Date of acceptance for publication: 07.03.2019
Date of publication: 25.03.2019

Сведения об авторах:

Дмитриев Семен Анатольевич – старший преподаватель кафедры транспортных средств и техносферной безопасности Липецкого государственного технического университета,
e-mail: s9056811074@yandex.ru.

Ковырялова Ольга Алексеевна – студентка кафедры транспортных средств и техносферной безопасности Липецкого государственного технического университета, *e-mail: olga.kov1848@mail.ru.*

Authors' information:

Semen A. Dmitriev – Senior lecturer of the Department of vehicles and technosphere safety at Lipetsk State Technical University,
e-mail: s9056811074@yandex.ru

Olga A. Kovyryalova – student of the Department of vehicles and technosphere safety at Lipetsk State Technical University, *e-mail: olga.kov1848@mail.ru*

1. Введение

Одним из актуальных направлений улучшения потребительских и эксплуатационных характеристик транспортных средств является использование автоматических бесступенчатых трансмиссий.

Большими перспективами обладают инерционные трансформаторы вращающего момента, имеющие значительные потенциальные возможности для развития, но малый опыт применения в автомобилестроении, что подтверждает актуальность углубленного исследования данной проблемы с практической и научной точек зрения [1].

Наиболее слабым звеном подобных передач является низкая надежность механизмов свободного хода выпрямителя момента вследствие быстрого выхода из строя тел заклинивания, подвергающихся при работе значительным динамическим нагрузкам. Возможным решением данной проблемы являются гидродифференциальные выпрямители момента, использующие в качестве тела заклинивания жидкость, что позволяет устранить недостатки, связанные с малым ресурсом.

2. Постановка задачи

Целью исследования является моделирование рабочего процесса инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента с учетом функционирования гидротормозов выпрямителя момента.

3. Объект исследования

Принципиальная схема автоматического бесступенчатого инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего

момента, разработанного для городского автобуса ПАЗ-32053 [3-5] на базе патента на полезную модель РФ № 19426 [6] представлена на рис. 1.

Инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента включает в себя два основных узла: инерционный преобразователь момента и гидродифференциальный выпрямитель инерционного момента, в качестве которого используется дифференциальный ряд, опорными звеньями которого поочередно становятся центральные шестерни. Торможение опорных элементов осуществляется объемными гидромашинами, имеющими замкнутые контуры циркуляции с обратными клапанами противоположного действия.

Гидротормоз работает по принципу свободного перетекания жидкости при подаче в разрешенном направлении и запираении потока при подаче в запрещенном. Для обеспечения бесперебойной работы и отсутствия эффекта кавитации контуры циркуляции каждого гидротормоза подключены к насосу подпитки посредством обратных клапанов. Для заполнения контуров и удаления воздуха в верхней части каждого из них располагается перепускное отверстие, снабженное заглушкой. Реверсирование вращения выходного вала передачи осуществляется переключением обратных клапанов посредством двух гидрораспределителей.

Для повышения эффективности торможения двигателем и обеспечения возможности запуска двигателя с помощью буксировки использован механизм обратной связи. Он состоит из обгонной муфты, соединенной с водилом преобразователя момента и связанной с выходным валом инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента посредством торсиона.

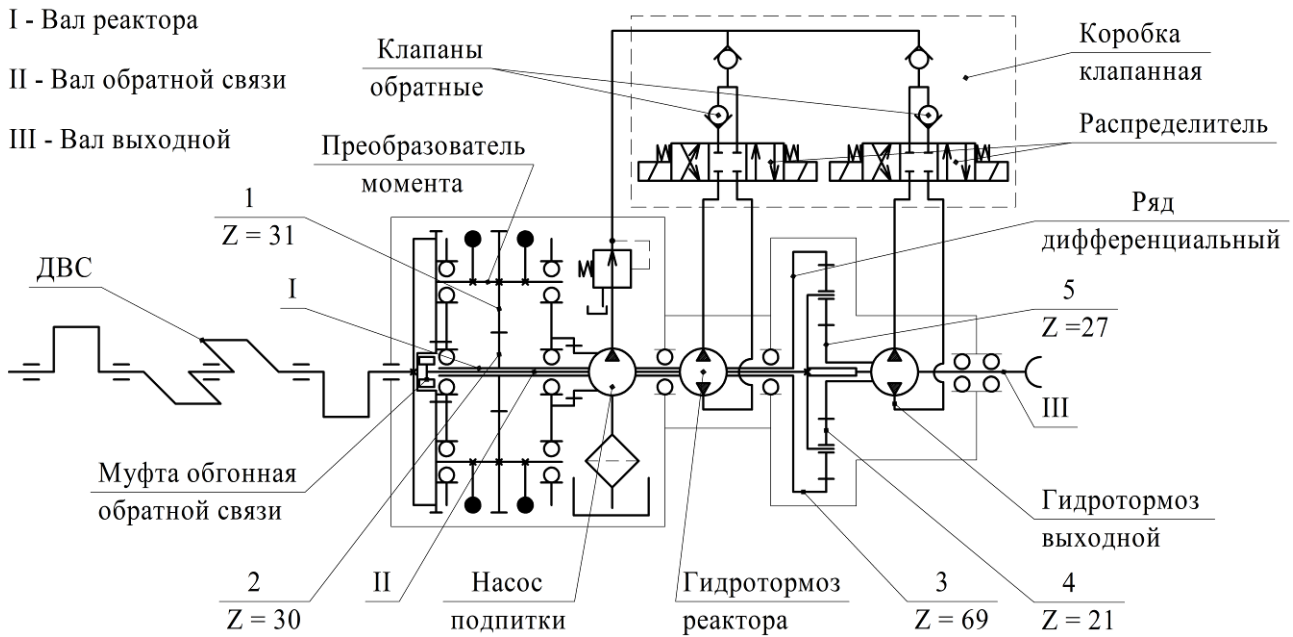


Рис. 1. Принципиальная схема инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента городского автобуса ПАЗ-32053

Инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента имеет три характерных режима работы.

1. Стоповый режим, при котором ведущие элементы передачи вращаются, а ведомые неподвижны.

Оба гидротормоза неподвижны, так как удерживают от проворачивания опорные звенья дифференциального ряда. Но они поочередно воспринимают импульсы инерционного момента. В гидросистемах периодически возрастает давление пропорционально текущей величине инерционного момента преобразователя момента. В корпусном гидротормозе – в период действия отрицательного импульса, в выходном – положительного.

2. Режим трансформации момента: ведущие и ведомые элементы имеют различные частоты вращения.

Ведомый вал инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента вращается, преодолевая некоторое внешнее сопротивление. Реактор преобразователя момента движется циклически, его рабочий цикл разбит на четыре такта:

первый такт – разгон реактора до скорости ведомых элементов;

второй такт – совместное движение реактора и ведомых элементов;

третий такт – торможение реактора до полной остановки;

четвертый такт – такт неподвижного реактора (выстой реактора).

4. Составление схем потоков мощности в гидродифференциальном выпрямителе момента

Рассмотрим работу гидродифференциального выпрямителя момента и потоки мощности в нем на каждом из рабочих тактов режима трансформации момента, характеризующегося постоянным изменением направления силовых потоков на ведущих, ведомых и опорных элементах дифференциального ряда (рис. 2).

Для удобства отображения потоков мощности в выходном гидротормозе и большей наглядности кинематическая схема гидродифференциального выпрямителя момента будет преобразована – добавится промежуточная передача в его приводе.

Первый такт – разгон реактора (рис. 2, а).

В начале такта реактор неподвижен, так как удерживается от проворачивания связанным с ним корпусным гидротормозом, в гидравлическом контуре которого действует рабочее давление. Машина движется по

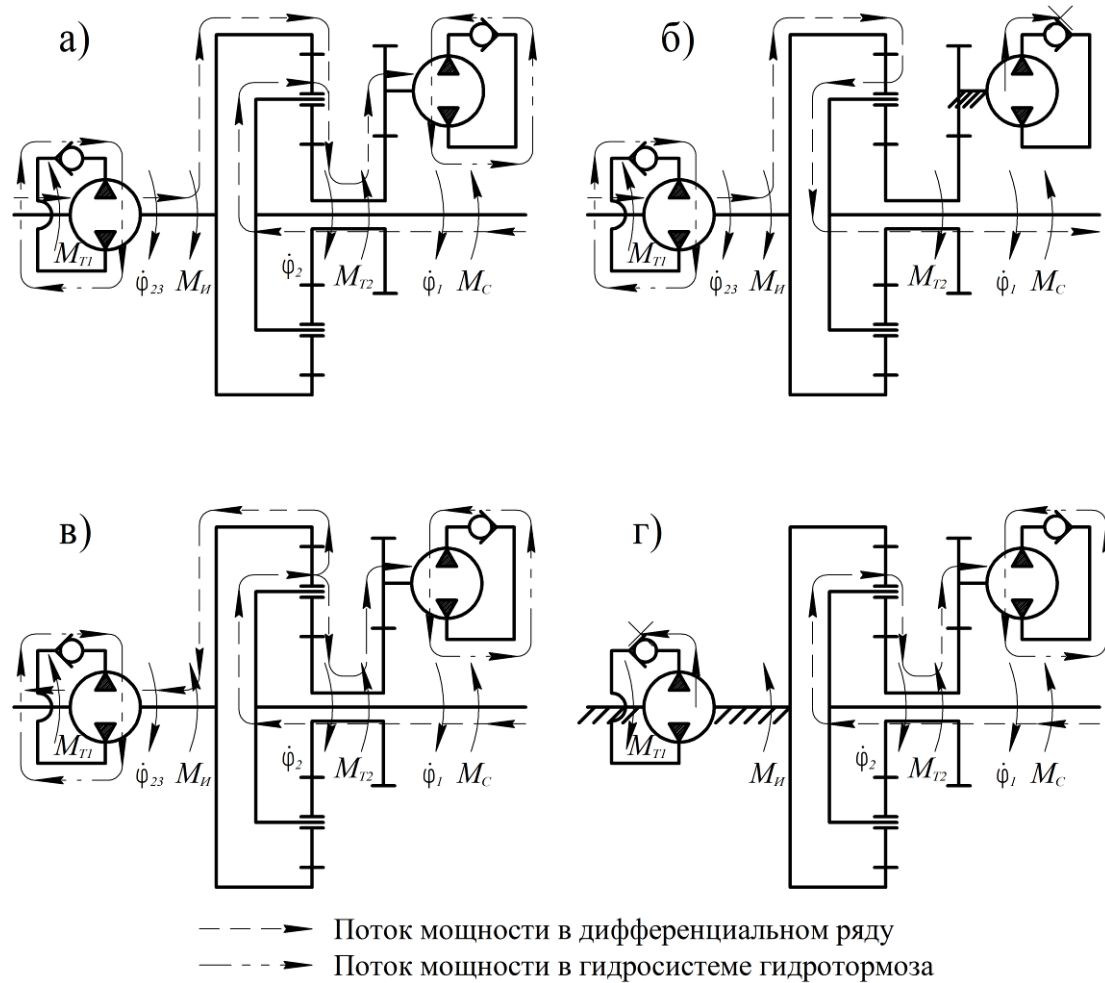


Рис. 2. Схемы потоков мощности в выпрямителе момента

а) такт разгона реактора; б) такт совместного движения реактора и ведомых элементов;
в) такт торможения реактора; г) такт неподвижного реактора;

M_{T1} – момент на валу корпусного гидротормоза; $\dot{\varphi}_{23}$ – угловая скорость реактора;

M_{II} – инерционный момент преобразователя момента; $\dot{\varphi}_2$ – угловая скорость опорного звена;

M_{T2} – момент на валу выходного гидротормоза; $\dot{\varphi}_1$ – угловая скорость выходного вала инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента;

M_C – момент сопротивления на выходном валу инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента

инерции. Следовательно, выходной вал передачи является ведущим элементом, а реактор – опорным. Рабочие органы выходного гидротормоза вхолостую проворачиваются в разрешенном направлении, давление рабочей жидкости незначительно, так как зависит от сопротивления контура системы. Звено дифференциального ряда, связанное с выходным гидротормозом, также вхолостую проворачивается в направлении вращения выходного вала.

Под действием положительного импульса инерционного момента реактор начинает разгоняться. Реактор разобщен с ведомым валом инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента до наступления момента равенства их угловых скоростей. Рабочие органы корпусного гидротормоза начинают проворачиваться в разрешенном направлении, поэтому давление в его контуре резко снижается до величины, соответствующей значению давления подпитки. Затем давление определяется со-

противлением контура свободному прокачиванию рабочей жидкости. Появляется второй силовой поток, направленный от приводного двигателя. Он поступает на звено, связанное с выходным гидротормозом, и заставляет его замедлять вращение. Рабочие органы выходного гидротормоза начинают замедляться, вследствие чего давление рабочей жидкости снижается, затем наступает момент полной остановки, которая происходит при равенстве инерционного момента и момента от вала ведомых частей трансмиссии. Звено становится опорным. Далее вследствие изменения направления действия момента, подводимого к опорному элементу дифференциального ряда, закрывается обратный клапан и происходит нарастание давления в замкнутом контуре выходного гидротормоза.

Второй такт – совместное движение реактора и ведомых элементов (рис. 2, б).

Выходной гидротормоз не допускает проворачивания опорного звена дифференциального ряда в направлении, противоположном вращению выходного вала, так как течению жидкости в гидросистеме препятствует закрытый обратный клапан. Рабочее давление в его гидросистеме изменяется согласно текущей величине инерционного момента преобразователя момента. Поэтому опорное звено остановлено, а реактор через планетарный механизм связан с выходным валом передачи. Силовой поток передается от приводного двигателя на ведомые элементы передачи, которые получают ускорение. В этот период рабочие органы корпусного гидротормоза проворачиваются вхолостую. Скорость истечения жидкости имеет значение, соответствующее режиму работы инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента, и в течение всего такта изменяется незначительно. Сопротивление вращению соответствует сопротивлению замкнутого гидравлического контура. Такт заканчивается с прекращением действия положительного импульса инерционного момента.

Третий такт – торможение реактора (рис. 2, в).

Под действием отрицательного импульса инерционного момента реактор начинает за-

медляться. Машина движется по инерции, от выходного вала передачи поступает силовой поток. Звено, связанное с выходным гидротормозом, начинает вращаться в направлении вращения выходного вала. Рабочие органы выходного гидротормоза, остановленные в начале такта, начинают проворачиваться в разрешенном направлении, поэтому давление в контуре резко снижается до величины, соответствующей значению давления подпитки. Затем давление рабочей жидкости определяется сопротивлением контура ее свободному прокачиванию. Реактор и ведомый вал инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента разобщены. Вращение реактора и связанного с ним корпусного гидротормоза замедляется до полной остановки. Рабочие органы корпусного гидротормоза начинают замедляться, вследствие чего давление рабочей жидкости снижается, затем наступает момент полной остановки. Далее закрывается обратный клапан, и в замкнутом контуре происходит нарастание давления. Такт заканчивается при полной остановке реактора.

Четвертый такт – неподвижный реактор (рис. 2, г).

Реактор удерживается в неподвижном состоянии посредством корпусного гидротормоза, поэтому он является опорным звеном дифференциального ряда. Рабочее давление в его гидросистеме изменяется согласно текущей величине инерционного момента преобразователя момента. Машина движется по инерции, силовой поток поступает с выходного вала передачи на звено, связанное с выходным гидротормозом. Рабочие органы выходного гидротормоза вхолостую проворачиваются в разрешенном направлении, давление рабочей жидкости незначительно и зависит от гидравлического сопротивления контура системы. Такт продолжается до начала действия положительного импульса инерционного момента.

3) Режим динамической муфты: ведущие и ведомые элементы преобразователя момента вращаются как одно целое. Рабочие органы корпусного гидротормоза проворачиваются вхолостую, давление в системе зависит от ее гидравлического сопротивления.

Выходной гидротормоз остановлен, поэтому в его системе действует рабочее давление, изменяющееся в соответствии с текущей величиной передаваемого вращающего момента двигателя.

Таким образом, рабочий такт инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента происходит при полностью остановленном опорном элементе дифференциального ряда. С увеличением передаточного отношения продолжительность совместного движения реактора и ведомых элементов передачи увеличивается, а остальных трех тактов – уменьшается. При работе инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента на режиме динамической муфты происходит только такт совместного движения.

В свою очередь, с увеличением передаточного отношения инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента период свободного истечения жидкости в корпусном гидротормозе увеличивается, а в выходном – уменьшается. Это обусловлено увеличением продолжительности рабочего и сокращением продолжительности холостых циклов. Потери мощности в гидросистеме корпусного гидротормоза на режиме динамической муфты будут наибольшими, так как ней происходит постоянная циркуляция рабочей жидкости при частоте вращения рабочих органов гидромашин, соответствующей частоте вращения коленчатого вала приводного двигателя.

Характерной особенностью гидродифференциального выпрямителя момента является то, что силовой поток передается только механическим путем, а гидротормоза лишь обеспечивают замыкание на корпус передачи опорных звеньев дифференциального ряда. Под нагрузкой в процессе трансформации момента силовой поток через них не протекает, а они воспринимают только реактивный поток (без проворачивания рабочих органов), следовательно, отсутствуют потери, свойственные объемным гидроприводам. Вращение рабочих органов гидромашин имеет место только в одном направлении в режиме свободного прокручивания, при этом КПД зависит только от потерь холостого хо-

да, что, соответственно, повышает общий КПД передачи.

5. Составление математической модели потерь в гидросистеме выпрямителя момента

Определение величины потерь мощности рационально проводить для холостых тактов работы инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента [7]. Это объясняется тем, что при срабатывании гидротормоза отсутствует вращение его рабочих органов – возможен лишь поворот на минимальный угол вследствие упругости рабочей жидкости и утечек. Так как частота срабатываний достаточно высока (до 50...60 Гц), а заторможенному состоянию соответствует только часть периода действия одного из импульсов инерционного момента, то процесс крайне скоротечен – занимает не более 0,01...0,02 с. При этом использованные в гидротормозах шестеренные гидроагрегаты отличаются высоким объемным КПД, достигающим величины до 0,98, при механическом КПД - до 0,94 [8]. Следовательно, потерями мощности с утечками при срабатывании гидротормозов допустимо пренебречь.

Потери мощности на холостое прокручивание гидротормозов состоят из гидравлических потерь в гидромашине $\Delta p_{ГМ}$, соединительных трубопроводах Δp_m , обратном гидроклапане Δp_K и гидрораспределителе Δp_P . Так как при свободном прокручивании гидромашин отсутствует рабочее давление, при котором обычно определяют механический КПД, этим показателем можно пренебречь.

Таким образом, потери мощности в гидросистеме гидротормозов будут определяться из выражения:

$$N_{XX} = \frac{V \dot{\phi}_z (\Delta p_{ГМ} + \Delta p_m + \Delta p_K + \Delta p_P)}{2\pi},$$

где V – рабочий объем гидротормоза; $\dot{\phi}_z$ – угловая скорость ведущей шестерни гидротормоза.

Потери на прокачивание жидкости в гидромашине складываются из потерь во всасывающей и нагнетающей магистралях и кана-

лах, связывающих магистрали с рабочими секциями. Общая величина выражается следующей зависимостью:

$$\Delta p_{ГМ} = \frac{\rho V^2 \cdot 2}{2} \left(n_{ш} \frac{\lambda_k \frac{2L_k}{d_k} + 2\zeta'_k}{f_k^2} + \frac{\lambda_m \frac{L_6 + L_n}{d_m} + 2\zeta_{ex}}{f_m^2} \right),$$

где ρ – плотность рабочей жидкости; $n_{ш}$ – число секций гидромашины; λ_m и λ_k – коэффициент сопротивления магистралей и соединительных каналов; d_m и d_k – диаметр магистралей и соединительных каналов гидромашины; L_6 , L_n , L_k – длина нагнетательной, всасывающей магистралей и соединительных каналов гидромашины; ζ'_k – коэффициент местных сопротивлений на входе в канал и на выходе в полость; ζ_{ex} – коэффициент сопротивления на входе во всасывающую магистраль; f_k и f_m – площади сечений магистралей и каналов гидромашины.

Величина потерь в соединительных трубопроводах выражается следующей зависимостью [9]:

$$\Delta p_m = \frac{\rho V^2 \dot{\phi}_2^2}{2f_m^2} \left(\lambda_{cm} \frac{L_{nm} + L_{em}}{d_m} + \zeta_m \right),$$

где λ_{cm} – коэффициент сопротивления соединительных трубопроводов; d_m – диаметр соединительных трубопроводов; L_{nm} , L_{em} – длина нагнетательного и всасывающего соединительных трубопроводов; ζ_m – коэффициент местных потерь на входе в трубопровод и выходе из трубопровода; f_m – площадь сечений трубопроводов.

В рассматриваемой конструкции гидросистемы гидродифференциального выпрямителя момента использованы обратные гидроклапаны с конусными запорными элементами.

Потери давления в щели обратного гидроклапана с конусным запорным элементом

и на выходе из него в трубопровод выражаются зависимостью [9]:

$$\Delta p_k = \frac{\rho V^2 \dot{\phi}_2}{8\pi^4 \mu_{um}^2 \left(\frac{Re}{Re + Re_k} \right) (d_{cp} h \sin \beta)^2} + \frac{\zeta_{oc} \rho}{2} \left(\frac{2V \dot{\phi}_2}{\pi^2 d_2^2} \right),$$

где μ_{um} – коэффициент расхода щели клапана; Re_k – постоянная коэффициента коррекции параметров режима работы гидроаппарата в зависимости от числа Рейнольдса Re ; d_{cp} – средний диаметр затвора клапана; h – величина открытия клапана; β – угол конусности затвора клапана; ζ_{oc} – коэффициент местных потерь на выходе из полости клапана в трубопровод; d_2 – внутренний диаметр корпуса клапана.

Потери в гидрораспределителе в общем виде можно выразить зависимостью [8]:

$$\Delta p_p = \zeta_p \frac{V^2 \dot{\phi}_2^2 \rho}{2f_p^2},$$

где ζ_p – суммарный коэффициент местных потерь в гидрораспределителе; f_p – площадь проходного сечения гидрораспределителя.

С учетом цикличности работы гидротормозов при определении потерь в корпусном гидротормозе в качестве угловой скорости ведущей шестерни принимаем среднюю угловую скорость реактора на тактах разгона, совместного движения и торможения реактора. Для выходного – среднюю угловую скорость опорного звена дифференциального ряда выпрямителя момента на тактах торможения, неподвижного реактора и его разгона.

6. Результаты и их анализ

Расчетные значения потерь на холостое проворачивание корпусного и выходного гидротормозов в зависимости от передаточного отношения инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента показаны на рис. 3.

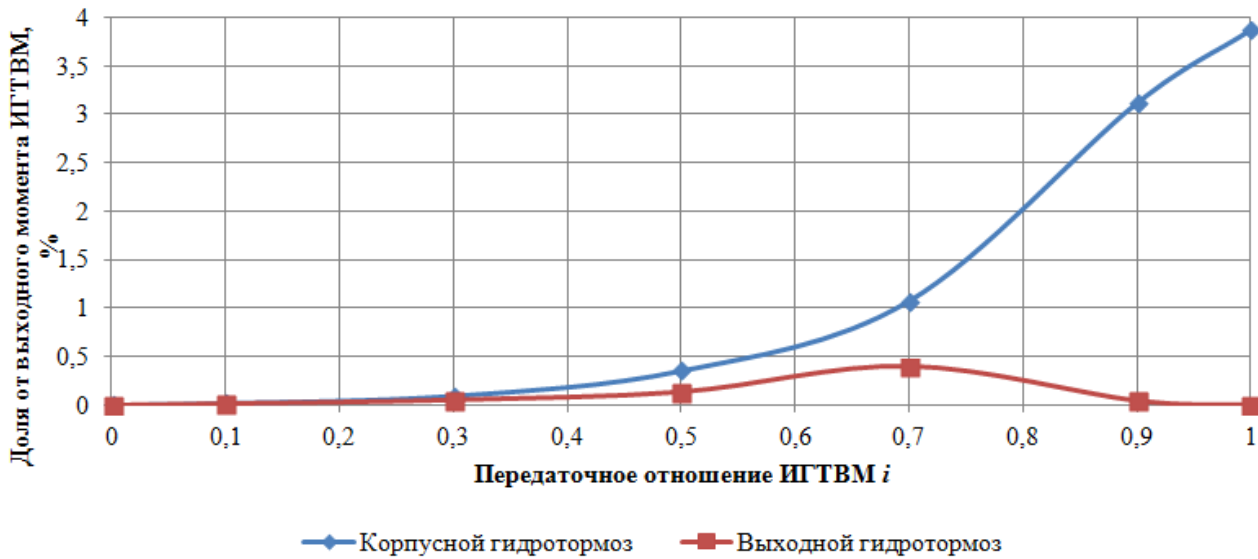


Рис. 3. Средние значения потерь при холостом прокручивании корпусного и выходного гидротормозов

Как видно из графика, величины потерь в гидросистемах при работе передачи в режиме трансформации момента в зоне малых передаточных отношений ($i = 0..0,3$) не превышают значений 0,05% для обоих гидротормозов и увеличиваются при работе в зоне средних передаточных отношений ($i = 0,3..0,7$) до 0,3 % для выходного и 1,0 % для корпусного.

Резкое увеличение потерь в гидросистеме корпусного гидротормоза при одновременном снижении потерь в гидросистеме выходного гидротормоза, происходящее на отрезке между $i = 0,7$ и $i = 0,9$ объясняется изменением работы передачи при выходе в режим динамической муфты. Реактор ИГТВМ начинает вращаться без остановки, в связи с чем гидравлические потери в системе корпусного гидротормоза возрастают, так как на этом режиме поток рабочей жидкости движется безостановочно. При этом абсолютная величина выходного момента инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента снижается. Происходит быстрый рост относительных потерь на холостое прокручивание корпусного гидротормоза, которые достигают величин до 3,85 %. Выходной гидротормоз неподвижен, следовательно, потери на холостое прокручивание в нем отсутствуют.

При этом при передаче силового потока от двигателя на такте совместного движения реактора и ведомых элементов передачи величина КПД самого дифференциального ряда гидродифференциального выпрямителя момента для указанной кинематической схемы при ведущей эпициклической шестерне, опорной солнечной шестерне и ведомом водиле в зависимости от величины его параметра планетарного ряда может достигать значений 0,984...0,992 (в рассматриваемой конструкции инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента – 0,989).

Учитывая особенность эксплуатации транспортных средств, можно сделать вывод, что в большинстве случаев, за исключением работы в зоне больших передаточных отношений ($i = 0,7..1,0$) величины потерь в гидродифференциальном выпрямителе момента не превышают таковых в механических ступенчатых коробках передач.

7. Заключение

С учетом особенностей функционирования гидротормозов можно сделать вывод, что наибольшие потери в гидросистеме будут наблюдаться при работе в режиме динамической муфты, а при работе в режиме трансформации момента достигнут наи-

больших величин на тактах разгона и торможения реактора. Таким образом, во всем рабочем диапазоне КПД гидродифференциального выпрямителя момента достигает величины примерно 0,93 [10], что вполне сопоставимо с таковой у механических ступен-

чатых передач. При этом инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента обладает внутренним саморегулированием и позволяет автоматически бесступенчато изменять силовой и скоростной факторы.

Список литературы

1. Гребеньков, Д.В. Расчет характеристик инерционного трансформатора вращающего момента / Д.В. Гребеньков // Вестник Липецкого государственного технического университета. – 2018. – № 1 (35). – С. 77-82.

2. Гребеньков, Д.В. Подбор объёмных насосов для гидросистемы инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента / Д.В. Гребеньков // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2018. – № 4. – С. 426-431.

3. Баженов, С.П. Инерционная гидродифференциальная автоматическая передача для городского автобуса / С.П. Баженов, С.А. Дмитриев // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 2. – С. 14-17.

4. Дмитриев, С.А. Проектирование бесступенчатой инерционной гидродифференциальной автоматической передачи для городского автобуса категории М₃ / С.А. Дмитриев // Вестник Липецкого государственного технического университета. – 2018. – № 3 (37). – С. 61-69.

5. Дмитриев, С.А. Обоснование применения бесступенчатых автоматических инерционных передач на городских автобусах категории М₃ / С.А. Дмитриев // Инфокоммуникационные и интеллектуальные технологии на транспорте: матер. I Междунар. науч.-практ. конф., 12-13 декабря 2018 г. В 2 т. Т. 2. – Липецк: Изд-во Липецкого государственного технического университета, 2018. – С. 53-57.

6. Автоматический инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента: пат. 119426 Рос. Федерация, МПК F16H 47/04 / С.П. Баженов, П.С. Баженов, С.А. Дмитриев, С.И. Курзяков, А.А. Пещеров; заявитель и патентооб-

References

1. Grebenkov D.V. A calculation of inertial torque transformer characteristics. *Vestnik Lipeckogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, No. 1 (35), pp. 77-82. (In Russian)

2. Grebenkov D.V. Selection of positive-displacement pumps for hydraulic system inertial gidrodifferential transformer torque. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2018, No. 4, pp. 426-431. (In Russian)

3. Bazhenov S.P., Dmitriev S.A. Inertia hydrodifferential automatic transmission for the city bus. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2012, No. 2, pp. 14-17. (In Russian)

4. Dmitriev S.A. Designing of stepless inertial hydrodifferential automatic transmission for the city bus of M₃ category. *Vestnik Lipeckogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, No. 3 (37), pp. 61-69. (In Russian)

5. Dmitriev, S.A. The rationale for the use of inertial stepless automatic transmission on the city buses of category M₃. *Infokommunikacionnihe i intellektualnihe tekhnologii na transporte: mater. I Mezhdunar. nauch.-prakt. konf., 12-13 dekabrya 2018 g. V 2 t. T. 2. Lipeck: Izd-vo Lipeckogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, pp. 53-57. (In Russian)

6. Patent RU 119426 MPK F16H 47/04. *Avtomatičeskijj inercionnihyj gidrodifferencialnihyj transformator vrathayuthego momenta* [Automatic inertial hydrodifferential torque converter]. Bazhenov S.P., Bazhenov P.S., Dmitriev S.A., Kurzyakov S.I., Petherov A.A. Declared 06.04.2012. Published 20.08.2012. Bulletin No. 23. (In Russian)

7. Bazhenov S.P., Dmitriev S.A., Zel'nik V.V. Hydraulic torque rectifier inertia automatic transfer city bus. *Gruzovik*, 2012. No. 9,

ладатель ООО ЛОЭЗ «ГИДРОМАШ». – № 2012113591/11; заявл. 06.04.2012; опубл. 20.08.2012, Бюл. № 23. – 2 с.

7. Баженов, С.П. Гидросистемы выпрямителя момента инерционной автоматической передачи городского автобуса / С.П. Баженов, С.А. Дмитриев, В.В. Зельвник // Грузовик. – 2012. – № 9. – С. 8-12.

8. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.

9. Дмитриев, С.А. Потери мощности в выпрямителе момента инерционной гидродифференциальной автоматической передачи городского автобуса / С.А. Дмитриев, В.В. Зельвник // Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров: матер. 77-ой Междунар. науч.-техн. конф. ААИ. Кн. 1. – М.: МГТУ «МАМИ», 2012. – С. 60-66.

10. Гребеньков, Д.В. Гидродифференциальный выпрямитель момента инерционной автоматической передачи мобильных машин / Д.В. Гребеньков // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2017. – №2 (32). – С. 25-30.

pp. 8-12. (In Russian)

8. Bashta T.M. *Obhemnihe nasosih i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem: uchebnik dlya vuzov* [Volumetric pumps and hydraulic motors of hydraulic systems: textbook for universities]. M.: Mashinostroenie, 1974. 606 p. (In Russian)

9. Dmitriev S.A., Zelvnik V.V. Power loss in the torque rectifier of inertia hydrodifferential automatic transmission of the city bus. *Avtomobile- i traktorostroyeniye v Rossii: prioritety razvitiya i podgotovka kadrov: mater. 77-oyj mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. AAI*. Kn. 1. M.: MGTU «MAMI», 2012, pp. 60-66. (In Russian)

10. Grebenkov D.V. The hydrodifferential rectifier of the moment of inertial automatic transmission of mobile machines. *Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta MAMI*, 2017, No. 2 (32), pp. 25-30. (In Russian)

УДК (UDC) 625.08

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ДОРОЖНЫХ МАШИН, РАБОТАЮЩИХ В ТРОПИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

ASSESSMENT OF RELIABILITY OF THE ROAD CONSTRUCTION MACHINES WORKING IN TROPICAL CONDITIONS

Зорин В.А., Ле Чонг Туан
 Zorin V.A., Le Trong Tuan

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ) (Москва, Россия)
 Moscow automobile and road state technical university (MADI) (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассматриваются результаты исследования влияния условий эксплуатации на надёжность и эффективность использования дорожно-строительных машин с учётом климатических факторов. Учёт влияния условий эксплуатации на надёжность и эффективность использования позволит обосновать выбор моделей дорожных машин при формировании парков средств механизации строительства, более точно планировать сроки проведения строительных работ, составить обоснованный график технического обслуживания и ремонта машин в период проведения строительных работ, рассчитать потребность парка в запасных частях и эксплуатационных материалах.

Ключевые слова: надёжность, безотказность, дорожно-строительная машина, параметры потока отказов, техническая жёсткость климата.

Дата принятия к публикации: 25.02.2000
Дата публикации: 25.03.2019

Сведения об авторах:

Зорин Владимир Александрович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», e-mail: madi-dm@list.ru.

Ле Чонг Туан – аспирант ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)».

Abstract. In article results of a research of influence of service conditions on reliability and efficiency of use of road construction machines taking into account climatic factors are considered. Taking note of service conditions on reliability and efficiency of use will allow to prove the choice of models of road construction machines when forming parks of means of mechanization of construction, more precisely to plan terms of carrying out construction works, to make the reasonable schedule of maintenance and repair of machines during construction works, to calculate need of the park for spare parts and operational materials.

Keywords: reliability, non-failure operation, road-construction machines, parameters of a stream of refusals, technical rigidity of climate.

Date of acceptance for publication: 25.02.2000
Date of publication: 25.03.2019

Authors' information:

Vladimir A. Zorin – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department at Moscow automobile and road state technical university (MADI), e-mail: madi-dm@list.ru..

Le Trong Tuan – graduate student at Moscow automobile and road state technical university (MADI).

1. Введение

К числу важнейших факторов, определяющих надёжность и эффективность использования дорожных машин в условиях эксплуатации относится совокупность климатических характеристик, оказывающих влияние не только на работоспособность отдельных деталей, но и на техническое со-

стояние машин в целом, а также на работоспособность машинистов-операторов. Поэтому природно-климатические условия эксплуатации дорожных машин при оценке их надёжности, особенно в жарких и влажных тропических климатических условиях, характерных для Республики Вьетнам, следует рассматривать в совокупности с системой «человек - машина – окружающая среда».

2. Методы

В настоящее время ассортимент дорожных машин во Вьетнаме очень разнообразен по типам и происхождению, но дорожные машины из Российской Федерации по-прежнему составляют значительную долю. Для сравнения выберем условия эксплуатации дорожной машины в умеренных климатических условиях (г. Москва и Московская область) в качестве основы для оценки надежности дорожных машин, работающих в тропиках.

Важными факторами климатических условий являются:

- влажность воздуха;
- температура воздуха;
- количество осадков;
- суммарная солнечная радиация в день.

В результате неблагоприятного воздействия климатических факторов свойства конструктивных и эксплуатационных материалов ухудшаются. Изменение свойств используемых материалов и прямое воздействие климатических условий приводят к снижению надежности дорожных машин и эффективности их использования в народном хозяйстве.

Оценка интенсивности воздействия комплекса климатических факторов на надежность дорожных машин может быть получена с помощью показателя технической жесткости климата [0]. Между показателями безотказности и факторами, характеризующими климатические условия эксплуатации машин, существуют стохастические связи [0]. Численные характеристики такой связи между параметрами потока отказов объекта $\omega(S_k)$ в зависимости от особенностей климатических условий, устанавливаются при помощи показателя технической жесткости климата S_k по соотношению:

$$\omega(S_k) = b_0 + b_1 S_k + b_2 S_k^2,$$

где b_0, b_1, b_2 - коэффициенты регрессии, определяемые по информации об эксплуатации объектов, работающих в различных климатических условиях.

Показатель технической жесткости климата в баллах устанавливается на основе ме-

тода ранговой корреляции с помощью эмпирических зависимостей.

3. Результаты

Техническую жесткость климата в тропических (Вьетнам) S_{kt} и умеренных (Москва) S_{ky} условиях эксплуатации можно рассчитать по следующим формулам:

$$S_{kt} = (0,55t_{\max cp} + 0,2t_{\max abc})(1 + 0,01Q_T) \times \\ \times (1 + 0,0075\sigma_T)(1 - 0,03v_T)(1 + 0,026\varphi_T) \times \\ \times (1 + 0,009n_{gTT})(1 + 0,012\tau_T) \quad (1)$$

и

$$S_{ky} = (0,75t_{\min cp} + 0,25t_{\min abc})(1 + 0,015\sigma_x) \times \\ \times (1 + 0,07v_x)(1 + 0,26\varphi_x)(1 + 0,014n_{TM}) \times \\ \times (1 + 0,022\tau_x), \quad (2)$$

где $t_{\max cp}, t_{\max abc}, \sigma_T$ - соответственно среднее значение максимумов температуры воздуха, среднее значение абсолютного максимума температуры воздуха и средняя непериодическая амплитуда суточных колебаний температуры воздуха за три наиболее теплых месяца, °C; Q_T, v_T, n_{gTT} - соответственно среднее значение месячной суммы солнечной радиации, средняя скорость ветра и среднее число дней с дождями за три наиболее теплых месяца; φ_T, φ_x - среднее значение относительной влажности воздуха за три наиболее теплых месяца и за три наиболее холодных месяца, в долях единицы; τ_T - продолжительность действия в месяцах средней температуры воздуха выше нуля; $t_{\min cp}, t_{\min abc}, \sigma_x$ - соответственно среднее значение средних минимальных температур воздуха, среднее значение абсолютного минимума температуры воздуха и средняя непериодическая амплитуда суточных колебаний температуры воздуха за три наиболее холодных месяца, °C; v_x - средняя скорость ветра за три наиболее холодных месяца, м/с; n_{TM} - среднее значение за месяц числа дней с туманом и метелью за три наиболее холодных месяца, дней; τ_x - продолжительность действия в месяцах средней температуры воздуха ниже нуля.

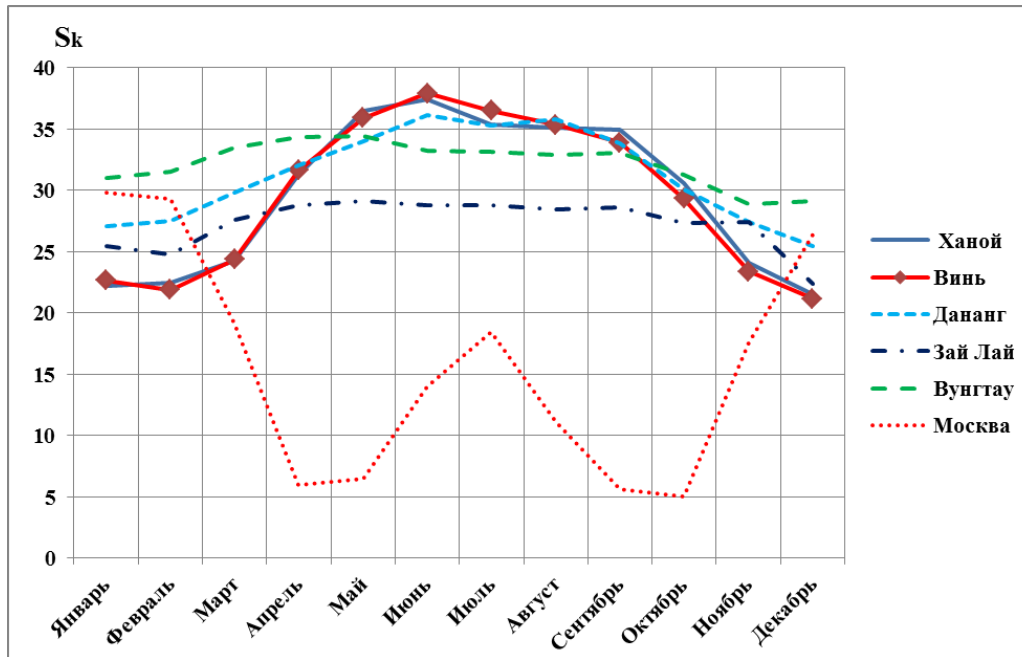


Рис. 1. Закономерности изменения технической жесткости климата в климатических зонах Вьетнама и Московской области по месяцам года

На основании статистических значений показателей климатических условий в регионах Вьетнама [0, 0] и в Московской области [0] можно определить закономерности изменения технической жесткости климата в тропических и умеренных климатических условиях по месяцам года, как показано на рис. 1.

Безотказная работа дорожных машин за период реализации их ресурса обеспечивается надежностью каждого агрегата, механизма, узла и деталей [7,8]. Достичь высокого уровня безотказности машин без учета показателей климатических условий, вызывающих снижение работоспособности конструктивных элементов невозможно [0, 0, 6]. Для оценки надежности используется параметр потока отказов $\omega(t)$, характеризующий среднее число отказов ремонтируемого объекта в единицу времени за рассматриваемый период работы машин [0]:

$$\omega(t) = \frac{\sum_{i=1}^N m_i(t + \Delta t) - \sum_{i=1}^N m_i(t)}{N\Delta t}, \quad (3)$$

где $m_i(t)$ - число отказов i -го объекта за наработку t ; N - число испытываемых объектов; Δt - достаточно малый интервал времени.

Анализируя статистические значения параметров отказов экскаваторов SOLAR 140W, эксплуатируемых в регионах Вьетнама и в Москве, были получены результаты, приведенные в табл. 1.

Таблица 1
Результаты анализа статистических данных [9-11]

Город	Параметр		
	S_k	$\omega \cdot 10^{-3}$, мото-час	K_S
Ханой	36,05	9,18	1,57
Винь	36,58	9,44	1,61
Дананг	35,73	9,03	1,54
Зай Лай	28,92	6,02	1,03
Вунгтау	33,10	7,80	1,33
Москва	28,48	5,85	1,00

Примечание: K_S - соответствующие значения относительного изменения величины параметров потока отказов экскаваторов, работавших в тропических и умеренных условиях эксплуатации.

Из таблицы видно, что параметры потока отказов экскаваторов, работавших в тропических климатических условиях (регионах Вьетнама) в 1,03...1,61 раза выше, чем для

аналогичных моделей, работавших в умеренном климате (Москве). Очевидно, что показатели долговечности дорожных машин (ресурс и срок службы) в тропических условиях эксплуатации также будут в 1,5 раз ниже, чем для машин, работающих в регионах с умеренным климатом.

Одновременно, существует корреляционная связь между коэффициентом K_S и климатической жесткостью S_k (рис. 2), позволяющая оценить значения показателей безотказности экскаватора при работе в тропических условиях (регионах Вьетнама) по

данным параметра потока отказов ω_0 по сравнению с умеренным климатом (Московской области) по следующей формуле:

$$\omega(S_k) = \omega_0 K_S. \quad (4)$$

Корреляционный анализ позволяет определить зависимость коэффициента K_S от значения S_k , характеризующего климатические условия района Вьетнама по следующей зависимости:

$$K_S = f(S_k) = 0,0017 + 0,0034S_k + 0,0011S_k^2. \quad (5)$$

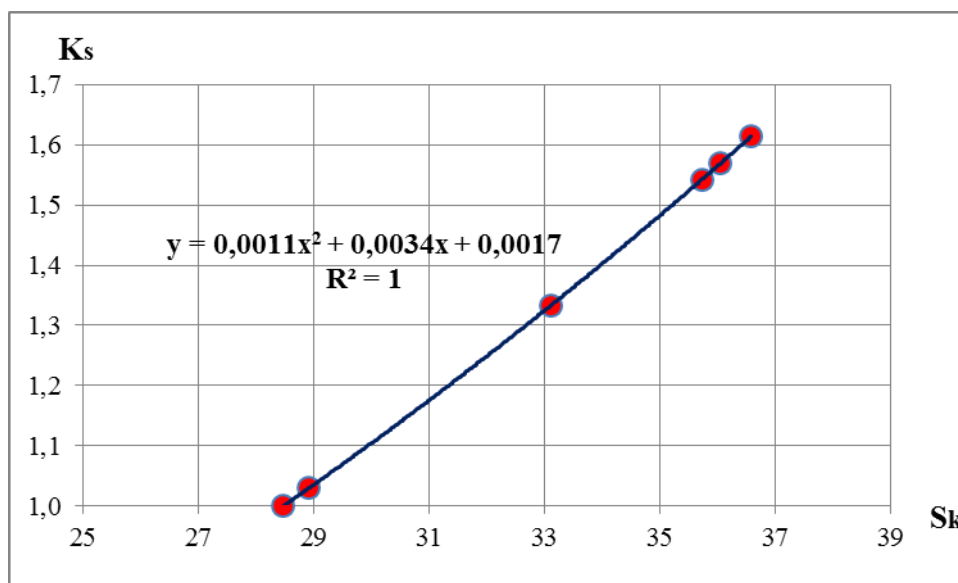


Рис. 2. Зависимость относительного изменения параметра потока отказов от технической жесткости климата

4. Заключение

Таким образом, с помощью системы уравнений (4) и (5) можно решить вопросы оценки и прогнозирования показателей надежности экскаваторов, работающих в тропических условиях (различных регионах Вьетнама), на основе данных о надежности машин, работающих в умеренной климатической зоне.

Кроме того, можно оценить степень влияния тропических климатических усло-

вий на надежность машин и разработать систему мероприятий для обеспечения работоспособности дорожных машин в условиях агрессивного воздействия коррозионной среды. Наиболее эффективным направлением повышения надежности и коррозионной стойкости изделий машиностроения является использование полимерных композиционных материалов при техническом обслуживании и ремонте машин [0, 0].

Список литературы

1. Зорин, В.А. Надёжность механических систем / В.А. Зорин. – М.: ИНФРА-М, 2015. – 380 с.
2. Зорин, В.А. Основы работоспособности технических систем / В.А. Зорин. - 2-е изд., перераб. – М.: Изд-во «Академия», 2015. - 208 с.
3. Баурова, Н.И. Применение полимерных композиционных материалов в машиностроении / Н.И. Баурова, В.А. Зорин. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: ИНФРА-М, 2017. - 301 с.
4. Баурова, Н.И. Влияние климатических и эксплуатационных факторов на свойства ремонтных материалов / Н.И. Баурова // Автотранспортное предприятие. – 2009. - №3. - С. 13-15.
5. Кирпичников А.Ю. Обеспечение надёжности технической эксплуатации машинных парков в транспортном строительстве: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / А.Ю. Кирпичников. - Новосибирск, 2013. – 135 с.
6. Кох, П.И. Климат и надёжность машин / П.И. Кох. - М.: Машиностроение, 1981. - 175 с.
7. Sevryugina N.S., Volkov E.A., Litovchenko E.P. // *Modern Applied Science*. – 2014. – Vol. 8. - № 5.
8. Sevryugina N.S. // *MATEC Web of Conferences*. – 2017. – Vol. 117. – 00151.
9. Интенсивность солнечной радиации в регионах Вьетнама [сайт]. – Режим доступа: <https://solarpower.vn/cuong-do-buc-xa-nang-luong-mat-troi-tai-cac-khu-vuc-viet-nam/>.
10. Статистические данные - Главное управление статистики Вьетнама 2017 [сайт]. – Режим доступа: <https://www.gso.gov.vn/default.aspx?tabid=713>.
11. Статистические данные: климатическая Москва [сайт]. – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Климат_Москвы

References

1. Zorin V.A. Reliability of mechanical systems. Moscow, INFRA-M, 2015. - 380 p. (In Russian)
2. Zorin V.A. Bases of operability of technical systems. Moscow, Akademiya, 2015. 208 p. (In Russian)
3. Baurova N.I., Zorin V.A. Use of polymeric composite materials in mechanical engineering. Moscow, INFRA-M, 2017. 301 p. (In Russian)
4. Baurova N.I. Influence of climatic and operational factors on properties of repair materials. *Avtotransportnoe predpriyatie*, 2009, No. 3, pp. 13-15. (In Russian)
5. Kirpichnikov A.Yu. Ensuring reliability of technical operation of machine parks in transport construction. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Novosibirsk, 2013. - 135 p. (In Russian)
6. Koch P.I. Climate and reliability of cars. Moscow, Mashinostroenie, 1981. 175 p. (In Russian)
7. Sevryugina N.S., Volkov E.A., Litovchenko E.P. *Modern Applied Science*, 2014, Vol. 8, No. 5.
8. Sevryugina N.S. *MATEC Web of Conferences*, 2017, 117, 00151.
9. Intensity of solar radiation in regions of Vietnam [site]. Available <https://solarpower.vn/cuong-do-buc-xa-nang-luong-mat-troi-tai-cac-khu-vuc-viet-nam/>
10. Statistical data - Head department of statistics of Vietnam 2017 [site]. Available <https://www.gso.gov.vn/default.aspx?tabid=713>
11. Statistical data: climatic Moscow [site]. Available https://ru.wikipedia.org/wiki/Климат_москвы (In Russian)

УДК (UDC) 621.86/87

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО КАНАТА ДЛЯ ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗА, ПЕРЕМЕЩАЕМОГО ГРУЗОПОДЪЕМНЫМ КРАНОМ

USE OF BALANCING ROPE FOR DAMPING OF CARGO SWAYS MOVED BY A LOADING CRANE

Корытов М.С., Щербаков В.С., Танский В.В.

Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Tansky V.V.

Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)

Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russia)

Аннотация. Предложено дополнить грузоподъемный кран с гибким канатным подвесом груза дополнительным боковым уравновешивающим канатом. Последний расположен преимущественно горизонтально. Дополнительный канат прикреплен к стреле, а также крепится блоком к основному грузовому канату в его промежуточной точке между оголовком стрелы и грузозахватным устройством. При этом не требуется дополнение приводного барабана канатной лебедкой с демпфирующим механизмом вращательного типа. На примере крана-трубоукладчика в среде моделирования Matlab разработана имитационная математическая модель, позволяющая исследовать свободные колебания отдельного груза в боковом направлении, с учетом дополнительного уравновешивающего каната. В имитационной модели учитываются не только угловые степени свободы, но и растяжение двух участков грузового каната. Линейные и угловые коэффициенты диссипации энергии каждого из двух участков грузового каната, а также линейный коэффициент диссипации бокового уравновешивающего каната задаются в зависимости от длины соответствующих участков. Использование имитационной модели позволило установить, что в результате использования бокового уравновешивающего каната, соединенного с основным грузовым канатом, коэффициент затухания неуправляемых колебаний груза в боковом направлении существенно увеличивается. При этом средний период колебаний уменьшается, а логарифмический декремент колебаний также увеличивается. Размеры области колебаний груза при этом способе гашения, уменьшаются, что способствует повышению безопасности рабочего процесса.

Ключевые слова: кран-трубоукладчик, уравновешивающий канат, гашение колебаний, коэффициент затухания.

Дата принятия к публикации: 27.02.2019

Дата публикации: 25.03.2019

Сведения об авторах:

Корытов Михаил Сергеевич – д.т.н., доцент, профессор, кафедра «Автомобили, конструкционные материалы и технологии», Федеральное госу-

Abstract. It has been proposed to add a load-lifting crane with a flexible cable suspension of cargo with an additional side balancing cable. The latter is located predominantly horizontally. An additional rope is attached to the boom, and is also fastened by the unit to the main cargo cable at its intermediate point between the boom tip and the load handler. It does not require the addition of a drive drum with a cable winch with a rotary damping mechanism. Using the example of a pipe-laying crane in the Matlab modeling environment, an imitational mathematical model has been developed that allows us to investigate the free sways of a separate load in the lateral direction, taking into account the additional balancing rope. The simulation model takes into account not only the angular degrees of freedom, but also the stretching of two sections of the cargo rope. The linear and angular energy dissipation coefficients of each of the two sections of the cargo rope, as well as the linear dissipation coefficient of the side balancing cable, are set depending on the length of the respective sections. The use of a simulation model made it possible to establish that as a result of the use of a side balancing cable connected to the main cargo cable, the attenuation coefficient of uncontrolled cargo sways in the lateral direction increases significantly. In this case, the average sway period decreases, and the logarithmic decrement of sways also increases. The dimensions of the area of sway of the cargo with this method of clearing, are reduced, which contributes to improving the safety of the workflow.

Keywords: crane-pipelayer, balancing rope, sways damping, attenuation coefficient.

Date of acceptance for publication: 27.02.2019

Date of publication: 25.03.2019

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor, Department of Automobiles, Construction Materials and Technologies,

дарственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», *e-mail: kms142@mail.ru.*

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Щербakov Виталий Сергеевич – д.т.н., профессор, профессор, кафедра «Автоматизация производственных процессов и электротехника, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», *e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.*

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Танский Вячеслав Владимирович – к.т.н., ст. преподаватель, кафедра «Автомобили, конструкционные материалы и технологии», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», *e-mail: slava8968@gmail.com.*

† Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI)», *e-mail: kms142@mail.ru.*

† *ORCID: 0000-0002-5104-7568*

† **Vitaliy S. Shcherbakov** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor, Department of Automation of Production Processes and Electrical Engineering, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI)», *e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.*

† *ORCID: 0000-0002-3084-2271*

† **Vyacheslav V. Tansky** – Ph.D., Art. Lecturer, Department of Automobiles, Construction Materials and Technologies, Federal State-Impact Budget Educational Institution of Higher Education «Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI)», *e-mail: slava8968@gmail.com.*

1. Введение

Задача высокопроизводительного и безопасного перемещения грузов грузоподъемными кранами при выполнении подъемно-транспортных, строительных и монтажных работ, является актуальной [1-3]. Одним из ее важных аспектов является подавление неуравновешенных колебаний груза большой амплитуды, которые возникают при перемещении краном груза на нежестком канатном подвесе [4-6]. Решению данной проблемы посвящено множество работ российских авторов [1, 7, 8] и зарубежных исследователей [9-11]. Данная проблема актуальна для всех видов грузоподъемных кранов с нежестким канатным подвесом: мостовых [12-14], козловых [15], поворотных с телескопической стрелой [16, 17], контейнерных [18], судовых [19], башенных [20, 21] и кранов-трубоукладчиков [22, 23].

Краны-трубоукладчики, которые относятся к специальным видам тракторных кранов, широко применяются как в составе трубоукладочной колонны для укладки трубопроводов, так и для перемещения штучных грузов [22].

В последнем случае зачастую возникают неуравновешенные колебания отдельных штучных грузов, которые имеют большую амплитуду.

Неуправляемые колебания штучных грузов, перемещаемых кранами-трубоукладчиками, в целом отрицательно влияют на рабочий процесс. Возрастает время ожидания затухания колебаний, снижается производительность. При этом удары груза о стрелу могут приводить к повреждениям как стрелы, так и самого груза.

Для гашения неуравновешенных колебаний груза предложено использовать дополнительную канатную лебедку, уравновешивающий канат которой проходит через направляющие блоки, установленные на стреле, и крепится к грузозахватному устройству [23].

Известное конструктивное решение [23] имеет недостаток. Требуется дополнение приводного барабана канатной лебедкой с демпфирующим механизмом вращательного типа [23].

2. Описание предлагаемой конструкции крана с уравновешивающим канатом

Для упрощения известной конструкции предлагается следующее решение. Точку крепления уравновешивающего каната постоянной длины необходимо привязать не к грузозахватному устройству, а к основному грузовому канату крана. Эта точка может быть смещена вверх относительно грузозахватного устройства (рис. 1, а).

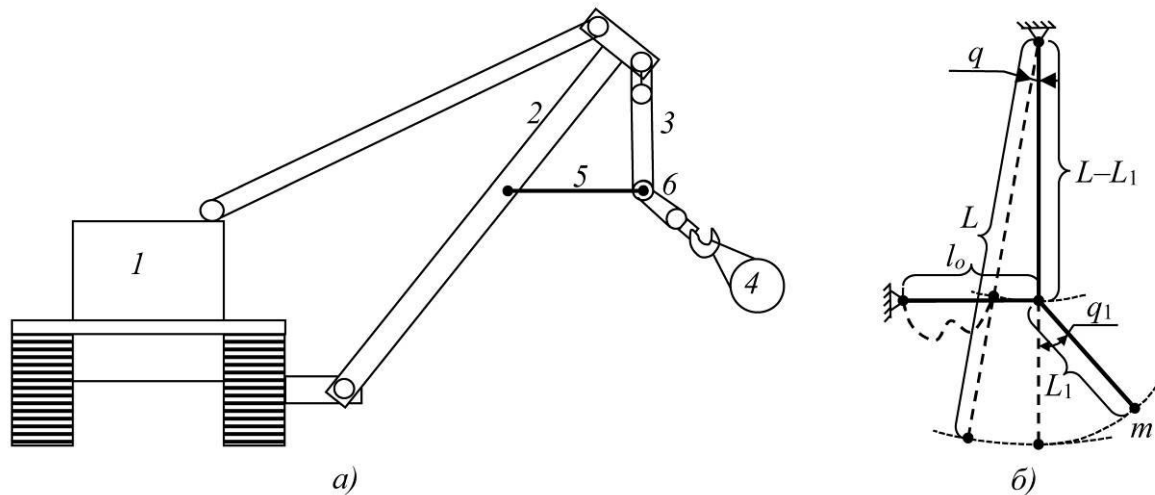


Рис. 1. Предлагаемая конструкция крана-трубоукладчика с боковым уравнивающим канатом (а) и соответствующая ей расчетная схема (б)

Решение позволит обойтись без необходимости использования не только демпфирующего механизма приводного барабана дополнительной канатной лебедки, но и самого барабана.

На рис. 1, а показан общий вид крана-трубоукладчика. Обозначены позиции: 1 – базовое шасси крана-трубоукладчика; 2 – стрела; 3 – основной грузовой канат; 4 – груз массой m ; 5 – уравнивающий канат; 6 – блок крепления уравнивающего каната к основному грузовому канату.

Вместо дополнительной канатной лебедки с барабаном, оснащенной в известной конструкции [23] демпфирующим устройством, предлагаемая конструкция оснащается только уравнивающим канатом, который соединен с блоком 6. Соответствующая общему виду расчетная схема предлагаемой конструкции приведена на рис. 1, б.

На расчетной схеме обозначены основные параметры системы: m – масса штучного груза, кг; q – угол отклонения основного грузового каната 3 от гравитационной вертикали, измеренный в верхней точке подвеса грузового каната на стреле, рад; q_1 – угол отклонения участка основного грузового каната ниже точки б (блока крепления уравнивающего каната к основному грузовому канату), от участка основного грузового каната выше указанной точки, рад; L – полная длина основного грузового каната от стрелы до грузозахватного устройства, м; L_1 – длина

основного грузового каната от точки блока крепления уравнивающего каната к основному грузовому канату б, до грузозахватного устройства, м; l_0 – длина уравнивающего каната, м.

3. Имитационная модель конструкции с уравнивающим канатом

Для установления принципиальной возможности гашения колебаний груза при помощи предлагаемой конструкции была разработана имитационная математическая модель. В ней принято математическое описание, при котором физические свойства каждого из двух участков грузового каната крана описаны при помощи двух степеней свободы – вращательной и поступательной. Поступательная степень свободы каждого участка грузового каната позволяет моделировать вертикальные колебания груза, и учитывать происходящие при этом потери энергии. Математическая имитационная модель описывает колебания груза при неподвижной точке закрепления грузового каната на стреле.

По двум угловым координатам каждого из участков грузового каната заданы коэффициенты диссипации энергии, вычисляемые по зависимостям (для координат q и q_1 соответственно):

$$b = b_u \cdot L; \quad b_1 = b_u \cdot L_1, \quad (1)$$

где b_u – угловой коэффициент вязкого трения, отнесенный к 1 м длины основного грузового каната, Н·м/(рад/с).

При натяжении уравнивающего каната (в рассматриваемом примере натяжение присутствует при выполнении условия $q < 0$) в точке блока крепления уравнивающего каната к основному грузовому канату b прикладывается горизонтально направленная сила, вычисляемая по зависимости

$$F_o = y \frac{c_p}{l_o} + \dot{y} \cdot b_p \cdot l_o, \quad (2)$$

где y – горизонтальная координата груза, м; c_p – коэффициент упругости уравнивающего каната, отнесенный к 1 м длины уравнивающего каната, Н/м; b_p – коэффициент вязкого трения уравнивающего каната, отнесенный к 1 м длины уравнивающего каната, Н/(м/с). Точками здесь и далее обозначены производные координат по времени.

В случае отсутствия натяжения уравнивающего каната, сила F_o (2) принимала нулевые значения.

Выражения, аналогичные (2), использовались для вычисления сил, действующих вдоль основного грузового каната. На участке от стрелы до точки блока b :

$$F = \Delta(L - L_1) \cdot \frac{c_p}{L} + \dot{L} \cdot b_p \cdot L. \quad (3)$$

На участке от точки блока b до грузозахватного устройства:

$$F_1 = \Delta L_1 \cdot \frac{c_p}{L_1} + \dot{L}_1 \cdot b_p \cdot L_1. \quad (4)$$

На основе расчетной схемы (рис. 1, б) в программном комплексе MATLAB/Simulink/Simscape Multibody была разработана имитационная модель колебаний груза в отдельной вертикальной плоскости пространства (рис. 2).

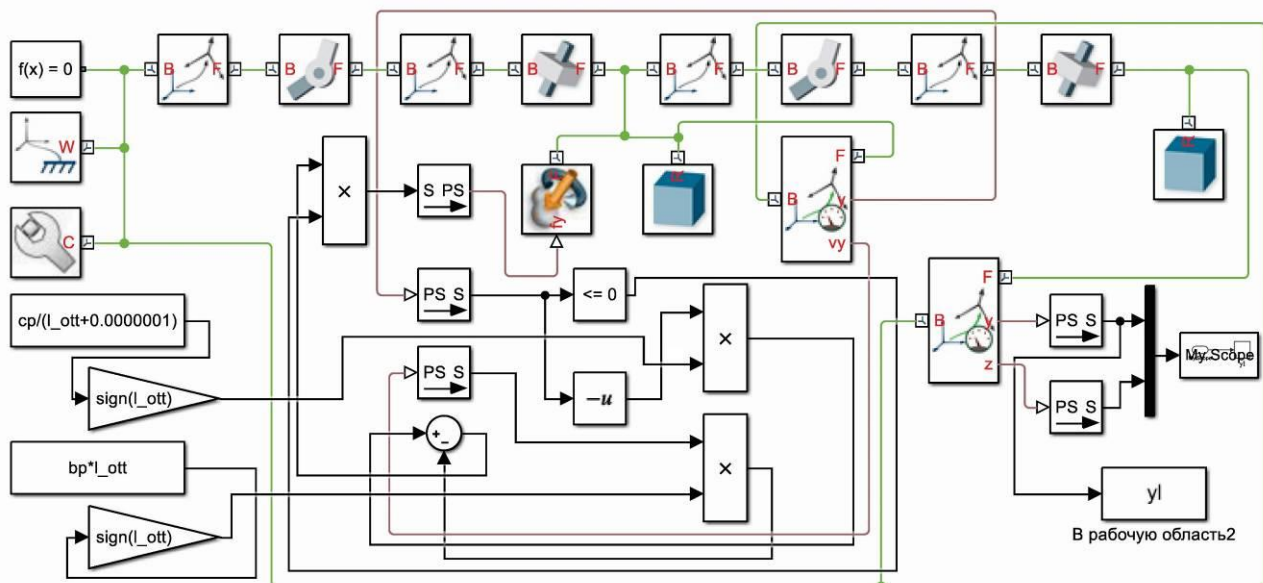


Рис. 2. Имитационная модель колебаний груза с уравнивающим канатом в системе MATLAB/Simulink/Simscape Multibody

В имитационной модели использованы два шарнира Simscape Multibody – *Revolute Joint* с одной вращательной степенью свободы каждый, моделирующие повороты двух участков основного грузового каната вокруг оголовка стрелы крана и блока крепления уравнивающего каната к основному грузовому канату b соответственно. Также

использованы два шарнира *Prismatic Joint* с одной поступательной степенью свободы каждый, моделирующие растяжения двух участков основного грузового каната. Во всех шарнирах задействованы внутренние механизмы пакета Simscape Multibody (*Internal Mechanics*). В этих механизмах по

угловым координатам заданы коэффициенты демпфирования b и b_1 соответственно (1).

Из двух блоков твердых тел *Solid* модели, один блок (справа) задает массу груза m . Второй блок *Solid* задает малую массу m_6 блока крепления уравнивающего каната к основному грузовому канату b .

В имитационной модели использован блок *External Force and Torque*. С его помощью сила со стороны уравнивающего каната прикладывалась к блоку b основного грузового каната.

Также использовался ряд блоков Simscape Multibody, выполняющих вспомогательные функции: сдвигов и поворотов *Rigid Transform*, виртуальных датчиков *Transform Sensor* для измерения текущих значений линейных и угловых координат. *World Frame*, *Mechanism Configuration* и *Solver Configuration* – обязательных для использования в каждой модели Simscape Multibody блоков, задающих неподвижную систему координат и настройки модели. Кроме того, в качестве вспомогательных использовались блоки Simulink: задания постоянных значений *Constant*, умножения на коэффициент *Gain*, сравнения с нулем *Compare To Zero*, умножения *Product*, суммирования *Sum* и др.

В качестве начальных условий моделирования, кроме постоянных параметров, использовался начальный угол отклонения грузового каната от гравитационной вертикали $q(t=0)$ (в положительном направлении, соответствующем отсутствию натяжения уравнивающего каната).

4. Пример моделирования свободных затухающих колебаний груза

На рис. 3 в качестве примера приведены временные зависимости горизонтальной координаты груза y при свободных затухающих колебаниях груза без гашения колебаний груза при помощи уравнивающего каната (рис. 3, а), и с гашением колебаний (рис. 3, б).

Значения постоянных параметров системы при моделировании составляли: $L=10$ м; $L_1=2$ м; $g=9,81$ м/с²; $m=1000$ кг; $b_p=10000$

Н/(м/с); $c_p=10000000$ Н/м; $b_u=1000$ Н·м/(рад/с).

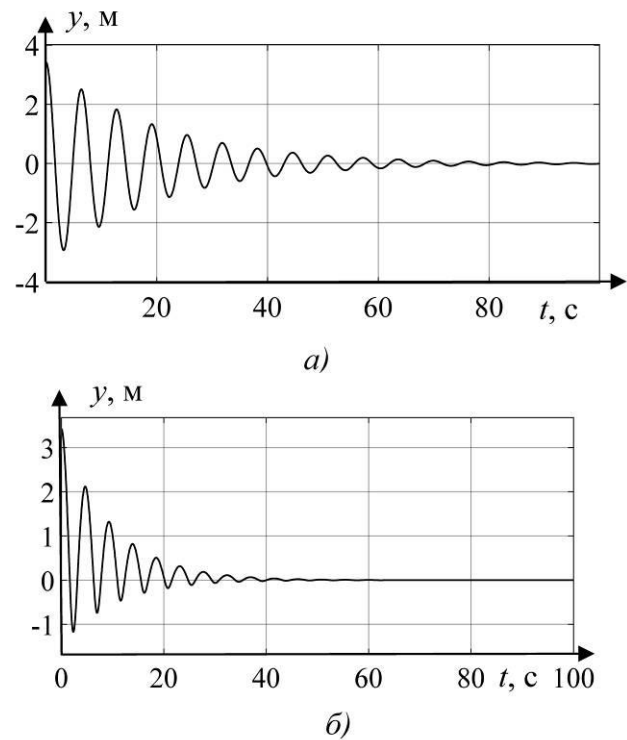


Рис. 3. Временные зависимости горизонтальной координаты груза y при свободных затухающих колебаниях груза: а – без гашения колебаний груза (без использования уравнивающего каната); б – с гашением колебаний (пример)

Начальный угол отклонения грузового каната от гравитационной вертикали $q(t=0)$ принимал значение 20 градусов.

Результаты на рис. 3, а получены для системы без использования бокового уравнивающего каната (базовая конструкция крана-трубоукладчика), а на рис. 3, б – с использованием бокового уравнивающего каната (предлагаемая конструкция). Длина уравнивающего каната в последнем случае составляла $l_0=5$ м.

В таблице приведены значения параметров, характеризующих процесс затухающих колебаний для двух рассматриваемых конструкций: базовой и предлагаемой. Это средний период колебаний \bar{T} , средний логарифмический декремент затухания колебаний $\bar{\lambda}$ и средний коэффициент затухания колебаний $\bar{\beta}$.

Таблица

Значения среднего периода колебаний \bar{T} , среднего логарифмического декремента колебаний $\bar{\lambda}$, среднего коэффициента затухания $\bar{\beta}$ (пример моделирования)

Параметр	\bar{T} , с	$\bar{\lambda}$	$\bar{\beta}$
Базовая конструкция	6.353	0.335	0.053
Модернизированная конструкция	4.619	0.552	0.119

5. Заключение

Результаты имитационного моделирования показали, что в случае применения бокового уравнивающего каната, в рассматриваемом примере средний период колебаний уменьшился на 27 %, средний логарифмический декремент затухания колебаний возрос на 65 %, и средний коэффициент затухания колебаний возрос на 125 %.

Фактически это означает, что скорость затухания свободных колебаний груза при применении бокового уравнивающего каната увеличивается в рассматриваемом примере более чем в 2 раза. То есть, применение предложенной конструкции может быть достаточно перспективным в плане га-

шения свободных колебаний штучных грузов, перемещаемых грузоподъемными кранами с нежестким канатным подвесом груза.

Кроме того, использование бокового уравнивающего каната существенно ограничивает при колебаниях смещение груза в сторону, противоположную боковому уравнивающему канату (вправо на рис. 1). Что также может считаться дополнительным преимуществом предлагаемого конструктивного решения, поскольку уменьшает размеры области колебаний груза. Это повышает безопасность рабочего процесса крана и уменьшает вероятность столкновения груза с рабочим оборудованием и другими объектами в рабочей зоне.

Список литературы

1. Сериков С.А. Способ успокоения колебаний груза, транспортируемого мостовым краном // *Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика*. 2006. № 9. С. 4-8.
2. Толочко О.И., Бажутин Д.В. Сравнительный анализ методов гашения колебаний груза, подвешенного к механизму поступательного движения мостового крана // *Электромашиностроение и электрооборудование*. 2010. № 75. С. 22-28.
3. Wu Z., Xia X., Zhu B. Model predictive control for improving operational efficiency of overhead cranes. *Nonlinear Dynamics*, 2015, Vol. 79, No. 4, Pp. 2639-2657.
4. Sun N., Fang Y., Chen H. Adaptive anti-swing control for cranes in the presence of rail length constraints and uncertainties. *Nonlinear Dynamics*, 2015, Vol. 81, No. 1-2. Pp. 41-51.

References

1. Serikov S.A. A way to calm the oscillations of the cargo transported by a bridge crane. *Pribory i sistemy. Upravlenie, control, monitoring*, 2006, No. 9, pp. 4-8. (In Russian).
2. Tolochko O.I., Bazhutin D.V. Comparative analysis of methods for damping oscillations of a load suspended from the mechanism of translational motion of a bridge crane. *Elektromashinostroenie i elektrooborudovanie*. 2010. No. 75. pp. 22-28. (In Russian).
3. Wu Z., Xia X., Zhu B. Model predictive control for improving operational efficiency of overhead cranes. *Nonlinear Dynamics*, 2015, Vol. 79, No. 4, Pp. 2639-2657.
4. Sun N., Fang Y., Chen H. Adaptive anti-swing control for cranes in the presence of rail length constraints and uncertainties. *Nonlinear Dynamics*, 2015, Vol. 81, No. 1-2. Pp. 41-51.
5. Korytov M., Shcherbakov V., Titenko V. Analytical solution of the problem of acceleration of cargo by a bridge crane with constant

5. Korytov M., Shcherbakov V., Titenko V. Analytical solution of the problem of acceleration of cargo by a bridge crane with constant acceleration at elimination of swings of a cargo rope. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, Vol. 944, No. 1, Pp. 012062.
6. Zhang Z., Wu Y., Huang J. Differential-flatness-based finite-time anti-swing control of underactuated crane systems. *Nonlinear Dynamics*, 2017, Vol. 87, No. 3, pp. 1749-1761.
7. Черноусько Ф.Л., Акуленко Л.Д., Соколов Б.Н. Управление колебаниями. М.: Наука, 1980. 383 с.
8. Korytov M.S., Shcherbakov V.S. Cargo transportation by bridge cranes along a predetermined trajectory without uncontrollable sways. *Journal of the Serbian Society for Computational Mechanics*, 2018, Vol. 12, No. 2, Pp. 72-79.
9. Xiaou Li, Wen Yu Anti-Swing Control For An Overhead Crane With Fuzzy Compensation. *Intelligent Automation*, 2012, Vol. 18, No. 1, Pp. 1-11.
10. Omar F., Karray F., Basir O., Yu L. Autonomous overhead crane system using a fuzzy logic controller. *Journal of vibration and control*, 2004, Vol. 10, Issue 9, Pp. 22-28.
11. Akira I., Yoshiyuki N. Fast trajectory planning by design of initial trajectory in overhead traveling crane with considering obstacle avoidance and load vibration suppression. *Journal of Physics: Conference Series*, 2016, Vol. 744, No. 1, Pp. 012070.
12. Caporali R.P.L. Iterative method for controlling with a command profile the sway of a payload for gantry and overhead traveling cranes. *International Journal of Innovative Computing, Information and Control*, 2018, No. 14 (3), Pp. 1095-1112.
13. Matsunaga M., Nakamoto M., Yamamoto T. A sound-based measurement of sway angle for anti-sway control of overhead crane. *Journal of robotics networking and artificial life*, 2018, Vol. 4, No. 4, Pp. 322-325.
14. Enin S.S., Omelchenko E.Y., Fomin, N.V., Belyi A.V. Overhead Crane Computer Model. *11th International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS): IOP Conference Series-Materials Science and Engineering*, 2018, Vol. 327, UNSP 022028. DOI: 10.1088/1757-899X/327/2/022028
15. Hamdy M., Shalaby R., Sallam M. A acceleration at elimination of swings of a cargo rope. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, Vol. 944, No. 1, Pp. 012062.
6. Zhang Z., Wu Y., Huang J. Differential-flatness-based finite-time anti-swing control of underactuated crane systems. *Nonlinear Dynamics*, 2017, Vol. 87, No. 3, Pp. 1749-1761.
7. Chernousko F.L., Akulenko L.D., Sokolov B.N. Oscillation control. Moscow, Nauka, 1980. 383 p. (In Russian).
8. Korytov M.S., Shcherbakov V.S. Cargo transportation by bridge cranes along a predetermined trajectory without uncontrollable sways. *Journal of the Serbian Society for Computational Mechanics*, 2018, Vol. 12, No. 2, Pp. 72-79.
9. Xiaou Li, Wen Yu Anti-Swing Control For An Overhead Crane With Fuzzy Compensation. *Intelligent Automation*, 2012, Vol. 18, No. 1, Pp. 1-11.
10. Omar F., Karray F., Basir O., Yu L. Autonomous overhead crane system using a fuzzy logic controller. *Journal of vibration and control*, 2004, Vol. 10, Issue 9, Pp. 22-28.
11. Akira I., Yoshiyuki N. Fast trajectory planning by design of initial trajectory in overhead traveling crane with considering obstacle avoidance and load vibration suppression. *Journal of Physics: Conference Series*, 2016, Vol. 744, No. 1, Pp. 012070.
12. Caporali R.P.L. Iterative method for controlling with a command profile the sway of a payload for gantry and overhead traveling cranes. *International Journal of Innovative Computing, Information and Control*, 2018, No. 14 (3), Pp. 1095-1112.
13. Matsunaga M., Nakamoto M., Yamamoto T. A sound-based measurement of sway angle for anti-sway control of overhead crane. *Journal of robotics networking and artificial life*, 2018, Vol. 4, No. 4, Pp. 322-325.
14. Enin S.S., Omelchenko E.Y., Fomin, N.V., Belyi A.V. Overhead Crane Computer Model. *11th International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS): IOP Conference Series-Materials Science and Engineering*, 2018, Vol. 327, UNSP 022028. DOI: 10.1088/1757-899X/327/2/022028
15. Hamdy M., Shalaby R., Sallam M. A

Control Systems (MEACS): IOP Conference Series-Materials Science and Engineering, 2018, Vol. 327, UNSP 022028. DOI: 10.1088/1757-899X/327/2/022028

15. Hamdy M., Shalaby R., Sallam M. A hybrid partial feedback linearization and deadbeat control scheme for a nonlinear gantry crane. *Journal of the Franklin institute-engineering and applied mathematics*, 2018, Vol. 355, No. 14, Pp. 6286-6299.

16. AbdelHamid, A.Y., Abdelkader, H.A., Mabrouk, M.H. Load tracking and anti-sway control for telescopic rotary crane. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE)*, 2017, Vol. 4B, UNSP V04BT05A013. DOI: 10.1115/IMECE2017-71940

17. Alhassan A., Mohamed Z., Abdullahi A.M., Bature A.A., Haruna A., Tahir N.M. Input shaping techniques for sway control of a rotary crane system. *Jurnal Teknologi*, 2018, Vol. 80, No. 1, Pp. 61-69. DOI: 10.11113/jt.v80.10297

18. Sun Y.-G., Qiang H.-Y., Xu J., Dong D.-S. The nonlinear dynamics and anti-sway tracking control for offshore container crane on a mobile harbor. *Journal of Marine Science and Technology (Taiwan)*, 2017, Vol. 25, No. 6, Pp. 656-665. DOI: 10.6119/JMST-017-1226-05

19. Li X., Mei Z., Zhu D., Xie B. Modeling and anti-sway control of ship-mounted crane. *Advances in Mechanical Engineering*, 2017, Vol. 9, No. 9, Pp. 1687814017727252. DOI: 10.1177/1687814017727252

20. Samin R.E., Mohamed Z. Comparative Assessment of Anti-Sway Control Strategy for Tower Crane System. *AIP Conference Proceedings*, 2017, Vol. 1883, UNSP 020035. DOI: 10.1063/1.5002053

21. Dong M., Pang B., Wang, J. Analysis of Cargo Sway Characteristics of Tower Cranes. *AER-Advances in Engineering Research*, 2015, Vol. 49, Pp. 330-333.

22. Щербakov В.С., Кoryтов М.С., Шабалин А.Н. Направления развития теории безопасности рабочего процесса комплекта грузоподъемных машин трубоукладочной колонны // Известия

hybrid partial feedback linearization and deadbeat control scheme for a nonlinear gantry crane. *Journal of the Franklin institute-engineering and applied mathematics*, 2018, Vol. 355, No. 14, Pp. 6286-6299.

16. AbdelHamid, A.Y., Abdelkader, H.A., Mabrouk, M.H. Load tracking and anti-sway control for telescopic rotary crane. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE)*, 2017, Vol. 4B, UNSP V04BT05A013. DOI: 10.1115/IMECE2017-71940

17. Alhassan A., Mohamed Z., Abdullahi A.M., Bature A.A., Haruna A., Tahir N.M. Input shaping techniques for sway control of a rotary crane system. *Jurnal Teknologi*, 2018, Vol. 80, No. 1, Pp. 61-69. DOI: 10.11113/jt.v80.10297

18. Sun Y.-G., Qiang H.-Y., Xu J., Dong D.-S. The nonlinear dynamics and anti-sway tracking control for offshore container crane on a mobile harbor. *Journal of Marine Science and Technology (Taiwan)*, 2017, Vol. 25, No. 6, Pp. 656-665. DOI: 10.6119/JMST-017-1226-05

19. Li X., Mei Z., Zhu D., Xie B. Modeling and anti-sway control of ship-mounted crane. *Advances in Mechanical Engineering*, 2017, Vol. 9, No. 9, Pp. 1687814017727252. DOI: 10.1177/1687814017727252

20. Samin R.E., Mohamed Z. Comparative Assessment of Anti-Sway Control Strategy for Tower Crane System. *AIP Conference Proceedings*, 2017, Vol. 1883, UNSP 020035. DOI: 10.1063/1.5002053

21. Dong M., Pang B., Wang, J. Analysis of Cargo Sway Characteristics of Tower Cranes. *AER-Advances in Engineering Research*, 2015, Vol. 49, Pp. 330-333.

22. Scherbakov V.S., Korytov M.S., Shabalin A.N. Directions of development of the theory of safety of the working process of a set of load-lifting machines of the pipe-laying column. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta. Mayematika, fizika i mekhanika*, 2014, Vol. 325, No. 2, Pp. 50-57. (In Russian).

23. Pat. 158094 Russian Federation, IPC B66C23/26. Crane-pipelayer. Shcherbakov V.S., Korytov M.S., Tansky V.V.; Applicant and patentee of the Federal State Budgetary

Томского политехнического университета. *†*
Математика, физика и механика. 2014. Т. *†*
325, No. 2. С. 50-57. *†*

23. Пат. 158094 Российская Федерация, *†*
МПК В66С23/26. Кран-трубоукладчик / *†*
Щербаков В.С., Корытов М.С., Танский *†*
В.В.; заявитель и патентообладатель *†*
Федеральное государственное бюджетное *†*
образовательное учреждение высшего *†*
образования "Сибирская государственная *†*
автомобильно-дорожная академия *†*
(СибАДИ)" (RU); No. 2015120191/11; заявл. *†*
27.05.15; опубл. 20.12.15. Бюл. No. 35. 2 с. *†*

Educational Institution of Higher Education *†*
"Siberian State Automobile and Highway *†*
Academy (SibADI)" (RU); No. *†*
2015120191/11; declare 05.27.15; publ. *†*
12.20.15. Bul. No. 35. 2 p. (In Russian). *†*

УДК 621.86

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ДРОССЕЛЬНО-РЕГУЛИРУЕМОМ ГИДРОПРИВОДЕ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН ПРИ СОВМЕСТНОМ ДВИЖЕНИИ ЗВЕНЬЕВ

MODELING OF WORKING PROCESSES IN THE THROTTLE-ADJUSTABLE HYDRAULIC DRIVE OF MANIPULATION SYSTEMS WITH CONJOINT MOVEMENT OF LINKS DURING OPERATION OF MOBILE MACHINES

Лагереv 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 предложены функционально-структурная схема и математическая модель рабочих гидродинамических процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем (кранов-манипуляторов) мобильных транспортно-технологических машин при совместном движении двух звеньев. 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 и проведен анализ полученных результатов. Показана адекватность результатов моделирования и реальных физических явлений, наблюдаемых при эксплуатации мобильных машин. Совместное движение двух звеньев является источником повышенной нестационарности гидравлических процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе.

Ключевые слова: манипуляционная система, мобильная машина, гидропривод, моделирование, динамика, совместное движение

Дата принятия к публикации: 21.12.2018
Дата публикации: 25.03.2019

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», bsu-avl@yandex.ru.
ORCID: 0000-0003-0380-5456.

Abstract. The article proposes a functional-structural scheme and a mathematical model of working hydrodynamic processes in a throttle-adjustable hydraulic drive of handling systems (cranes-manipulators) of mobile transport-technological machines during the conjoint movement of two links. 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 and the obtained results were analyzed. The adequacy of simulation results and real physical phenomena observed during the operation of mobile machines is shown. The conjoint movement of two links is a source of increased nonstationarity of hydraulic processes in a throttle-adjustable hydraulic drive.

Keywords: handling system, mobile machine, hydraulic drive, modeling, dynamics, conjoint movement

Date of acceptance for publication: 21.12.2018
Date of publication: 25.03.2019

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, 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», lagerev-bgu@yandex.ru.
ORCID: 0000-0002-0921-6831.

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

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект №17-79-10274)
The study was supported by the grant of Russian science Foundation (project No. 17-79-10274)

1. Введение

Кинематические схемы манипуляционных систем мобильных машин (кранов-манипуляторов) являются шарнирно-сочлененными конструкциями, в которых последовательно расположенные подвижные звенья соединены с соседними звеньями с помощью, как правило, цилиндрических или призматических шарниров [1]. В получивших в настоящее время наибольшее распространение гидрофицированных кранах-манипуляторах каждое подвижное звено имеет свой индивидуальный привод на основе гидродвигателя возвратно-поступательного или возвратно-поворотного движения со своим набором необходимых гидроустройств, гидроаппаратов и соединяющих гидролиний, который входит как составная часть в общую гидросистему мобильной транспортно-технологической машины [2]. Таким образом, каждое подвижное звено принципиально способно совершать свое индивидуальное движение независимо от состояния (движение или останов) других звеньев манипуляционной системы.

В процессе эксплуатации кранов-манипуляторов возможно как раздельное движение (движение поочередно) отдельных звеньев, так и совместное движение звеньев. Нормативно-техническая и эксплуатационная документация, регламентирующая работу многозвенных гидравлических кранов-манипуляторов мобильных машин, допускает совмещение во времени выполнения нескольких движений различных звеньев манипуляционной системы [3]. Такая технология производства работ имеет практический интерес, так как совмещение во времени движений различных подвижных звеньев позволяет повысить эффективность использования кранов-манипуляторов за счет

уменьшения времени выполнения цикла технологической операции. Например, согласно [4, 5] совмещение движений звеньев крана-манипулятора, соединенных только цилиндрическими шарнирами, позволяет сократить время цикла до 40% и снизить усилия, преодолеваемые гидроцилиндрами, на 10...40%. При этом усилия могут как снижаться, так и возрастать, что объясняется изменением эксплуатационных весовых и инерционных нагрузок, зависящих от текущих значений мгновенных положений и скоростей звеньев, и изменением момента инерции движущейся части стрелы относительно цилиндрического шарнира.

Таким образом, углубленное исследование и моделирование нестационарных гидродинамических процессов в совокупности с особенностями кинематики и динамики металлоконструкции имеет важный практический интерес для повышения эффективности работы кранов-манипуляторов.

2. Построение математической модели

2.1. Построение структурно-функциональной схемы дроссельно-регулируемого гидропривода при совместном движении двух звеньев манипуляционной системы

Математическая модель дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при совместном движении двух звеньев базируется на структурно-функциональной схеме, предложенной в [1]. Указанная схема с обозначением характерных точек по длине гидросистемы, в которых производится определение количественных параметров, определяющих протекание рабочих процессов в гидропри-

воде при работе манипуляционной системы, приведена на рис. 1.

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

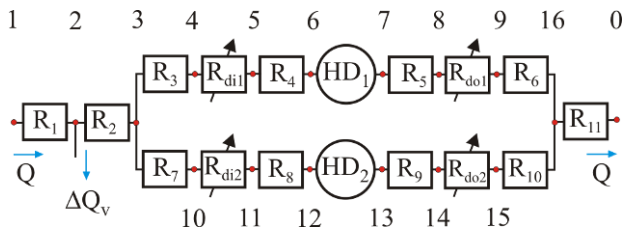


Рис. 1. Типовая структурно-функциональная схема дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при совместном движении двух звеньев

- точка 1: выход объемного нерегулируемого насоса;
- точка 2: место установки предохранительного напорного клапана;
- точка 3: точка разделения потока рабочего тела на гидродвигатели механизмов привода совместно движущихся звеньев;
- точка 4: вход регулируемого дросселя (регулятора потока) на входе в рабочую полость гидродвигателя 1-го движения;
- точка 5: выход регулируемого дросселя (регулятора потока) на входе в рабочую полость гидродвигателя 1-го движения;
- точка 6: вход в рабочую полость гидродвигателя 1-го движения;
- точка 7: выход из холостой полости гидродвигателя 1-го движения;
- точка 8: вход регулируемого дросселя (регулятора потока) на выходе из холостой полости гидродвигателя 1-го движения;
- точка 9: выход регулируемого дросселя (регулятора потока) на выходе из холостой полости гидродвигателя 1-го движения;
- точка 10: вход регулируемого дросселя (регулятора потока) на входе в рабочую полость гидродвигателя 2-го движения;
- точка 11: выход регулируемого дросселя (регулятора потока) на входе в рабочую полость гидродвигателя 2-го движения;
- точка 12: вход в рабочую полость гидродвигателя 2-го движения;

- точка 13: выход из холостой полости гидродвигателя 2-го движения;

- точка 14: вход регулируемого дросселя (регулятора потока) на выходе из холостой полости гидродвигателя 2-го движения;

- точка 15: выход регулируемого дросселя (регулятора потока) на выходе из холостой полости гидродвигателя 2-го движения;

- точка 16: точка слияния потоков рабочего тела от гидродвигателей механизмов привода совместно движущихся звеньев;

- точка 0: вход в гидробак.

Нумерация движений звеньев манипуляционной системы назначается произвольно.

В указанных характерных точках j определяются величина давления p_j ($j = 1, \dots, 16$) и объемного расхода рабочей жидкости Q_j ($j = 1, \dots, 16, 0$). 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, \dots, R_{10} вследствие гидравлических потерь в имеющихся на данных участках гидроаппаратах, гидроустройствах и местных сопротивлениях, а также по длине гидролинии. Разность величины давлений в точках 6 и 7 определяет перепад рабочего давления на гидродвигателе 1-го движения $\Delta p_{HD,1}$, а в точках 12 и 13 – на гидродвигателе 2-го движения $\Delta p_{HD,2}$. Разности величины давлений в точках 4 и 5, 8 и 9 определяют перепад рабочего давления $R_{di,1}, R_{do,1}$ на регулируемых дросселях на входе в рабочую полость и выходе из холостой полости гидродвигателя 1-го движения соответственно, а в точках 10 и 11, 14 и 15 – перепад рабочего давления $R_{di,2}, R_{do,2}$ на регулируемых дросселях на входе в рабочую полость и выходе из холостой полости гидродвигателя 2-го движения соответственно.

Представленная на рис. 1 структурно-функциональная схема является типовой применительно к дроссельно-регулируемому гидроприводу при совместном движении звеньев многозвенной манипуляционной

системы. В зависимости от того, сочетание движений каких конкретных звеньев моделируется, характерным точкам и характерным участкам типовой схемы (рис. 1) ставятся в соответствие конкретные точки и участки натурной гидросистемы. Представление об этом дает рис. 2. Следует отметить, что при использовании одного регулируемого дросселя (либо на входе, либо на выходе гидродвигателя), в типовой схеме необходимо оставить соответствующий характерный участок с нулевым коэффициентом дросселирования.

На рис. 2 приведена натурная принципиальная гидравлическая схема автомобильного манипулятора типа UNIC UR330 Series (Япония) [6]. Данная манипуляционная система состоит из колонны, имеющей возможность поворота относительно собственной вертикальной оси, и телескопической стрелы, имеющей возможность поворота в вертикальной плоскости и удлинения. Для обеспечения трех указанных движений звеньев используются следующие гидродвигатели:

- 1) поворотный гидродвигатель колонны (swing motor);
- 2) гидроцилиндр подъема стрелы (boom topping cylinder);
- 3) телескопический гидроцилиндр удлинения стрелы (telescoping cylinder)

Моделирование совместного движения двух из трех указанных звеньев требует использования трех структурно-функциональных схем. Соответствие расположения характерных точек и участков функционально-структурной схемы, которую необходимо использовать при моделировании совместного поворота в вертикальной плоскости и изменения длины стрелы, расположению гидрочленов натурной принципиальной схемы показано на рис. 2, а. На рис. 2, б показано то же, но применительно к случаю моделирования совместного поворота стрелы в вертикальной плоскости и поворота колонны крана-манипулятора вокруг вертикальной оси.

2.2. Построение дифференциальных уравнений совместного движения двух звеньев при дроссельно-регулируемом гидроприводе

При построении дифференциальных уравнений совместного движения двух звеньев манипуляционной системы целесообразно воспользоваться подходом, развитым в работе [7] применительно к раздельному движению звеньев. Указанный подход предусматривает построение уравнения перемещения подвижного элемента гидродвигателя (поршня или шибера) как функции изменения во времени объемного расхода рабочей жидкости $Q_{HD,inp}$, поданного в рабочую полость гидродвигателя [1]. В этом случае интегрирование уравнения движения позволяет непосредственно определить в дискретные моменты времени 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 [7] известные уравнения движения подвижных элементов гидродвигателей [8-12]:

- для гидроцилиндра и двухпоршневого поворотного гидродвигателя

$$\left(\frac{M_{red}}{A_{hc,inp}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = (A_{hc,inp} p_5 - A_{hc,out} p_6) \mp F_{ol} - F_{br}; \quad (1)$$

- для четырехпоршневого поворотного гидродвигателя

$$\left(\frac{M_{red}}{2A_{hc,inp}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = 2(A_{hc,inp} p_5 - A_{hc,out} p_6) \mp F_{ol} - F_{br}; \quad (2)$$

- для шибера поворотного гидродвигателя

$$n_b \left(\frac{J_{red}}{V_{hd}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} =$$

$$= n_b H_{pd} (D_{pd}^2 - d_{pd}^2) (p_5 - p_6) / 4 \mp M_{ol} - M_{br};$$

- для гидромотора

$$2\pi \left(\frac{J_{red}}{V_{hm}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = V_{hm} (p_5 - p_6) / 2\pi \mp M_{ol} - M_{br}, \quad (4)$$

где $A_{hc,inp}$ - площадь поршня гидроцилиндра со стороны рабочей полости; D_{pd} , H_{pd} - внутренний диаметр и глубина корпуса шибера гидродвигателя; d_{pd} - диаметр вала

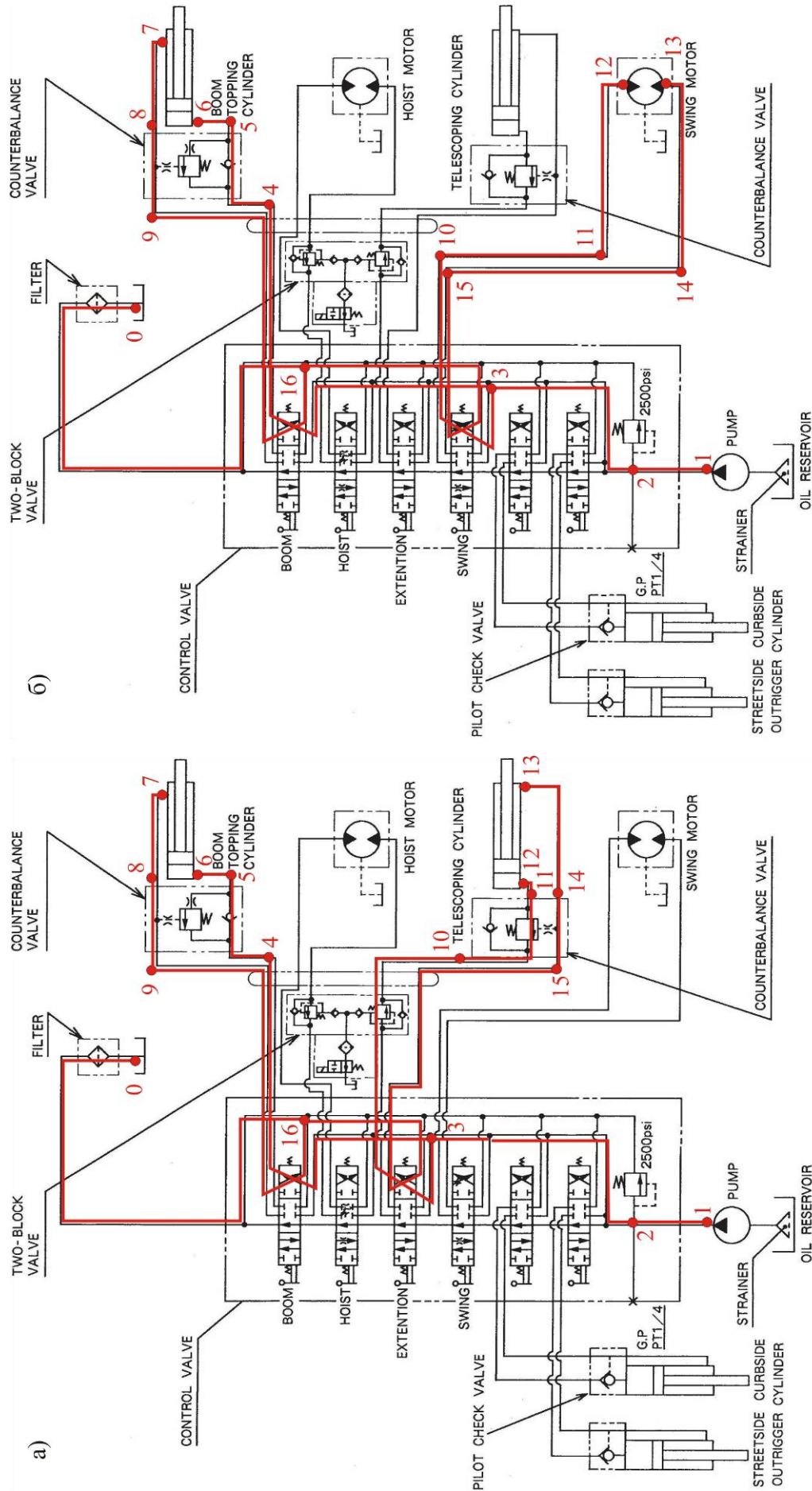


Рис. 2. Примеры сопоставления структурно-функциональной схемы гидропривода с натурной принципиальной гидравлической схемой манипуляционной системы для различных сочетаний совместного движения двух звеньев:

а) поворот и удлинение стрелы; б) поворот стрелы и поворот колонны

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.

Если величина эксплуатационной нагрузки F_{ol} или M_{ol} в дифференциальных уравнениях (1) – (4) определяется с помощью решения задачи динамики движения звена манипуляционной системы [13-15] или в процессе реализации универсальной модели [16], тогда следует принимать $k_{dyn} = 1$. Если величина эксплуатационной нагрузки F_{ol} или M_{ol} определяется на основе учета лишь статических нагрузок (веса груза и элементов металлоконструкции манипуляционной системы), тогда следует принимать $k_{dyn} > 1 \sim 1,05 \dots 1,2$ [17].

Моделирование совместного движения двух звеньев манипуляционной системы требует решения системы из двух дифференциальных уравнений, собранной из соответствующих дифференциальных уравнений (1) – (4) в зависимости от используемых типов приводных гидродвигателей рассматриваемых звеньев.

При совместном движении двух звеньев манипуляционной системы возможны три варианта начального периода такого движения:

- 1) одновременное начало движения обоих звеньев;
- 2) опережающее начало движения 1-го звена (в начальный момент времени $\tau = 0$

включается гидродвигатель 1-го движения, по прошествии промежутка времени $\Delta\tau_{beg}$ включается гидродвигатель 2-го движения);

- 3) опережающее начало движения 2-го звена (в начальный момент времени $\tau = 0$ включается гидродвигатель 2-го движения, по прошествии промежутка времени $\Delta\tau_{beg}$ включается гидродвигатель 1-го движения).

Также возможны три варианта завершающего периода совместного движения двух звеньев манипуляционной системы:

- 1) одновременное окончание движения обоих звеньев;

- 2) опережающее окончание движения 1-го звена (в момент времени $\tau = \tau_{fin}$ выключается гидродвигатель 1-го движения вследствие достижения его подвижным элементом конечной точки заданного перемещения, далее продолжает работать лишь гидродвигатель 2-го движения);

- 3) опережающее окончание движения 2-го звена (в момент времени $\tau = \tau_{fin}$ выключается гидродвигатель 2-го движения вследствие достижения его подвижным элементом конечной точки заданного перемещения, далее продолжает работать лишь гидродвигатель 1-го движения).

Таким образом, указанная система дифференциальных уравнений в полном объеме решается только в интервале времени $\tau \in [\tau_{beg}; \tau_{fin}]$. В интервалах времени $\tau \in [0; \tau_{beg})$ и $\tau \in (\tau_{fin}; 0]$ решается единичное дифференциальное уравнение, соответствующее типу работающего гидродвигателя.

2.3. Начальные условия интегрирования дифференциальных уравнений совместного движения звеньев

Для всех указанных вариантов в начальный момент времени интегрирования уравнений движения $\tau = 0$ объемный расход рабочей жидкости, поступающей в рабочую полость обоих гидродвигателей $Q_6(\tau = 0) = 0$ и $Q_{12}(\tau = 0) = 0$. Соответственно, расходы в характерных точках гидросистемы

$$Q_j(\tau = 0) = 0, \quad (j = 3, \dots, 16, 0).$$

В начальный момент времени, когда насос работает, но смещения подвижного элемента ни одного из гидродвигателей пока нет, давление на выходе насоса $p_1(\tau = 0)$ будет отличаться от его номинального значения p_{nom} . При постоянной частоте вращения приводного вала насоса объемный расход Q_1 и давление p_1 на выходе насоса связаны характеристикой вида [8-10]

$$Q_1 = f(p_1),$$

которая аппроксимируется выражением [18]

$$Q_1 = \frac{Q_{nom}}{\eta_{0nom}} \left[1 - (1 - \eta_{0nom}) \frac{p_1}{p_{nom}} \right],$$

где Q_{nom} , η_{0nom} - номинальная рабочая подача и номинальный объемный коэффициент полезного действия нерегулируемого насоса.

Объемный расход в характерной точке 2 (место установки напорного предохранительного клапана) составит

$$Q_2(\tau = 0) = \zeta_1 Q_1(\tau = 0), \quad (5)$$

где ζ_1 - коэффициент внешних утечек рабочей жидкости на 1-ом участке гидросистемы (между точками 1 и 2).

В начальный момент времени весь этот расход $Q_2(\tau = 0)$ через напорный предохранительный клапан, установленный в точке 2, сливается в гидробак.

Давление в точке 2 будет определяться количественными параметрами статической характеристики открытия предохранительного клапана, в общем виде выражающейся функцией вида

$$p_2(\tau = 0) = f_v(Q_2(\tau = 0)), \quad (6)$$

причем с давлением в точке 1 оно будет связано соотношением [7]:

$$p_2(\tau = 0) = p_1(\tau = 0) - R_1(\tau = 0), \quad (7)$$

где $R_1(\tau = 0)$ - потеря давления на участке 1 гидросистемы (между характерными точками 1 и 2) при протекании через него осредненного расхода

$$\bar{\zeta}_1 Q_1(\tau = 0) = 0,5(\zeta_1 + 1)Q_1(\tau = 0).$$

Анализ зависимостей (5) – (7) показывает, что давление $p_1(\tau = 0)$ и объемная подача $Q_1(\tau = 0)$ на выходе насоса зависят от параметров характеристики открытия используемого предохранительного клапана и поэтому

для их оценки необходимо учитывать зависимость (6). Согласно [7] величину расхода $Q_1(\tau = 0)$ можно определить, решив нелинейное алгебраическое уравнение вида:

$$\frac{p_{nom}}{1 - \eta_{0nom}} \left(1 - \frac{Q_1(\tau = 0)\eta_{0nom}}{Q_{nom}} \right) - R_1(\bar{\zeta}_1 Q_1(\tau = 0)) - f_v(\zeta_1 Q_1(\tau = 0)) = 0. \quad (8)$$

Входящее в уравнение (8) расчетное выражение статической характеристики напорного клапана давления $p = f_v(\Delta Q_v)$ зависит от конструктивного исполнения клапана. Соответствующие аналитические зависимости для напорных клапанов прямого и непрямого действия, а также порядок определения эмпирических коэффициентов в этих зависимостях по паспортным данным предохранительных клапанов приведены в [7].

Давления рабочей жидкости в характерных точках напорной части гидросистемы согласно закона Паскаля будут составлять

$$p_j(\tau = 0) = p_2(\tau = 0), \quad (j = 3-6, 10-12);$$

а характерных точках сливной части –

$$p_j(\tau = 0) = 0, \quad (j = 7-9, 13-16, 0).$$

2.4. Расчет гидравлических параметров дроссельно-регулируемого гидропривода в произвольный момент совместного движения звеньев манипуляционной системы

В случае опережающего начала 1-го движения во всем интервале времени $\tau \in [0; \tau_{beg}]$ решение дифференциального уравнения движения 1-го звена в произвольный момент времени с помощью одного из численных методов интегрирования дифференциальных уравнений [19] позволяет определить один гидравлический параметр – объемный расход рабочей жидкости Q_6 в характерной точке 6 (вход в рабочую полость гидродвигателя 1-го движения). Оценка искомых гидравлических параметров – давлений и объемных расходов рабочей жидкости – в характерных точках гидросистемы $j=1-9, 16, 0$ выполняется в соответствии с подходом [7]. При этом значения объемных расходов в характерных точках $j=10-15$ равны 0, а значения рабочих давлений

не представляют физического интереса. И только для момента времени начала 2-го движения $\tau = \tau_{beg}$ они должны быть определены в соответствии с начальными условиями интегрирования дифференциального уравнения 2-го движения:

$$p_j(\tau = \tau_{beg}) = p_3(\tau = \tau_{beg}), \quad (j = 10-12);$$

$$p_j(\tau = \tau_{beg}) = p_{16}(\tau = \tau_{beg}), \quad (j = 13-15).$$

Аналогично выполняется определение гидравлических параметров во всем интервале времени $\tau \in [0; \tau_{beg}]$ в случае опережающего начала 2-го движения. При этом значения объемных расходов в характерных точках $j = 4-9$ равны 0, а значения рабочих давлений не представляют физического интереса. Лишь для момента времени начала 1-го движения $\tau = \tau_{beg}$ они должны быть определены в соответствии с начальными условиями интегрирования дифференциального уравнения 1-го движения:

$$p_j(\tau = \tau_{beg}) = p_3(\tau = \tau_{beg}), \quad (j = 4-6);$$

$$p_j(\tau = \tau_{beg}) = p_{16}(\tau = \tau_{beg}), \quad (j = 7-9).$$

При совместном движении двух звеньев манипуляционной системы, т.е. в интервале времени $\tau \in [\tau_{beg}; \tau_{fin}]$, также применим подход, разработанный в [7].

Учитывая возможные внешние потери рабочей жидкости в пределах характерных участков гидросистемы, можно записать следующие соотношения для определения расходов в остальных характерных точках гидросистемы:

- напорная часть

$$Q_5 = Q_6 / \zeta_4;$$

$$Q_4 = Q_5;$$

$$Q_{11} = Q_{12} / \zeta_8;$$

$$Q_{10} = Q_{11}$$

$$Q_3 = Q_4 / \zeta_3 + Q_{10} / \zeta_7;$$

$$Q_2 = Q_3 / \zeta_2 + \Delta Q_v;$$

$$Q_1 = Q_{nom} = Q_2 / \zeta_1,$$

- сливная часть

$$Q_8 = Q_7 \zeta_5;$$

$$Q_9 = Q_8;$$

$$Q_{14} = Q_{13} \zeta_9;$$

$$Q_{15} = Q_{14};$$

$$Q_{16} = Q_9 \zeta_6 + Q_{15} \zeta_{10};$$

$$Q_0 = Q_{16} \zeta_{11}.$$

Величины расходов Q_7 в характерной точке 7 (на выходе из холостой полости гидродвигателя 1-го движения) и Q_{13} в характерной точке 13 (на выходе из холостой полости гидродвигателя 2-го движения) зависят от вида используемого гидродвигателя:

- для гидроцилиндра

$$Q_{7(13)} = \frac{A_{hc,out}}{A_{hc,inp}} Q_{6(12)};$$

- для поршневых и шиберных поворотных гидродвигателей, гидромоторов

$$Q_{7(13)} = Q_{6(12)},$$

где $A_{hc,out}$ - площадь поршня гидроцилиндра со стороны холостой полости.

На суммарную величину объемных расходов рабочей жидкости $Q_6 + Q_{12}$ должно быть наложено очевидное физическое ограничение: эта величина с учетом всех внешних потерь рабочей жидкости в напорной части гидросистемы не должен превышать объемную подачу насоса, т.е. должно выполняться условие:

$$Q_{nom} \geq \frac{1}{\zeta_1 \zeta_2} \left[\frac{Q_6}{\zeta_3 \zeta_4} + \frac{Q_{12}}{\zeta_7 \zeta_8} \right].$$

В случае опережающего окончания 1-го движения во всем интервале времени $\tau \geq \tau_{fin}$ решение дифференциального уравнения движения 2-го звена в произвольный момент времени с помощью одного из численных методов интегрирования дифференциальных уравнений [19] позволяет определить один гидравлический параметр – объемный расход рабочей жидкости Q_{12} в характерной точке 12 (вход в рабочую полость гидродвигателя 2-го движения). Оценка искомых гидравлических параметров – давлений и объемных расходов рабочей жидкости – в характерных точках гидросистемы $j = 1-3, 10-16, 0$ выполняется в соответствии с подходом [7]. При этом значения объемных расходов в характерных точках $j = 4-9$ равны 0, а значе-

ния рабочих давлений сохраняются равными в момент $\tau = \tau_{fin}$.

Аналогично выполняется определение гидравлических параметров в интервале времени $\tau \geq \tau_{fin}$ в случае опережающего окончания 2-го движения. При этом значения объемных расходов в характерных точках $j = 10-15$ равны 0, а значения рабочих давлений сохраняются равными в момент $\tau = \tau_{fin}$ (9).

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

Величины эксплуатационных нагрузок F_{ol} или M_{ol} , требующиеся для вычисления правой части дифференциальных уравнений движения (1) – (4), а также инерционные характеристики движущихся элементов металлоконструкции M_{red} или J_{red} , требующиеся для вычисления левой части дифференциальных уравнений движения (1) – (4), являются функциями перемещения звеньев, т.е. являются функциями вида

$$Y = Y(q_1, q_2),$$

где q_i - перемещение звена, совершающего i -е движение.

Согласно [7] они могут быть определены двумя возможными путями:

1) на основе решения задачи динамики движения звеньев манипуляционной системы [13-15] в рамках универсальной модели манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической модели [16];

2) на основе предварительного решения задачи динамики совместного движения звеньев манипуляционной системы [13-15].

В первом случае величины эксплуатационных нагрузок F_{ol} или M_{ol} и приведенные инерционные характеристики движущихся элементов металлоконструкции M_{red} или

J_{red} находятся для произвольного момента движения звена манипуляционной системы непосредственно в процессе интегрирования уравнений динамики.

Во втором случае названные эксплуатационные нагрузки и инерционные характеристики $Y = Y(q_1, q_2)$ наиболее удобно задать с помощью дискретного двумерного множества опорных точек $q_{11}, \dots, q_{mn}, \dots, q_{MN}$ ($1 < m < M; 1 < n < N$) в пределах области возможных перемещений движущихся звеньев (рис. 3): звена, совершающего 1-е движение, -

$$q_1 \in [q_{\min,1}; q_{\max,1} = q_{\min,1} + \Delta q_1]$$

и звена, совершающего 2-е движение -

$$q_2 \in [q_{\min,2}; q_{\max,2} = q_{\min,2} + \Delta q_2].$$

Искомое значение функции $Y = Y(q_1, q_2)$ определяется в процессе двухшаговой процедуры одномерной сплайн-интерполяции.

На первом шаге производится сплайн-интерполяция по опорным точкам $Y(q_m, q_n = const)$, вследствие чего определяется N аппроксимирующих функций $Y(q_1)_{n=1}, Y(q_1)_{n=2}, \dots, Y(q_1)_n, \dots, Y(q_1)_{n=N}$, любая из которых на каждом k -м участке между соседними опорными дискретными точками $q_{1,k}$ и $q_{1,k+1}$ выражается кубическими полиномами вида [20]:

$$Y(q_1)_n = Y(q_{1,k})_n + b_{Y,k}(q_1 - q_{1,k}) + c_{Y,k}(q_1 - q_{1,k})^2 + d_{Y,k}(q_1 - q_{1,k})^3.$$

Затем с их помощью для требуемого значения q_1 находится множество N вспомогательных точек $Y(q_1, q_n)$.

На втором шаге производится сплайн-интерполяция по вспомогательным точкам $Y(q_1, q_n)$. На каждом k -м участке между соседними вспомогательными точками $q_{2,k}$ и $q_{2,k+1}$ выражается кубическими полиномами вида:

$$Y(q_2) = Y(q_{2,k}) + b_{Y,k}(q_2 - q_{2,k}) + c_{Y,k}(q_2 - q_{2,k})^2 + d_{Y,k}(q_2 - q_{2,k})^3.$$

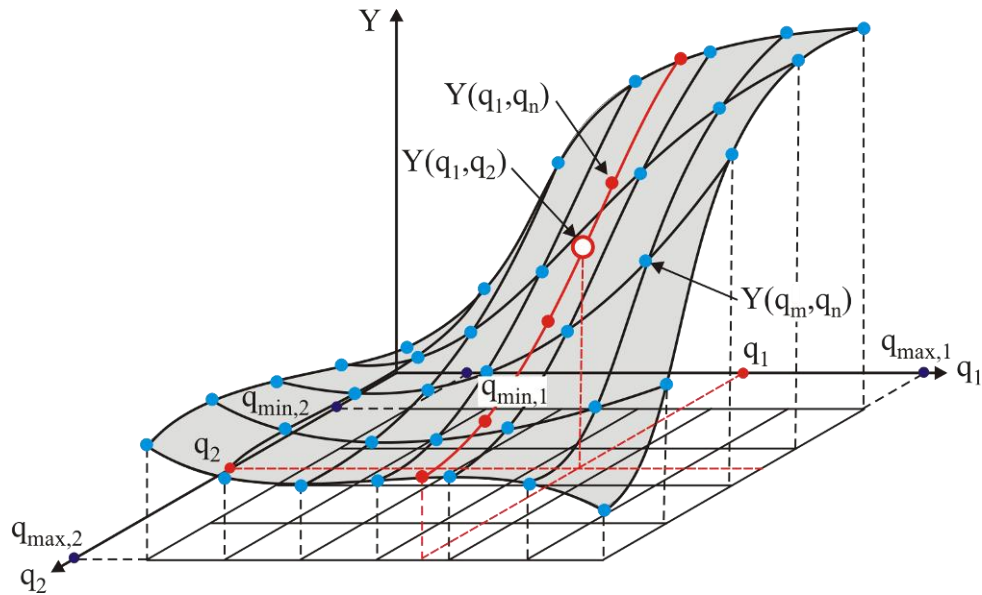


Рис. 3. Сплайн-интерполяция предварительно определенных эксплуатационных нагрузок и инерционных характеристик

Затем по требуемому значению q_2 с помощью аппроксимирующей функции $Y(q_2)$ находится искомое значение $Y(q_1, q_2)$.

Как предложено в [6], аналогичный подход целесообразно применить и для аппроксимации в пределах тормозного пути $\Delta q_{br,i}$ нагрузок торможения (силы торможения $F_{br,i}$ или момента силы торможения $M_{br,i}$) выходного звена гидродвигателя i -го движения, создаваемых в случае использования в конструкции механизма движения соответствующего звена манипуляционной системы дополнительных внешних тормозных устройств:

$$F_{br,i} = F_{br,i,k} + b_{F_{br,i,k}}(q_i - q_{i,k}) + c_{F_{br,i,k}}(q_i - q_{i,k})^2 + d_{F_{br,i,k}}(q_i - q_{i,k})^3;$$

$$M_{br,i} = M_{br,i,k} + b_{M_{br,i,k}}(\varphi_i - \varphi_{i,k}) + c_{M_{br,i,k}}(\varphi_i - \varphi_{i,k})^2 + d_{M_{br,i,k}}(\varphi_i - \varphi_{i,k})^3,$$

где $F_{br,i,k}$, $M_{br,i,k}$ - ординаты опорных точек сплайн-интерполяции нагрузок торможения $F_{br,i}$ и $M_{br,i}$; $q_{i,k}$, $\varphi_{i,k}$ - абсциссы опорных точек сплайн-интерполяции;

Согласно [7] сплайн-интерполяция также удобна для задания закона дроссельного регулирования скорости выходного звена гидродвигателя и, соответственно, скорости

движущего звена манипуляционной системы мобильной машины. В этом случае кубическими сплайнами задается необходимый закон изменения во время движения коэффициентов дросселирования $k_{th,i}$ и $k_{th,o}$:

$$k_{th,i} = k_{th,i,k} + b_{k_{th,i,k}}(x - x_k) + c_{k_{th,i,k}}(x - x_k)^2 + d_{k_{th,i,k}}(x - x_k)^3;$$

$$k_{th,o} = k_{th,o,k} + b_{k_{th,o,k}}(x - x_k) + c_{k_{th,o,k}}(x - x_k)^2 + d_{k_{th,o,k}}(x - x_k)^3,$$

где $k_{th,i,k}$, $k_{th,o,k}$ - ординаты опорных точек сплайн-интерполяции нагрузок коэффициентов дросселирования регулируемых дросселей или регуляторов потока на входе и выходе гидродвигателя.

3. Компьютерная реализация математической модели

Разработанная математическая модель рабочих процессов в гидроприводе манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин реализована в компьютерной программе «Моделирование дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при совместном движении звеньев» [23].

Программа позволяет моделировать возвратно-поворотное движение прямолинейных звеньев [1, 21]. Для этого предусмотрены 2 варианта расчета:

- 1 вариант движения – подъем прямолинейного звена;
 - 2 вариант движения – опускание прямолинейного звена,
- причем в пределах каждого из указанных вариантов рассматриваются по три варианта начального периода совместного движения и по три варианта завершающего периода совместного движения.

Структурная схема программы включает в себя главную процедуру *Dynamics_of_Hydraulic_Drives_with_Throttle_Regulation_and_Conjoint_Motion_of_Links*, 24 процедур типа Procedure:

- *BeginLink1* – интегрирование дифференциального уравнения опережающего движения 1-го звена методом Рунге-Кутты 4-го порядка;
- *BeginLink2* – интегрирование дифференциального уравнения опережающего движения 2-го звена методом Рунге-Кутты 4-го порядка;
- *DelForce1* – определение разности усилий на штоке гидроцилиндра 1-го движения при раздельном движении;
- *DelForce2* – определение разности усилий на штоке гидроцилиндра 2-го движения при раздельном движении;
- *DelForce1s* – определение разности усилий на штоках гидроцилиндров при совместном движении двух звеньев;
- *DetermAngle* – определение угла поворота прямолинейного звена при известном значении смещения поршня гидроцилиндра;
- *DetermBegin1* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени при опережающем движении 1-го звена;
- *DetermBegin2* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени при опережающем движении 2-го звена;
- *DetermBegin1s* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени при совместном движении двух звеньев (подъем);

- *DetermBegin2s* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени при совместном движении двух звеньев (опускание);
- *Determ_Pressure1* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени при раздельном движении 1-го звена;
- *Determ_Pressure2* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени при раздельном движении 2-го звена;
- *Determ_Pressure1s* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени при совместном движении двух звеньев;
- *FlowDistribution* – расчет распределения расходов рабочей жидкости по совместно работающим гидродвигателям;
- *MotionLink1* – интегрирование дифференциального уравнения раздельного движения 1-го звена;
- *MotionLink2* – интегрирование дифференциального уравнения раздельного движения 2-го звена;
- *MotionVar1* – моделирование работы гидропривода при одновременном начале движения двух звеньев;
- *MotionVar2* – моделирование работы гидропривода при опережающем начале движения 1-го звена;
- *MotionVar3* – моделирование работы гидропривода при опережающем начале движения 2-го звена;
- *PressureLossUch* – определение величины потери давления на расчетном участке гидросистемы;
- *SplInt* – кубическая сплайн-интерполяция одномерной функции, заданной набором опорных точек;
- *Uravn1* – определение значения правой части уравнения раздельного движения 1-го звена согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка;
- *Uravn2* – определение значения правой части уравнения раздельного движения 2-го звена согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка;

- *UravnIs* – определение значения первой части системы уравнений совместного движения двух звеньев согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка;

а также 3 процедуры типа Function:

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

- *AprSpl2dim* – расчет значения функции, заданной набором одномерных кубических сплайнов, во вспомогательных точках и определение значения двумерной аппроксимированной функции $Y(q_1, q_2)$;

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

Результатом выполнения компьютерной программы является расчет изменения во времени отработки совместного движения двумя звеньями следующих данных:

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

- 2) угла $q_i(\tau)$, угловой скорости $\dot{q}_i(\tau)$ и углового ускорения $\ddot{q}_i(\tau)$ поворота i -го 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 $\Delta p_{HD,i}(\tau)$ i -го движения;

- 7) перепада давления на входном $\Delta p_{di,i}(\tau)$ и выходном $\Delta p_{do,i}(\tau)$ регулируемых дросселях i -го движения;

- 8) мгновенной мощности приводного электродвигателя насоса $N_p(\tau)$.

4. Анализ тестовых результатов применения математической модели

Как и ранее в [7], для оценки достоверности моделирования гидравлических процес-

сов в дроссельно-регулируемом гидроприводе мобильной машины при совместном движении двух ее звеньев на основе разработанной математической модели и реализующей указанную модель компьютерной программы была рассмотрена трехзвенная манипуляционная система, кинематическая схема которой показана на рис. 4. Размеры металлоконструкции, условия и режимы эксплуатации, а также параметры гидросистемы взяты аналогичными соответствующим характеристикам мобильной машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [21, 22].

Состав и технические характеристики не регулируемого насоса, гидроаппаратов, гидроустройств и гидролиний, использованные при проведении тестовых расчетов, аналогичны принятым в работе [7].

Рассматривался случай совместного поворотного движения (подъема) стрелы 3 и рукояти 5 крана-манипулятора из их крайне нижнего возможного положения в пределах хода $\Delta q_1 = \Delta q_2 = 60^\circ$ (рис. 4). Вес транспортируемого груза составлял $G = 7,5$ кН. Силовой гидроцилиндр механизма подъема-опускания стрелы, реализовывающий 1-е движение, имел внутренний диаметр гильзы цилиндра, равный 125 мм, и диаметр штока, равный 50 мм. Для гидроцилиндра механизма подъема-опускания рукояти, реализовывающего 2-е движение, указанные диаметры равны 100 мм и 40 мм соответственно. На рис. 5 приведены графики изменения в зависимости от углов поворота стрелы и рукояти величин приведенных к штоку гидроцилиндра эксплуатационных продольных сил $F_{ol,1}$ и $F_{ol,2}$, а также массы перемещаемого груза и движущихся элементов металлоконструкции манипуляционной системы $M_{red,1}$ и $M_{red,2}$.

На рис. 6 показано изменение конфигурации крана-манипулятора в процессе совершения совместного движения стрелы и рукояти с шагом по времени $\Delta \tau = 1$ с для варианта одновременного начала движения обеих звеньев крана-манипулятора.

Моделирование кинематики звеньев крана-манипулятора и рабочих процессов в его гидроприводе выполнялось для трех возможных вариантов начального периода сов-

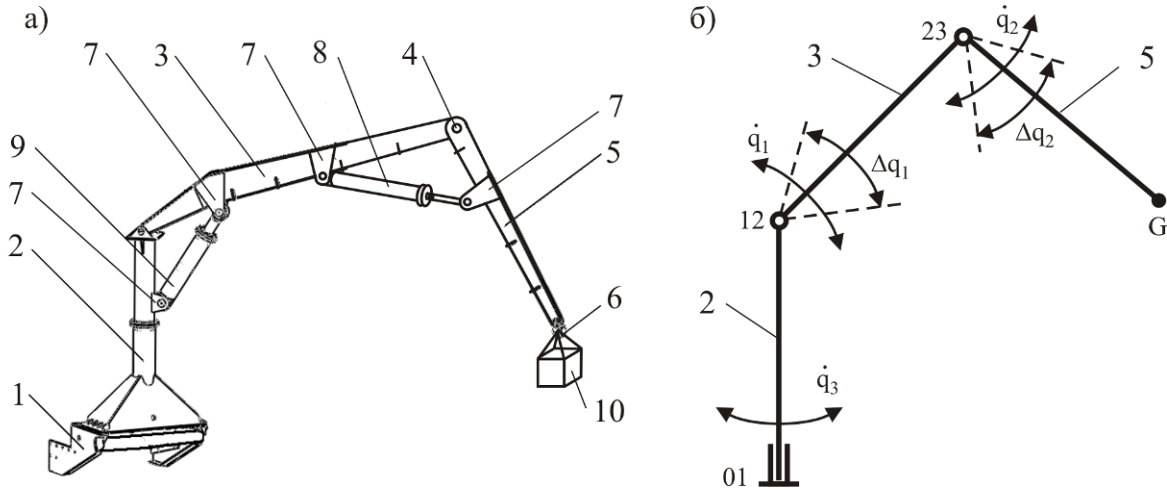


Рис. 4. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор мобильной машины:
 а - конструктивное исполнение (1 - опорная конструкция; 2 - поворотная колонна; 3 - стрела;
 4 - шарнирный узел соединения смежных звеньев; 5 - рукоять; 6 - грузозахватный орган;
 7 - элементы крепления; 8 - силовой гидродвигатель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

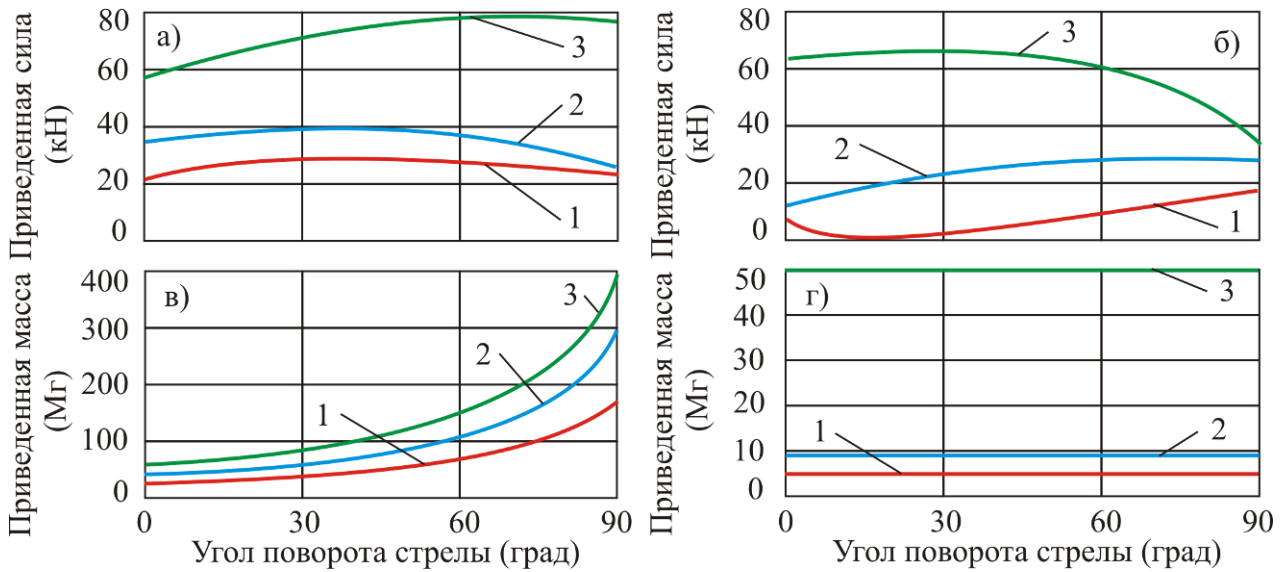


Рис. 5. Изменение в зависимости от угла поворота стрелы q_1 для различных значений угла поворота рукояти q_2 приведенных к штоку гидроцилиндров параметров нагружения:
 а – эксплуатационной силы $F_{ol,1}$; б – эксплуатационной силы $F_{ol,2}$;
 в – перемещаемой массы $M_{red,1}$; г – перемещаемой массы $M_{red,2}$
 (1 - $q_2 = 0^\circ$; 2 - $q_2 = 45^\circ$; 3 - $q_2 = 90^\circ$)

местного движения: для одновременного начала движения и опережающего начала движения одного из звеньев на промежуток времени $\tau_{beg} = 0,3$ с. Далее на рис. 7-18 цифры, обозначающие графики, имеют следующий смысл:

- 1 – одновременное начало движения обоих звеньев;
- 2 – опережающее начало движения стрелы (1-е движение);
- 3 – опережающее начало движения рукояти (2-е движение).

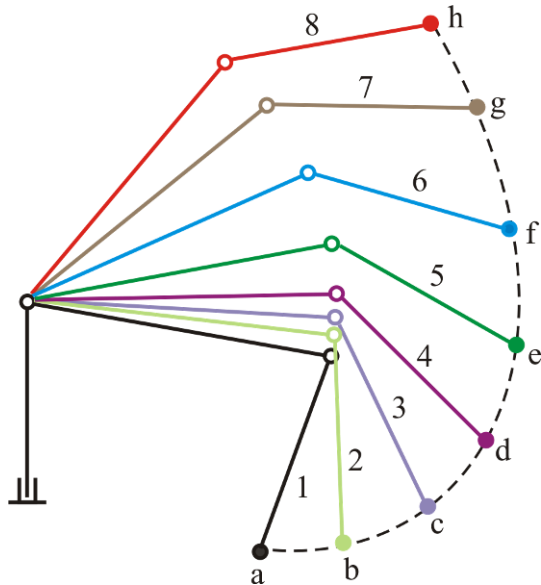


Рис. 6. Изменение конфигурации крана-манипулятора при совместном движении стрелы и рукояти с шагом 1 с (1 – начальная конфигурация в момент времени 0 с; 2 – 1 с; 3 – 2 с; 4 – 3 с; 5 – 4 с; 6 – 5 с; 7 – 6 с; 8 – конечная конфигурация в момент времени 6,6 с; a-b-c-d-e-f-g-h – траектория перемещения)

На рис. 7-9 приведены графики изменения с течением времени кинематических параметров движения стрелы и рукояти в процессе их совместного подъема - углов поворота q_1 и q_2 , угловых скоростей \dot{q}_1 и \dot{q}_2 , угловых ускорений \ddot{q}_1 и \ddot{q}_2 . Продолжительность подъема стрелы занимает приблизительно 6,6 с, рукояти – приблизительно 3,4 с. Такая разница связана с тем, что гидроцилиндр механизма поворота рукояти оказывается относительно более мощным, чем гидроцилиндр механизма поворота стрелы, так как действующие на него эксплуатационная нагрузка и приведенная перемещаемая масса существенно ниже, чем для стрелы.

Графики $q_1(\tau)$ заметно различны лишь во время совместного движения стрелы и рукояти крана-манипулятора (рис. 7). С прекращением движения рукояти они сливаются практически в единую линию.

При одновременном начале движения графики угловых скоростей \dot{q}_1 и \dot{q}_2 (рис. 8) имеют достаточно плавный вид, причем на начальном этапе наблюдается рост скорости

рукояти за счет снижения скорости стрелы. Это связано с необходимостью для гидроцилиндра механизма поворота стрелы преодолеть большую эксплуатационную нагрузку и перемещать большую приведенную массу груза и металлоконструкции крана-манипулятора, что повышает его инерционность на начальной стадии движения. При опережающем начале движения одного из звеньев наблюдается скачок величины его угловой скорости в интервале времени $0 < \tau < \tau_{beg} = 0,3$ с, который снижается вследствие отбора части расхода рабочей жидкости на работу второго включившегося гидродвигателя. На графиках угловых ускорений \ddot{q}_1 и \ddot{q}_2 (рис. 9) наблюдаются случаи скачкообразного изменения их величины, связанные с моментами времени начала или окончания движения соседнего звена.

На рис. 10-14 приведены графики изменения с течением времени величин давлений рабочей жидкости в характерных расчетных точках гидросистемы (рис. 1).

При совместном движении двух звеньев наблюдается выраженный колебательный процесс изменения величины рабочего давления на входе нерегулируемого насоса (рис. 10), что не характерно для раздельного движения [7]. Очевидно, это связано с мгновенным перераспределением расходов рабочей жидкости, подаваемой в одновременно работающие гидродвигатели, из-за изменения соотношения величин преодолеваемых ими эксплуатационных нагрузок, что требует более интенсивной работы напорного предохранительного клапана. На рис. 10 видно, что при прекращении движения рукояти давление на выходе насоса стабилизируется на уровне номинального давления 12,5 МПа. Аналогичная картина характерна и для изменения величины рабочего давления в точке 2 – в месте установки напорного предохранительного клапана (рис. 11), а также для давлений на входе в гидродвигатели механизмов поворота стрелы и рукояти (рис. 12) и для перепада давлений на гидродвигателях (рис. 14).

На рис. 15-18 приведены графики изменения с течением времени величин объемных расходов рабочей жидкости в характер-

ных расчетных точках гидросистемы (рис. 1). Приведенный на рис. 15 график изменения во времени объемного расхода рабочей жидкости на выходе нерегулируемого насоса

$Q_1(\tau)$ свидетельствует об интенсивной работе предохранительного клапана во время выполнения совместного движения. После пре-

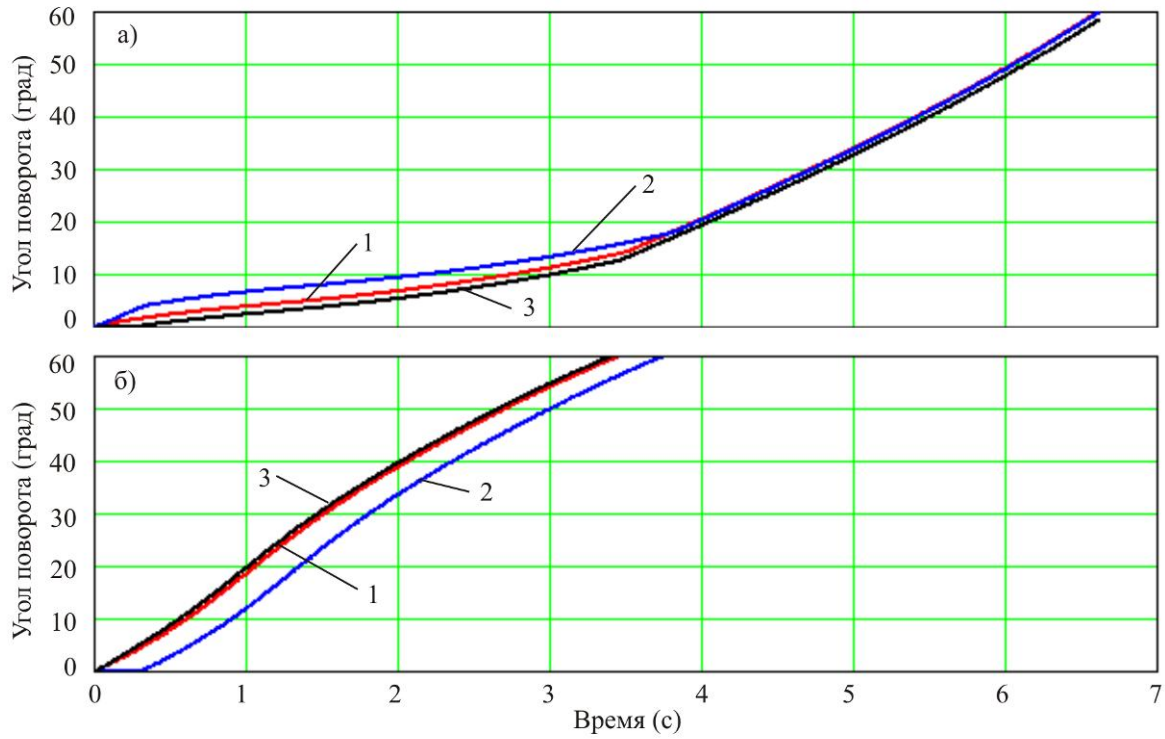


Рис. 7. Изменение угла поворота (углового положения) звеньев с течением времени: а - стрелы; б - рукояти

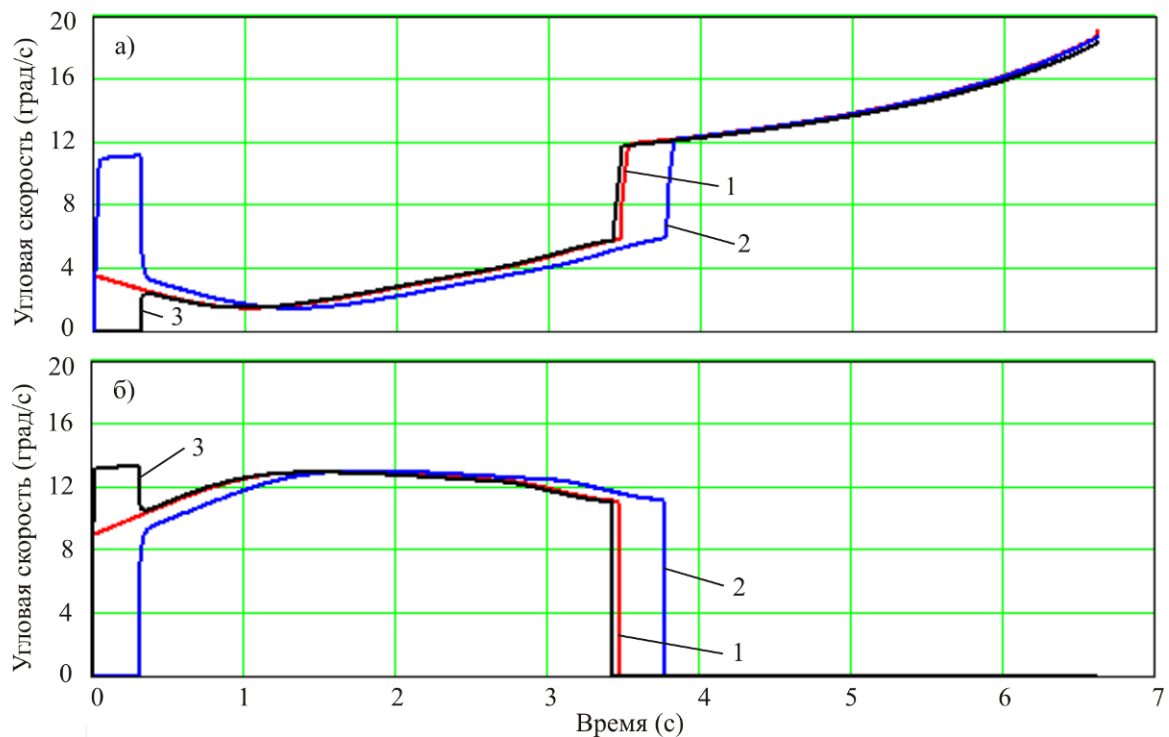


Рис. 8. Изменение угловой скорости звеньев с течением времени: а - стрелы; б - рукояти

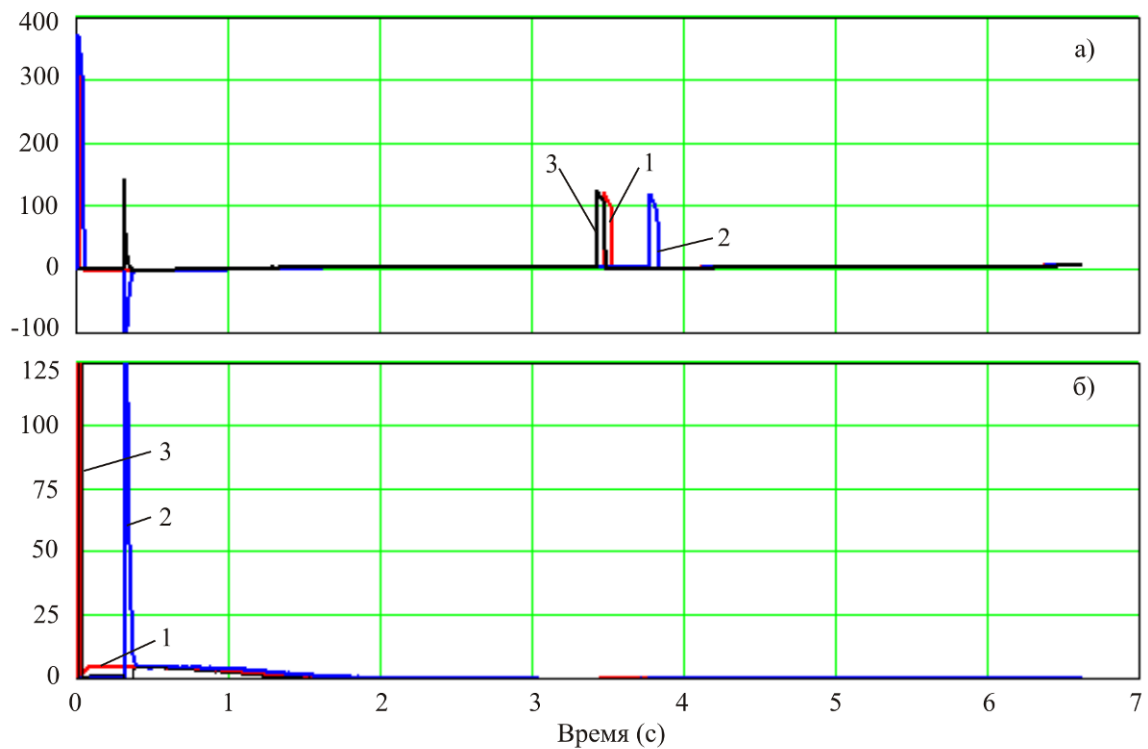


Рис. 9. Изменение углового ускорения звеньев с течением времени: а - стрелы; б - рукояти

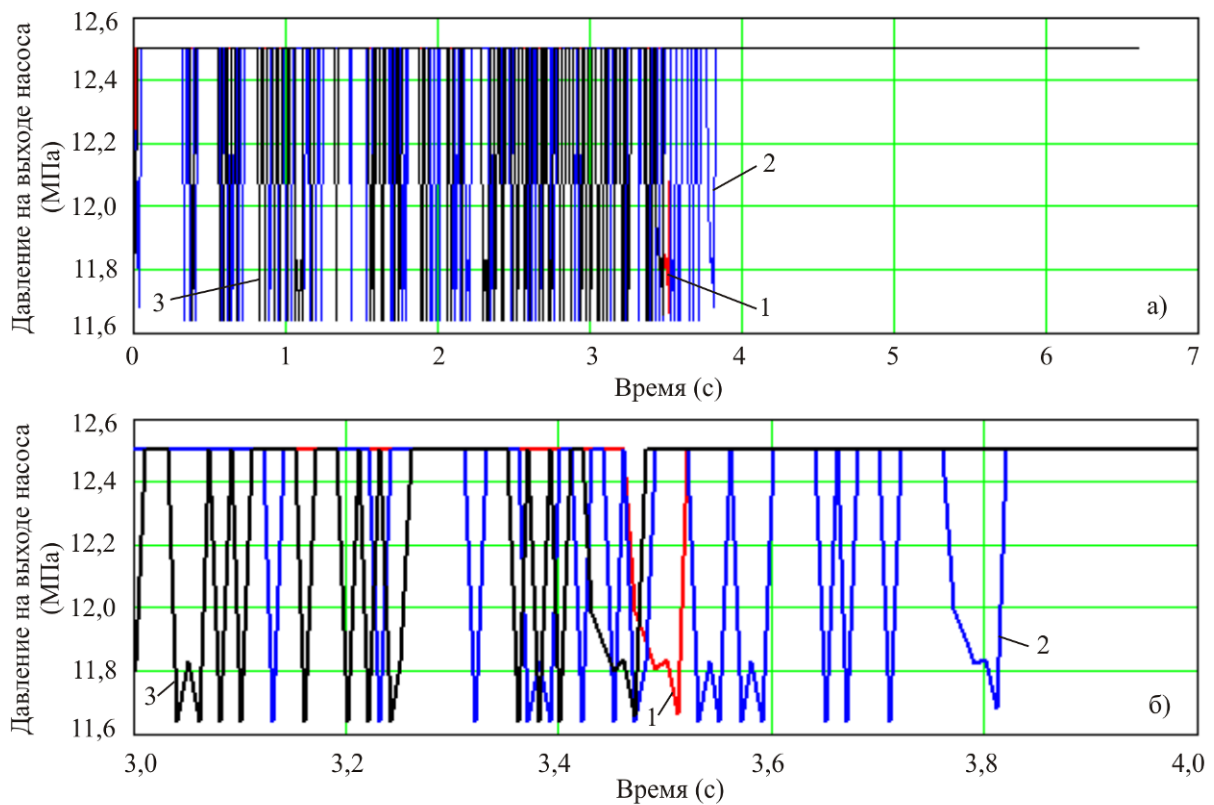


Рис. 10. Изменение давления на выходе насоса с течением времени: а – в течение всего времени совместного движения; б – укрупнено на интервале времени 3...4 с

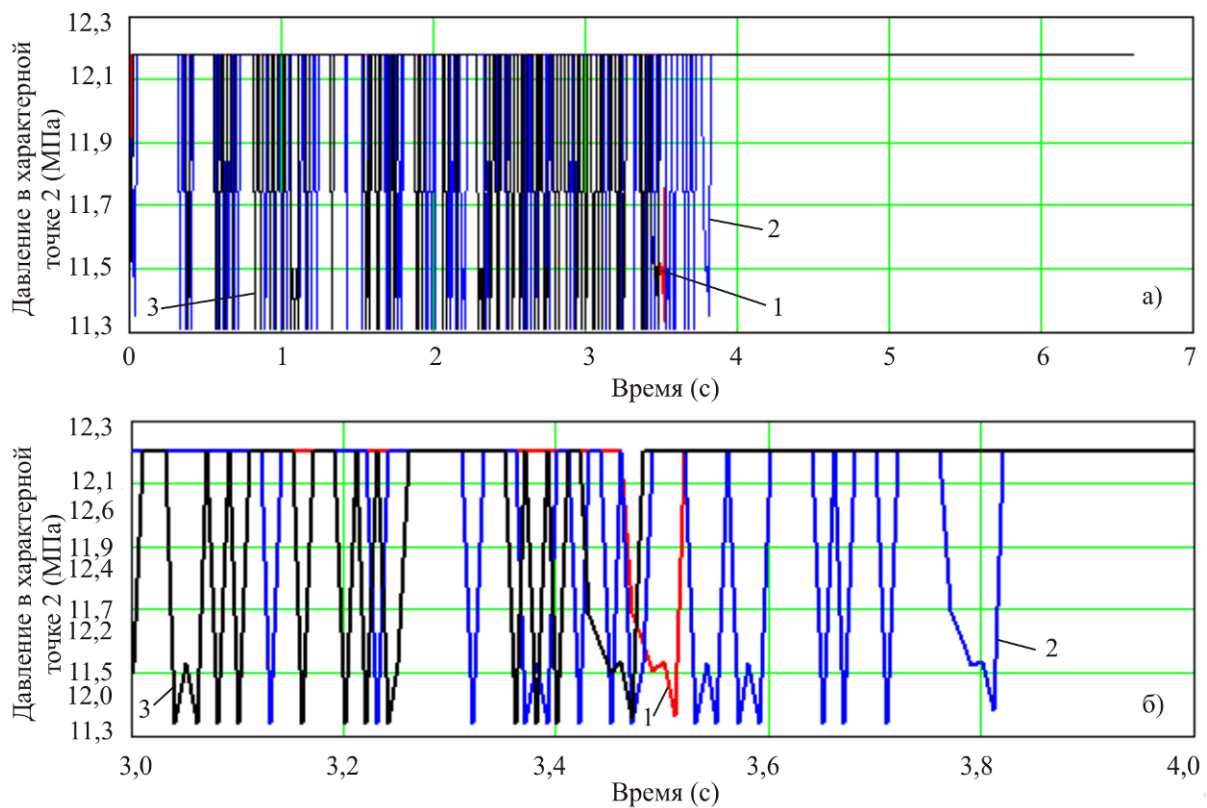


Рис. 11. Изменение давления в месте установки напорного предохранительного клапана с течением времени: а – в течение всего времени совместного движения; б – укрупнено на интервале времени 3...4 с

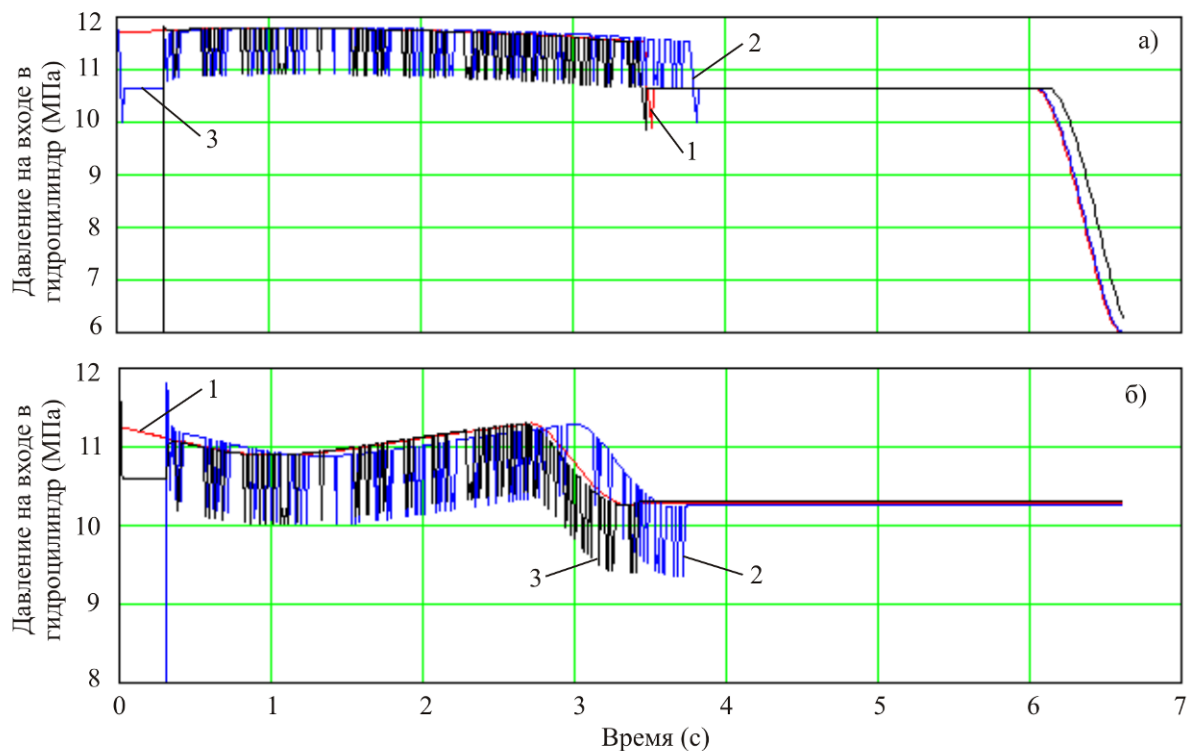


Рис. 12. Изменение давления на входе в гидродвигатели механизмов движения с течением времени: а – стрелы; б – рукояти

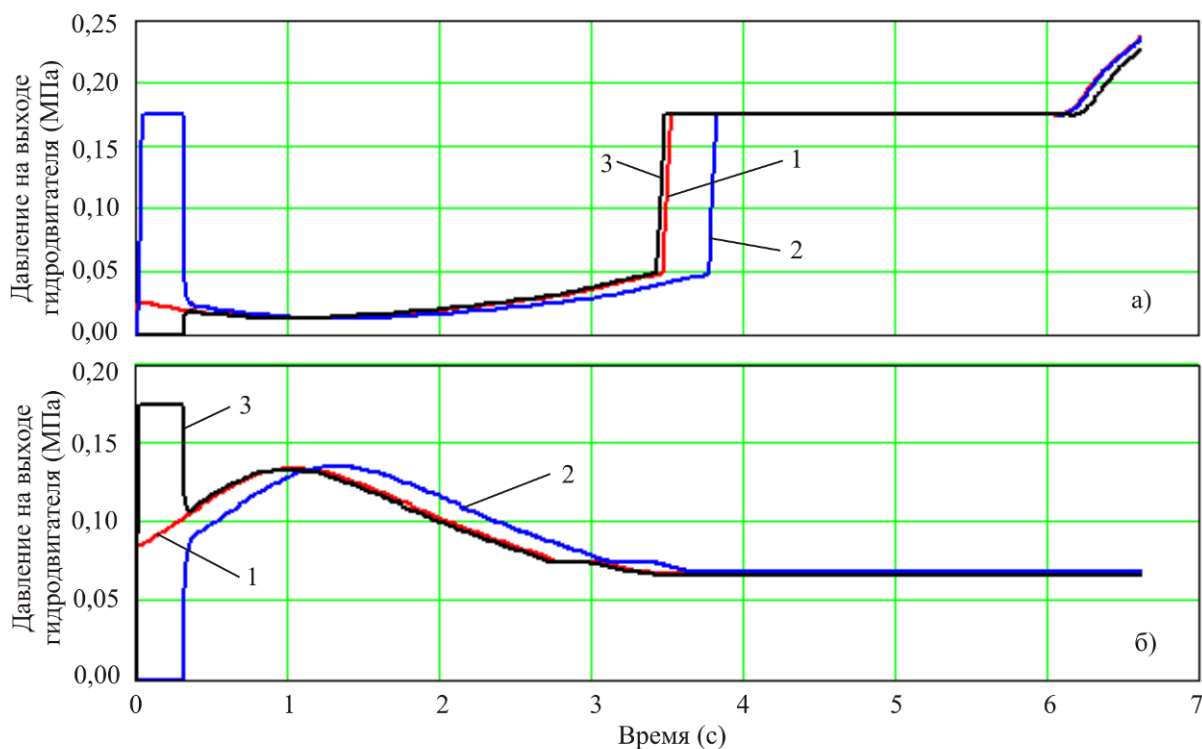


Рис. 13. Изменение давления на выходе гидродвигателей механизмов движения с течением времени: а – стрелы; б – рукояти

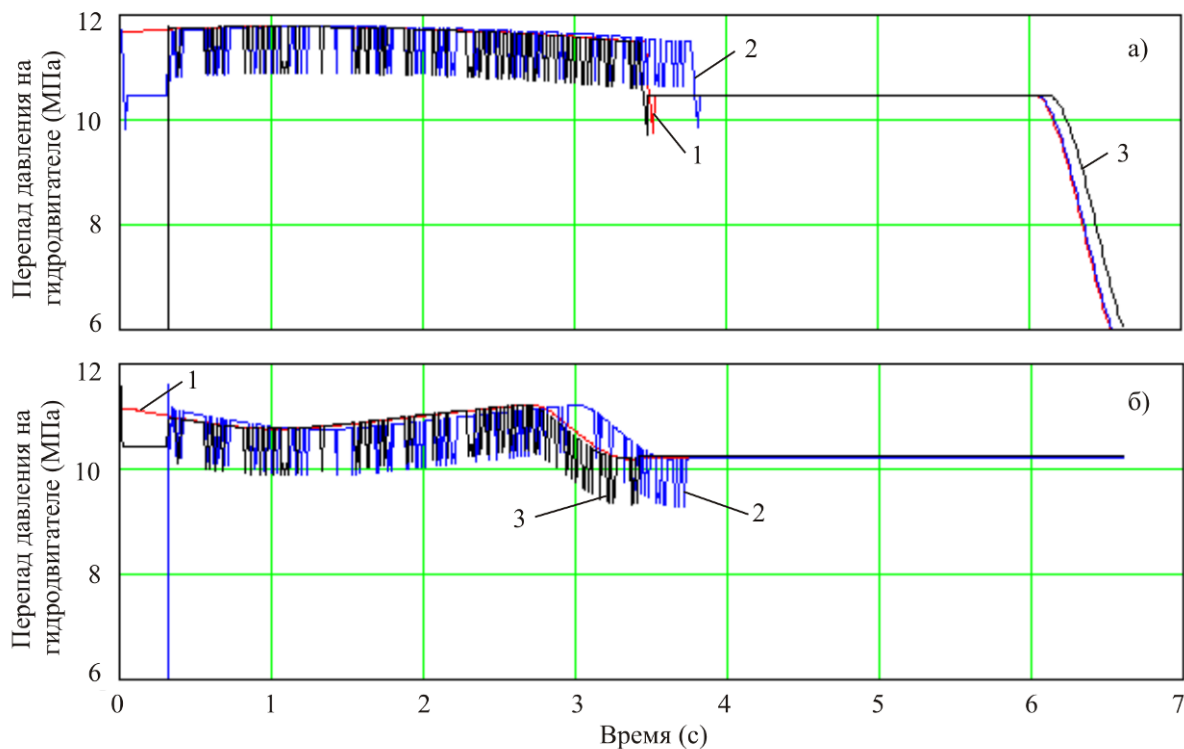


Рис. 14. Изменение перепада давления на гидродвигателях механизмов движения с течением времени: а – стрелы; б – рукояти

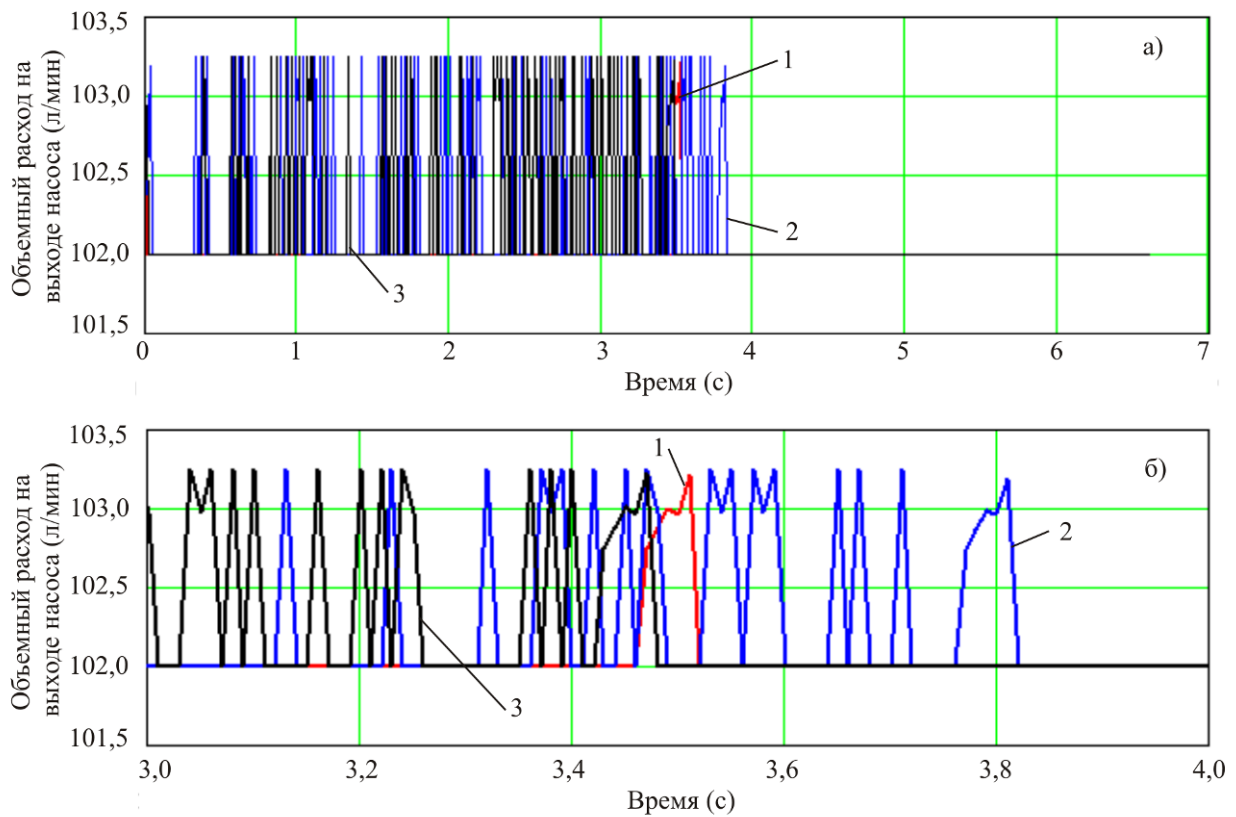


Рис. 15. Изменение объемного расхода рабочей жидкости на выходе насоса с течением времени: а – в течение всего времени совместного движения; б – укрупнено на интервале времени 3...4 с

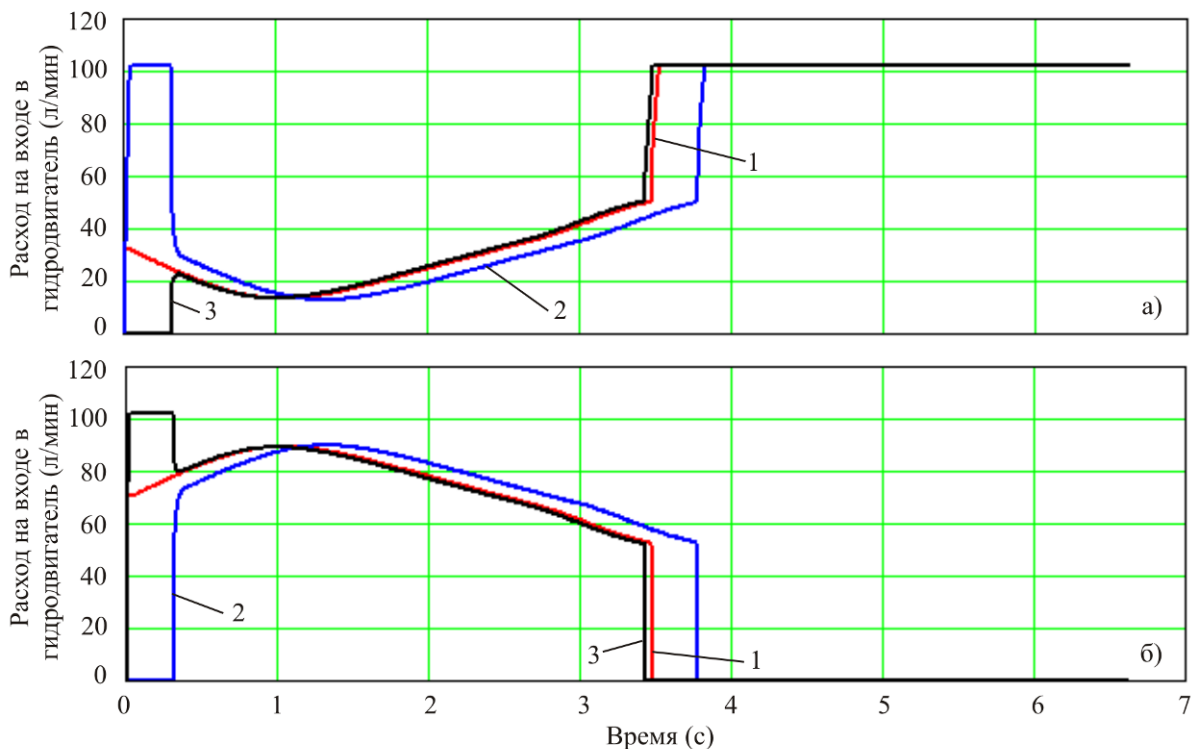


Рис. 16. Изменение объемного расхода рабочей жидкости на входе в гидродвигатели механизмов движения с течением времени: а – стрелы; б – рукояти

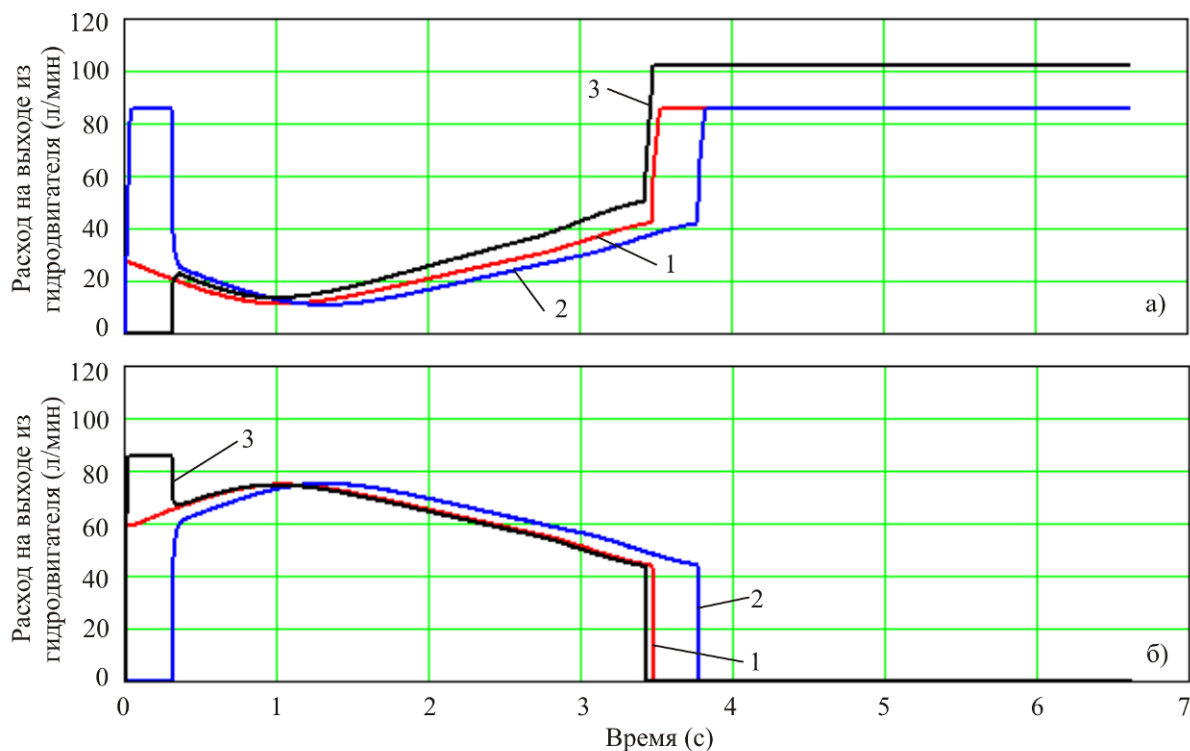


Рис. 17. Изменение объемного расхода рабочей жидкости на выходе из гидродвигателей механизмов движения с течением времени: а – стрелы; б – рукояти

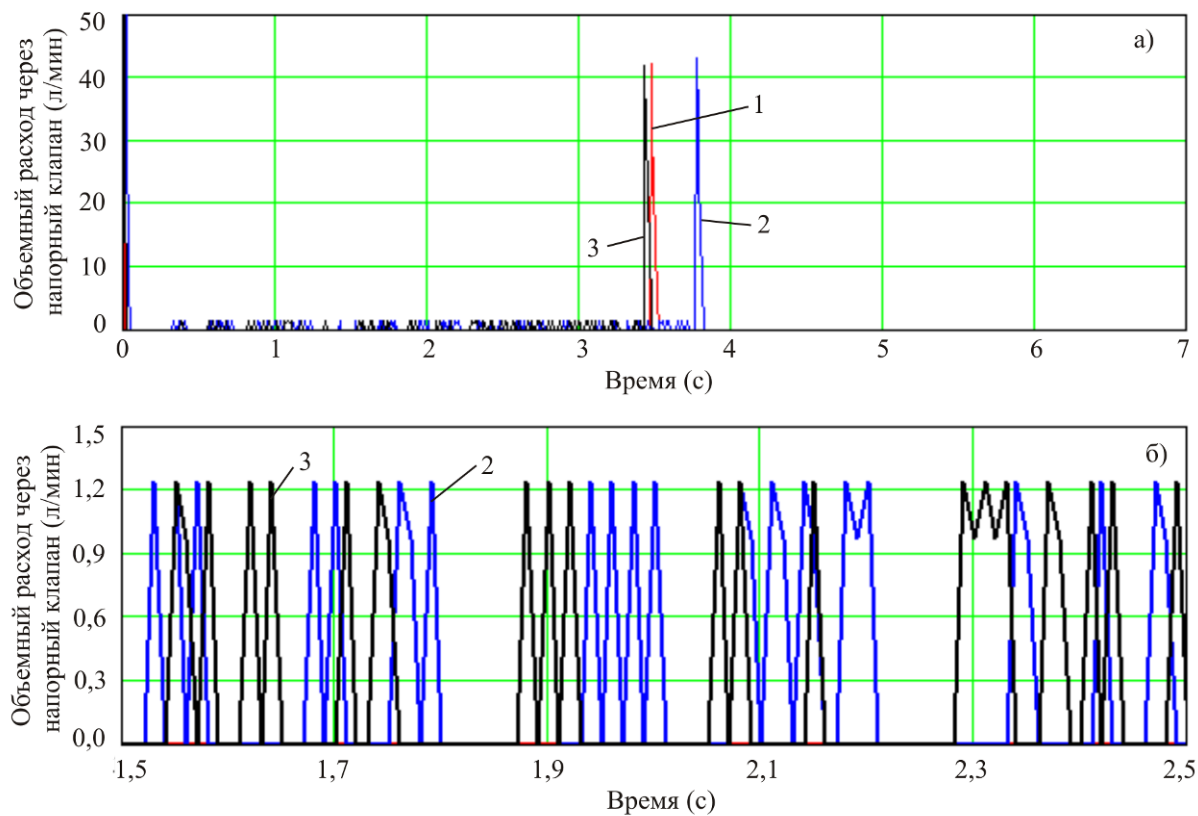


Рис. 18. Изменение объемного расхода рабочей жидкости через напорный предохранительный клапан с течением времени: а – в течение всего времени совместного движения; б – укрупнено на интервале времени 1,5...2,5 с

кращения совместного движения при $\tau \sim 3,5$ с (в случае опережающего начала движения рукояти) или $\tau \sim 3,8$ с (в случае опережающего начала движения стрелы) изменение величин давлений (рис. 10-12, 14) и объемных расходов рабочей жидкости (рис. 15, 18) в характерных точках гидросистемы стабилизируется и перестает носить колебательный характер. Отсутствие колебательных процессов гидравлических параметров также характерно для случая, когда оба звена крана-манипулятора начинают одновременно совершать совместное движение. В этом случае работа предохранительного клапана наблюдается в самый начальный момент трогания штоков гидроцилиндров и в момент окончания движения одного из звеньев вследствие резкого снижения потребного расхода рабочей жидкости из-за остановки гидродвигателя.

Список литературы

1. 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. <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>
2. Васильченко, В.А. Гидравлический привод строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машин (производства России и стран СНГ): каталог-справочник / В.А. Васильченко. – М.: АО «Машмир» и ЗАО «Гидрокомплект», 1997. – 271 с.
3. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов-манипуляторов: ПБ 10-257-98: утв. Ростехнадзором России 31.12.98 № 79. – М.: НПО ОБТ, 2003. – 89 с.
4. Lagerev, I.A. Research of Dynamics of Hydraulic Loader Crane in Case of Conjoint Movement of Sections / I.A. Lagerev, A.V. Lagerev // In: Radionov A., Kravchenko O., Guzeev V., Rozhdestvenskiy Y. (eds) Proc.

5. Заключение

Предложенные функционально-структурная схема и математическая модель, а также разработанная на их теоретической основе компьютерная программа оказались достаточно эффективным инструментом для компьютерного моделирования в общем комплексе как кинематики и динамики элементов металлоконструкции, так и гидродинамических рабочих процессов, протекающих в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин при совместном движении двух звеньев.

Проведенные расчеты применительно к работе гидросистемы натурального крана-манипулятора показали, что совместное движение двух звеньев манипуляционной системы в том случае, если оно начато не одновременно, является источником заметной нестационарности гидравлических процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе.

References

1. 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)
2. Vasilchenko V.A. *Gidravlicheskiy privod stroitelnykh, dorozhnykh, kommunalnykh i drugikh mobilnykh mashin (proizvodstva Rossii i stran SNG): katalog-spravochnik* [Hydraulic drive of construction, road, municipal and other mobile machines]. Moscow, AO "Mashmir" i ZAO "Gidrokomplekt", 1997. 271 p.
3. *Pravila ustroystva i bezopasnoy ekspluatatsii gruzopodemnykh kranov-manipulatorov: PB 10-257-98* [Rules the device and safe opera-

of the 4th Int. Conf. on Industrial Engineering. ICIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_246

5. Лагерев, И.А. Расчетно-экспериментальное исследование динамики манипуляционной системы при совместном движении звеньев / И.А. Лагерев // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2016. - №11-2. – С. 62-71.

6. Краны манипуляторы UNIC: [сайт]. – Режим доступа: <https://www.furukawaunic.ru/> (дата обращения: 20.11.2018).

7. 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>

8. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

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

10. 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.

11. Hydraulic Modeling: Concepts and Practice / Edited by R. Ettema. - American Society of Civil Engineering. – 2000. DOI: <https://doi.org/10.1061/9780784404157>

12. Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов / Д.Н. Попов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.

13. Shahinpoor, M. A Robot Engineering Textbook / M. Shahinpoor. – NY: Harper & Row, Publishers, Inc., 1987.

14. Featherstone, R. Dynamics / R. Featherstone, D. Orin // Springer Handbook of Robotics / B. Siciliano, O. Khatib [et al.]. –

tion of cranes-manipulators: PB 10-257-98]. Moscow, NPO OBT, 2003. 89 p. (In Russian)

4. Lagerev I.A., Lagerev A.V. Research of Dynamics of Hydraulic Loader Crane in Case of Conjoint Movement of Sections. In: Radionov A., Kravchenko O., Guzeev V., Rozhdestvenskiy Y. (eds) Proc. of the 4th Int. Conf. on Industrial Engineering. ICIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_246

5. Lagerev I.A. Dynamics simulation and experimental analysis of manipulator during simultaneous motion of links. *Izvestiya Tulsogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2016, No.11-2, pp. 62-71. (In Russian)

6. Kраны манипуляторы UNIC. Available: <https://www.furukawaunic.ru/> (In Russian).

7. 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-tekhnicheskiiy 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)

8. 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)

9. Navrotskiy K.L. *Teoriya i proektirovanie gidro- i pnevmoprivodov* [Theory and Design of Hydraulic and Pneumatic Drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1991. 384 p. (In Russian)

10. Bazhin I.I., Berengard Yu.G., Gaytsgori M.M., Ermakov S.A., Klaptsova T.S., Kudinov A.V., Chkalov V.V. *Avtomatizirovannoe proektirovanie mashinostroitel'nogo gidroprivoda* [Computer-aided design of machinery hydraulic drive]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 312 p. (In Russian)

11. *Hydraulic Modeling: Concepts and Practice*. Edited by R. Ettema. American Society of Civil Engineering., 2000. DOI: <https://doi.org/10.1061/9780784404157>

12. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and

Berlin: Springer, 2008. – Chap. 2. – P. 35-65.

15. Featherstone, R. Robot Dynamics: Equations and Algorithms / R. Featherstone, D. Orin // IEEE International Conference on Robotics & Automation. – San Francisco, 2000. – April. – P. 826–834.

16. Lagerev, I.A. Universal mathematical model of a hydraulic loader crane / I.A. Lagerev, A.V. Lagerev // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 194 (2018) 032015. DOI: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/194/3/032015>

17. Брауде, В.И. Справочник по кранам. Т.1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 536 с.

18. Столбов, Л.С. Основы гидравлики и гидропривод станков / Л.С. Столбов, А.Д. Перова, О.В. Ложкин. – М.: Машиностроение, 1988. 256 с.

19. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1984. – 831 с.

20. Поллард, Дж. Справочник по вычислительным методам статистики / Дж. Поллард. – М.: Финансы и статистика, 1982. – 344 с.

21. Лагерев, А.В. Оптимизация конструкции крана-манипулятора машины для сварки магистральных трубопроводов при модернизации / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Подъемно-транспортное дело. – 2013. - № 1. – С. 4-6.

22. Инструкция по эксплуатации самоходной энергетической машины АСТ-4-А. – Брянск, 2010. – 26 с.

23. Моделирование дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при совместном движении звеньев: свид-во о государственной регистрации программы для ЭВМ / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев. - № 2018666946; заявл. 12.12.2018; опубл. 25.12.2018.

pneumatic drives]. Moscow, MGTU imeni N.E.Baumana, 2002. 320 p. (In Russian)

13. Shahinpoor M. A Robot Engineering Textbook. NY, Harper & Row, Publishers, Inc., 1987.

14. Featherstone R. *Rigid Body Dynamics Algorithms*. N.Y.: Springer, 2008. 272 p.

15. Featherstone R., Orin D.E. Robot dynamics: equations and algorithms. *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, San Francisco, USA, 2000, Vol. 1, pp. 826-834.

16. Lagerev I.A., Lagerev A.V. Universal mathematical model of a hydraulic loader crane. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 194 (2018) 032015.

DOI: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/194/3/032015>.

17. Braude V.I., Gokhberg M.M., Zvyagin I.E. *Spravochnik po kranam. T. 1. Kharakteristiki materialov i nagruzok. Osnovy rascheta kranov, ikh privodov i metallicheskih konstruksiy* [Crane guide. Characteristics of materials and loads. The basics of calculation of cranes, drives and metal structures]. Leningrad, Mashinostroenie, 1988. 536 p. (In Russian)

18. Stolbov L.S., Perova A.D., Lozhkin O.V. *Osnovy gidravliki i gidroprivod stankov* [Basics of hydraulics and hydraulic drive of machine tools]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 256 p. (In Russian)

19. Korn G.A., Korn T.M. *Mathematical handbook for scientist and engineers. Definitions, theorems and formulas for reference and review*. McGraw-Hill Company, 1968.

20. Pollard J.H. *A handbook of numerical and statistical techniques*. Cambridge University Press, 1977.

21. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator optimization during its modernization. *Podyemno-transportnoe delo*, 2013, No.1, pp. 4-7. (In Russian)

22. *Instruktsiya po ekspluatatsii samokhodnoy energeticheskoy mashiny AST-4-A* [Operating instructions for self-propelled power machine AST-4-A]. Bryansk, 2010. 26 p. (In Russian)

23. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Modelirovanie drosselno-reguliruemogo gidroprivoda manipulyatsionnoy sistemy mobilnoy mashiny*

‡ *pri sovmestnom dvizhenii zvenev. Svidetelstvo*
‡ *o gosudarstvennoy registratsii programm dlya*
‡ *EVM [Modeling of the throttle-adjustable hy-*
‡ *draulic drive of the manipulation system of the*
‡ *mobile machine during the conjoint movement*
‡ *of links]. The Certificate on official registra-*
‡ *tion of the computer program]. No.*
‡ *2018666946, 2018. (In Russian)*
‡

УДК (UDC) 621.86

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА
ПОТЕРИ ОБЩЕЙ УСТОЙЧИВОСТИ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ,
ОСНАЩЕННОЙ СТРЕЛОВОЙ МАНИПУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМОЙCOMPUTER SIMULATION OF THE GENERAL STABILITY LOSS
OF THE MOBILE TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES
EQUIPPED WITH BOOM LIFT MANIPULATORЛагереv И.А.¹, Остроухов И.О.², Химич А.В.¹
Lagerev I.A.¹, Ostroukhov I.O.², Khimitch A.V.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 математические модели и методики компьютерного моделирования процесса потери общей устойчивости (опрокидывания) мобильной транспортно-технологической машины, оснащенной стреловой манипуляционной системой (краном-манипулятором). Рассматриваемые мобильные машины оснащены выносными опорами, в том числе со встроенными анкерными устройствами на основе прокалывающих грунт рабочих элементов. Простейшая математическая модель, представляющая собой дифференциальное уравнение второго порядка относительно угла поворота системы вокруг центра тяжести, позволяет смоделировать процесс опрокидывания при перегрузке манипулятора, вызванной резким увеличением грузового момента или ураганным порывом ветра. Однако данная модель не информативна с точки зрения практики, так как для эксплуатационного персонала важнее не допустить аварийной ситуации с опрокидыванием мобильной транспортно-технологической машины, чем заранее проанализировать, каким образом это произойдет. Поэтому исходная модель была модифицирована с учетом взаимодействия анкерного устройства с грунтом в рамках динамической системы «груз – манипуляционная система – базовое шасси – выносная опора – анкерное устройство – опорное основание». Модель учитывает возможные варианты начального уплотнения грунта в районе внедрения анкерного устройства аутригера, что вызывает изменение его жесткостных характеристик, учитываемых при моделировании. С использованием предложенных в статье подходов выполнено компьютерное моделирование потери устойчивости крана-манипулятора Fassl M30A.13, установленного на автомобильном шасси GAZ-Next.

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

Abstract. The mathematical models and methods of computer modeling of the process of stability loss (overturning) for mobile transport and technological machines equipped with boom lift manipulators are under consideration in this article. This mobile machines are equipped with outriggers, including built-in anchor devices based on piercing the soil of the working elements. The simplest mathematical model, which is a second-order differential equation with respect to the angle of rotation of the system around the center of gravity, allows you to simulate the process of tipping when the manipulator is overloaded, caused by a sharp increase in the load moment or a hurricane gust of wind. However, this model is not informative for practice, as it is more important to prevent an emergency situation with the rollover of a mobile transport and technological machine than to analyze in advance how it will happen. Therefore, the original model was modified. It's taking into account the interaction of the anchor device with the ground in the framework of the dynamic system "load – boom lift manipulator – base chassis – outriggers – anchor devices – support ground". The model takes into account possible variants of initial soil compaction in the area of the outrigger anchor device implementation, which causes a change in its stiffness characteristics used in the simulation. Using proposed in the article approaches performed computer modeling of buckling of the crane Fassl M30A.13, mounted on a truck chassis GAZ-Next.

Keywords: boom lift manipulator, mobile transport and technological machine, remote support, anchoring, stability, overturning, increasing stability.

Дата принятия к публикации: 15.01.2019
Дата публикации: 25.03.2019

Date of acceptance for publication: 15.01.2019
Date of publication: 25.03.2019

Сведения об авторах:

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

ORCID: 0000-0002-0921-6831

Остроухов Игорь Олегович – ведущий инженер-конструктор АО «Брянский автомобильный завод», ostroukhovio@mail.ru.

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

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

Igor O. Ostroukhov – Lead design engineer, Bryansk Automobile Plant JSC, ostroukhovio@mail.ru.

Anna V. Khimich – student, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: annahimich14@mail.ru.

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект №17-79-10274)
The study was supported by the grant of Russian science Foundation (project No. 17-79-10274)

1. Введение

Общая устойчивость против опрокидывания мобильных транспортно-технологических машин, оснащенных шарнирно-сочлененными стреловыми манипуляционными системами, определяется соотношением опрокидывающих и удерживающих моментов, зависящих от веса груза, манипуляционной системы и базового шасси, ветровых и инерционных нагрузок [1, 2]. Одним из эффективных способов повышения грузовой устойчивости против опрокидывания мобильных машин, оснащенных грузоподъемными манипуляционными системами, является использование дополнительной анкерной выносных опор (аутригеров) [1, 3-6].

Известна математическая модель расчета характеристик против опрокидывания мобильных транспортно-технологических машин, оснащенных манипуляционными системами. Она также позволяет выполнить количественную оценку степени влияния дополнительной анкерной выносных опор на повышение грузовой устойчивости мобильных машин при проведении погрузочно-разгрузочных работ [5, 6]. Однако данная модель предназначена для оценки условий опрокидывания мобильной машины и не позволяет смоделировать процесс потери устойчивости. Решению этой научной задачи посвящено данное исследование.

2. Математическая модель для исследования динамических процессов потери устойчивости

Расчетная схема мобильной машины с выносными анкерными опорами при моделировании процесса потери общей устойчивости, разработанная с учетом результатов исследования [5], показана на рис. 1.

Движение динамической системы обусловлено действием опрокидывающих и удерживающих моментов. Зависимости для их вычисления приведены в [5, 6]. Однако при моделировании динамических процессов следует учитывать следующие отличия:

- в соответствующих зависимостях для вычисления моментов вместо угла отклонения опорной поверхности грунта от горизонтальной плоскости α используется текущий угол наклона мобильной машины

$$\phi = \varphi + \alpha,$$

где φ – угол поворота, вычисленный в ходе интегрирования уравнений движения динамической системы;

- в расчетах используются не максимальные значения грузо-высотных характеристик манипуляционной системы, а произвольные значения, соответствующие конкретному расчетному случаю;

- ветровые нагрузки переменны во времени и могут быть заданы в виде реализации

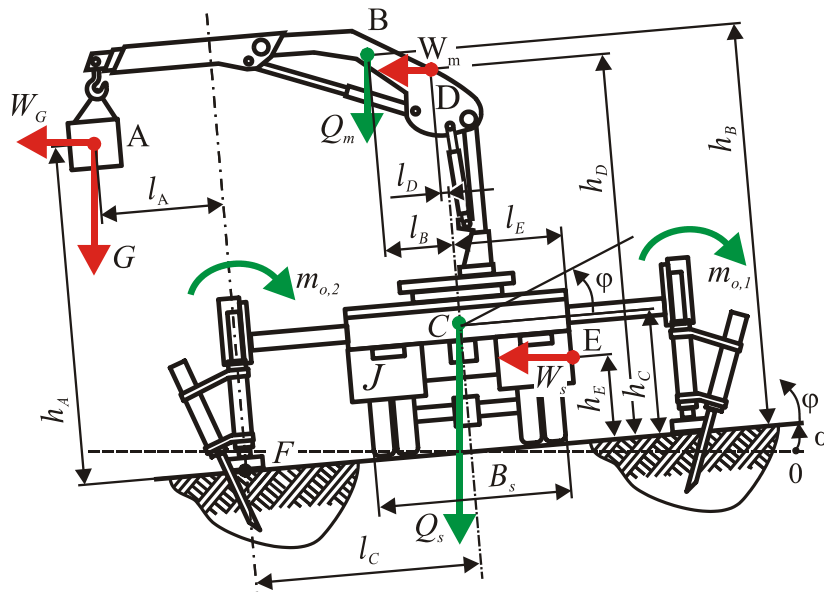


Рис. 1. Расчетная схема мобильной машины с выносными анкерными опорами при моделировании процесса потери общей устойчивости [5, 6]

случайного процесса, блока нагружения или иным способом;

- при моделировании динамических процессов ветровые или инерционные нагрузки могут не только стремиться перевернуть мобильную машину, но и вернуть ее в устойчивое положение. Например, ветровая нагрузка с отрицательным знаком W_s будет создавать удерживающий момент;

- при необходимости влияние прочих инерционных нагрузок $M_{опр, F_i}$ учитывается с использованием комплексной математической модели [7], однако скорости работы с грузом для типовых манипуляционных систем не велики, поэтому прочими инерционными нагрузками можно пренебречь.

Опрокидывающие моменты, вызывающие увеличение угла φ :

- опрокидывающий момент от веса груза (воздействия рабочего органа):

$$M_{опр, G} = G(l_A + h_A \sin \varphi),$$

где G – вес транспортируемого груза и грузозахватного органа; l_A – вылет манипуляционной системы за ребро опрокидывания; h_A – высота над опорной поверхностью центра тяжести груза;

- опрокидывающий момент от ветровой нагрузки, действующей на груз:

$$M_{опр, W_G} = W_G(h_A \cos \varphi - l_A \sin \varphi),$$

где W_G – ветровая нагрузка на транспортируемый груз;

- опрокидывающий момент от ветровой нагрузки, действующей на металлоконструкцию манипуляционной системы:

$$M_{опр, W_m} = W_m[h_D \cos \varphi + (l_C - l_D) \sin \varphi],$$

где W_m – ветровая нагрузка на металлоконструкцию манипуляционной системы; l_C – полуширина опорного контура; l_D – расстояние между плоскостью центра тяжести базового шасси и плоскостью, содержащей точку приложения ветровой нагрузки к манипуляционной системе; h_D – высота над опорной поверхностью точки приложения ветровой нагрузки к манипуляционной системе;

- опрокидывающий момент от ветровой нагрузки, действующей на базовое шасси:

$$M_{опр, W_s} = W_s[h_E \cos \varphi + (l_C + B_s / 2) \sin \varphi],$$

где W_s – ветровая нагрузка на базовое шасси; h_E – высота над опорной поверхностью точки приложения ветровой нагрузки к базовому шасси; B_s – база базового шасси [5].

Удерживающие моменты, вызывающие уменьшение угла φ :

- удерживающий момент, вызываемый весом металлоконструкции манипуляционной системы

$$M_{\text{вос.}Q_m} = Q_m [(l_C - l_B) \cos \phi - h_B \sin \phi],$$

где Q_m – вес металлоконструкции манипуляционной системы, l_B – расстояние между плоскостью центра тяжести базового шасси и плоскостью центра тяжести манипуляционной системы; h_C – высота над опорной поверхностью центра тяжести манипуляционной системы;

- удерживающий момент, вызываемый весом базового шасси

$$M_{\text{вос.}Q_s} = Q_s (l_C \cos \phi - h_C \sin \phi),$$

где Q_s – вес базового шасси; h_C – высота над опорной поверхностью центра тяжести базового шасси;

- суммарный удерживающий момент выносных опор с анкерровкой, зависящий от характера взаимодействия рабочего элемента анкерного устройства и грунта

$$M_0 = \sum_{i=1}^{i=n_0} m_{o,i},$$

где $m_{o,i}$ – момент, создаваемый i -й опорой с анкерровкой; n_0 – количество опор с анкерровкой [5, 6].

При моделировании взаимодействия рабочих элементов анкерных устройств выносных опор с грунтом учитывались следующие исходные положения:

- выносные опоры с анкерными устройствами, в отличие от стандартных, являются опорами двухстороннего действия;

- рабочий элемент анкерного устройства опоры, расположенной вдоль ребра опрокидывания, совместно с плитой основного опорного устройства создает в грунте объемное стесненное напряженно-деформированное состояние [5];

- рабочий элемент анкерного устройства опоры вне ребра опрокидывания до момента исчезновения вертикальной реакции работает в аналогичных условиях; после отрыва основного опорного устройства от опорной поверхности рабочий элемент выполняет роль грунтозацепа, с помощью которого мобильная машина держится за грунт за счет поочередного смещения его смежных слоев [5];

- в ходе изменения конфигурации манипуляционной системы возможно перемеще-

ние ребра опрокидывания с одной на другую сторону мобильной машины.

- после полного разрушения грунта анкерным устройством i -й опоры $m_{o,i} = 0$.

При анализе устойчивости мобильной транспортно-технологической машины упругими деформациями можно пренебречь, так как они на несколько порядков ниже перемещений мобильной машины как твердого тела [1]. Тогда уравнение движения исследуемой системы выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} J\varphi = M_{\text{онп.}G} + M_{\text{онп.}W_G} + M_{\text{онп.}W_m} + \\ + M_{\text{онп.}W_s} - M_{\text{вос.}Q_m} - M_{\text{вос.}Q_s} - M_0; \quad (1) \\ \varphi \geq 0, \end{cases}$$

где J – момент инерции базового шасси, манипуляционной системы и груза, приведенный к центру тяжести базового шасси.

При численном интегрировании системы уравнений движения (1) начальные условия принимаются нулевыми, а на каждой итерации алгоритма интегрирования проверяется условия опирания машины на аутригеры: если текущее значение $\varphi < 0$, то оно принудительно приравнивается к нулю. Физически это означает, что при $\varphi = 0$ машина прочно становится на аутригеры и дальнейшее уменьшение угла невозможно.

Из выражения (1) очевидно, что пока опрокидывающие моменты не превышают удерживающие, $\varphi = 0$. Рост значения угла φ начнется только непосредственно перед потерей мобильной машиной устойчивости из-за перегрузки. Также возможна ситуация, когда кратковременная перегрузка, вызванная ураганным порывом ветра или взаимодействием рабочего органа с внешней средой, приведет к кратковременному увеличению угла наклона машины, но полной потери устойчивости не произойдет, и опрокидывание приостановится.

Результаты моделирования двух указанных расчетных случаев для крана-манипулятора Fassì M30A.13, установленного на автомобильном шасси GAZ-Next, показаны на рис. 2. Были приняты следующие параметры модели для расчета: $J = 1184000 \text{ кгм}^2$; $G = 30600 \text{ Н}$; $Q_m = 26000 \text{ Н}$; $Q_s = 270000 \text{ Н}$;

$\alpha=1$ град.; $l_A=3,3$ м; $h_A=2,0$ м; $l_B=1,1$ м; $h_D=2,1$ м; $h_E=1,0$ м; $B_s=2,0$ м; $W_G=500$ Н;
 $h_B=2,2$ м; $l_C=1,4$ м; $h_C=0,7$ м; $l_D=0,4$ м; $W_m=500$ Н; $W_s=1300$ Н [5, 6].

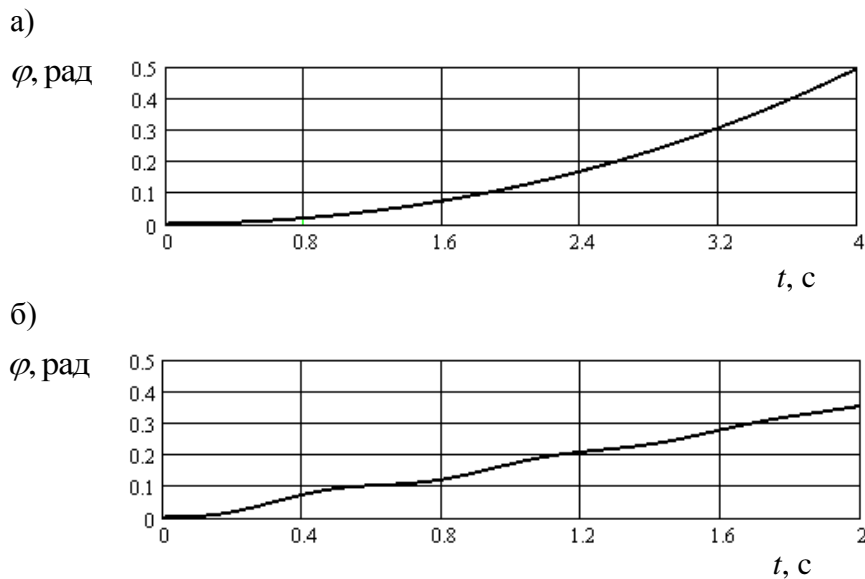


Рис. 2. Результаты моделирования динамики с использованием выражения (1):
а – полная потеря устойчивости при десятикратной перегрузке (при весе груза $10G$);
б – полная потеря устойчивости при перегрузке $3,74G$ и раскачивании ветровыми порывами с гармоникой $\sin(10t)$ мобильной машины с опорами без анкерки

С практической точки зрения данные результаты не представляют большого интереса, так как полностью предопределяются условиями сохранения устойчивости [5]. Для эксплуатационного персонала важнее не допустить аварийной ситуации с опрокидыванием мобильной транспортно-технологической машины, чем заранее проанализировать, каким образом это произойдет.

3. Математическая модель для исследования динамических процессов потери устойчивости с учетом взаимодействия анкерного элемента и опорного основания

Рассмотренный выше подход не позволяет исследовать процессы взаимодействия анкерного устройства с грунтом, что важно при проектировании новых опорных устройств. Для решения данных задач необходимо рассматривать динамику системы «груз – манипуляционная система – базовое шасси – выносная опора – анкерное устройство – опорное основание».

В ходе экспериментальных исследований [8] отмечено частичное уплотнение грунта в области введения рабочего элемента анкерного устройства. За счет этого между рабочим элементом и грунтом создаются зазоры, что обуславливает появление крена мобильной машины под действием разницы опрокидывающих и удерживающих моментов. По своей физической природе данный процесс схож с динамическим поведением звеньев крана-манипулятора при наличии зазоров в шарнире [7, 9, 10].

Возможны различные варианты уплотнения грунта: однократное и ступенчатое. Для единичной опоры однократное уплотнение грунта с начальной жесткостью $c_{ag} = c_{ag0}$ происходит в момент первого цикла взаимодействия анкерного устройства с грунтом, после чего образуется зазор δ_1 (рис. 3, а). В дальнейшем уплотнение не происходит и жесткость грунта c_{ag} в районе анкерного устройства остается практически постоянной $c_{ag} = c_{ag1}$. Вследствие образования зазора при повороте машины относительно центра тяжести возникают моменты, когда анкерное

устройство не опирается на кромку уплотненного грунта и $c_{ag} = 0$. Для модели однократного уплотнения грунта эти моменты по продолжительности Δt_δ считаются равными. Зазор считается выбранным, когда рабочий элемент анкерного устройства вошел в контакт с грунтом по верхней плоскости опорного основания.

При ступенчатом уплотнении грунта (рис. 3, б) данный процесс происходит в течение нескольких циклов. При этом посте-

пенно происходит увеличение зазора δ_k и жесткости грунта c_{agk} , $k = 1 \dots N_u$, где N_u – число ступеней (циклов) уплотнения. Так как зазор постепенно растет, то увеличиваются и моменты времени $\Delta t_{\delta k}$. После нескольких ступеней уплотнения жесткость грунта стабилизируется на значении c_{agN_u} . Следует отметить, что однократное уплотнение является частным случаем ступенчатого при $N_u = 1$.

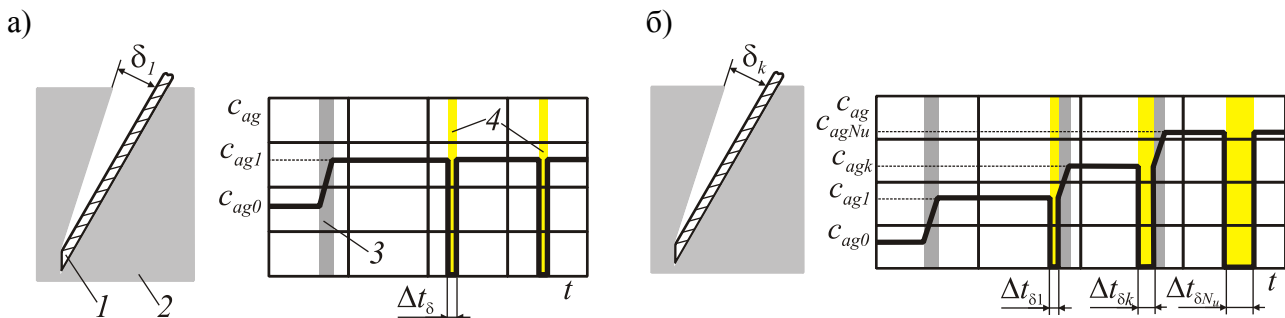


Рис. 3. Варианты уплотнения грунта в районе анкерного устройства выносной опоры: а – однократное уплотнение, б – ступенчатое уплотнение (1 – рабочий элемент анкерного устройства; 2 – грунт (опорное основание); 3 – стадии уплотнения грунта; 4 – процесс выбора зазора при повороте машины)

Таким образом, исходную модель опоры можно модифицировать, добавив к ней модель взаимодействия анкерного устройства и грунта. Расчетная схема анкерного устройства в составе математической модели для исследования динамических процессов потери устойчивости с учетом взаимодействия анкерного элемента и опорного основания показана на рис. 4. Следует отметить, что в реальной конструкции уплотнение грунта происходит с обеих сторон анкерного устройства. Поэтому зазор, возникающий при таком повороте, когда данная опора находится вне угла опрокидывания, обозначается $\delta_k^{(+)}$. Когда опора находится вдоль угла опрокидывания – $\delta_k^{(-)}$.

В те моменты, когда рабочий элемент анкерного устройства опирается на грунт, в i -й анкерной опоре возникает усилие $f_{o,i}$, которое вызывает появление дополнительного удерживающего момента $m_{o,i}$. В процессе работы манипуляционной системы опора может менять свое положение. В зависимо-

сти от роста или уменьшения φ она может находиться то вдоль ребра опрокидывания, то вне ребра опрокидывания.

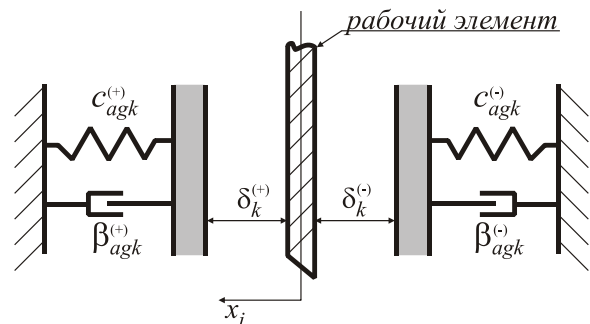


Рис. 4. Расчетная схема анкерного устройства в составе математической модели для исследования динамических процессов потери устойчивости с учетом взаимодействия анкерного элемента и опорного основания

Если анкерная опора находится вне ребра опрокидывания, то

$$f_{o,i} = c_{agk,i}^{(+)} \cdot x_i + \beta_{agk,i} \cdot \dot{x}_i,$$

где $c_{agk,i}$ – жесткость грунта для i -й анкерной опоры, $\beta_{agk,i}$ – коэффициент диссипации энергии грунтом для i -й анкерной опоры, x_i и \dot{x}_i – координата относительно исходного положения и скорость рабочего элемента i -й анкерной опоры.

Если анкерная опора находится вдоль ребра опрокидывания, то

$$f_{o,i} = c_{agk,i}^{(-)} \cdot x_i + \beta_{agk,i} \cdot \dot{x}_i.$$

Усилие в опоре с анкерной $f_{o,i}$, действующее на плече $r_{o,i}$ вызывает появление дополнительного удерживающего момента

$$m_{o,i} = f_{o,i} \cdot r_{o,i}.$$

Эти моменты составляют суммарный удерживающий момент выносных опор с анкерной M_0 , который входит в уравнение (1).

Окончательно, математическая модель для исследования динамических процессов потери устойчивости с учетом взаимодействия анкерного элемента и опорного основания выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} J\varphi = M_{onp,G} + M_{onp,W_G} + M_{onp,W_m} + \\ + M_{onp,W_s} - M_{вос,Q_m} - M_{вос,Q_s} - M_0; \quad (2) \\ \delta_{k,i}^{(-)} \leq x_i(\varphi) \leq \delta_{k,i}^{(+)}, \end{cases}$$

где $\delta_{k,i}^{(-)}$ и $\delta_{k,i}^{(+)}$ – зазоры в грунте в районе внедрения рабочего элемента i -й анкерной опоры.

В первом уравнении системы (2) координаты x_i зависят от положения машины, определяемого углом φ . Эти зависимости определяются индивидуально для конкретной машины.

В реальных условиях $\delta_{k,i}^{(-)}$ и $\delta_{k,i}^{(+)}$ могут быть разными для всех опор, что вызовет дополнительный поворот машины в горизонтальной плоскости. Поэтому в ходе расчетов будем считать, что для всех опор, находящихся вне ребра опрокидывания $\delta_{k,i}^{(-)}$ и $\delta_{k,i}^{(+)}$ равны. Аналогичное допущение вводим и для всех опор, находящихся вдоль ребра опрокидывания.

Воздействие выносных опор на грунт (через опорные площадки) оказывает влияние на окончательное значение жесткости

$c_{ag,i}$ грунта в районе внедрения i -го анкерного устройства. При работе манипуляционной системы базовое шасси установлено на выносные опоры в точках A , B , C и D (рис. 5). Таким образом, подвеска базового шасси из работы исключена. Манипуляционная система установлена на продольной оси симметрии базового шасси в точке O . Вес груза и манипуляционной системы $G + Q_m$ приложен в их общем центре тяжести E_l на расстоянии R от точки O . Вес базового шасси Q_s приложен в точке E_l .

На мобильную машину действуют моменты:

$$\begin{aligned} M_x &= GR \sin \beta; \\ M_y &= G(R \cos \beta + h_A \sin \phi) + \\ &+ M_{onp,W_G} + M_{onp,W_m} + M_{onp,W_s}, \end{aligned}$$

где β – угол поворота манипуляционной системы.

Расстояние до общего центра тяжести груза и манипуляционной системы определяется следующим образом:

$$R = \frac{Q_m l_B + GL}{Q_m + G}, \quad (3)$$

где L – текущий вылет манипуляционной системы.

Зависимости для вычисления сил реакций опор в случае установки спереди и сзади базового шасси аутригеров с одинаковым вылетом (рис. 5, а) выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned} R_A &= \frac{G + Q_m}{4} \left(1 + \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 - \frac{t_2}{a}\right) + \frac{M_x}{4a} - \frac{M_y}{4b}; \\ R_B &= \frac{G + Q_m}{4} \left(1 - \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 + \frac{t_2}{a}\right) - \frac{M_x}{4a} - \frac{M_y}{4b}; \\ R_C &= \frac{G + Q_m}{4} \left(1 - \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 + \frac{t_2}{a}\right) - \frac{M_x}{4a} + \frac{M_y}{4b}; \\ R_D &= \frac{G + Q_m}{4} \left(1 + \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 - \frac{t_2}{a}\right) + \frac{M_x}{4a} + \frac{M_y}{4b}, \end{aligned}$$

где a – полудлина опорного контура, b – полуширина опорного контура.

Зависимости для вычисления сил реакций опор в случае установки спереди и сзади базового шасси аутригеров с разным вылетом (рис. 5, б) выглядят следующим образом:

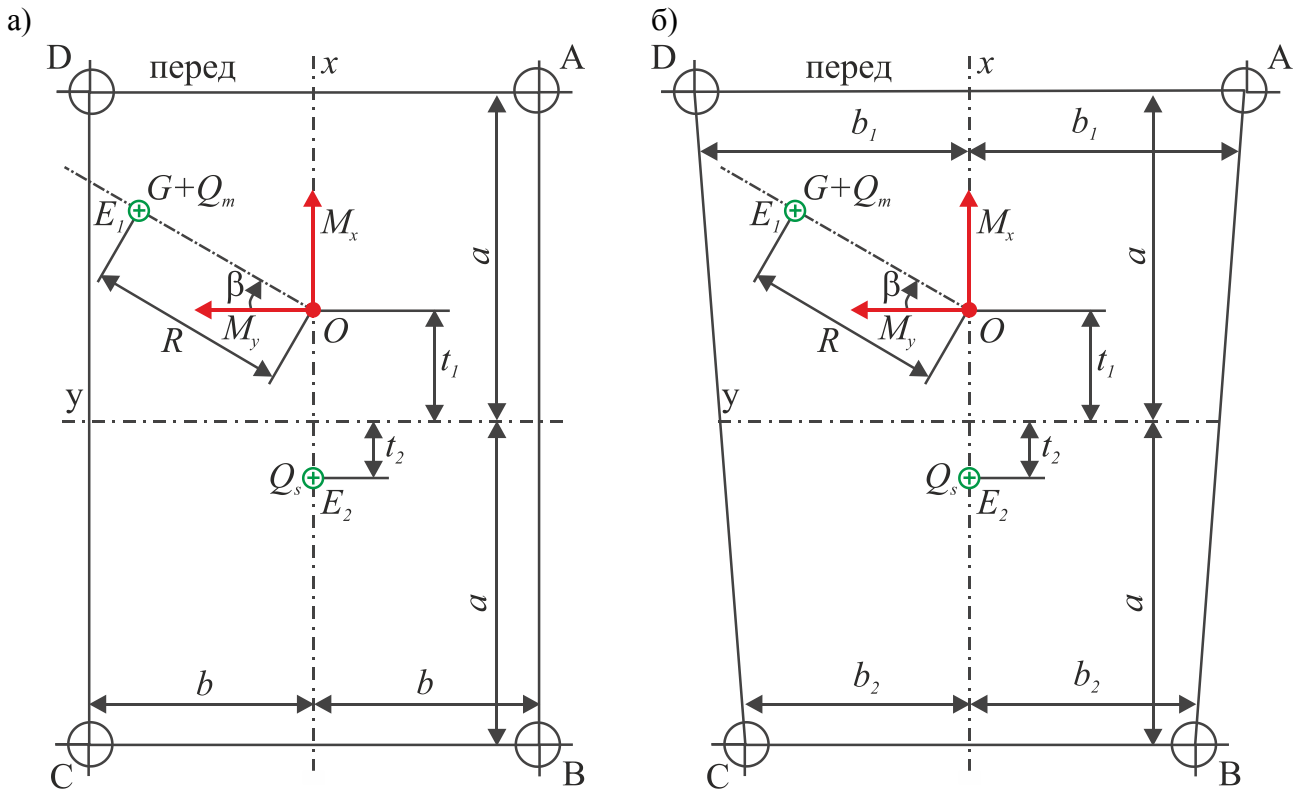


Рис. 5. Расчетная схема для вычисления сил реакций выносных опор мобильной машины: а – аутригеры равного вылета; б – аутригеры с большим вылетом спереди

Зависимости для вычисления сил реакций опор в случае установки спереди и сзади базового шасси аутригеров с разным вылетом (рис. 5, б) выглядят следующим образом:

$$R_A = \frac{G+Q_m}{4} \left(1 + \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 - \frac{t_2}{a}\right) + \frac{M_x}{4a} - \frac{M_y b_1}{2(b_1 + b_2)};$$

$$R_B = \frac{G+Q_m}{4} \left(1 - \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 + \frac{t_2}{a}\right) - \frac{M_x}{4a} - \frac{M_y b_2}{2(b_1 + b_2)};$$

$$R_C = \frac{G+Q_m}{4} \left(1 - \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 + \frac{t_2}{a}\right) - \frac{M_x}{4a} + \frac{M_y b_2}{2(b_1 + b_2)};$$

$$R_D = \frac{G+Q_m}{4} \left(1 + \frac{t_1}{a}\right) + \frac{Q_s}{4} \left(1 - \frac{t_2}{a}\right) + \frac{M_x}{4a} + \frac{M_y b_1}{2(b_1 + b_2)},$$

где b_1 – полудлина опорного контура в районе передних опор, b_2 – полуширина опорного контура в районе задних опор.

Расстояние l_B между плоскостью центра тяжести базового шасси и плоскостью центра тяжести манипуляционной системы в выражении (3) вычисляется следующим образом (рис. 6):

$$l_B = \frac{1}{Q_m} \left[\sum_{i=1}^{N_s} Q_{m,i} (u_i + u'_{0,i} \cos \alpha_i - v'_{0,i} \sin \alpha_i) \right],$$

где $Q_{m,i}$ – вес i -го звена манипуляционной системы; u_i – горизонтальная координата ближайшего к основанию шарнира i -го звена манипуляционной системы в глобальной системе координат uOv , начало которой расположено в точке установки манипуляционной системы O ; $u'_{0,i}$, $v'_{0,i}$ – координаты центра тяжести (ц.т.) в локальной системе координат $u_i'O_i v_i'$, связанной с i -м звеном манипуляционной системы; α_i – текущий угол ориентации i -го звена манипуляционной системы; N_s – количество звеньев манипуляционной системы.

Результаты моделирования общей устойчивости крана-манипулятора Fassi M30A.13, установленного на автомобильном шасси GAZ-Next, показаны на рис. 7. Манипуляционная система вращается вокруг вертикальной оси с постоянной скоростью. Это приводит к тому, что угол наклона базовой машины φ то растет, то уменьшается до выбора зазоров $\delta_{k,i}^{(-)}$ или $\delta_{k,i}^{(+)}$. Значения внешних нагрузок подобраны таким образом, что отсут-

ствии анкеровки опор привело бы к потере устойчивости. Дополнительно к значениям параметров модели (1) были приняты следующие дополнительные расчетные пара-

метры: $c_{ag0}=70$ МН/м, $c_{ag1}=1,5c_{ag0}$. Была использована модель однократного уплотнения грунта.

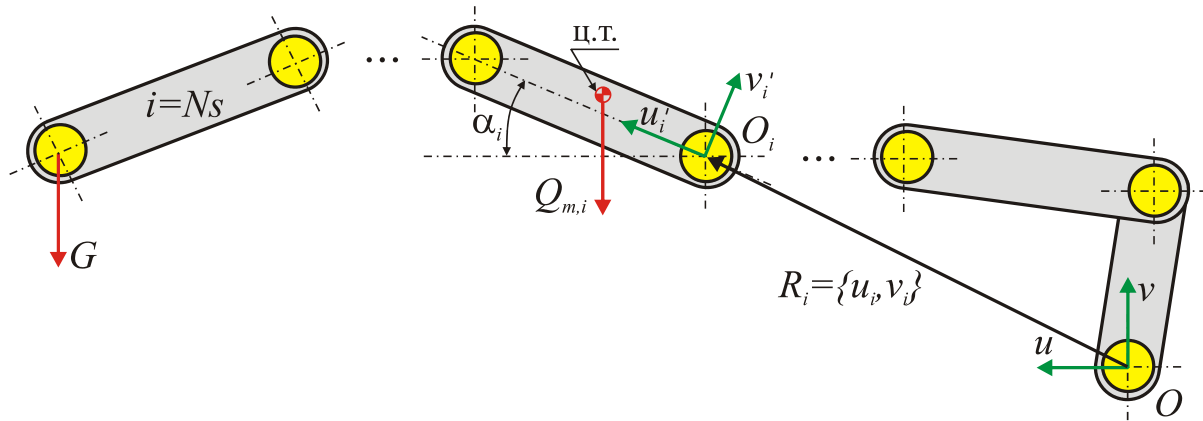


Рис. 6. Расчетная схема для вычисления расстояния l_B между плоскостью центра тяжести базового шасси и плоскостью центра тяжести манипуляционной системы

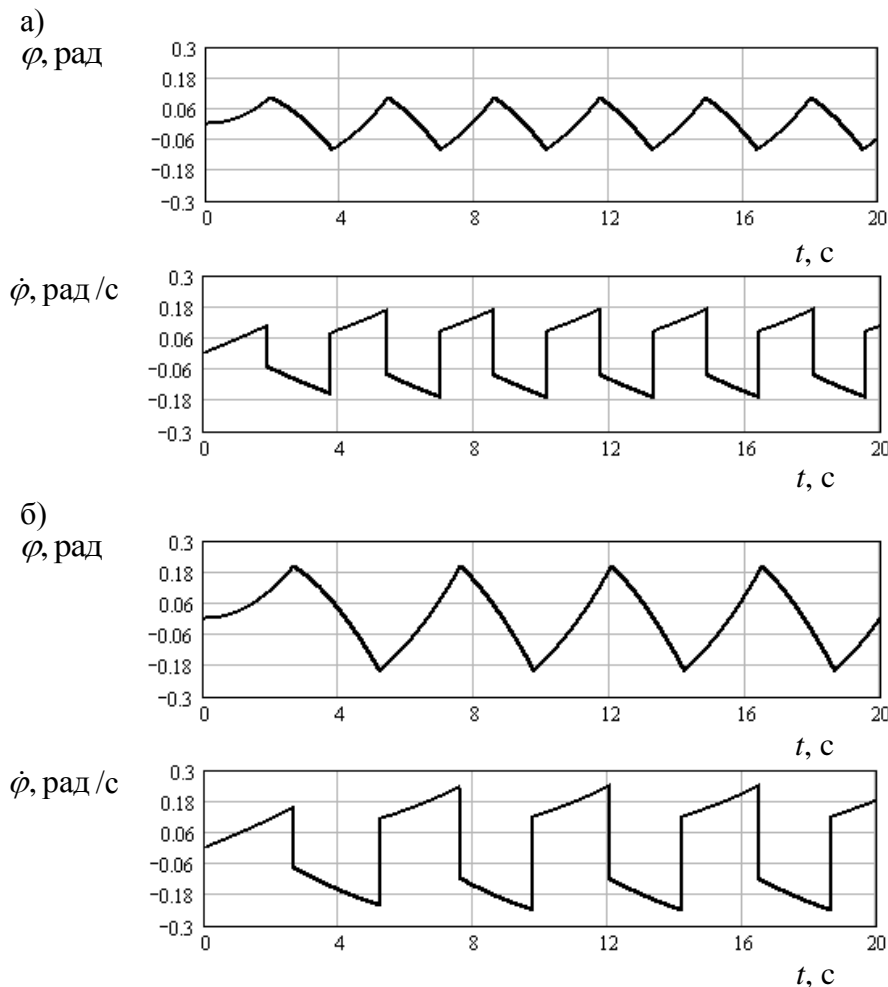


Рис. 7. Результаты моделирования динамики с использованием выражения (2):
 а – зазоры в грунте соответствуют $-0,1 \leq \varphi \leq 0,1$; б – зазоры в грунте соответствуют $-0,2 \leq \varphi \leq 0,2$;

4. Основные выводы

1. Использование математической модели для исследования динамических процессов потери устойчивости транспортно-технологических машин без учета взаимодействия анкерных опор и грунта не представляет интереса, так как потеря устойчивости полностью предопределяются условиями сохранения устойчивости. Однако с ее использованием можно исследовать пограничные состояния, когда машина находится на грани потери устойчивости, и ее окончательное опрокидывание может произойти от воздействия незначительного по величине дополнительного ветрового воздействия или инерционной нагрузки.

2. Математическая модель для исследования динамических процессов потери устойчивости с учетом взаимодействия анкерного элемента и опорного основания позволяет смоделировать экспериментально выявленное постепенное уплотнение грунта опорного основания в районе внедрения ра-

бочего элемента анкерного устройства выносной опоры транспортно-технологической машины.

3. На основе разработанных в ходе исследования математических моделей было теоретически установлено, что чем больше зазоры в грунте $\delta_{k,i}^{(-)}$ и $\delta_{k,i}^{(+)}$, тем больше скорость изменения угла φ и период колебаний транспортно-технологической машины.

4. Для повышения точности моделирования необходимо:

- продолжить экспериментальные исследования взаимодействия грунта опорного основания и рабочих элементов анкерных устройств выносных опор;

- экспериментально уточнить значения c_{ag} для различных типов грунтов при различных значениях вертикальных нагрузок;

- учесть возможность различия величин $\delta_k^{(+)}$ и $\delta_k^{(-)}$ для всех опор, что вызовет дополнительный поворот базовой машины в горизонтальной плоскости.

Список литературы

1. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высшая школа, 2000. – 552 с.

2. Методические рекомендации. Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания: РД НИИК-05-07. – Утв. Ростехнадзором 01.03.07 г.

3. 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. – ввод. в действие 01.01.82 г.

4. Бычков, И.С. Оценка устойчивости грузоподъемного крана, оборудованного грунтовыми якорями / И.С. Бычков // Вестник СибАДИ. – 2017. - № 3 (55). – С. 7-11.

5. Лагерева, А.В. Влияние анкерности выносных опор на устойчивость мобильных транспортно-технологических машин, ос-

References

1. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU imeni N.E. Bauman, 2000. 552 p. (In Russian)

2. RD NIIK-05-07. *Metodicheskie rekomendatsii. Krany strelovye samokhodnye. Normy rasheta ustoychivosti protiv oprokidyvaniya* [Methodical recommendation. Self-propelled jib cranes. Norms of calculation of stability against overturning]. Moscow, Ros-tekhnadzor, 2007. (In Russian)

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

4. Bychkov I.S. *Otsenka ustoychivosti gruzopodemnogo kрана, oborudovannogo gruntovymi yakoryami* [Evaluation of the stability of

нащенных стреловыми манипуляционными системами / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – №2. – С. 152-169.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-152-169>

6. 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>

7. 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](https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980)

8. Гончаров, К.А. Экспериментальная оценка эффективности использования анкерных устройств на выносных опорах мобильного крана / К.А. Гончаров, И.О. Остроухов // Сборник материалов Всероссийской научно-практической конференции «Современная наука: идеи, которые изменят мир». – Брянск: РИО БГУ, 2018 – С. 85-88.

9. Лагерев, И.А. Снижение ударной нагрузки, вызываемой люфтом в шарнирных соединениях звеньев краноманипуляторных установок / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. – № 2. – С. 37-43.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198382>

10. 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.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202240>

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

6. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselevykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p. ISBN 978-5-9734-0295-2.

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

7. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselevykh 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)

8. Goncharov K.A., Ostroukhov I.O. The effectiveness experimental evaluation of the mobile crane's outriggers with anchor devices using. *Sbornik dokladov 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).

9. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Reducing the impact load arising from the looseness in joints of articulating cranes, *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No. 2, pp. 37-43.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198382>

- ‡ (In Russian)
‡
‡ 10. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin
‡ A.N., Lagerev A.V. *Raschet metallicheskih*
‡ *konstruktsiy podyemno-transportnykh mashin*
‡ *metodom konechnykh elementov* [Calculation
‡ of metal constructions of lifting-transport ma-
‡ chines by finite element method]. Bryansk,
‡ Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015.
‡ 210 p.
‡ DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202240>
‡ (In Russian)

УДК (UDC) 62-253

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА УПРУГИХ И ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ КОЛЁС ПОВЫШЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

EXPERIMENTAL EVALUATION OF SPRING AND DAMPING PROPERTIES HIGH-SAFETY WHEELS

Мазур В.В.

Mazur V.V.

Братский государственный университет (Братск, Россия)
Bratsk State University (Bratsk, Russian Federation)

Аннотация. Известный недостаток пневматических шин, заключающийся в потере их работоспособности при сквозных механических повреждениях, вынуждает применять для повышения безопасности гражданских автомобилей и живучести колёсной бронетехники колёса с внутренними дополнительными опорами. Такие колёса не только сохраняют подвижность колёсной машины, но и обеспечивают длительное устойчивое и управляемое её движение с высокой скоростью даже при потере избыточного давления воздуха в нескольких пневматических шинах. Однако потеря избыточного давления воздуха даже в одной пневматической шине приводит к заметному ухудшению большинства эксплуатационных свойств, особенно при движении по дорогам с неровными поверхностями или в условиях бездорожья. Возрастающая интенсивность колебаний приводит к повышению уровня вибронегруженности водителя, пассажиров и перевозимых автотранспортным средством грузов, снижению показателей тягово-скоростных свойств, топливной экономичности, устойчивости и управляемости колёсной машины. В Братском государственном университете разработана конструкция и изготовлены натурные образцы колёс повышенной безопасности с внутренними дополнительными опорами из эластичных полиуретанов отечественного производства для легкового автомобиля малого класса. В лабораторных условиях были определены выходные параметры упругих и демпфирующих свойств созданных натурных образцов, влияющие на колебания и плавность хода автотранспортного средства. Результаты экспериментальных исследований могут быть востребованы изготовителями гражданских и военных автомобилей, колёсной бронетехники и спецавтотранспорта.

Ключевые слова: безопасные колёса, система поддрессоривания, плавность хода, коэффициент нормальной жёсткости, коэффициент неупругого сопротивления, эллиптически-степенная модель.

Дата принятия к публикации:

14.03.2019

Дата публикации:

25.03.2019

Abstract. A well-known disadvantage of pneumatic tires is the loss of work ability with mechanical damage through and forces the use of wheels with internal additional supports to improve the safety of civilian vehicles and the survivability of wheeled armored vehicles. These wheels retain the mobility of the wheeled vehicle and provide long steady and controlled movement at high speed even with the loss of excess air pressure in several pneumatic tires. However, the loss of excess air pressure even in one pneumatic tire leads to a noticeable deterioration in most of the performance properties, especially when driving on roads with uneven surfaces or in off-road conditions. Intensive oscillations lead to an increase in the vibration level of the driver, passengers and goods transported by the vehicle, reducing the performance of high-speed properties, fuel efficiency, stability and controllability of the wheeled vehicle. The Bratsk State University has developed a design and made full-scale models of high-safety wheels with internal additional supports made of elastic polyurethane of domestic production for a car. Under laboratory conditions, the output parameters of the spring and damping properties of the created full-scale models were determined, which affect the oscillations and smooth running of the motor vehicle. The results of experimental studies can be claimed by manufacturers of civil and military vehicles, wheeled armored vehicles and special machines.

Keywords: safe wheels, springing system, smooth running, normal springiness coefficient, non-spring resistance coefficient, elliptical exponent model.

Date of acceptance for publication:

14.03.2019

Date of publication:

25.03.2019

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

**Author's 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

1. Введение

Простота и высокая эффективность колёсного движителя, как механизма для преобразования вращательного движения в поступательное, обусловили широкое его применение на наземных транспортных машинах и, в первую очередь, на автомобилях. Однако колесо с пневматической шиной имеет существенный недостаток, заключающийся в прекращении движения колёсной машины при потере избыточного давления воздуха. Более того, потеря избыточного давления воздуха в пневматической шине традиционной конструкции при движении автотранспортного средства с высокой скоростью может привести к дорожно-транспортному происшествию с тяжёлыми последствиями. Остановка автомобиля для замены колеса на проезжей части или на обочине дороги с интенсивным движением также представляет опасность. Проблема, связанная с возможностью потери избыточного давления воздуха в пневматических шинах, также актуальна для бронированного автомобильного транспорта, предназначенного для перевозки ценностей или высокопоставленных пассажиров. Особенно остро эта проблема касается автомобильной техники военного назначения, так как в условиях боевых действий неподвижная машина становится удобной мишенью для гранатомётов и прицельного огня стрелкового оружия, что в значительной степени влияет на шансы военнослужащих остаться в живых и выполнить боевую задачу.

Современные колёса повышенной безопасности с внутренними дополнительными опорами гражданских автомобилей и боестойкие колёса военной автомобильной техники не только сохраняют подвижность колёсной машины, но и обеспечивают длительное устойчивое и управляемое её движение с высокой скоростью даже при потере

избыточного давления воздуха в нескольких пневматических шинах [1-5]. Однако потеря избыточного давления воздуха даже в одной пневматической шине приводит к заметному ухудшению большинства эксплуатационных свойств, особенно при движении по дорогам с неровными поверхностями или в условиях бездорожья, так как возрастающая интенсивность колебаний приводит не только к повышению уровня вибронгруженности водителя, пассажиров и перевозимых автотранспортным средством грузов, но и к снижению показателей тягово-скоростных свойств, топливной экономичности, устойчивости и управляемости колёсной машины. Именно поэтому научные исследования, направленные на совершенствование конструкций колёсных движителей повышенной безопасности как элементов системы поддрессоривания и оценка их влияния на эксплуатационные свойства автомобиля, являются актуальными.

2. Постановка задачи исследования

Влияние потери избыточного давления воздуха в пневматических шинах на тягово-скоростные свойства, топливную экономичность, проходимость, устойчивость и управляемость автотранспортного средства в достаточной степени изучено [6-10], однако в большинстве случаев только по результатам натурных испытаний и экспериментальных исследований конкретных опытных или серийных образцов. Внутренние дополнительные опоры безопасных и боестойких колёс как элементы систем поддрессоривания автомобилей и их влияние на колебания до настоящего времени не рассматривались. Поэтому целью экспериментальных исследований являлась опытная оценка выходных параметров колёс повышенной безопасности, влияющих на плавность хода автомобиля, к которым в соответствии с ОСТ 37.001.252-82

[11] относятся: масса, коэффициент нормальной жёсткости и коэффициент неупругого сопротивления.

3. Конструкция натуральных образцов колёс повышенной безопасности

Колёса повышенной безопасности с внутренними дополнительными опорами применяются на гражданских бронированных автомобилях высшего класса защиты, служащих для перевозки высокопоставленных пассажиров и ценных грузов, а боестойкие колёса – на армейских автомобилях и колёсной бронетехнике. Ценовая недоступность таких автотранспортных средств послужила причиной создания натуральных образцов колёс с внутренними дополнительными опорами собственной конструкции, предназначенных для отечественного легкового автомобиля малого класса, которые были взяты в качестве объектов исследования.

Конструкция натурального образца колеса повышенной безопасности (рис.1) представляет собой стандартное дисковое колесо 5JX13H2 с глубоким ободом, выполненным разъемным, в сборе с пневматической бескамерной шиной и опорным кольцом из эластичного полиуретана.



Рис.1. Колесо повышенной безопасности

Разъемный обод выполнен таким образом, что одна из его частей соединяется контактной точечной сваркой с диском колеса, а вторая – устанавливается и центрируется при сборке колеса наружной поверхностью выступающей части диска, имеющего положи-

тельный вылет. После монтажа пневматической шины с установленным опорным кольцом части разъемного обода стягиваются четырьмя болтами, проходящими через сквозные отверстия с металлическими направляющими втулками в опорном кольце, что исключает его скольжение относительно обода. Установка упругого опорного кольца в пневматическую шину осуществляется за счёт его радиального сжатия с помощью специального приспособления. Массивное опорное кольцо из эластичного полиуретана обеспечивает герметичность соединяемых частей разъемного обода, а при отсутствии избыточного давления воздуха в пневматической шине предотвращает её самопроизвольный демонтаж и воспринимает весовую нагрузку.

Технические параметры изготовленных опорных колец натуральных образцов колёс повышенной безопасности приведены в табл.1.

Табл.1
Технические параметры опорных колец из эластичных полиуретанов

Наименование показателя	Образцы опорных колец	
	№ 1	№ 2
1. Форполимер	СУРЭЛ ТФ-235	СКУ-ПЛ-60
2. Масса, кг	4,8	4,5
3. Габаритный диаметр, мм	446	
4. Внутренний диаметр, мм	295	
5. Посадочный диаметр, мм	330	
6. Ширина профиля, мм	100	

4. Экспериментальные исследования

Экспериментальная оценка упругих свойств созданных натуральных образцов осуществлялась по методике, изложенной в [11].

Для оценки упругих свойств натуральных образцов колёс повышенной безопасности и их конструктивных элементов были построены характеристики нормальной жёсткости. Построение характеристик осуществлялось в режиме непрерывного квазистатического нагружения колёс на плоском основании испытательного стенда ШС-77 [12-14]. Измерение и регистрация нормальной

силы осуществлялись с помощью тензометрического датчика [15] (рис. 2) в комплекте с цифровым индикатором DN-10W, аналого-цифровым преобразователем E14-140-M и ЭВМ. Нормальные прогибы автомобильных шин измерялись датчиками линейных перемещений DACELL LPS-100s или RIFTEK РФ603.5-60/100-232-IN-U-12-CG-3.

На рис. 3 в качестве примера приведена характеристика нормальной жёсткости колеса повышенной безопасности с внутренней дополнительной опорой (образец № 1) при атмосферном давлении воздуха в пневматической шине БЛ-85 175/70R13.

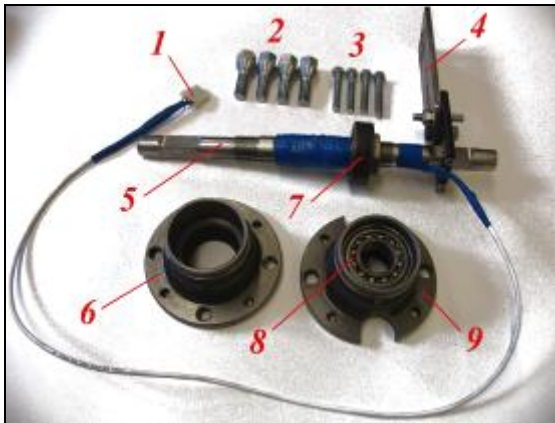


Рис.2. Узлы и детали тензометрического датчика сил (тензоступицы):

- 1 – электрический разъём; 2 – болты крепления автомобильного колеса;
 3 – болты крепления ступиц; 4 – фиксатор оси; 5 – ось тензометрическая;
 6, 9 – ступицы колеса; 7, 8 – подшипники шариковые сферические

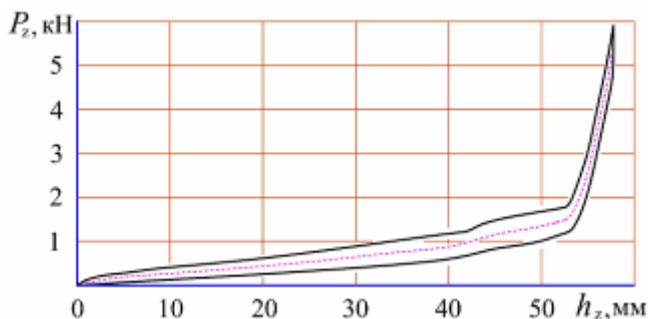


Рис.3. Характеристика нормальной жёсткости колеса повышенной безопасности

Коэффициенты нормальной жёсткости натуральных образцов и их конструктивных элементов определялись как тангенс угла на-

клона средней линии, расположенной между линией нагрузки и разгрузки, в пределах рабочего участка характеристики жёсткости. Полученные таким образом значения коэффициентов нормальной жёсткости приведены в табл. 2.

В соответствии с [11] оценка демпфирующих свойств автомобильных шин может быть выполнена по экспериментальным кривым свободных затухающих колебаний, построенным при сбрасывании или подтягивании надколёсной массы. Однако практическое отсутствие несущей способности пневматической шины при атмосферном давлении воздуха делает невозможным получить такие кривые. Поэтому для оценки демпфирующих свойств конструктивных элементов колёс повышенной безопасности была использована эллиптическо-степенная модель [16-20], позволяющая выполнять оценку поглощающей способности по характеристикам нормальной жёсткости.

Эллиптическо-степенная модель представляется системой из двух уравнений – уравнения аппроксимирующего эллипса и уравнения степенной функции следующего вида:

$$\begin{cases} P = P_a \sqrt{1 - (h_z/h_{za})^2}, \\ P_a = Hh_{za}^n. \end{cases} \quad (1)$$

где P и P_a – текущее и максимальное за цикл "нагрузка-разгрузка" значения силы неупругого сопротивления конструктивного элемента безопасного колеса; h_z и h_{za} – текущее и максимальное за цикл значения нормального прогиба конструктивного элемента безопасного колеса; H и n – параметры математической модели.

Известно, что параметры H и n не зависят от давления воздуха и являются постоянными величинами для конкретной пневматической шины.

На рис. 4 приведена аппроксимированная эллипсом характеристика нормальной жёсткости пневматической шины БЛ-85 175/70R13 при номинальном давлении воздуха, а на рис. 5 – характеристика нормальной жёсткости внутренней дополнительной опоры (образец № 1), также аппроксимированная эллипсом.

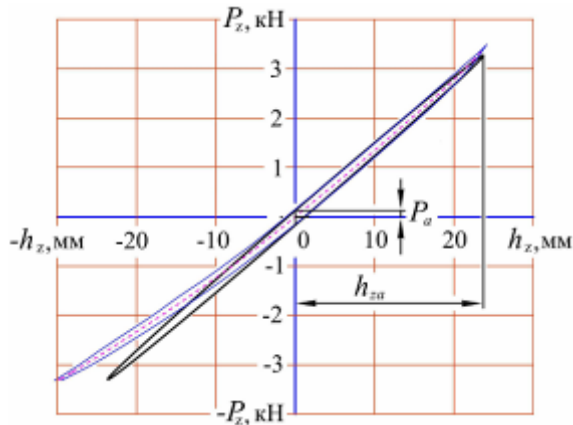


Рис.4. Характеристика нормальной жёсткости пневматической шины БЛ-85 175/70R13 при $p_w = 0,2$ МПа и её аппроксимация эллипсом

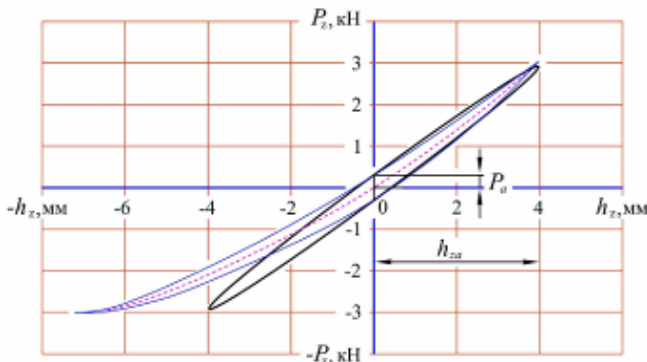


Рис.5. Характеристика нормальной жёсткости упругого опорного кольца (образец № 1) и её аппроксимация эллипсом

Определение параметров H и n конструктивных элементов безопасного колеса требует построения ансамбля характеристик их нормальной жёсткости, отличающихся максимальным значением нормального прогиба, и, следовательно, максимальным значением силы неупругого сопротивления.

Поиск параметров эллиптическо-степенной модели осуществляется путём решения системы уравнений степенных функций следующего вида:

$$\begin{cases} P_{a1} = Hh_{za1}^n, \\ P_{a2} = Hh_{za2}^n, \\ \dots, \\ P_{ai} = Hh_{zai}^n. \end{cases} \quad (2)$$

где i – число экспериментальных характеристик жёсткости в ансамбле.

На рис.6 приведён ансамбль характеристик нормальной жёсткости пневматической шины БЛ-85 175/70R13 при $p_w = 0,2$ МПа, а на рис. 7 – упругого опорного кольца.

В результате аппроксимации и сглаживания средствами Microsoft Excel рядов данных, полученных при обработке ансамблей характеристик нормальной жёсткости, были построены степенные зависимости, приведённые на рис. 7 и рис. 8, и определены параметры эллиптическо-степенной модели H и n конструктивных элементов колёс повышенной безопасности.

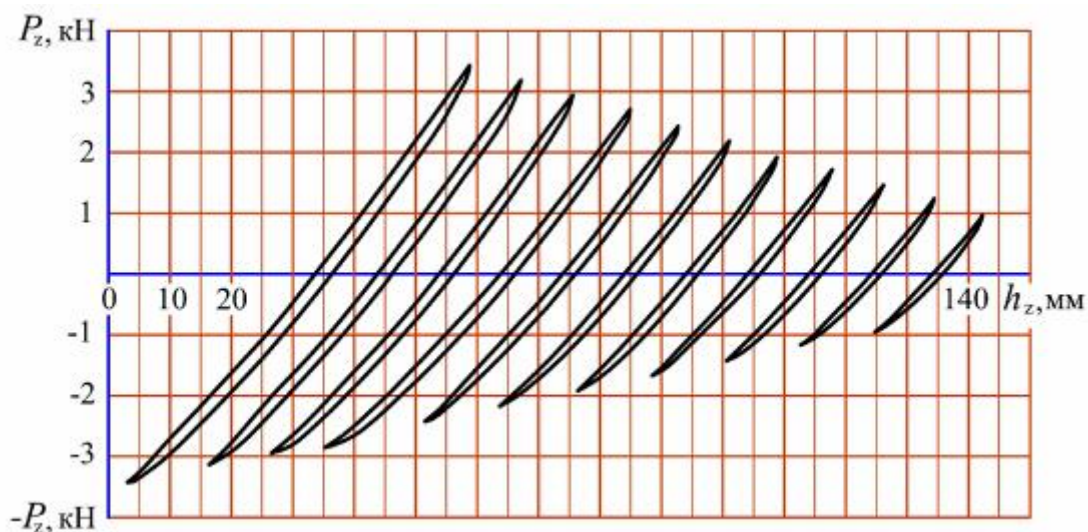


Рис.6. Ансамбль характеристик нормальной жёсткости пневматической шины БЛ-85 175/70R13 при $p_w = 0,2$ МПа

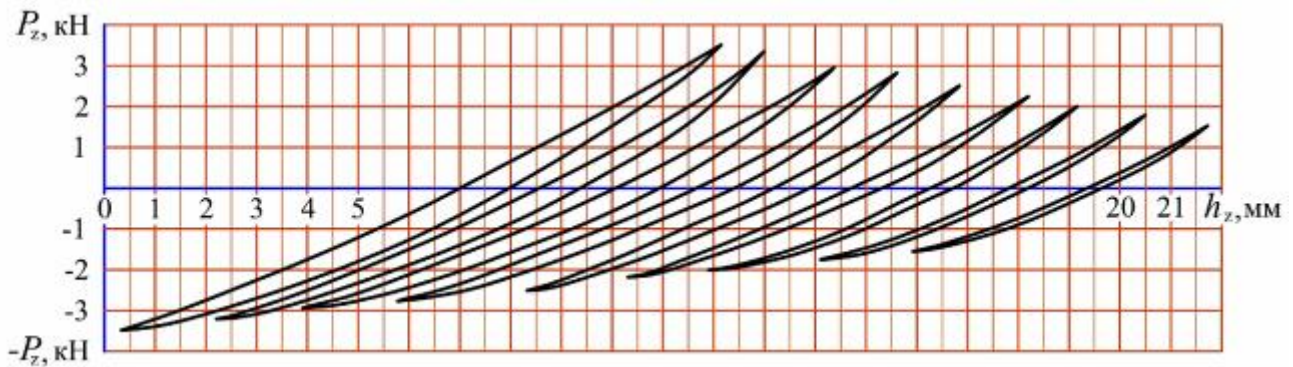


Рис.7. Ансамбль характеристик нормальной жёсткости упругого опорного кольца (образец № 1)

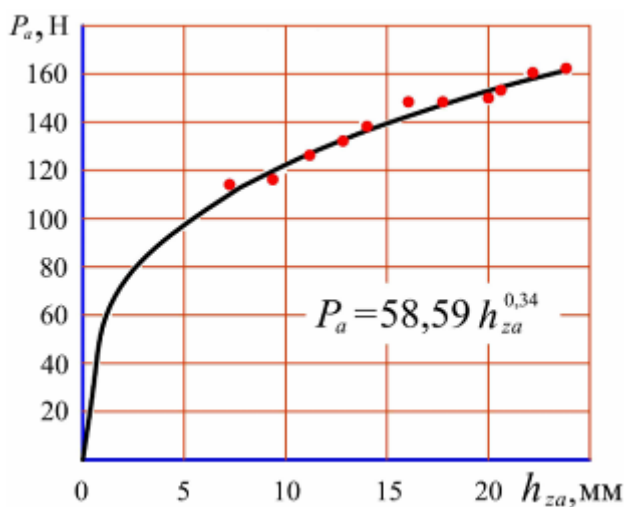


Рис.8. Результаты обработки ансамбля характеристик нормальной жёсткости пневматической шины БЛ-85 175/70R13

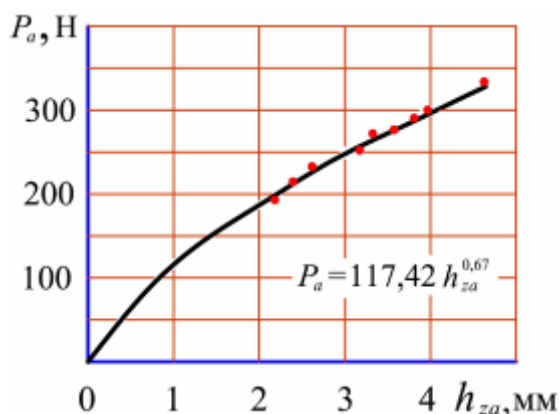


Рис.9. Результаты обработки ансамбля характеристик нормальной жёсткости упругого опорного кольца (образец № 1)

5. Результаты исследования

Результаты экспериментальных исследований упругих и демпфирующих свойств на-

турных образцов колёс повышенной безопасности приведены в табл. 2.

Полученные выходные параметры были использованы для теоретической оценки интенсивности колебаний автомобиля с помощью разработанных математических моделей [21-23], в которых колёса повышенной безопасности представлены как элементы системы поддрессоривания.

Расчёт коэффициентов неупругого сопротивления конструктивных элементов безопасных колёс осуществлялся с помощью упрощённой эллиптическо-степенной модели, предназначенной для инженерных расчётов, следующим образом:

$$\eta_{\Omega} = \frac{2H}{n+1} \frac{1}{h_{zct}^{1-n} \omega}, \quad (3)$$

где h_{zct} – статический прогиб конструктивного элемента колеса повышенной безопасности; ω – циклическая частота колебаний.

6. Заключение

В процессе выполнения научно-исследовательской работы были решены следующие задачи:

1. Разработана оригинальная конструкция и изготовлены в лабораторных условиях натурные образцы колёс повышенной безопасности с внутренними дополнительными опорами из эластичных полиуретанов для легкового автомобиля малого класса.

2. Впервые получены экспериментальные характеристики нормальной жёсткости созданных натурных образцов колёс повышен-

ной безопасности, внутренних дополнительных опор из эластичных полиуретанов и пневматических шин при атмосферном давлении воздуха, что позволило оценить упругие и демпфирующие свойства испытуемых

колёсных движителей при сквозных механических повреждениях.

Результаты НИР могут быть востребованы изготовителями гражданских и военных автомобилей, колёсной бронетехники и спецавтотранспорта.

Табл.2

Результаты экспериментальных исследований упругих и демпфирующих свойств натуральных образцов колёс повышенной безопасности

Параметры	Испытуемый конструктивный элемент колеса повышенной безопасности			
	Опорное кольцо (образец № 1)	Опорное кольцо (образец № 2)	БЛ-85 175/70R13	
			$p_w = 0$ МПа	$p_w = 0,2$ МПа
1. Коэффициент нормальной жёсткости, кН/м	740	375	24	113,2
2. H , кН/м ⁿ	117,42	124,50	58,59	
3. n	0,67	0,57	0,34	

Список литературы

1. Пат. EP 0860304, Int. Cl. B60C 17/06, B60C 17/04. *Luftbereiftes Fahrzeugrad* / Glinz M., Sergel H., Hellweg H.-B., Huinink H.; Continental Aktiengesellschaft. - № 98102979.6; anmeldetag 20.02.1998; veröffentlichungstag 26.08.1998, Blatt № 35. - 11 s.
2. Пат. US 6463976, Int. Cl. B60C 17/00, B60C 3/00. *Vehicle wheel with emergency running support body* / Glinz M., Hellweg H.B.; Continental Aktiengesellschaft. - № 09/509557; filed 15.10.1998; publ. date 15.10.2002.
3. Пат. 2261180 Российская Федерация, МПК В60С 17/06. Защитная опорная подушка и конструкция из подушки и обода для пневматической шины, содержащая балансировочные средства и обеспечивающая облегчённый монтаж / Помпье Ж.-П., Лакур Ж.-Ж., Дрие Ж.-Ж.; заявитель и патентообладатель Сосьете де Текноложии Мишлен, Мишлен Решерш э Текник С.А. - № 2002114550/11; заявл. 02.11.2000; опубл. 27.09.2005, Бюл. № 27. - 18 с.
4. Пат. US 2008/0295938, Int. Cl. B60C 17/10, B60C 17/04. *Tire/wheel assembly* / Naito M.; The Yokohama Rubber Co., Ltd. - №

References

1. Patent EP 0860304. *Luftbereiftes Fahrzeugrad*. Glinz M., Sergel H., Hellweg H.-B., Huinink H. Declared 20.02.1998. Published 26.08.1998.
2. Patent US 6463976. *Vehicle wheel with emergency running support body*. Glinz M., Hellweg H.B. Declared 15.10.1998. Published 15.10.2002.
3. Patent RU 2261180 *Zashchitnaya опорная podushka i konstruktsiya iz podushki i oboda dlya pnevmaticheskoy shiny, sodержashchaya balansirovochnye sredstva i obespechivayushchaya oblegchyonnyy montazh* [Protecting bearing for air tire]. Pomp'e Z.-P., Lakur Z.-Z., Drie Z.-Z. Declared 02.11.2000. Published 27.09.2005. (In Russian).
4. Patent US 295938. *Tire/wheel assembly*. Naito M. Declared 08.01.2004. Published 04.12.2008.
5. Patent RU 2461468 *Vnutrennyaya opora pnevmaticheskoy shiny bezopasnogo koleasa* [Safe wheel air tire internal support]. Chistov M.P., Abramov V.N., Veselov I.V., Starikov A.F., Usov A.T., Sdobnov K.S., Koltukov A.A., Babakin A.N. Declared 29.06.2009. Published 10.01.2011. (In Russian).

10/567093; filed 08.01.2004; publ. date 04.12.2008.

5. Пат. 2461468 Российская Федерация, МПК В60С 17/06. Внутренняя опора пневматической шины безопасного колеса / Чистов М.П., Абрамов В.Н., Веселов И.В., Стариков А.Ф., Усов А.Т., Сдобнов К.С., Колтуков А.А., Бабакин А.Н.; заявитель и патентообладатель Федер. гос. каз. учреждение «3-й Центр. науч.-исслед. ин-т» Минобороны России. - № 2009124863/11; заявл. 29.06.2009; опубл. 10.01.2011, Бюл. № 1. - 8 с.

6. Чистов, М.П. Некоторые результаты испытаний отечественных боестойких колёс / М.П. Чистов, В.Н. Абрамов, Т.А. Аипов // Проблемы шин и резинокордных композитов. - 2005. - № 3. - С. 53-63.

7. Чистов, М.П. Актуальность комплекта AMN и СКШ колёсами с повышенной боестойкостью и обобщённый анализ конструктивных решений таких колёс / М.П. Чистов, А.Ф. Стариков, Т.А. Аипов // Проблемы шин и резинокордных композитов: Сб. докл. 20 Симп. (Междунар. конф.). - Т.2. - М.: НТЦ «НИИШП», 2009. - С. 194-201.

8. Абрамов, В.Н. Перспективы создания боестойких шин для армейских АТС / В.Н. Абрамов, М.П. Чистов // Автомобильная промышленность. - 2008. - № 8. - С. 16-19.

9. Веселов, И.В. Тенденция создания безопасных шин / И.В. Веселов, Г.П. Майоров, М.П. Чистов // Проблемы шин и резинокордных композитов: Сб. докл. 18 Симп. (Междунар. конф.). - Т.1. - М.: НТЦ «НИИШП», 2007. - С. 96-121.

10. Белкин, А.Е. Анализ напряжённого состояния внутренних опор лепесткового типа для безопасных шин / А.Е. Белкин, А.А. Болтыров, И.В. Веселов, К.С. Сдобнов // Проблемы шин и резинокордных композитов. Сб. докл. 20 Симп. (Междунар. конф.). - Т.1. - М.: НТЦ «НИИШП», 2009. - С. 104-111.

11. ОСТ 37.001.252-82 Автотранспортные средства. Методы определения основных параметров, влияющих на плавность хода. - М.: НАМИ, 1984. - 60 с.

12. Рыков, С.П. Экспериментальная

6. Chistov MP, Abramov V.N., Aipov T.A. Some test results of domestic fighting resistance wheels. *Problemy shin i rezinokordnykh kompozitov*, 2005, No. 3, pp. 53-63. (In Russian).

7. Chistov MP, Starikov AF, Aipov T.A. The relevance of a complete set of AMN and SKSH wheels with high fighting resistance and a generalized analysis of the design solutions of such wheels. *Problemy shin i rezinokordnykh kompozitov. Sbornik dokladov 20 simpoziuma (mezhdunarodnoy konferentsii) [Problems of tires and rubber-composites. Collection of reports 20 symposiums (international conference)]*. Vol.2. Moscow, NIISHP, 2009. pp. 194-201. (In Russian).

8. Abramov V.N., Chistov M.P. Prospects for the creation of armor tires for military vehicles. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2008, No. 8. pp. 16-19. (In Russian).

9. Veselov I.V., Mayorov G.P., Chistov M.P. The trend to create high-safety tires. *Problemy shin i rezinokordnykh kompozitov. Sbornik dokladov 18 simpoziuma (mezhdunarodnoy konferentsii) [Problems of tires and rubber-composites. Collection of reports 18 symposiums (international conference)]*. Vol.1. Moscow, NIISHP, 2007. pp. 96-121. (In Russian).

10. Belkin A.E., Boltyrov A.A., Veselov I.V., Sdobnov K.S. Analysis of the stress state of the petal-type inner supports for high-safety tires. *Problemy shin i rezinokordnykh kompozitov. Sbornik dokladov 20 simpoziuma (mezhdunarodnoy konferentsii) [Problems of tires and rubber-composites. Collection of reports 20 symposiums (international conference)]*. Vol.1. Moscow, NIISHP, 2009. pp. 104-111. (In Russian).

11. OST 37.001.252-82 *Motor vehicles. Methods for determining the basic parameters affecting smooth running*. Moscow, NAMI, 1984. 60 p. (In Russian).

12. Rykov S.P., Tarasyuk V.N., Koval V.S. Experimental evaluation of non-spring resistance in pneumatic tires with complex wheel loading. *Problemy mekhaniki sovremennykh mashin. Materialy V mezhdunarodnoy konferentsii [Problems of the mechanics of modern machines. Materials of the V International*

оценка неупругого сопротивления в пневматических шинах при комплексном нагружении колеса / С.П. Рыков, В.Н. Тарасюк, В.С. Коваль // Проблемы механики современных машин. Материалы V Междунар. конф. - 2012. - С. 82-85.

13. Рыков, С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: автореф. дисс. ... д-ра техн. наук / С.П. Рыков // Гос. науч.-исслед. тракторный ин-т. - Москва, 2005.

14. Рыков, С.П. Исследования выходных характеристик пневматических шин. Сглаживающая способность / С.П. Рыков, В.С. Коваль // Системы. Методы. Технологии. - 2010. - № 3 (7). - С. 22-30.

15. Пат. 2382346 Российская Федерация, МПК G01M 17/02. Способ определения жёсткости и неупругого сопротивления автомобильной шины и стенд для испытаний автомобильных шин / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. - № 2008148407/11; заявл. 08.12.2008; опубл. 20.02.2010, Бюл. № 5. - 9 с.

16. Рыков, С.П. Исследования выходных характеристик пневматических шин. Поглощающая способность / С.П. Рыков, В.Н. Тарасюк // Системы. Методы. Технологии. - 2010. - № 2 (6). - С. 19-30.

17. Рыков, С.П. Поглощающая способность пневматических шин. Моделирование и оценка / С.П. Рыков, В.Н. Тарасюк // Депонированная рукопись № 120-B2013, 22.04.2013.

18. Рыков, С.П. Экспериментальная оценка преобразующих свойств пневматических шин / С.П. Рыков, В.Н. Тарасюк // Депонированная рукопись № 121-B2013, 22.04.2013.

19. Рыков, С.П. Основы теории неупругого сопротивления в пневматических шинах с приложениями / С.П. Рыков. - 2-е изд., перераб. и доп. - СПб.: Изд-во «Лань», 2017. - 440 с.

20. Яценко, Н.Н. Колебания подвески с учетом поглощающей способности шин / Н.Н. Яценко, Г.Н. Капанадзе, С.П. Рыков // Автомобильная промышленность. - 1977. -

Conference]. 2012. pp. 82-85. (In Russian).

13. Rykov S.P. *Methods of modeling and evaluating the absorbing and smoothing ability of pneumatic tires in the calculations of the suspension and vibrations of wheeled vehicles*. Abstr. Diss. Doct. Sci. (Engineering). Moscow. 2005. 44 p. (In Russian).

14. 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).

15. Patent RU 2382346. *Sposob opredele-niya zhyostkosti i neuprugogo soprotivleniya avtomobilnoy shiny i stend dlya ispytaniy avtomobilnykh shin* [The method of determining the spring and non-spring resistance of a car tire and stand for testing car tires]. Mazur V.V. Declared 08.12.2008. Published 20.02.2010. (In Russian).

16. 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).

17. Rykov S.P., Tarasyuk V.N. *Pogloshchayushchaya sposobnost pnevmaticheskikh shin. Modelirovanie i otsenka. Deponirovannaya rukopis* [Absorbency of pneumatic tires. Simulation and evaluation. Deposited manuscript]. No.120-B2013. (In Russian).

18. Rykov S.P., Tarasyuk V.N. *Eksperimentalnaya otsenka preobrazuyushchikh svoystv pnevmaticheskikh shin. Deponirovannaya rukopis* [Experimental evaluation of the transforming properties of pneumatic tires. Deposited manuscript]. No. 121-B2013. (In Russian).

19. Rykov S.P. *Osnovy teorii neuprugogo soprotivleniya v pnevmaticheskikh shinakh s prilozheniyami* [Fundamentals of the theory of non-spring resistance in pneumatic tires with applications]. St. Petersburg, Lan, 2017. 488 p. (In Russian).

20. Yatsenko N.N., Kapanadze G.N., Rykov S.P. Oscillation suspension with regard to tire absorption. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 1977, No. 6. pp. 15-18. (In Russian).

21. Mazur V.V. *Raschyot kolebaniy avtomobilya s bezopasnymi pnevmaticheskimi shini s uprugimi oporami pri dvizhenii po nerovnoy doroge SafeTyre v.1.0. Svidetelstvo o*

УДК (UDC) 691.3

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВВЕДЕНИЯ
МИНЕРАЛЬНЫХ НАПОЛНИТЕЛЕЙ В ЦЕМЕНТНЫЕ КОМПОЗИТЫFORECASTING THE EFFICIENCY OF INTRODUCTION
OF MINERAL FILLERS IN CEMENT COMPOSITESАдилходжаев 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 transport engineers (Tashkent, Uzbekistan)

Аннотация. Рассмотрен вопрос разработки методики прогнозирования свойств многокомпонентных высококачественных бетонов с учетом поверхностных свойств минеральных наполнителей. Приведены результаты экспериментальных исследований поверхностно-активных свойств минеральных наполнителей природного и техногенного происхождения Республики Узбекистан.

Ключевые слова: многокомпонентные высококачественные бетоны, поверхностные свойства, минеральные наполнители.

Дата принятия к публикации: 21.01.2019
Дата публикации: 25.03.2019

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. The issue of developing a technique for predicting the properties of multicomponent high-quality concretes taking into account the surface properties of mineral fillers is considered, as well as the results of experimental studies of the surface-active properties of mineral fillers of natural and technogenic origin of the Republic of Uzbekistan.

Keywords: multicomponent high-quality concretes, surface properties, mineral fillers.

Date of acceptance for publication: 21.01.2019
Date of publication: 25.03.2019

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 of 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 of buildings and structures" at Tashkent institute of railway engineers, shoumarovss@gmail.com.

1. Введение

В настоящее время многочисленными исследователями доказано, что введение минеральных наполнителей в качестве самостоятельной составляющей бетонных и растворо-

ных смесей является одним из существенных резервов повышения экономичности композиций без снижения, а в некоторых случаях значительного улучшения их строительно-технических свойств.

Среди ученых и специалистов нет единого мнения о механизме влияния дисперсных минеральных наполнителей на формирование структуры цементного камня и бетона. Также в настоящее время отсутствует объемлющая методика прогнозирования действия минеральных порошков различной природы на всех стадиях формирования цементных композитов.

Согласно [3] к минеральным наполнителям для цементных бетонов и растворов относятся природные и техногенные вещества в дисперсном состоянии, преимущественно неорганического состава, не растворимые в воде и характеризующиеся крупностью зерен менее 0,16 мм. Обычно в качестве наполнителей используют побочные продукты различных производств, а также минеральные вещества природного происхождения.

По мнению [5, 11-14] в основе «эффекта наполнения» лежат свойства тонкодисперсных наполнителей выполнять роль центров кристаллизации.

Так, исследованиями Ж.А. Ларби и Ж.М. Буже, проведенными на цементном тесте с добавкой отходов производства ферросилиция, показано, что микронаполнитель ускоряет гидратацию портландцемента и шлакопортландцемента уже в первые часы после затворения вяжущего водой.

Работами В.И. Соломатова и В.А. Вырвого [5] установлено, что поверхностная активность частиц наполнителя на начальных стадиях структурообразования может быть больше, меньше или равна поверхностной активности элементарных структурных элементов цемента, т.е. частицы наполнителя могут быть как активными центрами, вокруг которых группируются структурные элементы цемента, образуя кластеры смешанного типа «вяжущее-наполнитель», так и самостоятельными источниками образования собственных кластеров. Авторами делается заключение о том, что методику прогнозирования эффективности минеральных наполнителей в цементных системах, основанную на учете их поверхностных свойств, можно считать обоснованной.

Впервые зависимости между особенностями поверхности наполнителей и свойства-

ми формируемых композиционных материалов получены для полимерных композитов: полимербетонов и бетонов с полимерными добавками.

Учитывать взаимодействия и превращения, протекающие в системе «цемент-наполнитель» предложено В.И. Соломатовым [6] и его научной школой. Заслуживают особого внимания проведенные впервые работы по исследованию кислотно-основных свойств наполнителей различных по природе в полимерцементных бетонах. М. Тахирова [7], исходя из представлений о структурообразовании связующих в таких бетонах, сделала предположение о том, что межфазное взаимодействие в системе «полимер-наполнитель» носит кислотно-основной характер. С учетом возможных топомимических реакций, кислотно-основных взаимодействий на поверхности дисперсных частиц и на границе раздела фаз в работе сделано предположение о нецелесообразности совместного измельчения цементного клинкера с минеральными веществами при получении смешанных вяжущих и недостаточной эффективности использования высокодисперсных наполнителей и получено экспериментальное подтверждение. В работе был использован метод электронной спектроскопии адсорбированных молекул индикаторов. Определена сила и концентрация кислотных и основных центров на поверхности дисперсных веществ. Установлено, что поверхность частиц портландцемента в естественном состоянии характеризуется преобладающим наличием основных центров и в качестве критерия активности поверхности дисперсных веществ предложена безразмерная величина n , представляющая собой отношение суммы концентраций кислотных центров к сумме концентраций основных центров (C_K/C_0).

Такие же выводы были сделаны при разработке теоретических основ технологии приготовления бетонной смеси [1]. Показано, что интенсивное перемешивание цементноводной системы при оптимальных скоростях вращения рабочего органа смесителя способствует повышению основности среды и обеспечивает благоприятные условия гидратации цемента.

2. Прогнозирование эффективности введения минеральных наполнителей в цементные композиты

Согласно современным представлениям, поверхность твердого вещества состоит из центров Льюиса и Бренстеда как кислотного, так и основного типа. Принадлежность центров к льюисовскому (апротонному) типу определяется наличием акцепторного или донорного поверхностного состояния, локализованного на неполностью координированных атомах элементов вещества на его поверхности, которому следует относить соответствующее положение на шкале энергий. Льюисовские кислотные центры характеризуют собой вакантный уровень атома металла (E^+), способный акцептировать электронную пару. Основные центры Льюиса образованы двухэлектронными орбитами атома кислорода на поверхности ($\text{EO}:$) и вступают в химическое взаимодействие с передачей электронов на энергетический уровень адсорбированной молекулы. Кислоты и основания Бренстеда образуются в результате адсорбции молекул воды и ее фрагментов на соответствующих центрах Льюиса. На поверхности твердого оксида могут быть представлены гидроксильными группами трех типов: OH^- , OH , OH^+ , а также в, разной мере, депротанированными молекулами воды, связанными с основными и кислотными центрами Льюиса. Изучение свойств и строения кислотно-основных индикаторов в водных растворах показали, что несмотря на сложность процессов, определяющих изменение окраски, их можно описать с помощью классического уравнения кислотно-основного равновесия и охарактеризовать через соответствующее значение pK_a [9].

При использовании большого количества (14-18 и более) различных индикаторов можно получить полный спектр распределения содержания поверхностно-активных центров по величине распределения центров адсорбции (спектры распределения адсорбции).

В экспериментальных исследованиях по изучению поверхностно-активных свойств дисперсных минеральных наполнителей хорошо зарекомендовал себя метод определения распределения центров адсорбции [4]. Он

имеет ряд преимуществ по сравнению с другими известными методами:

- позволяет оценить не только кислотность или основность поверхности, но и установить принадлежность к льюисовскому (апротонному) или бренстедовскому типу, а также установить влияние поверхностных показателей на ход течения возникающих взаимодействий в среде;

- установить уровень энергии поверхности, так как значения силы кислоты или основания имеют энергетическое содержание, поскольку отражают энергию химической связи, выраженную через величину соответствующих констант диссоциаций;

- параметры позволяют определить отражающие кислотно-основную и энергетическую природу поверхности и установить взаимосвязь гидратационной активности цемента с эксплуатационными свойствами бетонной смеси и бетона.

Кроме того, применение метода определения распределения центров адсорбции позволяет обоснованно прогнозировать эффективность различных по природе минеральных наполнителей в цементных системах.

В табл.1 и на рис. 1-4 приведены результаты определения распределения центров адсорбции на поверхности принятых к исследованию минеральных наполнителей.

Кривые распределения центров адсорбции поверхности минеральных наполнителей построены в координатах:

$$g_{pKa}^x = F(pKa^x),$$

где g_{pKa}^x - содержание активных центров, эквивалентное количеству адсорбированного индикатора данной кислотной среды pKa^x , приведена на рис. 1-4.

Для анализа полученных результатов использованы данные табл. 1, в которой представлена суммарная активность центров в определенной области распределения.

В работе [9] сформулирована гипотеза о том, что минеральные наполнители, имеющие центры адсорбции достаточной интенсивности в области pKa от -4 до 7 и более 13 способны каталитически активировать гидратацию цемента.

Таблица 1

Содержание центров адсорбции поверхности минеральных наполнителей

№ п/п	Наименование минерального наполнителя	Количество центров, 10^3 мг-экв/м ²				Общее кол-во центров
		-4...0	0...7	7...12,8	>12,8	
		P_{ol}	P_{kb}	P_{ob}	P_{kl}	
1.	Песок кварцевый	8,04	9,11	8,75	1,88	27,78
2.	Песок барханный	4,12	7,08	9,95	1,07	22,22
3.	Глиеж	13,22	16,47	10,08	2,87	42,64
4.	Базальт	23,41	22,15	11,16	1,96	58,68
5.	Отходы электроплавильного производства	41,18	5,48	9,34	1,14	57,14
6.	Отходы медеплавильного производства	6,61	23,88	16,37	4,32	51,18
7.	Зола-унос ТЭС	43,14	27,61	11,77	5,32	87,84
8.	Цеолитсодержащая порода	102,08	24,88	12,62	2,14	141,72

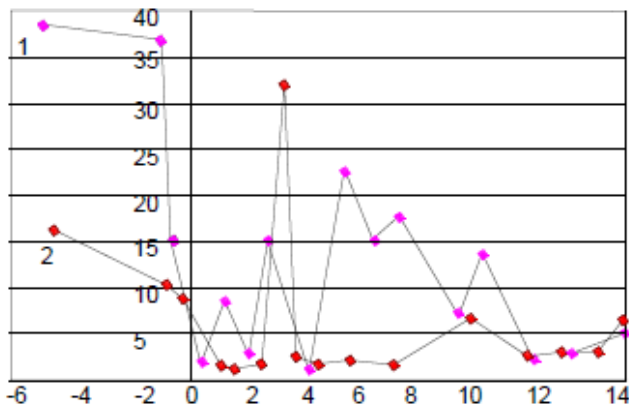


Рис. 1. Распределение центров адсорбции на поверхности: 1- базальтового наполнителя; 2- золы-уноса ТЭС

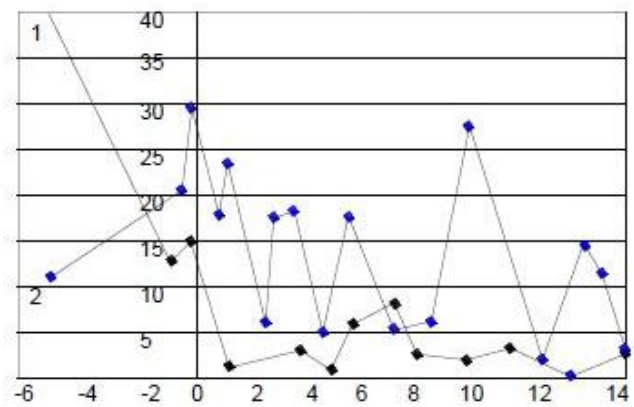


Рис. 3. Распределение центров адсорбции на поверхности: 1- цеолитсодержащей породы; 2- кварцевого песка

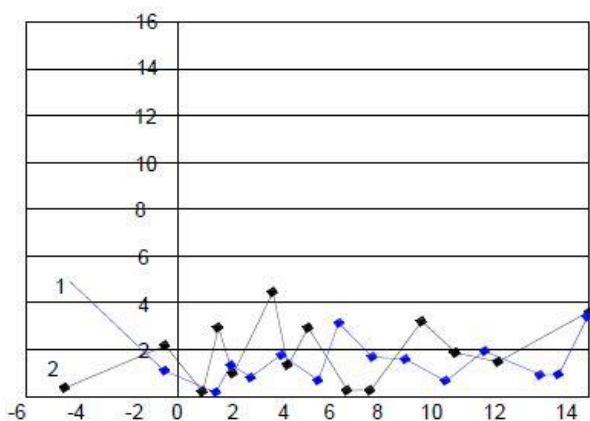


Рис. 2. Распределение центров адсорбции на поверхности: 1- глиежа; 2- отвального шлака электроплавильного производства

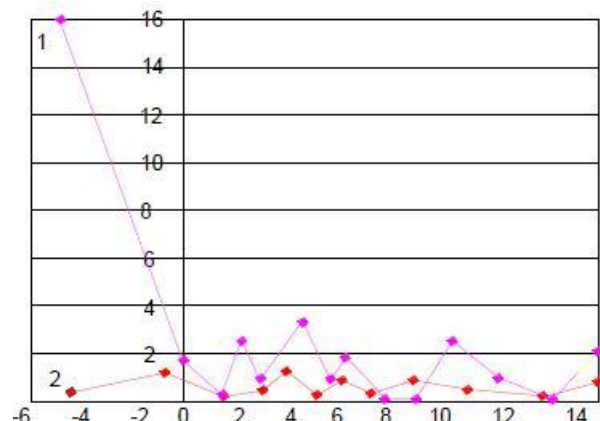


Рис. 4. Распределение центров адсорбции на поверхности: 1- отвального шлака медеплавильного производства; 2- барханного песка

В результате проведенных исследований было установлено, что если наличие центров адсорбции на поверхности минеральных наполнителей в области pKa от 0 до 7 и более 13 являются определяющими, то присутствие центров адсорбции в областях pKa от 4 до 0 практически не оказывают существенного влияния на процессы интенсификации гидратации цемента. Как показано в [2], оптимальное содержание центров адсорбции в области pKa от 0 до 7 и от 4 до 0 отличаются между собой приблизительно в три раза. Это позволяет предположить, что степень влияния этих адсорбционных центров на процессы гидратации цемента так же будет отличаться в таком же соотношении.

В результате проведенных исследований было установлено, что если наличие центров адсорбции на поверхности минеральных наполнителей в области pKa от 0 до 7 и более 13 являются определяющими, то присутствие центров адсорбции в областях pKa от 4 до 0 практически не оказывают существенного влияния на процессы интенсификации гидратации цемента. Как показано в [2], оптимальное содержание центров адсорбции в области pKa от 0 до 7 и от 4 до 0 отличаются между собой приблизительно в три раза. Это позволяет предположить, что степень влияния этих адсорбционных центров на процессы гидратации цемента так же будет отличаться в таком же соотношении.

Активные центры на поверхности минеральных наполнителей в указанной области pKa за счёт ускоренного адсорбирования молекул воды из цементного теста, по-видимому, «отвлекают» их от участия в химических взаимодействиях с вяжущим и тем самым способствуют снижению интенсивности гидратационных процессов цементного вяжущего.

Степень влияния активных центров поверхности минеральных наполнителей в области pKa от 7 до 13,0 на замедление гидратационных процессов цементного вяжущего можно также оценить путем сравнения с их оптимальными значениями. В работе [9] показано, что соотношение между оптимальными значениями интенсивности активных центров в областях pKa от 0 до 7 и от 7 до

13,0 равны приблизительно 1:10. Учитывая это, а также принимая равнозначными величины интенсивностей центров адсорбции в области pKa от 0 до 7 и pKa свыше 13,0, предполагается возможным разработать критерий, позволяющий оценивать поверхностно-активные свойства наполнителей как с точки зрения их эффективности, так и приоритетности и значимости. Этот критерий нами назван показателем приведённой гидратационной активности P_{pga} . Данный показатель подсчитывается на основании результатов полученных после исследования донорно-акцепторных свойств поверхностей минеральных наполнителей с использованием индикаторного метода определения распределения центров адсорбции по способу [9]. Как было указано ранее, полное описание кислотно-основных свойств поверхности минеральных наполнителей подразумевает определение концентрации и силы активных центров по Льюису и Бренстаду.

Имея результаты распределения центров адсорбции на поверхности минеральных наполнителей, достаточно легко критерий P_{pga} подсчитывается по формуле:

$$P_{pga} = P_{кв} + P_{кл} + 0.33P_{ол} - 0.1P_{об},$$

где $P_{кв}$, $P_{кл}$, $P_{ол}$, $P_{об}$ – количество центров адсорбции в областях $0 < pKa < 7$; $pKa > 13,0$; $-4 < pKa < 0$; $7 < pKa < 13,0$ в 10^{-3} мг-экв/г соответственно.

По результатам обработки большого массива материалов с применением данного критерия (табл. 2) предлагается следующая классификация минеральных наполнителей (табл. 3).

Анализ результатов подсчёта критерия P_{pga} (табл. 2) показывает, что согласно предложенной классификации принятые к исследованию местные минеральные наполнители относятся к следующим видам:

- песок барханный – слабо активный;
- песок кварцевый, глиеж, отходы электроплавильного производства – средне активные;
- базальт, отходы медеплавильного производства, зола-уноса ТЭС – сильно активные;
- цеолитсодержащая порода – супер активная.

Таблица 2

Подсчёт критерия P_{pga} в табличной форме

№ п/п	Наименование минерального наполнителя	Исходные данные				Преобразованные данные		Величина критерия P_{pga} .
		-4...0	0...7	7...13,0	>13,0	$0,33P_{ob}$	$0,1P_{ol}$	
		P_{ol}	P_{kb}	P_{ob}	P_{kl}			
1.	Песок кварцевый	8,04	9,11	8,75	1,88	2,65	0,87	12,77
2.	Песок барханный	4,12	7,08	9,95	1,07	1,36	0,99	8,52
3.	Глиеж	13,22	16,47	10,08	2,87	4,36	1,01	22,39
4.	Базальт	23,41	22,15	11,16	1,96	7,72	1,12	30,71
5.	Отходы электро- плавильного производства	41,18	5,48	9,34	1,14	13,59	0,93	19,28
6.	Отходы медепла- вильного произ- водства	6,61	23,88	16,37	4,32	2,18	1,64	28,74
7.	Зола-унос ТЭС	43,14	27,61	11,77	5,32	14,23	1,18	46,68
8.	Цеолитсодержа- щая порода	102,0 8	24,88	12,62	2,14	33,68	1,26	59,44

Таблица 3

Классификация минеральных наполнителей по показателю приведенной гидратационной активности P_{pga}

№ п/п	Вид минерального наполнителя	Значение критерия P_{pga}	Потенциальная эффективность в цементных системах, экономия цемента в %
1.	Слабо активные	От 0 до 10 вкл.	До 10%
2.	Средне активные	Св. 10 до 25 вкл.	10-20%
3.	Сильно активные	Св. 25 до 50 вкл.	20-30%
4.	Супер активные	Св. 50	До 50%

В целях изучения корректности и степени обоснованности получаемых результатов при использовании в качестве критерия P_{pga} были обработаны результаты исследований, полученные другими учёными и специалистами [8-14].

3. Заключение

Анализ исследований показал, что предложенный критерий оценки поверхностно-

активных свойств минеральных наполнителей по показателю приведенной гидратационной активности (P_{pga}) корректно и объективно отражает потенциальную реакционную способность конкретного вида наполнителя, позволяет прогнозировать вклад минерального наполнителя в формировании структуры цементного камня и проектируемого бетона с комплексом наперед заданных свойств.

Список литературы

1. Адилходжаев, А.И. Основы интенсивной раздельной технологии бетона / А.И. Адилходжаев, В.И. Соломатов. – Ташкент: Изд-во ФАН АН РУзб., 1993. – 214 с.
2. 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.
3. Высоцкий, С.А. Минеральные добавки для бетонов / С.А. Высоцкий // Бетон и железобетон. - 1994. - № 2. - С. 7-10.
4. Нечипоренко, А.П. Донорно-акцепторные свойства поверхности твердых оксидов и халькогенидов: дис. ... доктора техн. наук / А.П. Нечипоренко. - Л, 1995. - 523 с.
5. Соломатов, В.И. Полиструктурная теория композиционных строительных материалов / В.И. Соломатов, М.К. Тахиров. – Ташкент: Изд-во ФАН АН РУзб., 1991. - 345 с.
6. Соломатов, В.И. Интенсивная технология бетонов / В.И. Соломатов, М.К. Тахиров, Шах Тахер Мд. - М.: Стройиздат, 1989. - 289 с.
7. Тахиров, М.К. О природе межфазных взаимодействий поликарбоксилотного суперпластификатора и базальтового наполнителя с цементом / М.К. Тахиров, В.М. Цой // Ресурсосберегающие технологии в строительстве. Межв. сб. научн.тр., вып. 4. – Ташкент: ТашИИТ, 2009. - С. 3-12.
8. Харитонов, А.М. Модификация структуры и регулирование свойств цементных бетонов на основе использования отходов и попутных продуктов промышленности дальнего востока: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А.М. Харитонов. - Х., 2001. - 25 с.
9. Шангина, Н.Н. Прогнозирование физико-механических характеристик с учетом донорно-акцепторных свойств поверхности наполнителей и заполнителей: автореф. дис. ... доктора техн. наук / Н.Н. Шангина. - СПб., 1998. - 25 с.

References

1. Adylkhodjaev A.I., Solomatov V.I. Fundamentals of intensive separate concrete technology. Tashkent, Publishing house "Fan" Acad. Science Republic of Uzbekistan, 1993. 214 p. (In Russian)
2. Adilkhodjaev A.I., Mahamataliev I.M., Shaumarov S.S. Theoretical aspects of the structural-imitation modeling of the macrostructure of composite building materials. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.3, pp. 312-320. (In Russian)
3. Vysotsky S.A. Mineral additives for concrete. *Concrete and reinforced concrete*, 1994, No. 2, pp. 7-10. (In Russian)
4. Nechiporenko A.P. Donor-acceptor properties of the surface of solid oxides and chalcogenides. Diss. Doct. Sci. (Eng). Leningrad. 1995. 523 p. (In Russian)
5. Solomatov V.I., Takhirov M.K. et al. Polystructural Theory of Composite Building Materials. Tashkent, Publishing house "Fan" Acad. Science Republic of Uzbekistan, 1991. - 345 p. (In Russian)
6. Solomatov V.I., Takhirov M.K., Shah Taher Md. Intensive technology of concrete. Moscow, Stroyizdat, 1989. 289 p. (In Russian)
7. Takhirov M.K., Tsoi V.M. About the nature of the interfacial interactions of the i-dicarboxylic superplasticizer and basalt filler with cement. In: *Resursosberegayushchie tekhnologii v stroitelstve. Mezhv. sb. Nauchn .tr., issue No.4*. Tashkent, TashIIT, 2009, pp. 3-12. (In Russian)
8. Kharitonov A.M. Modification of the structure and regulation of the properties of cement concrete based on the use of waste and associated products of the industry of the Far East. Diss. Cand. Sci. (Eng). H. 2001. 25 p. (In Russian)
9. Shangina N.N. Prediction of physico-mechanical characteristics, taking into account the donor-acceptor properties of the surface of fillers and fillers. Diss. Doct. Sci. (Eng). Saint-Petersburg. 1998. 25 p. (In Russian)
10. Shaumarov S.S. Modeling the process of formation of the temperature field of the external fencing of buildings on the railway transport. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik*

10. Шаумаров, С.С. Моделирование процесса формирования температурного поля наружного ограждения зданий на железнодорожном транспорте / С.С. Шаумаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2018. - № 3, С. 338-346.
11. Шаумаров, С.С. Перспективы дальнейшей эксплуатации панельных жилых зданий / С.С. Шаумаров, Е.В. Щипачева, Р.Х. Пирматов // Перспективы развития строительных технологий: 12-я Международ. научно-практ. конф. - Днепропетровск, 2018. - С. 165-169.
12. Adilxodjaev, A.I. Role of the acid-base nature of interphase interactions in structuring of composite construction materials / A.I. Adilxodjaev, V.M. Tsoy // European Science Review-Austria. - 2016. - № 1-2. - P. 163-165.
13. Adilkhodjaev, A.I. About nature of interphase interactions of basalt aggregate and polycarboxylate superplasticizer with cement in multi-component concrete / A.I. Adilxodjaev, M. Makhamataliev, V.M. Tsoy // "IBAUSIL": 19 Internationale Baustofftagung, Weimar, 2015. - P. 1211-1219.
14. Adylhodzayev, A.I. The issue of thermal renovation of infrastructure of railway transport is evaluated / A.I. Adylhodzayev, S.S. Shaumarov // "Transport Problems - 2018": X Int. Scientific Conf. - Katowice, 2018. - P. 13-18.
15. Shaumarov S.S., Shipacheva E.V., Pirmatov R.Kh. Prospects for the further exploitation of panel residential buildings. *Proc. of 12 Int. Scientific and Practice Conf. "Perspektivy razvitiya stroitelnykh tekhnologiy"*, Dnepropetrovsk, 2018, pp. 165-169. (In Russian)
16. Adilxodjaev A.I., Soy V.M. Role of the acid-base nature of interphase interactions in structuring of composite construction materials. *European Science Review-Austria*, 2016, No. 1-2, pp. 163-165.
17. Adilkhodjaev I., Makhamataliev M., Tsoy M. About nature of interphase interactions of basalt aggregate and polycarboxylate superplasticizer with cement in multi-component concrete. *"IBAUSIL" 19 Internationale Baustofftagung*, Weimar, 2015, pp. 1211-1219.
18. Adylhodzayev A.I., Shaumarov S.S. The issue of thermal renovation of infrastructure of railway transport is evaluated. *Proc. of X Int. Scientific Conf. "Transport Problems-2018"*, Katowice, Poland, p. 13-18.

УДК 692.232

АНАЛИТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ВОЗДУХОПРОНИЦАЕМОСТИ НАРУЖНЫХ СТЕН ЗДАНИЙ НА
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕANALYTICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF AIR PERMEABILITY OF
EXTERNAL WALLS OF BUILDINGS ON RAILWAY TRANSPORTАдилходжаев А.И., Шаумаров С.С., Кандаخورов С.И.
Adilhodjaev A.I., Shaumarov S.S., Kandakharov S.I.Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта (Ташкент, Узбекистан)
Tashkent institute of railway engineers (Tashkent, Uzbekistan)

Аннотация. Рассмотрен вопрос термического обновления объектов инфраструктуры железнодорожного транспорта. Изучено физическое воздействие наружной среды на формирование внутреннего микроклимата помещений. Получено математическое выражение процесса взаимодействия ограждения с параметрами наружного и внутреннего воздуха. Предложен метод оценки остаточных теплозащитных свойств ограждающих конструкций зданий на железнодорожном транспорте.

Ключевые слова: железнодорожные объекты, воздухопроницаемость, математическая модель, термическое обновление.

Дата принятия к публикации: 05.01.2019
Дата публикации: 25.03.2019

Сведения об авторах:

Адилходжаев Анвар Ишанович – доктор технических наук, профессор, проректор по научной работе Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, anvar_1950@mail.ru.

Шаумаров Саид Санатович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Строительство зданий и промышленных сооружений» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, shoumarovss@gmail.com.

Кандаخورов Санжар Ишратович – ассистент кафедры «Строительство зданий и промышленных сооружений» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, sanjar.kandaxarov@mail.ru.

1. Введение

Железнодорожный транспорт – одна из наиболее энергоемких областей народного хозяйства. В свете тенденций развития современного общества важное значение приобретает решение проблемы снижения уровня энергопотребления как самим подвижным составом, так и всеми объектами инфра-

Abstract. The issue of thermal renewal of railway transport infrastructure facilities was considered. The physical influence of the external environment on the formation of the indoor indoor microclimate was studied. The mathematical expression of the process of interaction of the fence with the parameters of external and internal air is obtained. A method for assessing the residual heat-shielding properties of the enclosing structures of buildings in railway transport is proposed.

Keywords: railroad facilities, air permeability, mathematical model, thermal upgrade.

Date of acceptance for publication: 05.01.2019
Date of publication: 25.03.2019

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.

Said S. Shaumarov – Ph.D. (Eng.), Associate Professor of the Department “Construction buildings and structures” at Tashkent institute of railway engineers, shoumarovss@gmail.com.

Sanjar I. Kandakhorov – Assistant of the Department "Construction buildings and structures" at Tashkent institute of railway engineers, sanjar.kandaxarov@mail.ru.

структуры железной дороги. Как показывает международный опыт, эксплуатация зданий вокзалов, железнодорожных гостиниц, многочисленных административных и бытовых зданий является достаточно затратной [11, 17, 18]. Большое количество энергии (преимущественно, электрической) расходуется на формирование благоприятного микроклимата помещений системами отопления,

вентиляции и кондиционирования. Добиться сокращения энергозатрат можно не только за счет совершенствования самих систем климатизации, но и путем совершенствования конструкций (повышения уровня тепловой защиты) наружных ограждений зданий – стен, покрытия, оконных и дверных заполнений [10, 16].

Особенно много проблем возникает в панельных зданиях железнодорожного транспорта, отличающихся весьма ненадежной теплоизоляцией наружных стен. Микроклимат в этих зданиях создает тяжелые условия для пребывания людей. Главным вопросом дальнейшей судьбы таких объектов является вопрос о целесообразности их сноса или обновления [8, 19, 20].

Вместе с тем, эти здания построены из долговечных материалов, обустроены всеми необходимыми видами инженерного оборудования. Большинство из них обладает запасами прочности и способны воспринимать нагрузку от надстраиваемых одного-двух этажей без усиления существующих несущих конструкций. В связи с этим, очень важным представляется вопрос о термическом обновлении эксплуатируемых зданий на железнодорожном транспорте за счет применения конструктивных решений дополнительного утепления наружных ограждений [13-15].

2. Оценка воздухопроницаемости наружных ограждений со сквозными дефектами, основанная на математическом моделировании

В решении вопроса о необходимости термического обновления с точки зрения энергетических затрат зданий должен быть использован комплексный подход, включающий обследование наружных ограждающих конструкций, соответствующие расчеты и разработку рациональной системы утепления ограждений [9].

Для корректной диагностики ограждающих конструкций, проверки соответствия их нормируемых параметров действующим в настоящее время нормативным документам необходимо выполнение обстоятельного об-

следования здания с целью выявления степени износа ограждений. Проведение обязательных замеров в процессе обследования – это наиболее трудоемкая и экономически емкая операция, требующая для получения достоверных, репрезентативных данных объективизации процесса измерений [7-8]. Оперативное решение поставленных задач на современном уровне немыслимо без использования вычислительной техники и современных компьютерных технологий. Принимая это во внимание, свое исследование степени износа стеновых ограждающих конструкций, с точки зрения их теплозащитных свойств, мы выполняли с помощью математического моделирования процесса взаимодействия ограждения с параметрами наружного и внутреннего воздуха [2, 20].

Ведущую роль при этом, особенно в свете физического износа зданий, играют вопросы фильтрации и инфильтрации через ограждения, объединенные общим понятием «воздухопроницаемость». Интенсивность фильтрации воздуха через ограждения зависит от градиента давления, вектор которого направлен от внешней стороны конструкции к внутренней, а также от пористости, наличия трещин и отверстий в конструкциях. Известны многочисленные работы, в которых вопросы инфильтрации воздуха через ограждающие конструкции рассматриваются в связи с наличием стыков между конструктивными элементами – стеновыми панелями, стенами и оконными или дверными блоками и т.д. [1]. Однако трещины и прочие сквозные дефекты ограждений в качестве причины их повышенной воздухопроницаемости мало исследованы. В работах [1, 6] интенсивность фильтрации рассчитывалась экспериментально при обследовании ограждающих конструкций путем продувки воздуха через образцы материалов. Также известен и косвенный экспериментальный метод определения интенсивности фильтрации, основанный на термографии. Однако описание результатов такого обследования требует очень высокой квалификации исполнителя [7].

Нами предлагается современный подход к оценке воздухопроницаемости наружных ограждающих конструкций, имеющих

сквозные трещины, основанный на математическом моделировании происходящих физических процессов. Как известно, количественная оценка воздухопроницаемости основана на расчете инфильтрации наружного воздуха. В зависимости от учета конкретных параметров воздушной среды различают несколько методов ее расчета:

- нормативный;
- под действием ветрового давления;
- по воздухообмену;
- метод расчета инфильтрации, обусловленной тепловым потоком.

Проанализировав указанные методы, был сделан вывод, что расчет инфильтрации по кратности воздухообмена оказывается предпочтительнее остальных по наибольшей сходимости результатов с экспериментальными данными и по возможности обойтись без лабораторного оборудования. Он и был положен в основу построения математической модели данного физического процесса.

Рассматривалась трещина в наружной стене, проходящая в произвольном направлении (рис.1). Течение воздуха в щели – следствие наличия градиента давления «внутренняя – наружная поверхность ограждения». Поток близок к ламинарному.

Известно [3], что движение воздуха, уподобленное движению несжимаемой жидкости, описывается уравнением Навье-Стокса, которое записывается в виде двух уравнений:

- обычного условия несжимаемости

$$\operatorname{div} \mathbf{V} = 0, \quad (1)$$

- уравнения движения

$$\frac{dV}{dt} \equiv \frac{\partial V}{\partial t} + (\mathbf{V}, \nabla) \cdot \mathbf{V} = -\frac{1}{\rho} \operatorname{grad} P + \nu \Delta V, \quad (2)$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости; $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ - оператор Лапласа.

Использование уравнения (2) применительно к движению воздуха согласно рис.1 требует в качестве исходных параметров для расчета скорости и расхода воздуха задания геометрических параметров области и ее участков, а также градиента давления. Применительно к плоским струям уравнение (2) после замены кинематической вязкости ν на динамическую вязкость η и уравнение не-

разрывности можно записать в виде системы дифференциальных уравнений в частных производных:

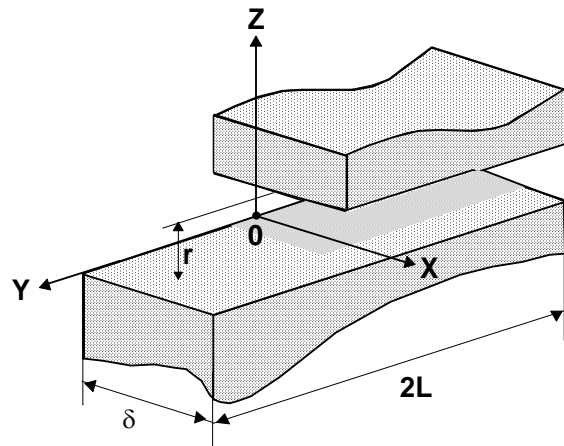


Рис. 1. Координатная привязка сквозной трещины в наружной стене (δ – глубина трещины; L – длина трещины; r – ширина раскрытия трещины)

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right), \quad (3)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial v}{\partial z} \right), \quad (4)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = 0, \quad (5)$$

$$\frac{d\rho}{d\tau} + \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} - M = 0, \quad (6)$$

где P – перепад давления между внутренней и наружной поверхностями ограждения, Па; u, v, w – проекции скорости воздуха (среды) на оси x, y, z , м/с; ρ – плотность воздуха, кг/м³; τ – время, с; M – массовый расход воздуха в единицу времени в единице объема, занимаемого трещиной, кг/(м³·с); η – динамическая вязкость воздуха, Н·с/м²; r – ширина раскрытия трещины, м.

Граничные условия для системы уравнений (3) - (6) запишем в виде:

при $z = 0$ и $z = r$

$$u = v = w = 0. \quad (7)$$

Значения скоростей воздуха u, v вдоль осей X и Y определим в результате интегрирования по z уравнений (3) и (4) вычислением констант интегрирования и с учетом граничного условия (7):

$$u = -\frac{1}{2\eta} (r-z)z \frac{\partial P}{\partial x}, \quad (8)$$

$$v = -\frac{1}{2\eta} (r-z)z \frac{\partial P}{\partial y}. \quad (9)$$

Далее представим уравнение неразрывности (6) в интегральной форме:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} = -C, \quad (10)$$

$$\text{где } C = \frac{12M\eta}{r^2\rho}.$$

Уравнение (10) относится к классу диффузионных задач, описываемых уравнением Пуассона [5]. Его удобнее рассматривать в форме безразмерных величин. Для этого достаточно подобрать соответствующий масштаб путем ввода относительных переменных x' и y' . Выполним замену переменных, положив:

$$x' = \frac{x}{AL}, \quad y' = \frac{y}{L}, \quad (11)$$

где $A = \delta/L$; δ - глубина трещины; L - длина трещины.

Таким образом, ниже рассматривается относительная система координат $Ox'y'$, в которой массовый расход воздуха M [кг/(м³·с)], занимаемый трещиной, заменим объемным расходом воздуха Q [м³/с], поступающего в щель в единицу времени, по формуле:

$$Q = \frac{MAL^2r}{\rho}. \quad (12)$$

Введем обозначения

$$\mathfrak{R} = \frac{r^3L^2A}{12Q\eta}, \quad P\mathfrak{R} = P'. \quad (13)$$

Тогда уравнение Пуассона (10) с учетом (13) для P' в относительной системе координат будет иметь вид:

$$\frac{\partial^2 P'}{\partial (x' \cdot A)^2} + \frac{\partial^2 P'}{\partial y'^2} = -1. \quad (14)$$

Для дальнейшего удобства записи положим $x'A = X'$. Тогда уравнение (10) окончательно запишется как

$$\frac{\partial^2 P'}{\partial X'^2} + \frac{\partial^2 P'}{\partial y'^2} = -1. \quad (15)$$

Полученное уравнение (15) было решено при помощи метода Галёркина [4]. Затем путем обратных преобразований – перехода от относительных координат к исходным – была получена зависимость расхода воздуха Q через трещину от ее размеров $\{r, L, \delta\}$ и перепада давления P с наружной и внутренней сторон ограждения:

$$Q = \frac{Pr^3}{12\eta L\delta\xi}, \quad (16)$$

где

$$\xi = \frac{64}{\pi^4} \sum_{k=1}^N \sum_{l=1}^N \frac{(-1)^{\binom{k+l}{2}-1} (-1)^{\binom{k+1}{2}-1} (-1)^{\binom{l+1}{2}-1}}{k^3l + l^3k}.$$

эмпирический коэффициент, зависящий от количества учтенных при решении уравнения (15) членов тригонометрического ряда базисных функций.

По результатам численных расчетов была построена зависимость изменения расхода воздуха от перепада давления ΔP на внутренней и внешней поверхностях ограждения в диапазоне от 0 до 100 Па и величины раскрытия трещины r от 0 до 10 мм (рис.2).

Анализ представленной поверхности Q показывает, что при ширине раскрытия трещины $r < 1$ мм расход воздуха через щель не имеет существенного значения для формирования микроклимата помещений. Здесь часть поверхности параллельна основанию, а величина воздухообмена соизмерима с таковой для пор материала ограждения. При дальнейшем увеличении ширины раскрытия трещины r расход воздуха резко возрастает, что проявляется в форме поверхности, принимающей параболический характер ($1 \text{ мм} < r \leq 3 \text{ мм}$). При $r > 3$ мм начинается повышенная инфильтрация воздуха.

Для численной реализации математических моделей была разработана расчётная программа [12] на базовой платформе WINDOWS XP, задействован пакет «Microsoft Developer Studio» с оболочкой «Microsoft Fortran PowerStation version 4.0». Графическая поддержка - GOLDEN SOFTWARE: Surfer Version 7.0, которая позволяет значительно упростить оценку остаточных теплозащитных свойств ограждающих конструкций зданий на железнодорожном транспорте.

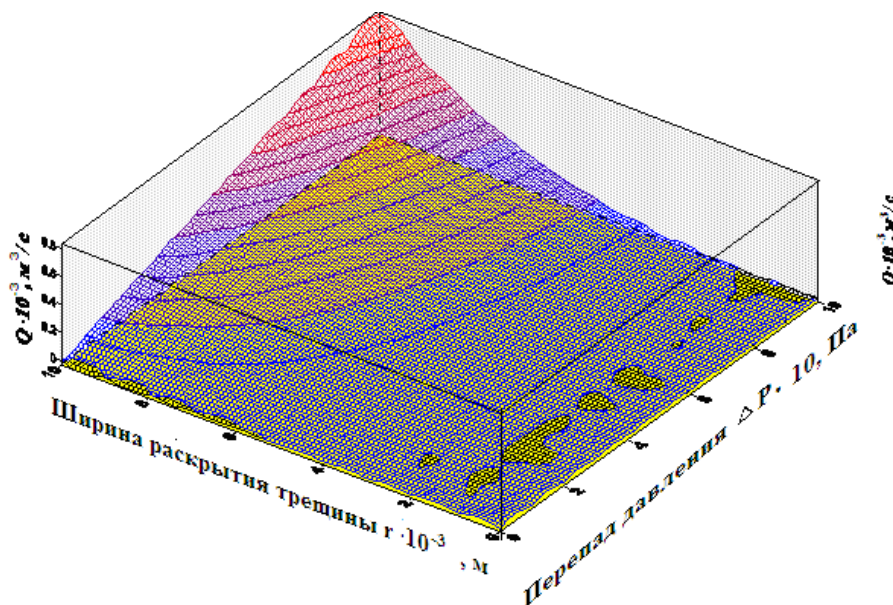


Рис.2. Поверхность объемного расхода воздуха как функция перепада давления на наружной и внутренней поверхности ограждения и величины раскрытия трещины (локальные максимумы в зоне минимальных значений величины Q – погрешности процедуры интерполяции и ошибок округления)



Рис.3. Сквозные трещины в стеновых панелях эксплуатируемых жилых зданий

3. Экспериментальные исследования определения воздухопроницаемости наружных ограждений со сквозными дефектами

Для оценки адекватности математических моделей были проведены натурные эксперименты по определению воздухопроницаемости двух стеновых панелей из керамзитобетона эксплуатируемых зданий (рис.3).

До начала проведения экспериментов путем визуального обследования были выявлены панели со сквозными трещинами. Их характеристики определялись путем замеров при помощи стальной рулетки (длина трещины), микроскопа МПБ-2 с ценой деления 0,02 мм (ширина раскрытия трещины) и транспортира (угол наклона трещины). Результаты экспериментов, обработанные методами математической статистики, представлены в табл. 1.

При помощи компьютерной программы [12] был произведен расчет воздухопроницаемости по разработанной математической

модели (1-16). Результаты расчётов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты испытаний по определению воздухопроницаемости ограждающих конструкций с трещиной

Толщина стеновой панели, м	Ширина трещины r , м	Длина трещины L , м	Угол наклона трещины, град	Перепад давления ΔP , Па	Объёмный расход воздуха Q , м ³ /ч	
					эксперимент	расчёт
0,350	0,0015	0,86	58	5	0,00267	0,00252
				10	0,00539	0,00504
				20	0,00908	0,00936
				30	0,01497	0,0144
				40	0,01946	0,01908
				50	0,0219	0,02412
				70	0,0314	0,03384
				100	0,0515	0,0477
0,350	0,0019	0,53	39	5	0,00378	0,0036
				10	0,00563	0,00612
				20	0,0125	0,01188
				30	0,0187	0,0180
				40	0,0231	0,0244
				50	0,0327	0,0306
				70	0,0451	0,04176
				100	0,0641	0,06156

Анализ сравнения результатов экспериментальных и теоретических исследований показал: расхождение между полученными значениями воздухопроницаемости составляет ~6...7%, что подтверждает адекватность разработанных математических моделей.

Таким образом, полученные математические зависимости для определения воздухопроницаемости наружных ограждений могут быть использованы для оценки остаточных теплозащитных свойств стеновых панелей со сквозными трещинами и научного обоснования способов их термообновления, при этом значительно упрощая сам процесс исследования.

4. Заключение

В результате выполненных теоретических и экспериментальных исследований было сделано:

- разработан методологический подход к проблеме термического обновления объектов инфраструктуры железнодорожного транспорта для климатических условий Республики Узбекистан, основанный на получении объективных данных об остаточных теплозащитных свойствах ограждений;

- получена методика оценки фактического расчетного сопротивления ограждения с трещиной, можно повысить точность определения расхода тепловой энергии на отопление здания и сооружений железнодорожного транспорта при проведении его энергетического аудита.

Список литературы

1. Беляев, В.С. Теплопередача в узлах ограждающих конструкций при двухмерной фильтрации наружного воздуха / В.С. Беляев. - М.: НИИСФ, 1985. - 170 с.
2. Богословский, В.Н. Тепловой режим здания / В.Н. Богословский. - М.: Стройиздат, 1979. - 248 с.
3. Лаврентьев, М.А. Проблемы гидродинамики и их математические модели / М.А. Лаврентьев, Б.В. Шабат. - М.: Наука, 1977. - 407 с.
4. Ректорис, К. Вариационные методы в математической физике и технике / К. Ректорис. - М.: Мир, 1985. - 589 с.
5. Фарлоу, С. Уравнения с частными производными. Для научных работников и инженеров / С. Фарлоу. - М.: Мир, 1985. - 383 с.
6. Фокин, К.Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий / К.Ф. Фокин. - М.: Стройиздат, 1973. - 287 с.
7. Шишкин, А.В. Инспекция теплозащитных свойств оболочек зданий / А.В. Шишкин // Жилищное строительство. - 2004. - № 9. - С. 17-32.
8. Шаумаров, С.С. Комплексный подход к проблеме термообновления стен панельных зданий / С.С. Шаумаров, Ю.А. Щипачева // Труды VII Междунар. науч.-практич. конф. «TRANS-MECH-ART-CHEM». - М.: МИИТ, 2010. - С. 239-241.
9. Шаумаров, С.С. Информационно-техническая диагностика технического состояния эксплуатируемых зданий / С.С. Шаумаров // Материалы II Междунар. научно-практ. конф. «Экономика и право: становление, развитие, трансформация». - Ростов-на-Дону, 2017. - С. 204-208.
10. Шаумаров, С.С. Перспективы дальнейшей эксплуатации панельных жилых зданий / С.С. Шаумаров, Е.В. Щипачева, Р.Х. Пирматов // Материалы 12-й Междунар. научно-практ. конф. «Перспективы развития строительных технологий». - Днепропетровск, 2018. - С. 165-169.
11. Щипачева, Е.В. К вопросу повышения энергоэффективности зданий на железнодорожном транспорте / Е.В.

References

1. Belyaev V.S. Heat transfer in knots of protecting designs at a two-dimensional filtration of external air. Moscow, NIISF, 1985. 170 p. (In Russian).
2. Bogoslovskiy V.N. Thermal mode of buildings. Moscow, Stroyizdat, 1979. 248 p. (In Russian).
3. Lavrentiev M.A., Shabat B.V. Problems of hydrodynamics and their mathematical models. Moscow, Nauka, 1977. 407 p. (In Russian).
4. Rektoris K. Variation methods in the mathematical physics and the technician. Moscow, Mir, 1985. 589 p. (In Russian).
5. Farlou S. The equations with private derivatives. For science officers and engineers. Moscow, Mir, 1985. 383 p. (In Russian).
6. Fokin K.F. Building the heating engineer of protecting parts of buildings. Moscow, Stroyizdat, 1973. 287 p. (In Russian).
7. Shishkin A.V. Inspection of heat-shielding properties of covers of buildings. *Zhilishchnoe stroitelstvo*, 2004, No. 9, pp. 17-32. (In Russian).
8. Shaumarov S.S., Shchipacheva E.A. Complex approach to the problem of walls of panel buildings. Proc. VII Int. theoretical and practical conf. "TRANS-MECH-ART-CHEM". Moscow, MIIT, 2010. P. 239-241. (In Russian).
9. Shaumarov S.S. Information and technical diagnostics of technical condition of operated buildings. Proc. II Int. scientific and practical conf. "Economics and Law: Formation, Development, Transformation". Rostov-on-Don, 2017. P. 204-208. (In Russian).
10. Shaumarov S.S., Shchipacheva E.V., Pirmatov R.Kh. Prospects for further operation of panel residential buildings. Proc. 12th Int. scientific and practical conf. "Prospects for the Development of Construction Technologies". Dnepropetrovsk, 2018. P. 165-169. (In Russian).
11. Shipacheva E.V., Shamarov S.S. To the issue of increasing the energy efficiency of buildings in railway transport. Proc. Int. scientific and practical conf. "Transport-2013". Rostov-on-Don, RGUPS, 2013. P. 35-37. (In Russian).
12. Shipacheva E.V., Shaumarov S.S. Cal-

Щипачева, С.С. Шаумаров // Труды Междунар. научно-практ. конф. «Транспорт-2013». – Ростов-на-Дону: РГУПС, 2013. – С. 35-37.

12. Щипачева, Е.В., Шаумаров С.С. Расчёт воздухопроницаемости и температурных полей ограждений с фильтруемой трещиной. Авторское свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № DGU 03151 / Е.В. Щипачева, С.С. Шаумаров. 2016.

13. Шаумаров, С.С. К исследованию вопроса повышения энергоэффективности зданий на железнодорожном транспорте / С.С. Шаумаров, А.И. Адилходжаев // Современные проблемы транспортного комплекса России. – 2018. – Т. 8. – № 1. – С. 4-11.

14. Шаумаров, С.С. Моделирование процесса формирования температурного поля наружного ограждения зданий на железнодорожном транспорте / С.С. Шаумаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – № 3. – С. 338-346.

15. Adylhodzayev, A.I. The issue of thermal renovation of infrastructure of railway transport is evaluated / A.I. Adylhodzayev, S.S. Shaumarov // Proc. X Int. Scientific Conf. “Transport Problems-2018”. - Wisla, Katowice. - 2018. - P. 13-18.

16. Shaumarov, S.S. On the issue of increasing energetic efficiency of buildings in railway transport / S.S. Shaumarov // Proc. VIII Int. Conf. “Transport Problems-2016”. Katowice, Poland. - P. 522-532.

17. Shaumarov, S.S. On the method of estimation of thermal protective properties of external walls of operating residential buildings / S.S. Shaumarov, A.I. Adilhodzhaev, S.I. Kandakharov // Int. Conf. «Student science: research works», Part II, San Francisco, Ca, USA, March 30, 2018. - San Francisco: B & M Publishing, pp. 103-106.

18. Shaumarov, S.S. On peculiarities of formation of the thermal mode in operating panel buildings / S.S. Shaumarov, A.I. Adilhodzhaev, F.F. Karimova // Int. Conf. “Science and practice: a new level of integration in the modern world”. - London, 2018. - P. 365-368.

culuation of air permeability and temperature fields of fences with a filtered crack. Author's certificate of official registration of the program for electronic computers received from the Agency for Intellectual Property of the Republic of Uzbekistan. DGU 03151. 2016. (In Russian).

13. Shaumarov S.S., Adilkhodzhaev A.I. The issue of improving the energy efficiency of buildings in railway transport. *Sovremennye problemy transportnogo kompleksa Rossii*, 2018, Vol. 8, No. 1, pp. 4-11. (In Russian).

14. Shaumarov S.S. Modeling the process of formation of the temperature field of the external fencing of buildings on the railway transport. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No. 3, pp. 338-346. (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, 2018, pp. 13-18.

16. 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.

17. Shaumarov S.S., Adilhodzhaev A.I., Kandakharov S.I. On the method of estimation of thermal protective properties of external walls of operating residential buildings. Proc. Int. Conf. “Student science: research works”, Part II. San Francisco, Ca, USA, March 30, 2018. B & M Publishing, pp. 103-106.

18. Shaumarov S.S., Adilhodzhaev A.I., Karimova F.F. On peculiarities of formation of the thermal mode in operating panel buildings. Proc. Int. Conf. “Science and practice: a new level of integration in the modern world”. London, 2018, pp. 365-368.

19. Shaumarov S.S., Adilhodzhaev A.I., Shipacheva E.V., Kandakharov S.I. Complex approach at thermalization external walls of residential buildings. *International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology*, 2019, Vol. 6, Iss. 1, pp. 71-77.

20. Tenpieric M., Van der Spoel W., Cauberg H. An analytical model for calculating thermal bridge effects in high performance

19. Shaumarov, S.S. Complex approach at thermalization external walls of residential buildings / S.S. Shaumarov, A.I. Adilhodzhaev, E.A. Shipacheva, S.I. Kandahorov // Int. Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. – 2019. - Vol. 6. - Iss. 1. – P. 71-77.

20. Tenpieric, M. An analytical model for calculating thermal bridge effects in high performance building enclosure / M. Tenpieric, W. Van der Spoel, H. Cauberg // Journal of Building Physics. - 2008. - Vol. 31. - P. 361-387.

† building enclosure. *Journal of Building Physics*, 2008, Vol. 31, pp. 361-387.

УДК 614.8.086.4

О ПОДХОДЕ К ОБОСНОВАНИЮ КОМПЛЕКСА МЕРОПРИЯТИЙ ПО ЗАЩИТЕ
НАСЕЛЕНИЯ В ЗОНЕ ХИМИЧЕСКОГО ЗАРАЖЕНИЯON THE APPROACH TO THE JUSTIFICATION OF A SET OF MEASURES TO
PROTECT THE POPULATION IN THE AREA OF CHEMICAL CONTAMINATIONКочелаев А.А.
Kochelaev A.A.Академия гражданской защиты Министерства Российской Федерации по делам гражданской обороны,
чрезвычайным ситуациям и ликвидации последствий стихийных бедствий (Химки, Россия)
Civil Defence Academy EMERCOM of Russia (Khimki, Russian Federation)

Аннотация. В статье представлен подход к обоснованию комплекса мероприятий по защите населения в зоне химического заражения. Данный подход основан на оценке значений показателя защищенности населения от действия аварийно химически опасных веществ.

Ключевые слова: защита населения, дифференцированный подход, аварийно химически опасное вещество, режим защиты, химически опасный объект, токсодоза.

Дата принятия к публикации: 14.01.2019
Дата публикации: 25.03.2019

Сведения об авторе:

Кочелаев Алексей Анатольевич - адъюнкт научно-исследовательского центра ФГБВОУ ВО «Академии гражданской защиты МЧС России»,
a.kochelaev@amchs.ru.

Abstract. The article presents an approach to the justification of a set of measures to protect the population in the area of chemical contamination. This approach is based on the assessment of the values of the indicator of protection of the population from the action of chemical-hazardous substances.

Keywords: protection, graded approach, emergency chemically hazardous substances, protection mode, chemically dangerous object, toxodeth.

Date of acceptance for publication: 14.01.2019
Date of publication: 25.03.2019

Author' information:

Alexey A. Kochelaev - Civil Defence Academy EMERCOM of Russia, a.kochelaev@amchs.ru.

1. Введение

В современных условиях национальная безопасность Российской Федерации, а также жизненно важные интересы каждого человека неразрывно связаны с их защитой от чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера [7]. Правильно спланированные, обоснованные, своевременно организованные и проведенные мероприятия по защите населения в чрезвычайных ситуациях позволяют минимизировать или избежать ущерб в случае возникновения таких ситуаций. С целью дифференцированного подхода к определению содержания, объемов и сроков проведения мероприятий по защите населения, заблаговременной разработки и реализации их в необходимых и дос-

таточных объемах осуществляется зонирование территорий.

В качестве чрезвычайных ситуаций техногенного характера, способных принести наибольший вред в случае возникновения, исходя из количества возможных жертв [3], особое внимание следует уделить авариям на химически опасных объектах.

Обеспечение защиты населения, находящегося в зонах возможного химического заражения, в настоящее время планируется осуществлять за счет выполнения следующих задач, возложенных на гражданскую оборону:

- эвакуации населения, материальных и культурных ценностей в безопасные районы;
- предоставления населению средств индивидуальной и коллективной защиты.

Основные мероприятия по защите жизни и здоровья населения в чрезвычайных ситуациях (в том числе и при условии химического заражения территории) согласно [2]:

- укрытие в специальных защитных сооружениях;
- эвакуация из зон чрезвычайных ситуаций;
- использование средств индивидуальной защиты органов дыхания;
- проведение мероприятий медицинской защиты.

2. Постановка задачи

Применение перечисленных выше мероприятий по защите населения в зоне химического заражения подразумевает значительные финансовые и материальные затраты, а при существующих социально-экономических факторах возникает необходимость для оптимизации ресурсов, требующихся для обеспечения защиты населения. Следовательно, в целях оптимизации затрат необходимых для обеспечения защиты населения, возникает необходимость внедрения новых вариантов защиты населения в зоне химического заражения [9].

В настоящее время одним из принципов организации надежной защиты населения является дифференцированный подход к выбору способов и мероприятий по защите населения [10]. Поэтому каждое из рассмотренных защитных мероприятий в зависимости от конкретной обстановки может применяться либо самостоятельно, либо в сочетании с другими мероприятиями.

Дифференцированный подход, в данном случае, заключается в поисках конкретных способов защиты населения, которые устанавливаются на основе анализа обстановки, складывающейся при аварии на химически опасных объектах, наличия времени, сил и средств.

Критерии обоснования конкретных способов защиты населения в зонах возможного химического заражения в настоящее время установлены в СП 165.1325800-2014 и основываются только на характеристиках источника техногенной опасности. Проведенные исследования [4, 5] показали, что жилые здания в определенной степени могут способствовать снижению поражения людей па-

рами распространяющегося аварийно химически опасного вещества. В [9] представлен подход к определению значений показателя защищенности, который может быть использован в качестве критерия отнесения временного укрытия людей в жилых зданиях к одному из возможных способов защиты населения в зоне химического заражения.

Таким образом, при реализации идеи дифференцированного подхода к защите населения в зоне химического заражения при аварии на химически опасном объекте, необходимо разработать алгоритм обоснования комплекса мероприятий по защите населения в зоне химического заражения, учитывающий возможность временного укрытия людей в жилых зданиях.

Целью данной работы является обоснование комплекса мероприятий по защите населения в зоне химического заражения при аварии на химически опасных объектах с учетом защитных свойств объектов строительства.

3. Решение задачи

Алгоритм определения комплекса мероприятий по защите населения в зоне химического заражения включает выполнение следующих операций:

- 1) нахождения значений параметров поражающих факторов аварийно химически опасных веществ;
- 2) расчёта вероятного количества населения, попавшего в зону заражения;
- 3) оценки возможности проведения мероприятий по эвакуации населения из зоны химического заражения;
- 4) оценки возможности проведения мероприятий по обеспечению населения, проживающего в зоне возможного химического заражения, средствами индивидуальной защиты органов дыхания;
- 5) оценки защитных свойств жилых зданий от проникновения аварийно химически опасных веществ;
- 6) определения комплекса мероприятий по защите населения в зоне заражения.

Данный алгоритм может быть представлен в виде блок-схемы (рис. 1).

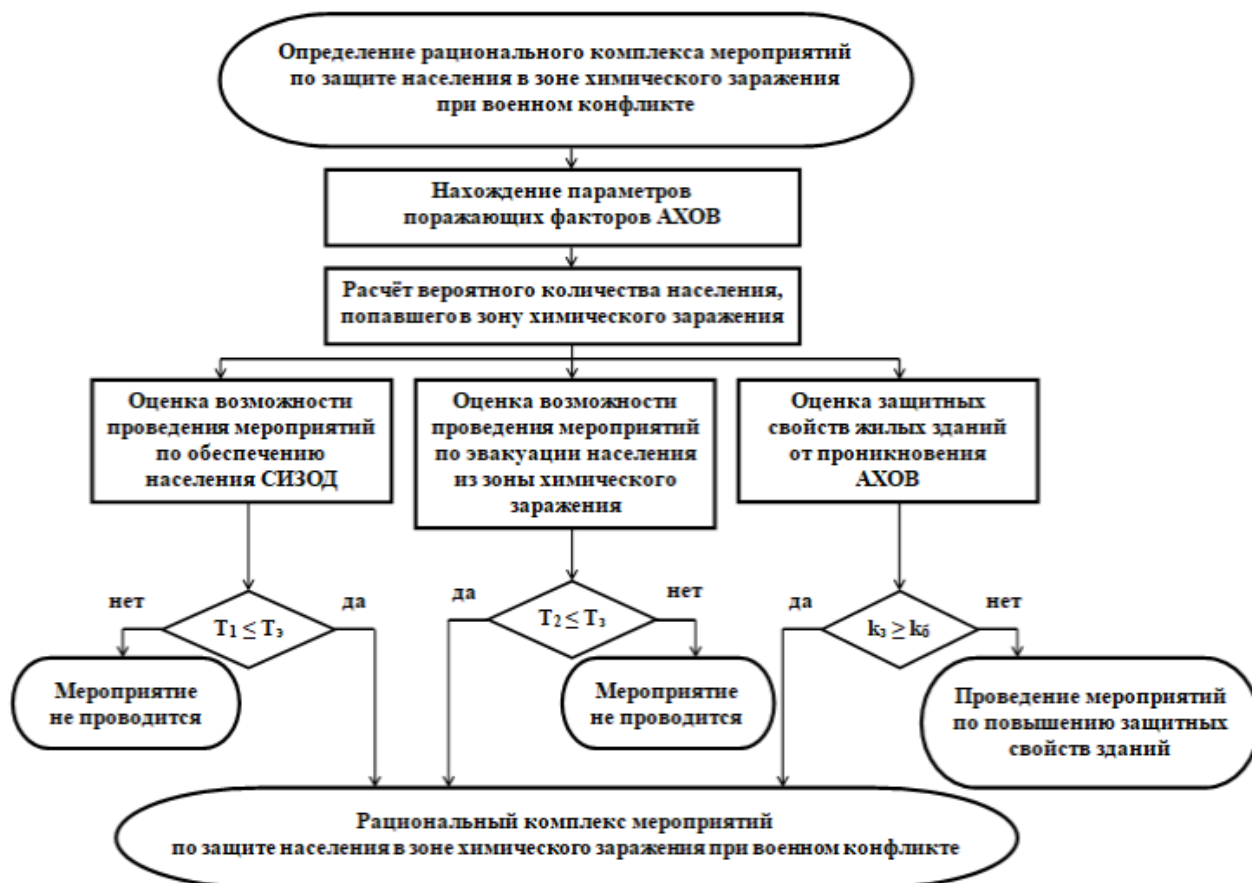


Рис. 1. Блок-схема алгоритма определения комплекса мероприятий по защите населения в зоне химического заражения
(Обозначения на рисунке: АХОВ - аварийно химически опасное вещество; СИЗОД - средство индивидуальной защиты органов дыхания)

На основе разработанной структуры алгоритма предлагается методика определения комплекса мероприятий по защите населения в зоне химического заражения.

Ключевым фактором, влияющим на эффективность и целесообразность выполнения мероприятий защиты, является фактор времени. Для оценки временных интервалов необходимо провести ряд предварительных расчетов.

3.1. Оценка возможности проведения мероприятий по эвакуации населения из зоны химического заражения

Расчет времени на проведение эвакуации.

Располагаемое время на эвакуацию T_1 определяется согласно [6] по зависимости

$$T_1 = T_n - T_{ав}, \quad (1)$$

где T_n – время подхода облака аварийно химически опасного вещества к жилому району, ч; $T_{ав}$ – время аварии на химически опасном объекте, ч.

Время, необходимое для организации и проведения эвакуации T_3 [6]:

$$T_3 = T_o + T_c + T_d, \quad (2)$$

где T_o – время оповещения населения об аварии на химически опасном объекте, ч; T_c – время выхода населения из зданий (учитывается время, необходимое на сборы), ч; T_d – время движения по путям эвакуации в безопасную зону, ч.

Производится оценка возможности проведения мероприятий по эвакуации населения из зоны химического заражения путём сравнения значений располагаемого времени на эвакуацию T_1 и времени, необходимого для организации и проведения эвакуации T_3 .

Эвакуация населения из зоны химического заражения осуществляется только в том случае, если:

$$T_1 \leq T_3. \quad (3)$$

3.2. Оценка возможности проведения мероприятий по обеспечению населения, проживающего в зоне возможного химического заражения, средствами индивидуальной защиты органов дыхания

Расчет времени на проведение мероприятий по обеспечению населения средствами индивидуальной защиты органов дыхания.

Располагаемое время на проведение мероприятий по обеспечению населения средствами индивидуальной защиты органов дыхания T_2 определяется согласно [6] по зависимости:

$$T_2 = T_n - T_{ав}, \quad (4)$$

где T_n – время подхода облака аварийно химически опасного вещества к жилому району, ч.

Время, необходимое для организации и проведения мероприятий по обеспечению населения средствами индивидуальной защиты органов дыхания T_3 согласно [6] составляет:

$$T_3 = T_o + T_p + T_e, \quad (5)$$

где T_p – время подготовки пунктов выдачи средств индивидуальной защиты органов дыхания к работе, ч; T_e – время, необходимое для получения населением средств индивидуальной защиты органов дыхания (учитывается время применения населением этих средств), ч.

Производится оценка возможности проведения мероприятий по обеспечению населения, проживающего в зоне возможного химического заражения, средствами индивидуальной защиты органов дыхания путем сравнения значений располагаемого времени на проведение мероприятий по обеспечению населения средствами индивидуальной защиты органов дыхания T_2 и времени, необходимого для организации и проведения мероприятий по обеспечению населения средствами индивидуальной защиты органов дыхания T_3 .

Проведение мероприятий по обеспечению населения средствами индивидуальной защиты органов дыхания целесообразно проводить только в том случае, если:

$$T_2 \leq T_3. \quad (6)$$

Указанные временные отрезки могут быть скорректированы, поскольку современные жилые объекты могут обеспечивать временную защиту укывшемуся в нем населению. Это связано с тем, что только незначительная часть аварийно химически опасного вещества может проникать через ограждающие конструкции современных объектов строительства. Соответственно, только данная, проникшая внутрь помещения часть аварийно химически опасного вещества оказывает воздействие на человека, находящегося внутри него.

Степень ослабления действия поражающих факторов аварии на химически опасном объекте может быть выражена как степень снижения экспозиционной дозы за счет укрытия населения внутри жилых зданий при химическом заражении внутригородской территории аварийно химически опасным веществом [9]:

$$k = \frac{D_n}{D_{вн}}, \quad (7)$$

где $D_{вн}$ – доза получаемая человеком внутри помещения за время действия поражающего фактора аварийно химически опасного вещества, мг; D_n – доза получаемая человеком вне помещения за время действия поражающего фактора аварийно химически опасного вещества, мг.

При проведении расчетов учитывается, что величины доз не являются некоторой статичной величиной, а зависят от времени действия источника аварийно химически опасного вещества и изменения концентрации во времени и пространстве.

Величина D_n находится на основании методик, предлагаемых в [1], которые учитывают физико-химические свойства веществ, а также особенности рассеяния их в атмосфере.

При нахождении значений $D_{вн}$ необходимо учитывать, что одновременно с проникновением аварийно химически

опасного вещества внутрь помещения происходит и его удаление за счет того, что воздухообмен жилых помещений сбалансирован [8]:

$$D_{вн} = q \sum_{j=0}^M \Delta t_j \left(\frac{\sum_{i=0}^N C_{ni} G \Delta t_j - \sum_{j=0}^M \frac{C_{nj} G \Delta t_j}{V_{помещ}}}{V_{помещ}} \right), \quad (8)$$

где C_n – концентрация аварийно химически опасного вещества в зараженном воздухе, г/м³; Δt – элементарные отрезки времени на которые разделяется интервал времени действия аварийно химически опасного вещества на человека (в примере принимаем равным 1 мин); N – время действия источника аварийно химически опасного вещества на человека вне здания, ч; M – время действия источника аварийно химически опасного вещества на человека внутри здания, ч; G – расход инфильтрующегося воздуха, м³/ч; q – объем вдыхаемого человеком воздуха за элементарный отрезок времени, м³; $V_{помещ}$ – объем помещения, м³.

Учитывая, что перечисленные мероприятия защиты должны выполняться комплексно и распространяться на всю территорию зоны возможного химического заражения, при проведении предварительных расчетов возможно установление разных режимов защиты в зависимости от значений поражающего фактора аварии и защитных свойств объектов строительства. Режим защиты населения в зоне химического заражения предлагается определять в зависимости от степени опасности и скорости нарастания токсического эффекта, то есть зонировать территорию вокруг химически опасного объекта по комплексам защитных мероприятий.

Зонирование проводится путём прогнозирования пространственно-временного распределения поражающих факторов при задании в качестве исходных данных параметров химически опасного объекта, параметров аварийного выброса, метеоусловий, токсических свойств аварийно химически опасного вещества, подготовленности населения к действиям в условиях чрезвычайной ситуации.

При этом предлагается выделять три зоны режимов защиты населения:

- первая зона (зона самостоятельных действий);
- вторая зона (зона организованных действий);
- третья зона (зона массовой эвакуации).

Режим защиты населения в первой зоне определяется основными мероприятиями, проводимыми заблаговременно или при угрозе возникновения чрезвычайной ситуации:

- снижение запасов аварийно химически опасного вещества на предприятии;
- заблаговременная выдача средств индивидуальной защиты (в течение 30 мин готовятся к выдаче и выдаются средства индивидуальной защиты на рабочих местах), причем обеспечению средствами индивидуальной защиты подлежит население, проживающее на территориях в пределах границ зон возможного опасного химического заражения при авариях на химически опасных объектах;

- приспособление под укрытия помещений в жилых зданиях, учреждениях и общественных местах, причем укрытие населения в зданиях и сооружениях предусматривается как вынужденная мера при отсутствии достаточного времени для проведения экстренной эвакуации или при других непредвиденных обстоятельствах;

- создание вблизи возможных источников химического заражения стационарных автоматизированных систем локализации и обезвреживания облаков заражённого воздуха, исходя из вероятных и наиболее опасных направлений его распространения;

- заблаговременное отселение (частичное или полное) населения, вывод за пределы зоны учреждений дошкольного и школьного образования, общественных учреждений, где возможно скопление больших масс людей.

В первой зоне вокруг химически опасного объекта предлагается обеспечить в личное пользование средствами индивидуальной защиты 100 % проживающего населения.

Режим защиты населения во второй зоне строится на основе комплекса защитных мероприятий путём реализации различных способов защиты:

- применения средств индивидуальной защиты;
- укрытия в жилых зданиях, учреждениях;
- укрытия в защитных сооружениях гражданской обороны, в которых используется 2 режим вентиляции.

Укрытие осуществляется с целью защиты населения во время прохождения облаков токсичных веществ. Для этого используются защитные сооружения гражданской обороны, подготовленные помещения в жилых, общественных и производственных зданиях. Заполнение укрытий и режим пребывания в них населения, самозащита с применением или без применения средств индивидуальной защиты определяются соответствующими сигналами оповещения.

В третьей зоне режим защиты населения будет, в основном, обеспечиваться эвакуацией (своевременным выходом) населения за пределы зоны химического заражения. Третья зона (зона массовой эвакуации) характеризуется тем, что в ней при неблагоприятно складывающейся обстановке возможно проведение организованной времен-

ной эвакуации больших масс людей без применения дополнительных средств защиты. Токсическая нагрузка характеризуется пороговыми токсодозами. Граница зоны устанавливается на основе прогнозирования глубины распространения вторичного облака аварийно химически опасного вещества.

4. Выводы

В работе изложен подход к обоснованию комплекса мероприятий по защите населения в зоне химического заражения. Представленный подход базируется на совместной оценке значений временных отрезков по реализации мероприятий защиты и значений показателя защищенности. Снижение значений поражающих факторов аварии за счет укрытия населения в жилых объектах позволяет в комплексе с другими мероприятиями реализовать дифференцированный подход к зонированию территорий в зависимости от предпочтительности выбора мероприятий защиты.

Список литературы

1. Батырев, В.В. Оценка эффективности и качества фильтрующих средств индивидуальной защиты органов дыхания населения в чрезвычайных ситуациях / В.В. Батырев, Г.А. Живулин, И.В. Сосунов, И.Л. Садовский. - М.: ФГБУ ВНИИ ГОЧС (ФЦ), 2017. - 424 с.
2. ГОСТ Р 22.3.03-94. Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Защита населения. Основные положения.
3. Государственный доклад «О состоянии защиты населения и территорий Российской Федерации от чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера в 2016 году» / МЧС России. - М.: ФГБУ ВНИИ ГОЧС (ФЦ), 2017.
4. Зиновьев, А.В. Прогнозирование опасности токсического поражения при проникновении загрязненного воздуха в помещения различного назначения: Дис. ... канд. техн. наук. - М., 2002.
5. Иванов, А.В. Разработка методических основ оценки последствий химических

References

1. Batyrev V.V., Zhivulin G.A., Sosunov I.V., Sadovsky I.L. Otsenka effektivnosti i kachestva filtruyushchikh sredstv individualnoy zashchity organov dykhaniya naseleniya v chrezvychaynykh situatsiyakh. Moscow, VNI GOCHS (FTS), 2017. 424 p. (In Russian)
2. GOST R 22.3.03-94. Bezopasnost v chrezvychaynykh situatsiyakh. Zashchita naseleniya. Osnovnye polozheniya. (In Russian)
3. Gosudarstvennyy doklad o sostoyanii zashchity naseleniya i territoriy Rossiyskoy Federatsii ot chrezvychaynykh situatsiy prirodnoy i tekhnogennoy kharaktera v 2016 godu. Moscow, VNI GOCHS (FTS), 2017. (In Russian)
4. Zinoviev A.V. Prognozirovaniye opasnosti toksicheskogo porazheniya pri proniknovenii zagryaznennogo vozdukha v pomeshcheniya razlichnogo naznacheniya. Diss. Cand. Sci. (Eng.). Moscow, 2002. 156 p. (In Russian)
5. Ivanov A.V. Razrabotka metodicheskikh osnov otsenki posledstviy khimicheskikh promyshlennykh avariy. Diss. Cand. Sci. (Eng.).

промышленных аварий (на примере металлургического комбината): Дис. ... канд. техн. наук. - М., 1999.

6. Навоша, А.И. Принятие решения на эвакуацию / А.И. Навоша. – Минск: БГУ-ИР, 2009. – 22 с.

7. Ралитная, О.А. Чрезвычайные ситуации как обстоятельства введения чрезвычайного положения: Дис. ... канд. техн. наук. – СПб., 2008.

8. Рыбаков, А.В. О подходе к определению показателя и построению шкалы оценки защищенности населения в жилых зданиях при химическом заражении территории / А.В. Рыбаков, Е.В. Иванов, Е.Н. Глотов, А.А. Кочелаев // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. – 2018. - №2 - С.32-39.

9. Рыбаков, А.В. О показателе защищенности населения в жилых зданиях при химическом заражении территории / А.В. Рыбаков, А.А. Кочелаев, Е.В. // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. – 2018. - №1 - С.24-30.

10. Указ Президента РФ от 20 декабря 2016 г. № 696 «Об утверждении Основ государственной политики Российской Федерации в области гражданской обороны на период до 2030 года».

Moscow, 1999. 147 p. (In Russian)

6. Navosha A.I. Prinyatie resheniya na evakuatsiyu. Minsk, BSUIR, 2009. 22 p. (In Russian)

7. Ralitnaya O.A. Chrezvychainye situatsii kak obstoyatelstva vvedeniya chrezvychainogo polozheniya. Diss. Cand. Sci. (Eng.). SPb, 2008. 163 p. (In Russian)

8. Rybakov A.V., Ivanov E.V., Glotov E.N., Kochelaev A.A. O podkhode k opredeleniyu pokazatelya i postroeniyu shkaly otsenki zashchishchennosti naseleniya v zhilykh zdaniyakh pri khimicheskom zarazhenii territorii. Nauchnye i obrazovatelnye problem grazhdanskoy oborony, 2018, No. 2, pp. 32-39. (In Russian)

9. Rybakov A.V., Kochelaev A.A., Ivanov E.V. O pokazatele zashchishchennosti naseleniya v zhilykh zdaniyakh pri khimicheskom zarazhenii territorii. Nauchnye i obrazovatelnye problem grazhdanskoy oborony, 2018, No. 1, pp. 24-30. (In Russian)

10. Decree of the President of the Russian Federation of December 20, 2016 № 696 "Ob utverzhdenii gosudarstvennoy politiki Rossiyskoy Federatsii v oblasti grazhdanskoy oborony na period do 2030". (In Russian)

УДК (UDC) 911.9; 631.95

**ГЕОГРАФИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ
ЗЕМЛЕПОЛЬЗОВАНИЯ КРЕСТЬЯНСКИМИ (ФЕРМЕРСКИМИ) ХОЗЯЙСТВАМИ
И ИНДИВИДУАЛЬНЫМИ ПРЕДПРИНИМАТЕЛЯМИ БРЯНСКОЙ ОБЛАСТИ****GEOGRAPHIC ANALYSIS AND EVALUATION OF EFFICIENCY OF LAND USE
BY PEASANT FARMS AND SELF-EMPLOYED ENTREPRENEURS
OF THE BRYANSK REGION**Долганова М.В.
Dolganova M.V.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье проведен анализ, дана оценка и определены пространственно-временные тенденции изменения структуры и эффективности землепользования крестьянскими (фермерскими) хозяйствами и индивидуальными предпринимателями муниципальных образований Брянской области на основе анализа комплекса натуральных и стоимостных данных; выявлены ограничивающие факторы и определены основные направления повышения эффективности использования сельскохозяйственных угодий в аграрной сфере региона

Ключевые слова: сельскохозяйственные угодья, пашня, сельское хозяйство, землепользование, эффективность, крестьянские (фермерские) хозяйства и индивидуальные предприниматели, Брянская область

Дата принятия к публикации: 28.12.2018
Дата публикации: 25.03.2019

Сведения об авторе:

Долганова Марина Владимировна – кандидат биологических наук, доцент кафедры географии, экологии и землеустройства естественно-географического факультета Брянского государственного университета имени академика И.Г. Петровского, dolganova0801@yandex.ru.

Abstract. The article includes the analysis, the evaluation and spatiotemporal trends of the developments in the structure and efficiency of use of land by peasant farms and self-employed entrepreneurs of municipalities of the Bryansk region based on the analysis of a set of natural and value data. Also limiting factors is found out, the main ways of increasing the efficiency of land-use is defined in land-use the agriculture of the region.

Keywords: agricultural land, arable, agriculture, land-use, efficiency, peasant farms and self-employed entrepreneurs, Bryansk region

Date of acceptance for publication: 28.12.2018
Date of publication: 25.03.2019

Author's information:

Marina V. Dolganova – Candidate of Biological Sciences, Associate Professor of Department of geography, ecology and land management at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, dolganova0801@yandex.ru.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и Правительства Брянской области в рамках научного проекта № 17-12-32003-ОГН

The study was carried out with the financial support of RFBR and the Government of the Bryansk region in the framework of a research project No. 17-12-32003-OGN

1. Введение

Среди всего разнообразия природных ресурсов именно земельные отличаются своей многофункциональностью, являются главным и незаменимым средством производства и предметом приложения труда в сельском хозяйстве. Поэтому выявление, оценка, ус-

тановление степени различия в эффективности их использования на отдельных иерархически организованных территориальных уровнях являются актуальными и практически востребованными вопросами прикладных географических исследований [3, 4, 12].

Результаты экономико-географической оценки и анализа сельскохозяйственного

землепользования могут быть использованы при разработке комплексных целевых программ социально-экономического развития агропромышленного комплекса и сельских территорий области в контексте реализации государственной программы «Развитие сельского хозяйства и регулирование рынков сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия Брянской области» (2014-2020 годы), прогностических моделей определения перспективных направлений организации рационального и эффективного использования земель в разных категориях хозяйств муниципальных районов области.

2. Методы и материалы исследования

Эффективность использования сельскохозяйственных земель крестьянскими (фермерскими) хозяйствами и индивидуальными предпринимателями определялась с помощью параметров, характеризующих выход продукции с единицы земельной площади. Для их определения в качестве исходных данных использовались стоимостные (валовая сельскохозяйственная продукция в сопоставимых ценах, тыс. руб., в расчете на гектар сельхозугодий) и натуральные (урожайность сельскохозяйственных культур, ц/га; производство основных видов продукции растениеводства и животноводства в расчете на 100 га пашни и (или) сельскохозяйственных угодий, тонн) показатели [4, 5, 12]. На основании оценки и анализа этих показателей были определены тенденции эффективности сельскохозяйственного землепользования крестьянскими (фермерскими) хозяйствами и индивидуальными предпринимателями для всех муниципальных рай-

онах Брянской области. Анализ проводился в динамике за 10 лет (с 2006 по 2016 гг.). Для получения более объективного представления о состоянии сельскохозяйственного землепользования была применена рейтинговая и индексная методики, позволившие районировать территорию области, выделив 5 групп районов по уровню эффективности использования земель крестьянскими (фермерскими) хозяйствами и индивидуальными предпринимателями (с очень высоким уровнем эффективности, высоким, средним, низким и очень низким).

Информационную базу исследования составили данные Управления Федеральной службы государственной регистрации, кадастра и картографии по Брянской области и статистические материалы Территориального органа Федеральной службы государственной статистики по Брянской области.

3. Результаты и их обсуждение

На территории Брянской области по данным Всероссийской сельскохозяйственной переписи в 2016 г. насчитывалось 1245 хозяйств (в том числе, 1146 крестьянских (фермерских) хозяйств и 99 индивидуальных предпринимателей) и за 10 лет их количество выросло на 322 хозяйства (2006 г. – 923) [6, 9]. Распределение общего числа крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей в разрезе административных районов в динамике представлено на рис. 1.

Однако в 2016 г. осуществляли сельскохозяйственную деятельность только 42,4 % или 528 хозяйств (в 2006 г. - 430 хозяйств или 46,6 %). За анализируемый период их число выросло только в 10 районах (рис. 2).

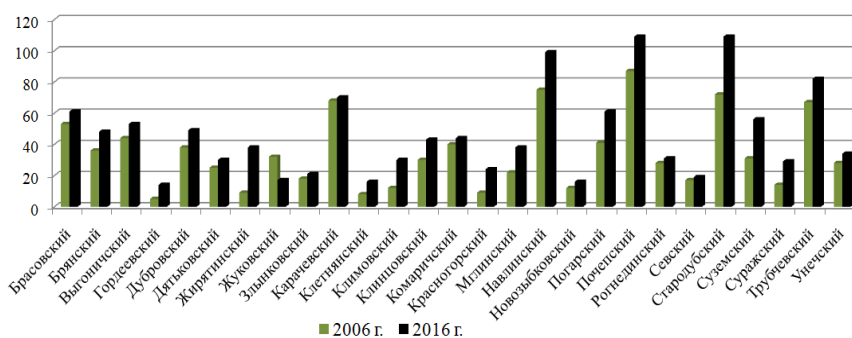


Рис. 1. Изменение общего числа хозяйств в разрезе административных районов Брянской области (по состоянию на 01.01.2017 г.) [6, 9]

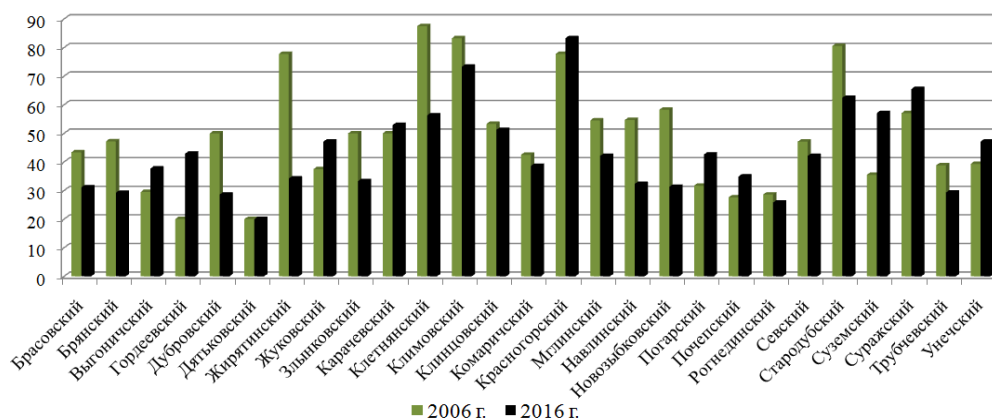


Рис. 2. Изменение удельного веса крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей, осуществляющих сельскохозяйственную деятельность, в процентах от общего числа соответствующей категории хозяйств [6, 9]

Удельный вес хозяйств, осуществлявших выращивание зерновых, технических и прочих сельскохозяйственных культур в 2016 г. составил 78,2 %, разведение крупного рогатого скота – 42,5 %, овец и коз – 17,2 %, свиней – 11,6 %, птицы – 13,9 %. В разрезе районов преобладало выращивание зерновых, картофеля (более 80 %) и разведение крупного рогатого скота [6].

В 2016 г. в пользовании крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей находилось 106,1 тыс. га сельскохозяйственных угодий (в 2006 г. - 41 тыс. га) [2, 10]. За анализируемый период в Стародубском, Карачевском, Брасовском и Севском районах площадь угодий хозяйств существенно выросла, незначительное сокращение произошло только в двух районах (рис. 3).

Доля хозяйств в структуре сельскохозяйственных угодий области выросла на 3,4 % и составила 5,7 % (рис. 4). Общая площадь земли, приходящаяся на одно хозяйство также возросла (с 76 до 143 га) [2, 10].

В 15 районах их доля в структуре угодий существенно выросла, особенно в Карачевском (на 18 %), Стародубском (на 22 %), Суземском (на 6,5 %), Брасовском (на 5,8 %) и Севском (на 5,3 %) (рис. 5).

Также к положительным изменениям в структуре сельскохозяйственных угодий, находящихся в пользовании хозяйств, за 10 лет можно отнести увеличение площади пашни на 53,7 тыс. га, которая на 01.01.2017 г. составила 90,5 тыс. га, и их доли в площади пашни области (с 3,2 до 7,8 %), особенно в Стародубском и Карачевском районах (рис. 6).

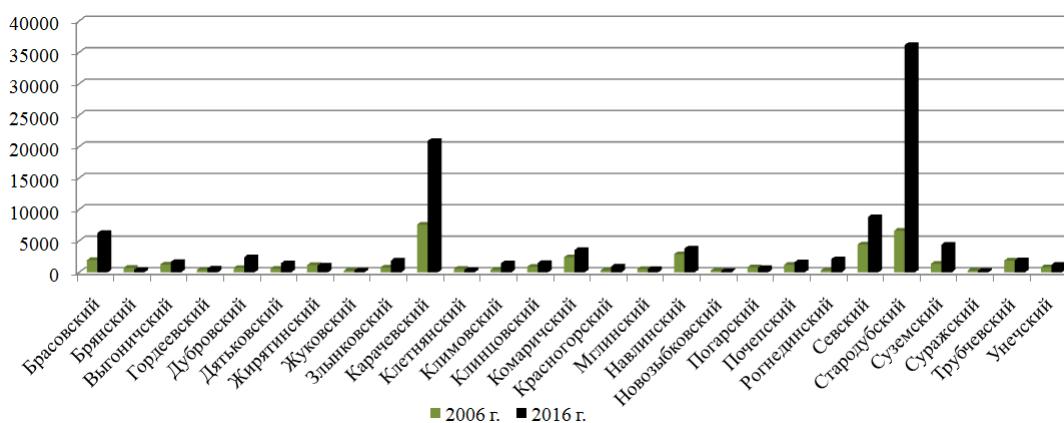


Рис. 3. Изменение площади сельскохозяйственных угодий, находящихся в пользовании крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей, в разрезе административных районов Брянской области, га [2, 9]

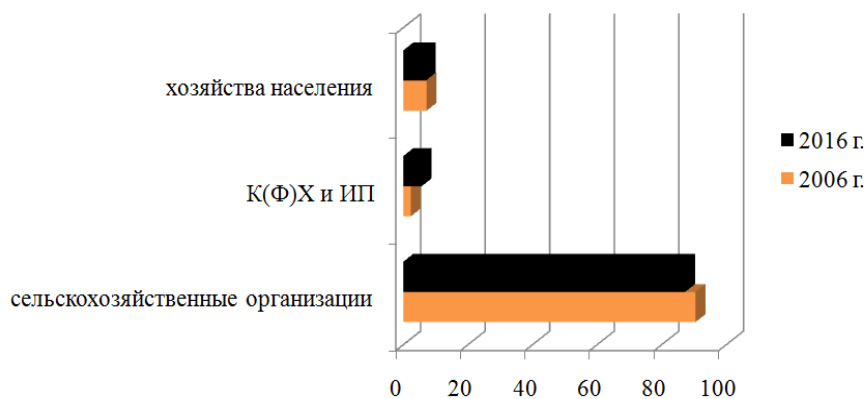


Рис. 4. Структура сельскохозяйственных угодий по категориям хозяйств в динамике, в % от общей площади сельскохозяйственных угодий Брянской области [2, 10]

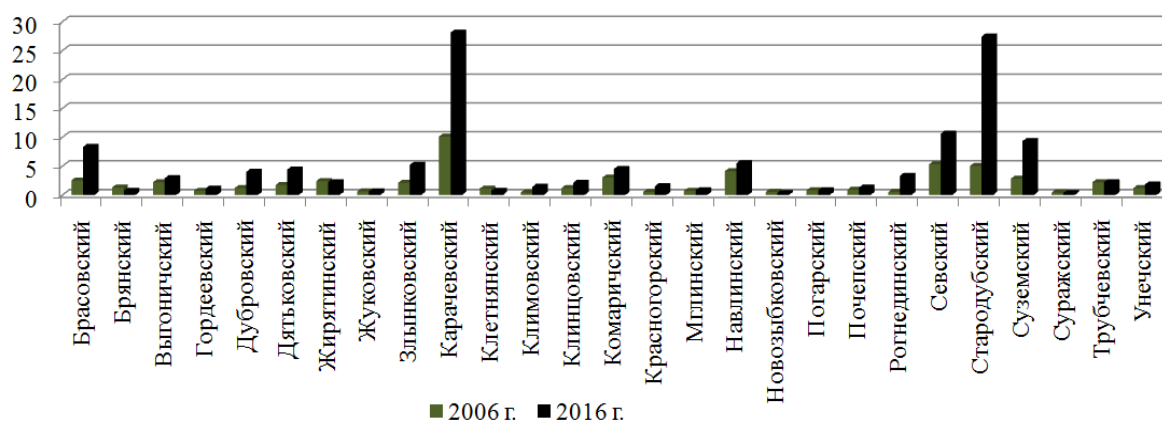


Рис. 5. Изменение доли крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей в структуре сельскохозяйственных угодий, в % от общей площади сельскохозяйственных угодий района [2, 10]

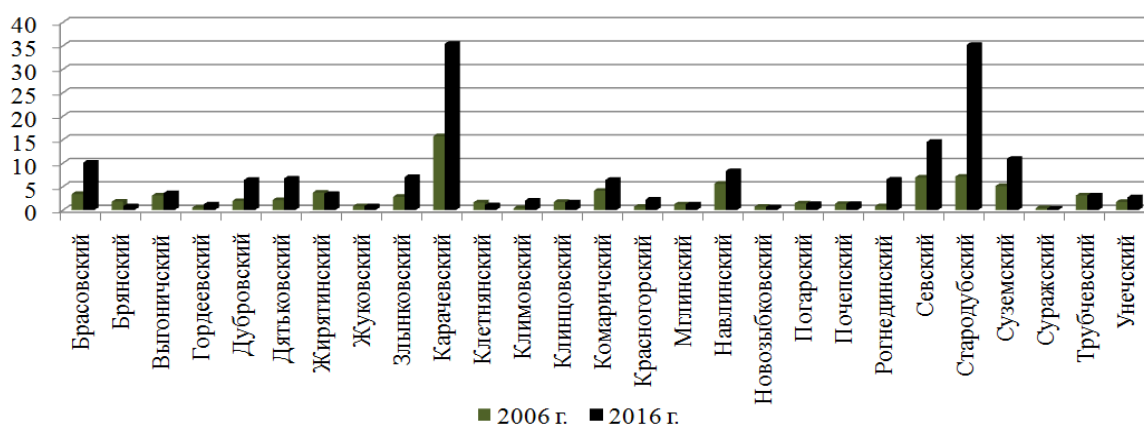


Рис. 6. Изменение доли пашни, находящейся в пользовании крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей, в % от общей площади пашни района [2, 10]

Сокращение площадей угодий и пашни произошло только в хозяйствах 6 районов области, увеличение более чем на 10 тыс. га – в 2 районах: Стародубском и Карачевском (рис. 7).

За анализируемый период выросла доля крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей (с 5,3 до 8,1 %) в производстве сельскохозяйственной продукции области, составившей в 2016 г. 6,6 млрд. руб. [1, 11]. В 9 районах их доля в

производстве продукции сократилась, в остальных наблюдался устойчивый рост, причем в Стародубском и Карачевском их доля составила в 2016 г. более 23 % (рис. 8). Минимален вклад хозяйств в производство (менее 2 %) в Трубчевском, Брянском, Почепском, Жирятинском, Дятьковском, Клетнянском и Выгоничском районах.

Объем производства сельскохозяйственной продукции на гектар угодий в крестьянских (фермерских) хозяйствах и у индивидуальных предпринимателей увеличился до 62 тыс. руб. в 2016 г. Более чем в 20 раз вырос показатель в Гордеевском, Брянском и Новозыбковском районах; менее 2,5 раза – в 7

районах, в 3 районах показатели существенно снизились (в Стародубском (с 90 до 73 тыс. руб./га), Брасовском (с 35 до 17 тыс. руб./га) и Рогнединском (с 61,5 до 26,8 тыс. руб./га)). Также произошла частичная смена «пятерки» районов-лидеров (рис. 9).

Доля крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей выросла как в структуре посевных площадей сельскохозяйственных культур (с 5,8 % (в 2006 г.) до 17,5 % (в 2016 г.), в том числе в посевах зерновых – до 24,2 % и картофеля – до 17,5 %), так и в валовом сборе зерна (с 10 до 21,5 %). Их доля сократилась только в 8 районах (рис. 10) [1, 11].

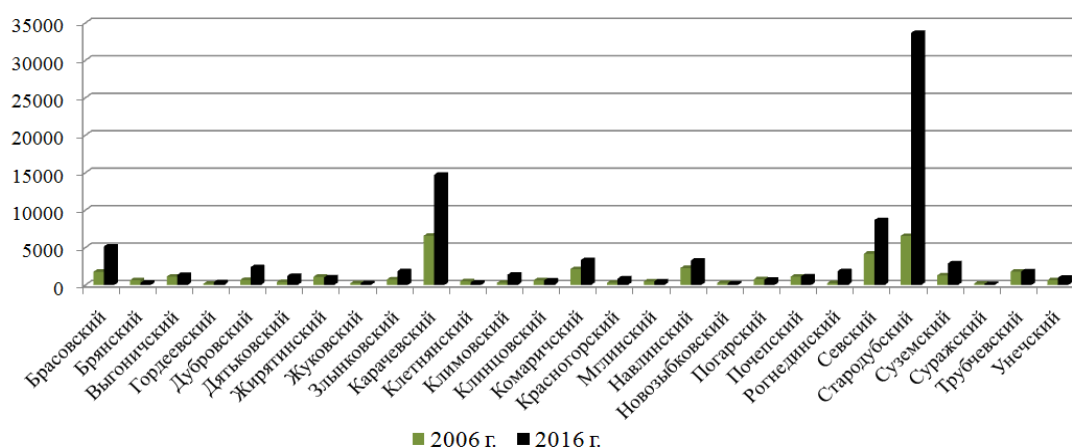


Рис. 7. Изменение площади пашни, находящейся в пользовании крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей, в разрезе административных районов Брянской области, га [2, 10]

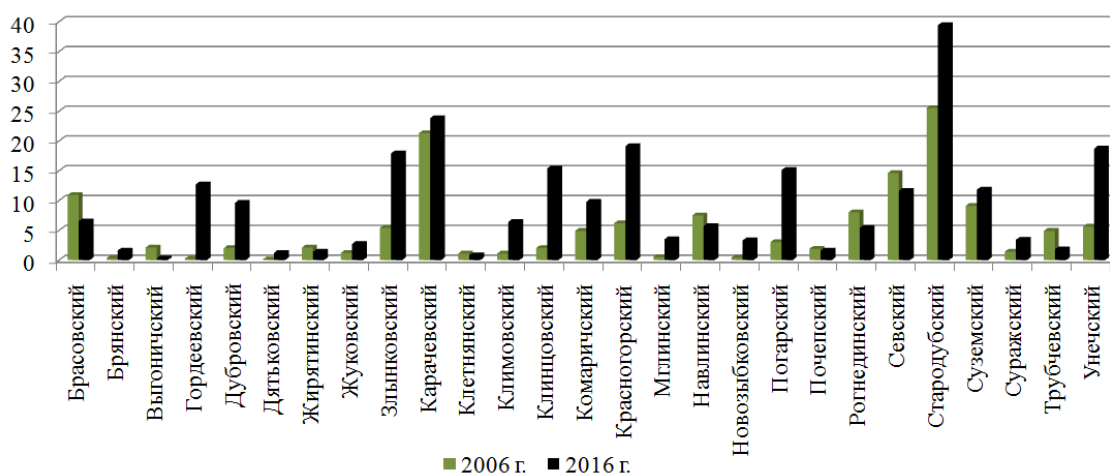


Рис. 8. Изменение доли крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей в производстве аграрной продукции в разрезе административных районов Брянской области, % от общего объема производства сельскохозяйственной продукции района [1, 11]

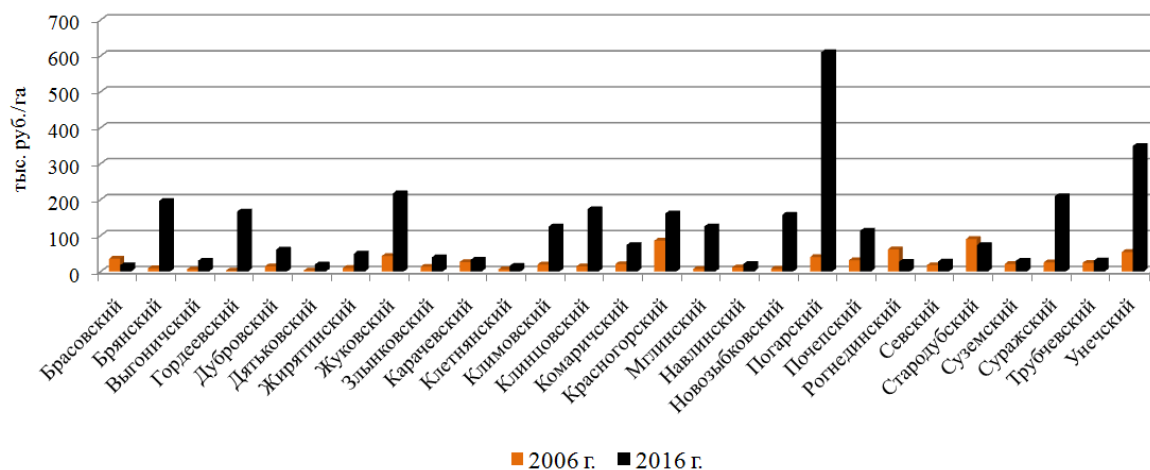


Рис. 9. Динамика эффективности использования сельскохозяйственных угодий в крестьянских (фермерских) хозяйствах и у индивидуальных предпринимателей в разрезе административных районов Брянской области, тыс. руб. /га (рассчитано автором на основании данных [1, 2, 10])

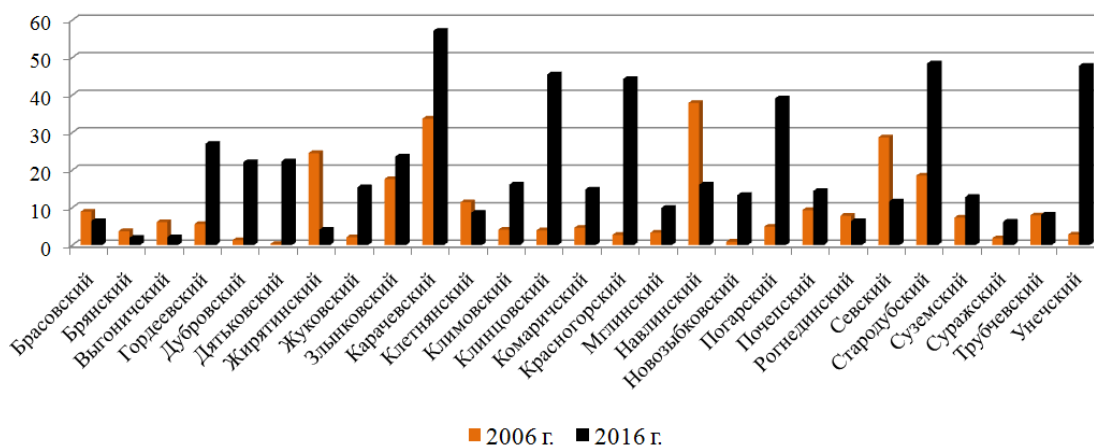


Рис. 10. Динамика доли крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей в валовом сборе зерна административных районов Брянской области, % [1, 11]

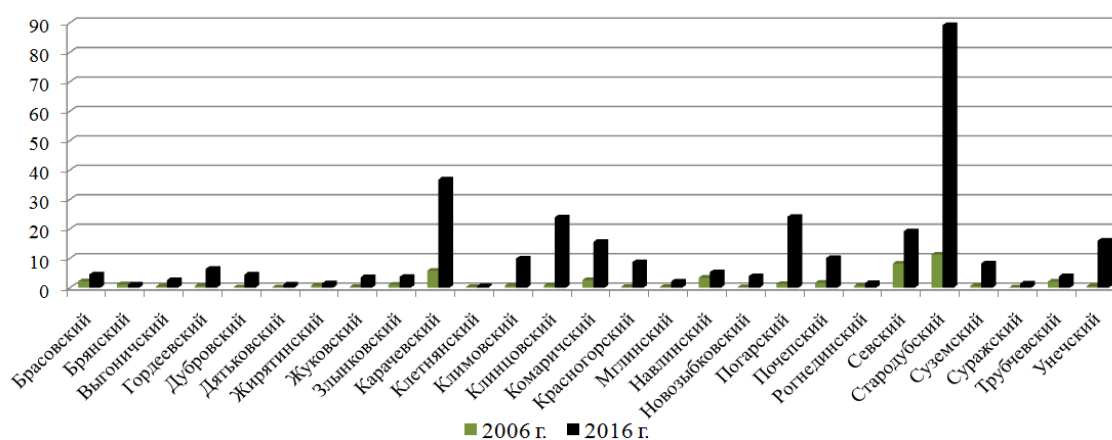


Рис. 11. Изменение валового сбора зерна в крестьянских (фермерских) хозяйствах и у индивидуальных предпринимателей в разрезе административных районов Брянской области, тыс. т [1, 11]

По валовому сбору зерна, выросшему с 47,4 до 309,3 тыс. т, лидируют хозяйства Стародубского, Карачевского, Клинцовского и Погарского районов (рис. 11).

В расчете на 100 га пашни сбор в среднем увеличился в 2,5 раза и составил 343 тонны. Только Брасовский и Рогнединский районы ухудшили показатели (со 125 до 87 и с 277 до 87 т/100 га соответственно) (рис. 12).

Доля крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей в производстве картофеля выросла с 9,8 до 23,7 %. В Стародубском, Комаричском и Дубровском их доля выросла и составила в 2016 г. более 40 %, в Жирятинском и Навлинском районах существенно сократилась (рис. 13).

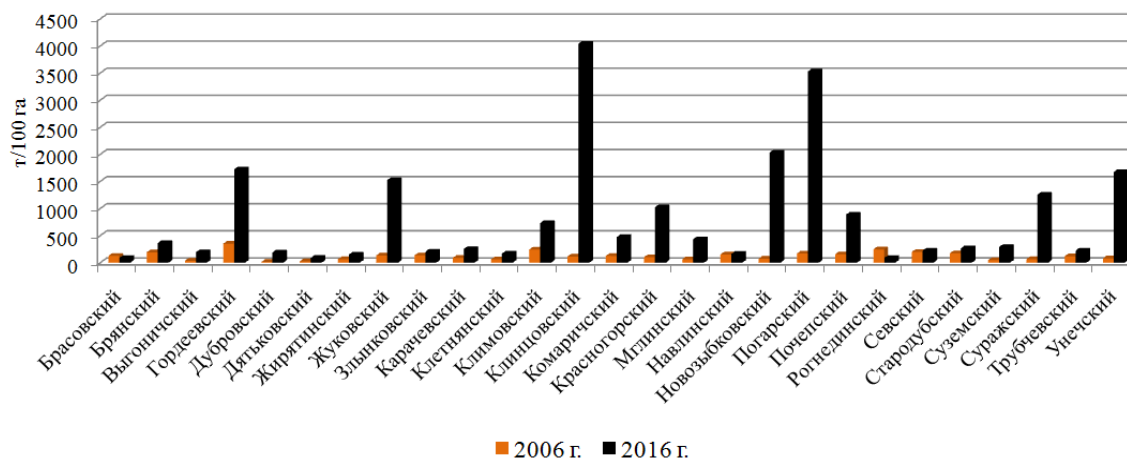


Рис. 12. Динамика производства зерна крестьянскими (фермерскими) хозяйствами и индивидуальными предпринимателями в расчете на 100 га пашни в разрезе административных районов Брянской области, тонн (рассчитано автором на основании данных [1, 2, 10])

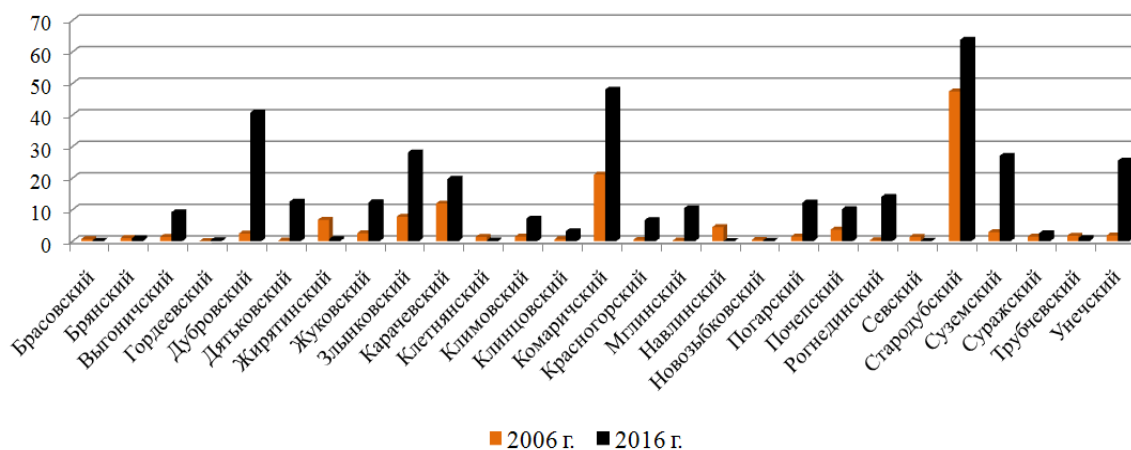


Рис. 13. Динамика доли крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей в валовом сборе картофеля административных районов Брянской области, % [1, 11]

В 2016 г. валовой сбор картофеля составил 327 тыс. т, из них 210 тыс. т собрали хозяйства Стародубского, 33,7 тыс. т – Унечского и 15 тыс. т – Комаричского районов; в хозяйствах 12 районов области сбор составил менее 1 тыс. т (Красногорского, Кли-

цовского, Трубчевского, Брянского, Суражского, Жирятинского, Клетнянского, Гордеевского, Брасовского, Новозыбковского, Навлинского и Севского). В 2006 г. сбор составлял 54 тыс. т, с лидерством Стародубского района (40,1 тыс. т) [1, 11].

В расчете на 100 га пашни показатель вырос со 146,8 до 350,7 т. Лидеры – хозяйства Унечского, Погарского и Жуковского районов (рис. 14). В Брасовском, Жирятинском, Клетнянском, Навлинском и Севском показатели сократились.

Производство молока в крестьянских (фермерских) хозяйствах и у индивидуальных предпринимателей увеличилось с 4,5 тыс. до 43 тыс. т, и особенно в хозяйствах Карачевского и Стародубского районов (рис. 15). Доля данной категории хозяйств в областном производстве также увеличилась (с 1,2 до 15 %), а в Карачевском и Брасовском районах она составила в 2016 г. более 40 % (рис.

16). В связи с чем его производство в расчете на 100 га сельскохозяйственных угодий в целом также выросло (с 11,0 до 41,5 т). Лидеры: хозяйства Суражского, Погарского и Гордеевского районов. Организации Жуковского, Новозыбковского и Рогнединского районов ухудшили показатели (рис. 17).

В производстве мяса доля крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей за 10 лет существенно не изменилась и составила 0,8 % или 2,3 тыс. т в 2016 г. Наиболее высока их доля и объемы производства в Красногорском, Брасовском и Карачевском районах (рис. 18-19).

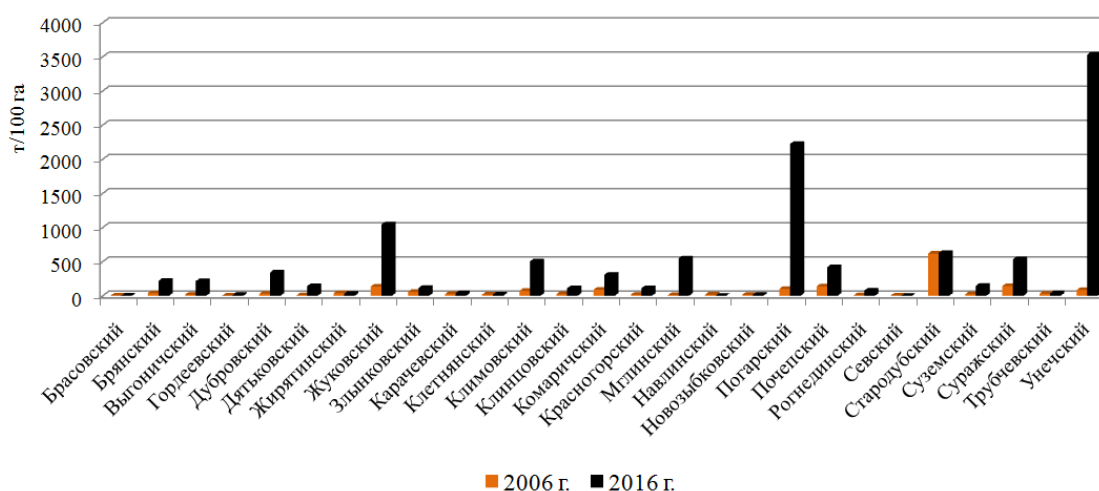


Рис. 14. Динамика производства картофеля крестьянскими (фермерскими) хозяйствами и индивидуальными предпринимателями в расчете на 100 га пашни в разрезе административных районов Брянской области, тонн (рассчитано автором на основании данных [1, 2, 10])

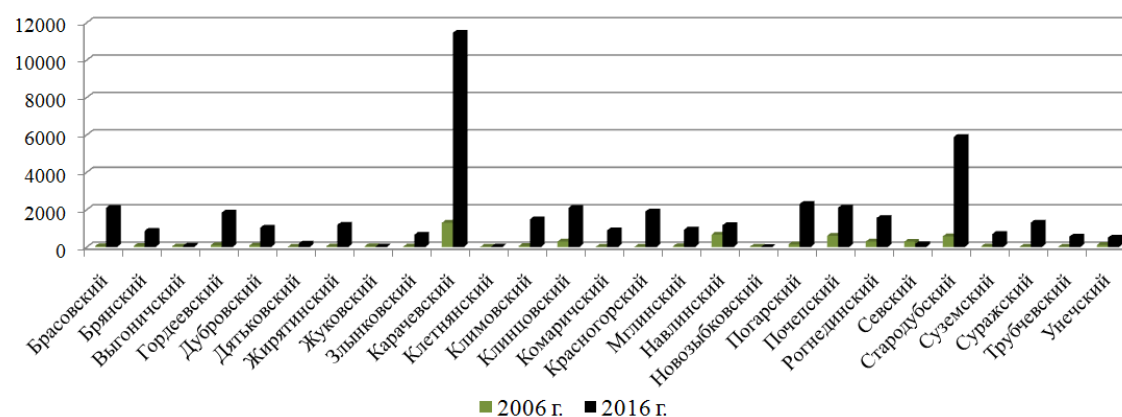


Рис. 15. Изменение объемов производства молока крестьянскими (фермерскими) хозяйствами и индивидуальными предпринимателями в разрезе административных районов Брянской области, тонн [1, 11]

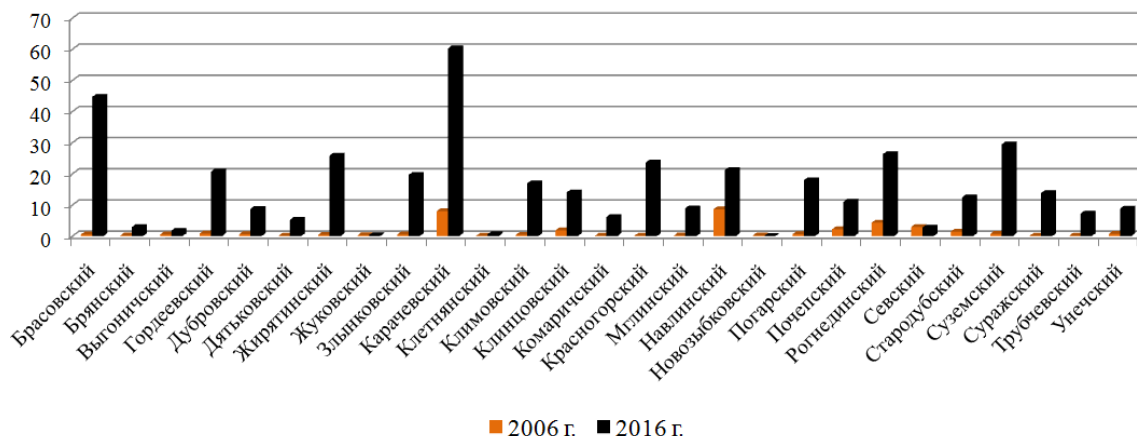


Рис. 16. Динамика доли крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей в производстве молока административного района Брянской области, % [1, 11]

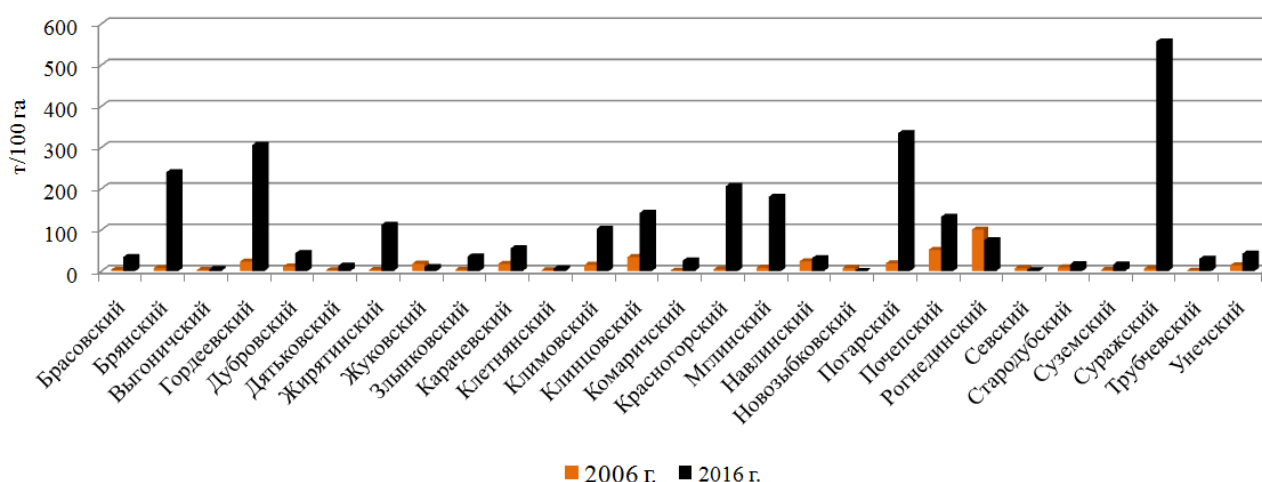


Рис. 17. Динамика производства молока в крестьянских (фермерских) хозяйствах и индивидуальных предпринимателей в расчете на 100 га сельскохозяйственных угодий в разрезе административных районов Брянской области, тонн (рассчитано автором на основании данных [1, 2, 10])

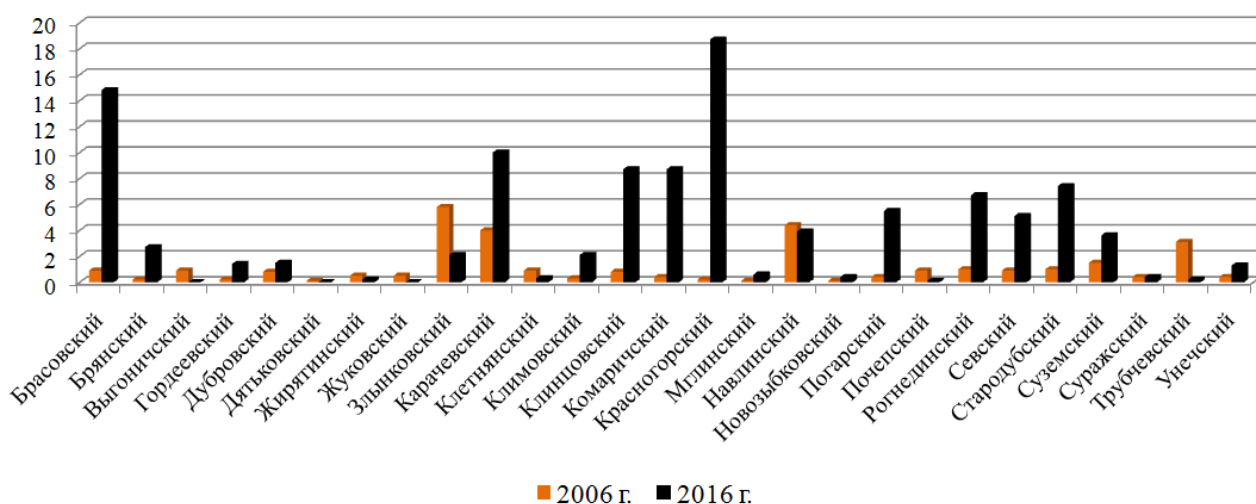


Рис.18. Динамика доли крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей в производстве мяса административных районов Брянской области, % [1, 11]

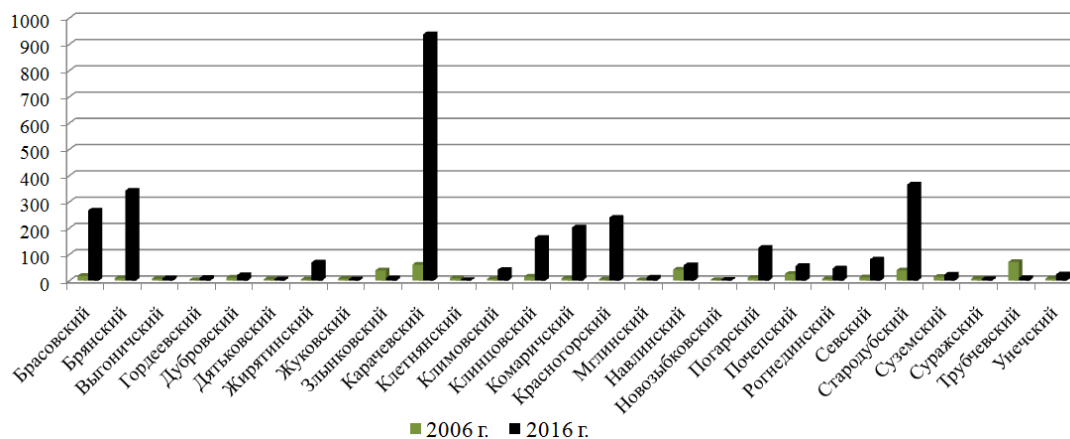


Рис. 19. Изменение объемов производства мяса крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей в разрезе административных районов Брянской области, тонн [1, 11]

Производство мяса на 100 га сельскохозяйственных угодий выросло с 1,2 до 3,2 тонн. Произошла смена районов-лидеров со

Злынковского, Трубчевского и Жуковского на Брянский, Красногорский и Погарский районы (рис. 20).

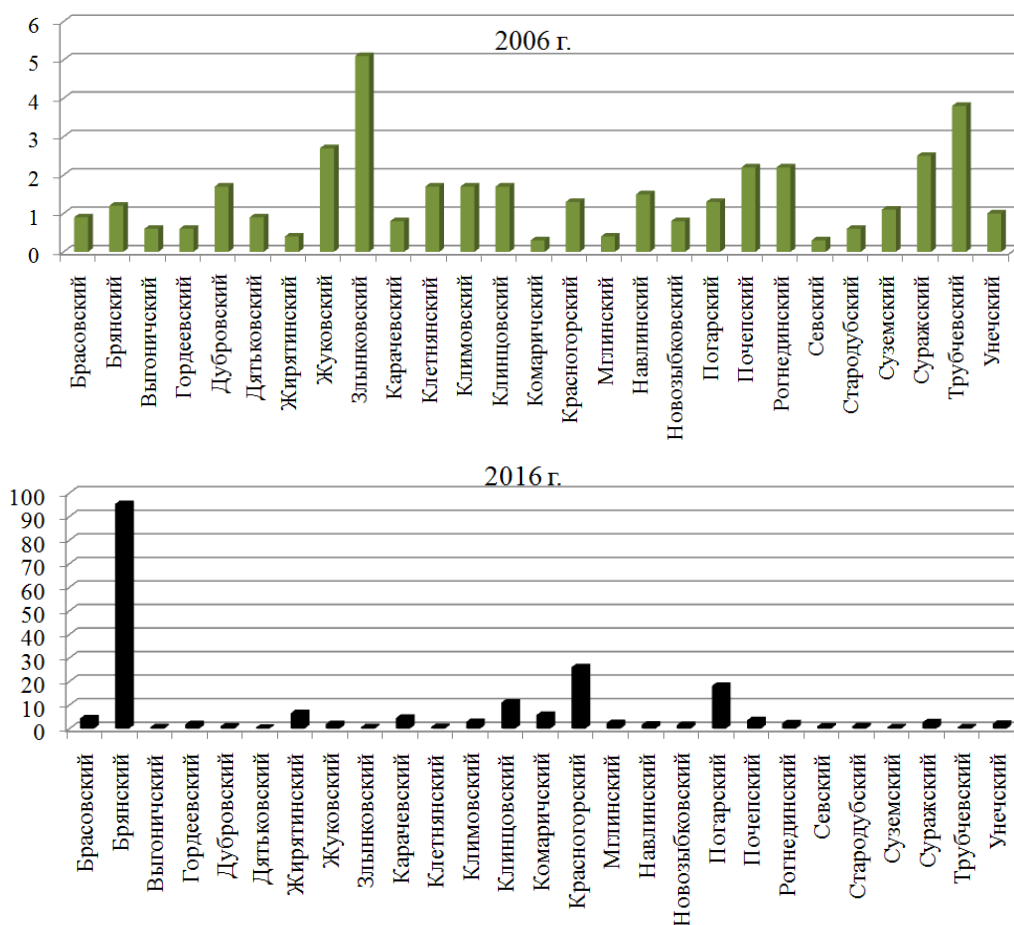


Рис. 20. Динамика производства мяса в крестьянских (фермерских) хозяйствах и у индивидуальных предпринимателей в расчете на 100 га сельскохозяйственных угодий в разрезе административных районов Брянской области, тонн (рассчитано автором на основании данных [1, 2, 10])

Анализ параметров, влияющих на уровень использования сельскохозяйственных угодий в крестьянских (фермерских) хозяйствах и у индивидуальных предпринимателей, показал, что наилучшая корреляционная связь имеет место между результативным признаком и объемами производства зерна, картофеля, молока (коэффициент корреляции $R > 0,65$).

Рейтинговый метод позволил ранжировать муниципальные районы области по уровню использования сельскохозяйственных угодий в крестьянских (фермерских) хозяйствах и у индивидуальных предпринимателей на пять групп.

По натуральным и стоимостным параметрам в первую группу (очень высокий уровень) эффективности землепользования вошли Погарский и Суражский; вторую (высокий) – Брянский, Гордеевский, Жуковский, Климовский, Клинцовский, Красногорский, Мглинский, Почепский, Унечский; в третью (средний) – Дубровский, Жирятинский, Карачевский, Комаричский, Стародубский; четвертую (низкий) – Брасовский, Выгоничский, Злынковский, Новозыбковский, Рогнединский, Суземский, Трубчевский и пятую (очень низкий) – Дятьковский, Клетнянский, Навлинский, Севский районы (рис. 21).

За анализируемый период выросло количество районов (с 7 до 11), в которых земли использовались хозяйствами высокоэффективно (рис. 21). Это можно объяснить тем, что в большинстве этих районов не находятся основные сельскохозяйственные организации и фермеры занимают значительное место в производстве сельскохозяйственной продукции. Однако 11 районов входят в группы низкого и очень низкого уровня землепользования.

В большинстве муниципальных районов наблюдаются тренды роста или перехода тенденции от спада к подъему эффективности землепользования. Тенденция устойчивого повышения эффективности характерна для хозяйств Брянского, Гордеевского, Карачевского, Клинцовского и Комаричского, Мглинского, Погарского, Суражского и Унечского; спада – Брасовского, Злынковского, Клетнянского, Навлинского, Рогнединского, Севского и Стародубского районов.

4. Выводы

Проведенный экономико-географический анализ позволяет сделать вывод о том, что несмотря на современные позитивные процессы, использование земель сельскохозяйственного назначения крестьянскими (фермерскими) хозяйствами и индивидуальными предпринимателями в Брянской области еще недостаточно эффективно. Данная ситуация определяется комплексом гетерогенных факторов [8]. Влияние почвенно-климатических условий на эффективность землепользования весьма неоднозначно. В частности, районы, входящие в один агроклиматический пояс и агропочвенный район, входят в разные группы по эффективности землепользования. Проблемой является и то, что низкий и очень низкий уровень использования земель характерен для районов с разным агроприродным потенциалом (северо-западных, юго-западных и юго-восточных) [3, 5].

Контрастность в степени использовании сельскохозяйственных угодий в наибольшей степени связана с социально-экономическими факторами. Особую роль играет обеспеченность трудовыми, материальными и финансовыми ресурсами, в процессе взаимодействия которых реализуется их интегральная способность производить высокие объемы сельскохозяйственной продукции.

Численность всех работников в крестьянских (фермерских) хозяйствах и у индивидуальных предпринимателей за 10 лет выросла с 2225 до 2417 чел., но из них заняты в сельскохозяйственном производстве только 1892 чел. В 11 районах их численность сократилась. Существенный рост наблюдается только в хозяйствах Стародубского, Погарского и Почепского районов (рис. 22) [6, 8].

Количество единиц техники, используемой хозяйствами области выросло с 1153 шт. (2006 г.) до 1583 шт. (2016 г.), в том числе, тракторов - с 810 до 1140 шт., картофелеуборочных и зерноуборочных комбайнов - с 343 до 443 шт. [7, 8]. Особенно ощутим рост в хозяйствах Стародубского, Погарского и Суземского районов (рис. 23). В хозяйствах 8 районов обеспеченность ухудшилась. Но 45 % тракторов и комбайнов имеют возраст 9 и

более лет, а в хозяйствах Рогнединского, районов – более 65 % [7] (рис. 24).
 Клетнянского, Гордеевского, Дубровского

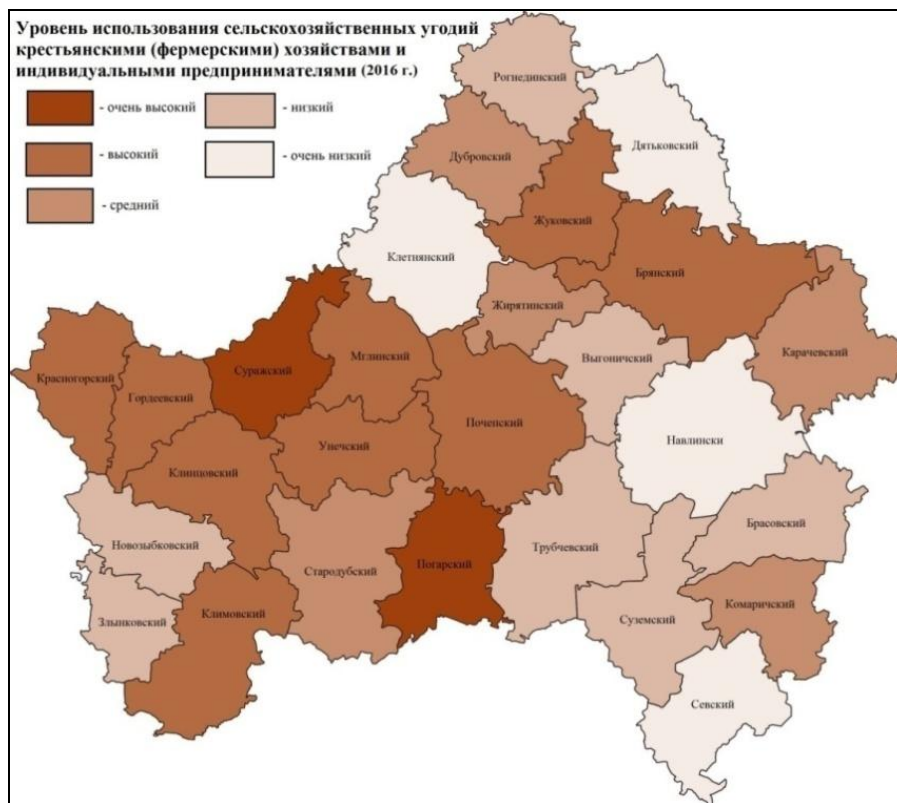
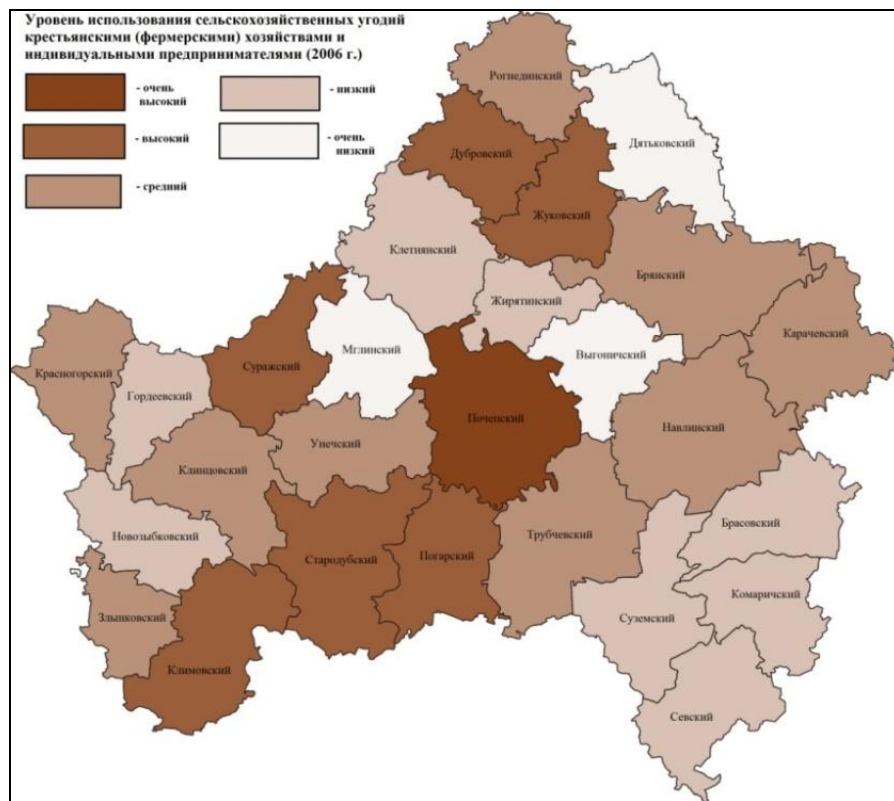


Рис.21. Районы Брянской области по уровню использования сельскохозяйственных угодий крестьянскими (фермерскими) хозяйствами и индивидуальными предпринимателями (в 2006 и 2016 гг.)

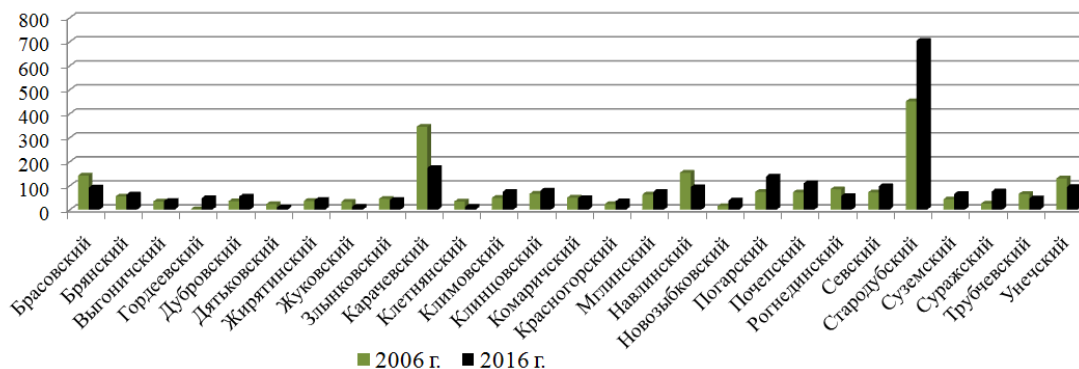


Рис. 22. Динамика численности работников, занятых в крестьянских (фермерских) хозяйствах и у индивидуальных предпринимателей в разрезе административных районов Брянской области, чел. [6]

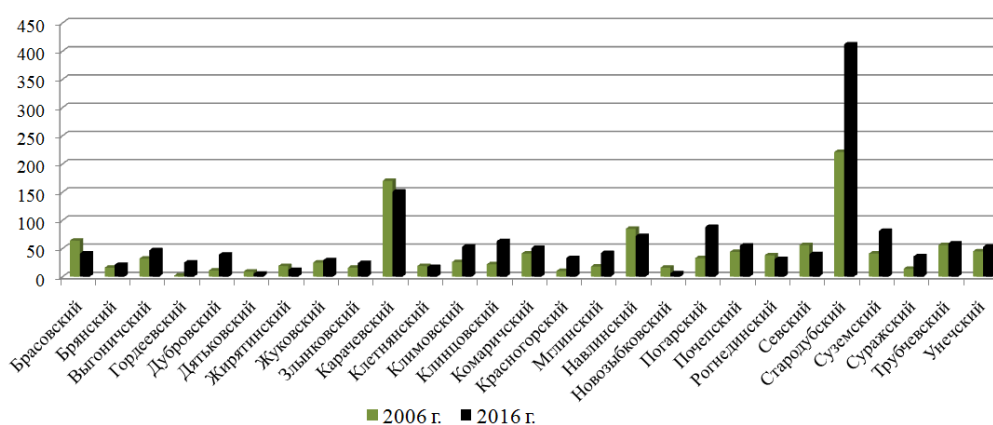


Рис. 23. Наличие сельскохозяйственной техники (тракторы и комбайны), шт. [7]

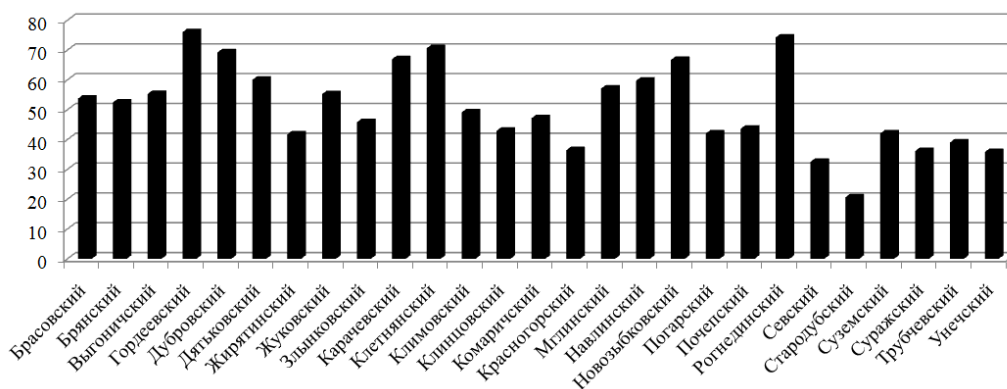


Рис. 24. Удельный вес тракторов в крестьянских (фермерских) хозяйствах и у индивидуальных предпринимателей в возрасте 9 лет и более (2016 г.), % [7]

Крестьянские (фермерские) хозяйства и индивидуальные предприниматели имеют слабую обеспеченность объектами инфраструктуры (рис. 25).

В разрезе муниципальных районов обеспеченность крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей объектами инфраструктуры представлена в табл. 1. Ее анализ показывает, что в 10 рай-

онах менее 30 % хозяйств имеют связь по автомобильным дорогам с твердым покрытием с районным центром или с сетью магистральных путей сообщения; в 14 районах менее 30 % хозяйств имеют подключение к сетям электроснабжения; в 13 районах менее 20 % – подключение к сетям водоснабжения; в 13 районах менее 5 % - подключение к сетям газоснабжения.

Общее число хозяйств, имевших перерабатывающие мощности – 136, что составило 25,8 % от общего числа организаций, осуществлявших сельскохозяйственную деятель-

ность в 2016 г. (из них 20,8 % – производство муки, 4,7 % – комбикорма). Лидировали хозяйства Гордеевского, Рогнединского и Брасовского районов [7] (рис. 26).



Рис. 25. Обеспеченность крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей объектами инфраструктуры, в % от общего числа хозяйств Брянской области [7]

Таблица 1

Группировка административных районов Брянской области по обеспеченности крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей объектами инфраструктуры [7]

Удельный вес хозяйств, в % от общего числа	Объекты инфраструктуры			
	Связь по автомобильным дорогам с твердым покрытием с районным центром или с сетью магистральных путей сообщения	Подключение к сетям		
		электроснабжения	водоснабжения	газоснабжения
до 10			Суземский, Трубчевский, Унечский	Трубчевский, Дятьковский, Злынковский, Суземский, Выгоничский, Климовский, Клинцовский, Комаричский, Мглинский, Навлинский, Почепский, Рогнединский, Стародубский, Унечский
11...20	Дятьковский	Дятьковский, Суземский, Трубчевский	Брянский, Выгоничский, Дубровский, Дятьковский, Злынковский, Клетнянский, Навлинский, Новозыбковский, Рогнединский, Почепский	Брасовский, Дубровский, Карачевский, Клетнянский, Севский

Окончание табл. 1

Удельный вес хозяйств, в % от общего числа	Объекты инфраструктуры			
	Связь по автомобильным дорогам с твердым покрытием с районным центром или с сетью магистральных путей сообщения	Подключение к сетям		
		электроснабжения	водоснабжения	газоснабжения
21...30	Брасовский, Брянский, Дубровский, Мглинский, Навлинский, Новозыбковский, Рогнединский, Суземский, Трубчевский	Брасовский, Брянский, Выгоничский, Дубровский, Клетнянский, Навлинский, Новозыбковский, Рогнединский, Почепский, Комаричский, Унечский	Брасовский, Жуковский, Комаричский, Клинцовский, Мглинский, Севский, Стародубский	Брянский, Жирятинский, Гордеевский, Новозыбковский
31...40	Выгоничский, Жирятинский, Злынковский, Комаричский, Почепский	Жирятинский, Злынковский, Мглинский, Севский	Жирятинский, Карачевский, Погарский	Жуковский, Погарский
41...50	Гордеевский, Жуковский, Клинцовский, Погарский, Севский, Унечский	Гордеевский, Жуковский, Карачевский, Клинцовский, Погарский	Гордеевский	Суражский
51...60	Карачевский, Клетнянский	Стародубский	Суражский	Красногорский
61...70	Климовский, Суражский, Стародубский	Суражский		
71...80		Климовский	Климовский, Красногорский	
св. 81	Красногорский	Красногорский		

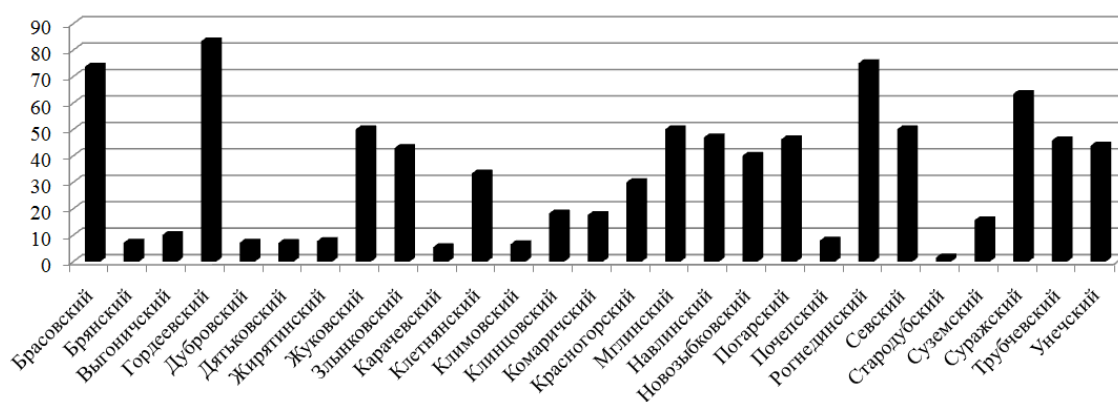


Рис. 26. Число крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей, имевших перерабатывающие мощности, в % от общего числа хозяйств, осуществлявших сельскохозяйственную деятельность в 2016 г. [7]

Незначительно и число хозяйств, применявших инновационные технологии. В основном это использование:

- системы индивидуального кормления скота – 22 хозяйства (7 – Выгоничского, 15 – Навлинского районов);
- метода бесклеточного содержания птицы – 25 хозяйств Выгоничского, Красногорского и Навлинского районов;
- очистных сооружений на животноводческих фермах – 5 хозяйств;
- системы точного вождения и дистанционного контроля качества выполнения технологических процессов, как переносных, так и стационарных, вмонтированных в отдельные виды техники – 5 хозяйств Стародубского района [7].

Не столь благоприятны и финансовые условия ведения хозяйственной деятельности. Число хозяйств, получавших кредитные средства в 2015 г. составило 61 хозяйство, т.е. 12,7 % от общего числа хозяйств, осуществлявших сельскохозяйственную деятельность. Хозяйства 9 районов кредитных средств не получали [7] (рис. 27).

Число хозяйств, получавших субсидии (дотации) в 2015 г. за счет средств федерального бюджета и/или бюджета субъекта Российской Федерации составило 228 хозяйств или 47,6 % от общего числа хозяйств, осуществлявших сельскохозяйственную деятельность в 2015 г. Более 80 % получили хозяйства Стародубского, Суземского и Жуковского районов [7] (рис. 28).

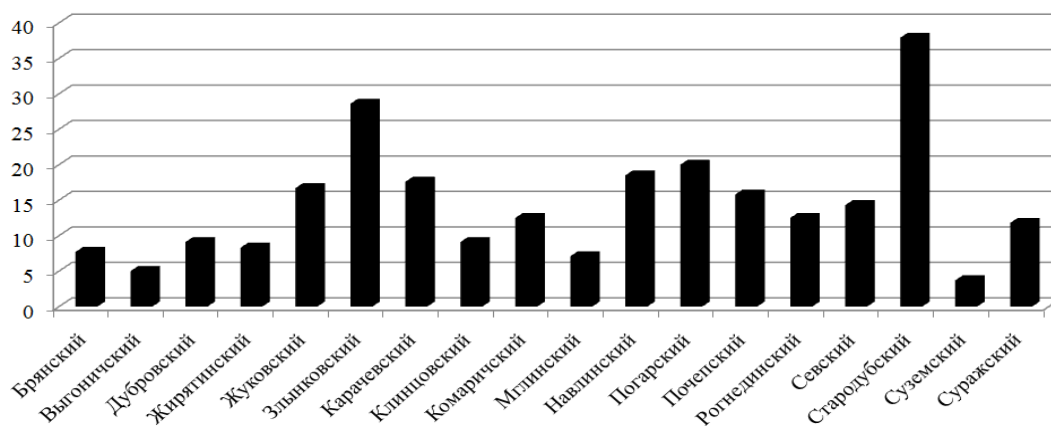


Рис. 27. Удельный вес крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей, получавших кредитные средства в 2015 г., в % от общего числа хозяйств, осуществлявших сельскохозяйственную деятельность [7]

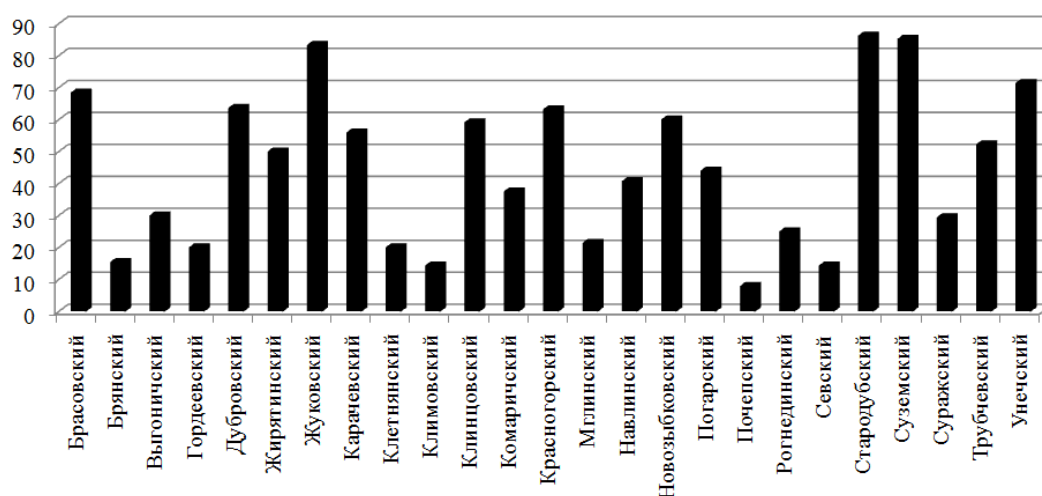


Рис. 28. Удельный вес крестьянских (фермерских) хозяйств и индивидуальных предпринимателей, получавших субсидии (дотации) в 2015 г., в % от общего числа хозяйств, осуществлявших сельскохозяйственную деятельность [7]

Таким образом, низкая эффективность землепользования определяется ухудшением материально-технической базы, слабой обеспеченностью объектами инфраструктуры, снижением численности работников, дефицитом финансовых ресурсов, что, в свою очередь, не позволяет активно применять инновационные технологии в производстве [8]. В связи с чем необходима интенсификация аграрного производства, позволяющая повысить выход продукции с каждого гектара. Стародубский и Карачевский районы,

Список литературы

1. Города и районы Брянской области: Стат. сб. / Облкомстат. – Брянск, 2018. – 266 с.
2. Доклад о состоянии и использовании земель Брянской области в 2016 году [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.to32.rosreestr.ru/kadastr/gos_mon_zem/isp_zemel/.
3. Долганова, М.В. Экономико-географический анализ сельскохозяйственного землепользования в Брянской области / М.В. Долганова // Учёные записки Крымского федерального университета имени В.И. Вернадского. География. Геология. – 2018. – Т. 4. – № 2. – С. 56–65.
4. Долганова, М.В. Эколого-экономическая эффективность использования земли в сельском хозяйстве Брянской области в новых социально-экономических условиях / М.В. Долганова // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. – №1. – С. 65–70.
5. Долганова, М.В. Эффективность сельскохозяйственного землепользования в разных категориях хозяйств Брянской области / М.В. Долганова // Региональная экономика и управление: электронный научный журнал. – 2018. – № 4 (56). – Режим доступа: <https://eee-region.ru/article/5615/>.
6. Итоги Всероссийской сельскохозяйственной переписи 2016 года. Том 2. Число объектов всероссийской сельскохозяйственной переписи 2016 года в Брянской области. Трудовые ресурсы и их характеристика / Территориальный орган Федеральной службы государственной статистике по Брянской области. – Брянск, 2018. – 177 с.

лидирующие по площади сельскохозяйственных угодий и пашни, используют ее недостаточно эффективно, а точнее, экстенсивно, так как задействовано большое количество ресурсов, а отдача с единицы площади довольно низкая.

Подобная дифференциация районов по эффективности землепользования требует принятия неотложных мер по территориальному совершенствованию и сбалансированному развитию аграрного землепользования в Брянской области.

References

1. Goroda i rayony Bryanskoy oblasti: Stat. sb Bryansk, Oblkomstat, 2018. 266 p. (In Russian)
2. Doklad o sostoyanii i ispolzovanii zemel Bryanskoy oblasti v 2016 godu [site]. Available: http://www.to32.rosreestr.ru/kadastr/gos_mon_zem/isp_zemel/. (In Russian)
3. Dolganova M.V. Ekonomiko-geograficheskiy analiz selskokhozyaystvennogo zemlepolzovaniya v Bryanskoy oblasti. *Uchyonye zapiski Krymskogo federalnogo universiteta imeni V.I. Vernadskogo. Geografiya. Geologiya*, 2018, Vol. 4, No. 2, pp. 56–65. (In Russian)
4. Dolganova M.V. Ekologo-ekonomicheskaya effektivnost ispolzovaniya zemli v selskom khozyaystve Bryanskoy oblasti v novykh sotsialno-ekonomicheskikh usloviyakh. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No. 1, pp. 65–70. (In Russian)
5. Dolganova M.V. Effektivnost selskokhozyaystvennogo zemlepolzovaniya v raznykh kategoriakh khozyaystv Bryanskoy oblasti. *Regionalnaya ekonomika i upravlenie*, 2018, No. 4 (56). URL: <https://eee-region.ru/article/5615/>. (In Russian)
6. Itogi Vserossiyskoy selskokhozyaystvennoy perepisi 2016 goda. Tom 2. Chislo obektov vserossiyskoy selskokhozyaystvennoy perepisi 2016 goda v Bryanskoy oblasti. *Trudovye resursy i ikh kharakteristika*. Bryansk, Territorialnyy organ Federalnoy sluzhby gosudarstvennoy statistiki po Bryanskoy oblasti, 2018. 177 p. (In Russian)
7. Itogi Vserossiyskoy selskokhozyaystven-

7. Итоги Всероссийской сельскохозяйственной переписи 2016 года. Том 6. Технические средства, производственные помещения и инфраструктура в Брянской области / Территориальный орган Федеральной службы государственной статистики по Брянской области. – Брянск, 2018. – 204 с.
8. Куница, М.Н. Социально-демографический потенциал трудовых ресурсов аграрного комплекса Брянской области в контексте особенностей основных категорий сельскохозяйственных землепользователей / М.Н. Куница // Экономика. Социология. Право. – 2018. - № 3 (11). – С. 31-40.
9. Основные итоги Всероссийской сельскохозяйственной переписи в разрезе категорий хозяйств по Брянской области 2006 г. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://bryansk.gks.ru/wps/wcm/connect/rosstat_ts/bryansk/ru/census_and_researching/census/national_census_2006/score_2006/tom1.
10. Природные ресурсы и окружающая среда субъектов Российской Федерации. Центральный Федеральный округ: Брянская область / Под ред. Н.Г. Рыбальского, Е.Д. Самотесова и А.Г. Митюкова. – М.: НИА–Природа, 2007. – 1144 с.
11. Сельское хозяйство Брянской области: Стат. сб. / Брянскстат. – Брянск, 2017. – 224 с.
12. Чернигова, Д.Р. Районирование экономических параметров аграрного производства для различных категорий предприятий / Д.Р. Чернигова // Вестник ИрГТУ. – 2011. - № 8 (55). – С. 71-76.
- † noy perepisi 2016 goda. Tom 6. Tekhnicheskie sredstva, proizvodstvennyye pomeshcheniya i infrastruktura v Bryanskoy oblasti. Bryansk, Territorialnyy organ Federalnoy sluzhby gosudarstvennoy statistiki po Bryanskoy oblasti. 2018. 204 p. (In Russian)
- † 8. Kunitsa M.N. Sotsialno-demograficheskiy potentsial trudovykh resursov agrarnogo kompleksa Bryanskoy oblasti v kontekste osobennostey osnovnykh kategoriy selskokhozyaystvennykh zemlepolzovateley. Ekonomika. Sotsiologiya. Pravo, 2018, No. 3, pp. 31-40. (In Russian)
- † 9. Osnovnye itogi Vserossiyskoy selskokhozyaystvennoy perepisi v razreze kategoriy khozyaystv po Bryanskoy oblasti 2006 g. [site]. Available: http://bryansk.gks.ru/wps/wcm/connect/rosstat_ts/bryansk/ru/census_and_researching/census/national_census_2006/score_2006/tom1. (In Russian)
- † 10. Prirodnye resursy i okruzhayushchaya sreda subektov Rossiyskoy Federatsii. Tsentralnyy Federalnyy okrug: Bryanskaya oblast. Editors N.G. Rybalskiy, E.D. Samotesov, A.G. Mityukov. Moscow, NIA–Priroda, 2007. 1144 p. (In Russian)
- † 11. Selskoe khozyaystvo Bryanskoy oblasti: Stat. sb. Bryansk, Bryanskstat, 2017. 224 p. (In Russian)
- † 12. Chernigova D.R. Rayonirovanie ekonomicheskikh parametrov agrarnogo proizvodstva dlya razlichnykh kategoriy predpriyatiy. Vestnik IrGTU, 2011, No. 8 (55), pp. 71–76. (In Russian)

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> 25.03.2019 г.