



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Naučno-Tehničeskij Vestnik
Brânskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2018(4)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 4
2018**

Технические науки

Nauchno-tekhnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta

Scientific and Technical Journal of
Bryansk State University

№ 4
2018

Engineering Science

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 4 (2018). Брянск: РИО БГУ, 2018. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>

Размещено на официальном сайте журнала: 25.12.2018

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

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

Главный редактор сетевого издания:

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

Ответственный секретарь сетевого издания:

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

Редакционная коллегия сетевого издания:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Chief editor:

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

Executive secretary:

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

Editorial Board:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

16+

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

© Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2018
© 2018 Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



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

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Машиностроение и машиноведение

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379

Моделирование рабочих процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев 355

Транспортное, горное и строительное машиностроение

Гончаров К.А. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-380-389

Особенности построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере 380

Толкачев Е.Н. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-390-397

Влияние количества отказавших приводных подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании холостых роликов 390

Энергетика

Лагерева Э.А. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-398-404

Анализ тарифов тепловой энергии для коммунальных потребителей в условиях крупного города (на примере г. Брянска) 398

Транспорт

Абдувахитов Ш.Р., Махматкулов Ш.Г., Дехконов М.М. (Ташкент, Узбекистан;
Сиань, Китай)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-405-416

Методика определения вместимости контейнерного терминала, обслуживаемого портальными контейнерными автопогрузчиками 405

Пустоветов М.Ю., Индылова Н.В. (Ростов-на-Дону, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-417-423

Исследование возможной причины повреждения электрическим током подшипников асинхронных тяговых электрических двигателей электропоездов «Ласточка» 417

НАУКИ О ЗЕМЛЕ

Долганова М.В. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-424-440

Географический анализ и оценка эффективности землепользования сельскохозяйственными организациями Брянской области 424

Корнеев В.А., Гусев М.М. (Новокузнецк, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-441-450

Методические вопросы разработки нового экспресс-метода определения
прочностных свойств горных пород 441

ХИМИЧЕСКИЕ НАУКИ

Задошенко Е.Г., Озеров С.В. (Ростов-на-Дону, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-451-455

Получение наноразмерных соединений меди и оценка их качественного и
размерного состава 451

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE

Machinery Building and Theoretical Engineering

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379

Modeling of working processes in the throttle-adjustable hydraulic drive of manipulation systems with separate movement of links during operation of mobile machines .. 355

Transport, Mining and Construction Machinery

Goncharov K.A. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-380-389

Design features of probabilistic mathematical model of tractive effort distribution in multidrive belt conveyor 380

Tolkachev E.N. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-390-397

Influence of quantity failed drive suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive at jamming idle rollers 390

Power Engineering

Lagereva E.A. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-398-404

Analysis of heat energy tariffs for utility consumers in the conditions of the big city (on the example of the Bryansk) 398

Transport

Abduvahitov R.S., Makhmatkulov G.Sh., Dehkonov M.M. (Tashkent, Uzbekistan; Xi'an, China)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-405-416

Technique for determining the capacity of a container terminal serviced by a straddle carrier 405

Pustovetov M.Yu., Indylova N.V. (Rostov-on-Don, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-417-423

A study of possible reasons of the damage by electric current of traction induction motors bearings onboard of electric trains "Lastochka» 417

EARTH SCIENCE

Dolganova M.V. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-424-440

Geographic analysis and evaluation of efficiency of land use by agricultural organizations of the Bryansk region 424

Korneyev V.A., Gysev M.M. (Novokuznetsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-441-450

Methodical issues of developing a new express method for determining the strength of properties of rock 441

CHEMICAL SCIENCE

Zadoshenko E.G., Ozerov S.V. (Rostov-on-Don, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-451-455

Production of nanoscale copper compounds and evaluation of their qualitative and
dimensional composition 451

УДК 621.86

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

MODELING OF WORKING PROCESSES IN THE THROTTLE-ADJUSTABLE
HYDRAULIC DRIVE OF MANIPULATION SYSTEMS WITH SEPARATE
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 рассматриваются функционально-структурная схема и математическая модель рабочих гидродинамических процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе технологических кранов-манипуляторов. Модель позволяет выполнить компьютерное моделирование кинематики и динамики элементов металлоконструкции манипулятора и гидродинамических рабочих процессов в гидроприводе как совместно протекающих и взаимодействующих процессов. Дано описание компьютерной программы, реализующей разработанную математическую модель. Программа позволяет выполнить расчет изменения во времени перемещения, скорости и ускорения движущегося звена манипуляционной системы, давления и объемного расхода рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы и ряда других параметров. Выполнено моделирование работы гидропривода реальной манипуляционной системы и проведен анализ полученных результатов. Показана адекватность результатов моделирования и реальных физических явлений, наблюдаемых при эксплуатации мобильных машин.
Ключевые слова: манипуляционная система, мобильная машина, гидропривод, моделирование, динамика

Дата принятия к публикации: 21.08.2018
Дата публикации: 25.12.2018

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.

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.

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

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

Date of acceptance for publication: 21.08.2018
Date of publication: 25.12.2018

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.

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.

Гидравлический привод применительно к манипуляционным системам мобильных транспортно-технологических машин весьма широко используется производителями подъемно-транспортной техники как в Российской Федерации [1-4], так и за рубежом – в Германии, Корее, Китае, Японии, Италии, Швеции, Австрии, США и др. [4-9].

Каждое звено, входящее в кинематическую цепь шарнирно-сочлененной манипуляционной системы, приводится в движение (возвратно-поступательное или возвратно-поворотное) с помощью индивидуального силового гидродвигателя [1-9]. В качестве силовых гидродвигателей для обеспечения обоих названных видов движения звеньев чаще всего используются гидроцилиндры [10-12]. Силовые поворотные гидродвигатели поршневого или шиберного типа [12, 13] используются значительно реже и только для обеспечения возвратно-поворотного движения звеньев [1-5], как правило, для поворота всей крано-манипуляторной установки относительно вертикально расположенной оси вращения. Для регулирования скорости движения звеньев используются следующие способы регулирования гидродвигателей – машинный, дроссельный и комбинированный машинно-дроссельный [3, 13].

Работа манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин протекает в существенно нестационарных условиях эксплуатации. Это связано не только с воздействием на несущую металлоконструкцию и силовые гидродвигатели крана-манипулятора широкой гаммы весов транспортируемых грузов в пределах номинальной грузоподъемности крана, перепада суточных и сезонных температур и ветровых нагрузок. Специфической особенностью работы манипуляционных систем является переменность действующей эксплуатационной нагрузки в пределах требуемого хода (угла поворота) звена, несмотря на то, что она обусловлена действием постоянных в течение времени выполнения отдельной технологической операции факторов – веса транс-

портируемого груза и собственного веса движущихся звеньев [4]. Поворотный характер движения звеньев и наличие периодов их разгона-торможения дополнительно обуславливают возникновение значительного числа воздействующих на несущую металлоконструкцию и силовые гидродвигатели инерционных нагрузок.

Как следствие, рабочие процессы при эксплуатации манипуляционных систем гидрофицированных мобильных транспортно-технологических машин носят гидродинамический характер и для них свойственны выраженные периоды переменных и переходных режимов изменения количественных параметров течения рабочей жидкости во времени и по длине гидросистемы – давлений и объемных расходов в характерных точках, потерь давления в пределах характерных участков, перепада давлений на силовых гидродвигателях и регулируемых гидроаппаратах (дросселях и регуляторах потока, объемного расхода через напорные клапаны и др. Нестационарные режимы работы гидропривода машин и механизмов подлежат учету при его проектировании и анализе работоспособности. Примеры их моделирования для ряда конструкций – промышленных роботов и станочного оборудования приведены в [14-16].

2. Построение математической модели.

2.1. Построение структурно-функциональной схемы дроссельно-регулируемого гидропривода.

Математическая модель дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при раздельном движении звеньев базируется на структурно-функциональной схеме, предложенной в [4, 17]. Указанная схема с обозначением характерных точек по длине гидросистемы, в которых производится определение количественных параметров, определяющих протекание рабочих процессов в гидроприводе при работе манипуляционной системы, приведена на рис. 1.

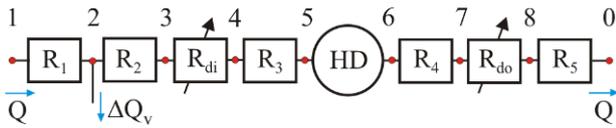


Рис. 1. Типовая структурно-функциональная схема дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при раздельном движении звеньев

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

- точка 1: выход объемного нерегулируемого насоса;
- точка 2: место установки предохранительного напорного клапана;
- точка 3: вход регулируемого дросселя (регулятора потока) на входе в рабочую полость гидродвигателя;
- точка 4: выход регулируемого дросселя (регулятора потока) на входе в рабочую полость гидродвигателя;
- точка 5: вход в рабочую полость гидродвигателя;
- точка 6: выход из холостой полости гидродвигателя;
- точка 7: вход регулируемого дросселя (регулятора потока) на выходе из холостой полости гидродвигателя;
- точка 8: выход регулируемого дросселя (регулятора потока) на выходе из холостой полости гидродвигателя;
- точка 0: вход в гидробак.

В указанных характерных точках j определяются величина давления p_j ($j = 1, \dots, 8$) и объемного расхода рабочей жидкости Q_j ($j = 1, \dots, 8, 0$). 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_5 вследствие гидравлических потерь в имеющихся на данных участках гидроаппаратах, гидроустройствах и местных сопротивлений, а также по длине гидролинии. Разность величины давлений в точках 5 и 6 определяет перепад рабочего

давления на гидродвигателе Δp_{HD} , а в точках 3 и 4, 5 и 6 – падение давления R_{di}, R_{do} на регулируемых дросселях на входе в рабочую полость и выходе из холостой полости гидродвигателя соответственно.

Представленная на рис. 1 структурно-функциональная схема является типовой применительно к дроссельно-регулируемому гидроприводу при раздельном движении звеньев многозвенной манипуляционной системы. В зависимости от того, движение какого конкретного звена 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), из типовой схемы необходимо удалить соответствующий характерный участок.

На рис. 2 приведена натурная принципиальная гидравлическая схема автомобильного манипулятора типа UNIC UR330 Series (Япония) [18]. 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 раздельного движения каждого из трех указанных звеньев требует использования трех структурно-функциональных схем. Соответствие расположения характерных точек и участков этих схем расположению гидролиний натурной принципиальной схемы показано на рис. 2 различным цветом линий:

- красные линии соответствуют схеме № 1 (моделирование поворота стрелы в вертикальной плоскости);

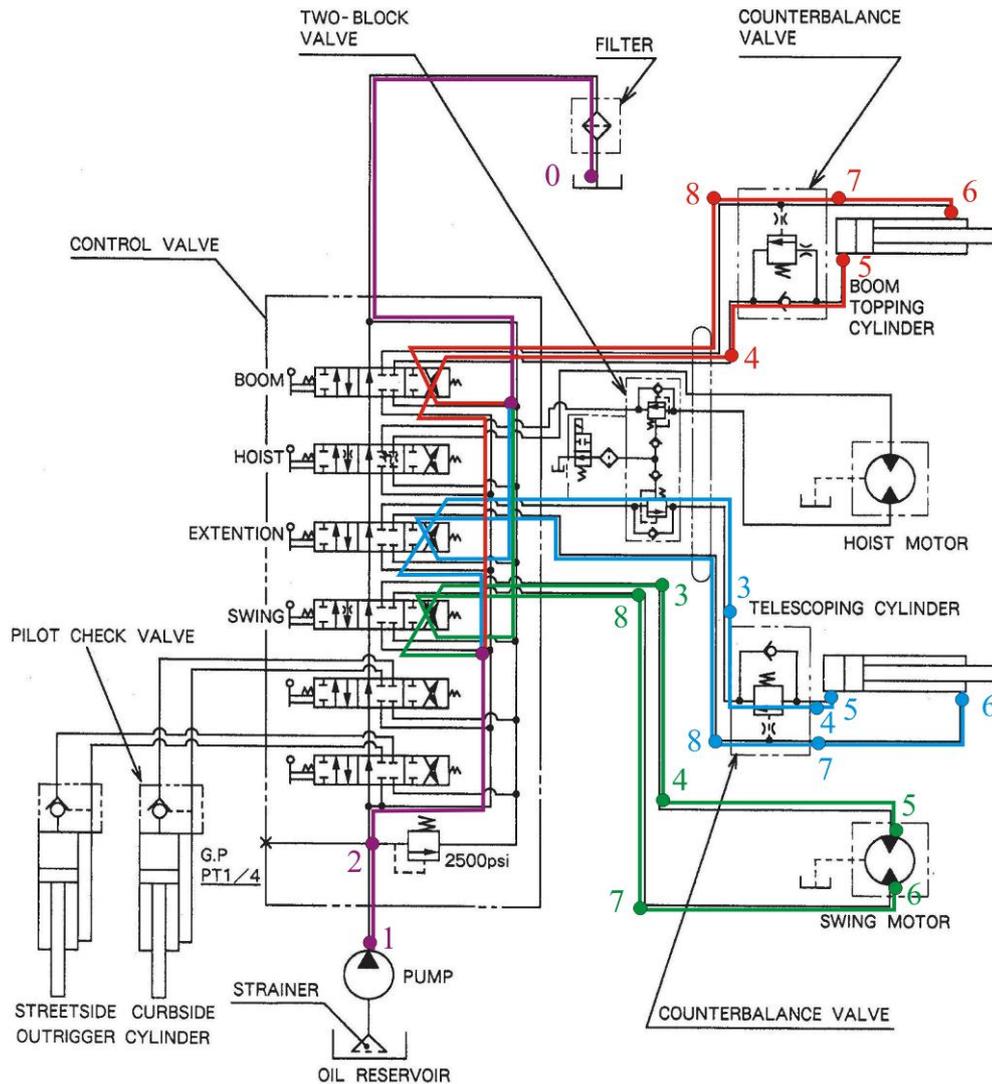


Рис. 2. Пример сопоставления структурно-функциональной схемы гидропривода с натурной принципиальной гидравлической схемой манипуляционной системы

- синие линии соответствуют схеме № 2 (моделирование удлинения стрелы);
- зеленые линии соответствуют схеме № 3 (моделирование поворота колонны);
- фиолетовые линии соответствуют общим участкам схем № 1 ... № 3.

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

Анализируя гидродинамические процессы в гидросистеме, при построении уравнения движения подвижного элемента гидродвигателя (поршня или шибера) целесообразно ориентироваться не на величину его перемещения (линейного смещения x или угла поворота φ) во времени, а на величину изменения во времени объемного расхода

рабочей жидкости $Q_{HD,inp}$, поданного в рабочую полость гидродвигателя [17]. В этом случае интегрирование уравнений движения позволяет непосредственно определить в дискретные моменты времени один из основных гидравлических параметров гидросистемы – объемный расход на входе в гидродвигатель Q_5 – и, таким образом, последовательно определить остальные гидравлические параметры (давления и расходы) во всех характерных точках структурно-функциональной схемы (рис. 1).

Согласно [12] соотношения между перемещением подвижного элемента гидродвигателя и использованным объемным расходом

дом рабочей жидкости выражаются следующими зависимостями:

- для гидроцилиндра и двухпоршневого поворотного гидродвигателя

$$\dot{x} = Q_{HD,inp} / A_{hc,inp}; \quad (1)$$

- для четырехпоршневого поворотного гидродвигателя

$$\dot{x} = Q_{HD,inp} / 2A_{hc,inp}; \quad (2)$$

- для шибберного поворотного гидродвигателя

$$\dot{\phi} = \frac{4n_b Q_{HD,inp}}{H_{pd}(D_{pd}^2 - d_b^2)} = \frac{Q_{HD,inp}}{V_{hd}}; \quad (3)$$

- для гидромотора

$$\dot{\phi} = 2\pi Q_{HD,inp} / V_{hm}, \quad (4)$$

где $A_{hc,inp}$ - площадь поршня гидроцилиндра со стороны рабочей полости; D_{pd} , H_{pd} - внутренний диаметр и глубина корпуса шибберного гидродвигателя; d_{pd} - диаметр вала шибберного гидродвигателя; n_b - число шибберов; V_{hd} - объем шибберного гидродвигателя, соответствующий повороту выходного вала на 1 рад; V_{hm} - рабочий объем гидромотора.

В результате, известные уравнения движения подвижных элементов гидродвигателей [12-15, 19, 20] с учетом зависимостей (1) – (4) примут вид:

- для гидроцилиндра и двухпоршневого поворотного гидродвигателя

$$\left(\frac{M_{red}}{A_{hc,inp}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = (A_{hc,inp} p_5 - A_{hc,out} p_6) \mp F_{ol} - F_{br}; \quad (5)$$

- для четырехпоршневого поворотного гидродвигателя

$$\left(\frac{M_{red}}{2A_{hc,inp}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = 2(A_{hc,inp} p_5 - A_{hc,out} p_6) \mp F_{ol} - F_{br}; \quad (6)$$

- для шибберного поворотного гидродвигателя

$$n_b \left(\frac{J_{red}}{V_{hd}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = n_b H_{pd} (D_{pd}^2 - d_b^2) (p_5 - p_6) / 4 \mp M_{ol} - M_{br}; \quad (7)$$

- для гидромотора

$$2\pi \left(\frac{J_{red}}{V_{hm}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = V_{hm} (p_5 - p_6) / 2\pi \mp M_{ol} - M_{br}, \quad (8)$$

где 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 (5) – (8) определяется с помощью решения задачи динамики движения звена манипуляционной системы [21-24] или в процессе реализации универсальной модели [17, 25], 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 $k_{dyn} > 1 \sim 1,05 \dots 1,2$ [26].

2.3. Начальные условия интегрирования дифференциальных уравнений раздельного движения звеньев.

В момент времени начала движения звена $\tau = 0$ объемный расход рабочей жидкости, поступающей в рабочую полость гидродвигателя $Q_5(\tau = 0) = 0$. Соответственно, расходы в характерных точках

$$Q_3(\tau = 0) = Q_4(\tau = 0) = Q_6(\tau = 0) = Q_7(\tau = 0) = Q_8(\tau = 0) = Q_0(\tau = 0) = 0. \quad (9)$$

В начальный момент времени, когда насос работает, но смещения подвижного элемента гидродвигателя еще нет, следует ожидать, что давление на выходе насоса 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 [13-15]

$$Q_1 = f(p_1),$$

которая аппроксимируется выражением [27]

$$Q_1 = \frac{Q_{nom}}{\eta_{0nom}} \left[1 - (1 - \eta_{0nom}) \frac{p_1}{p_{nom}} \right], \quad (10)$$

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

Тогда давление рабочей жидкости в характерной точке 1 (выход насоса), преобразуя зависимость (10), в момент времени $\tau = 0$ будет составлять

$$p_1(\tau = 0) = \frac{p_{nom}}{1 - \eta_{0nom}} \left(1 - \frac{Q_1(\tau = 0)\eta_{0nom}}{Q_{nom}} \right). \quad (11)$$

Объемный расход в характерной точке 2 составляет

$$Q_2(\tau = 0) = \zeta_1 Q_1(\tau = 0), \quad (12)$$

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

$$p_2(\tau = 0) = f_v(Q_2(\tau = 0)), \quad (13)$$

причем с давлением в точке 1 оно будет связано соотношением

$$p_2(\tau = 0) = p_1(\tau = 0) - R_1(\tau = 0), \quad (14)$$

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 (11) – (14) 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 (13). Выражая $p_2(\tau = 0)$ и $Q_2(\tau = 0)$ через $p_1(\tau = 0)$ и $Q_1(\tau = 0)$ с помощью соотношений (12) и (14), получим сис-

тему двух нелинейных алгебраических уравнений для оценки гидравлических параметров в характерной точке 1:

$$\begin{cases} p_1(\tau = 0) = \frac{p_{nom}}{1 - \eta_{0nom}} \left(1 - \frac{Q_1(\tau = 0)\eta_{0nom}}{Q_{nom}} \right); \\ p_1(\tau = 0) = R_1(\bar{\zeta}_1 Q_1(\tau = 0)) + f_v(\zeta_1 Q_1(\tau = 0)). \end{cases} \quad (15)$$

Систему (15) удобно преобразовать к одному нелинейному алгебраическому уравнению относительного неизвестного $Q_1(\tau = 0)$:

$$\frac{p_{nom}}{1 - \eta_{0nom}} \left(1 - \frac{Q_1(\tau = 0)\eta_{0nom}}{Q_{nom}} \right) - R_1(\bar{\zeta}_1 Q_1(\tau = 0)) - f_v(\zeta_1 Q_1(\tau = 0)) = 0. \quad (16)$$

Для выполнения расчетов по зависимости (16) необходимо представить статическую характеристику напорного клапана давления $p = f_v(\Delta Q_v)$ в виде аналитического выражения. Качественный вид этой характеристики согласно [13-15, 20, 29] представлен на рис. 3.

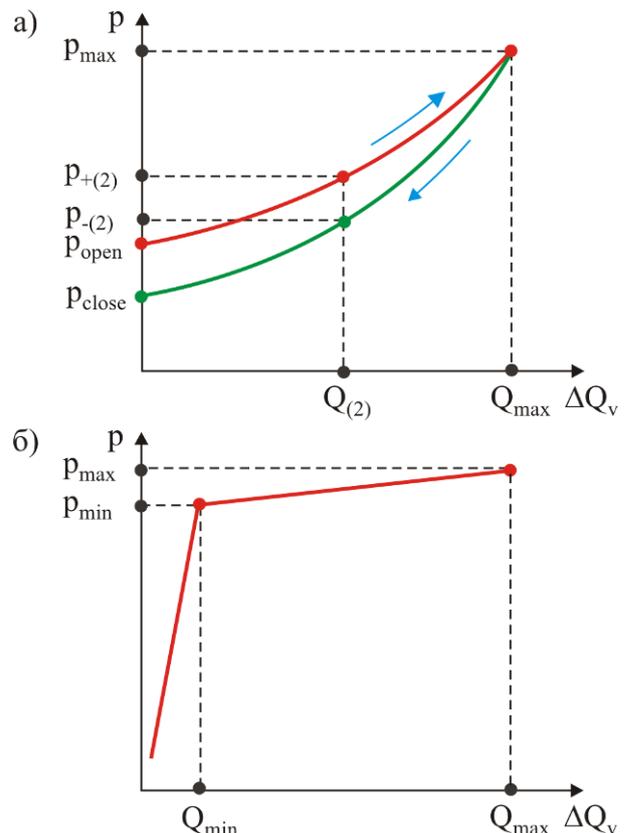


Рис. 3. Статические характеристики напорных предохранительных клапанов: а – прямого действия; б – непрямого действия

Для клапана прямого действия она имеет две ветви, причем верхняя ветвь соответ-

вует случаю открытия клапана (прямой ход клапана), нижняя – случаю его закрытия (обратный ход клапана). С приемлемой точностью обе ветви могут аппроксимироваться степенными зависимостями вида:

- для прямого хода клапана

$$p_+ = p_{open} + a_{op} \Delta Q_v^{b_{op}};$$

- для обратного хода клапана

$$p_- = p_{close} + a_{cl} \Delta Q_v^{b_{cl}},$$

где p_{open} , p_{close} - давление открытия и закрытия клапана; a_{op} , a_{cl} , b_{op} , b_{cl} - коэффициенты аппроксимации.

Объемный расход рабочей жидкости через предохранительный клапан прямого действия для произвольного давления p может быть определен по одной из следующих зависимостей:

- при прямом ходе клапана

$$\Delta Q_v = \left(\frac{p - p_{open}}{a_{op}} \right)^{1/b_{op}};$$

- при обратном ходе клапана

$$\Delta Q_v = \left(\frac{p - p_{close}}{a_{cl}} \right)^{1/b_{cl}}.$$

Коэффициенты аппроксимации определяются следующими зависимостями:

$$b_{op} = \frac{\lg(p_{+(2)} - p_{open}) - \lg(p_{max} - p_{open})}{\lg(Q_{(2)}) - \lg(Q_{max})};$$

$$a_{op} = \frac{p_{max} - p_{open}}{Q_{max}^{b_{op}}};$$

$$b_{cl} = \frac{\lg(p_{-(2)} - p_{close}) - \lg(p_{max} - p_{close})}{\lg(Q_{(2)}) - \lg(Q_{max})};$$

$$a_{cl} = \frac{p_{max} - p_{close}}{Q_{max}^{b_{cl}}};$$

где p_{max} - давление настройки клапана; Q_{max} - расход рабочей жидкости при давлении настройки предохранительного клапана прямого действия (рис. 3, а).

Для клапана непрямого действия характеристика напорного предохранительного клапана имеет два прямолинейных участка (рис. 3, б). С приемлемой точностью оба участка могут аппроксимироваться линейными зависимостями вида:

- на начальном участке работы клапана (при $0 < \Delta Q_v < Q_{min}$)

$$p = \frac{p_{min}}{Q_{min}} \Delta Q_v;$$

- на конечном участке работы клапана (при $Q_{min} \leq \Delta Q_v < Q_{max}$)

$$p = p_{min} + \frac{p_{max} - p_{min}}{Q_{max} - Q_{min}} (\Delta Q_v - Q_{min}),$$

где Q_{min} - минимальный расход рабочей жидкости через клапан непрямого действия; p_{min} - давление при минимальном расходе через клапан.

Объемный расход рабочей жидкости через предохранительный клапан непрямого действия для произвольного давления p может быть определен по одной из следующих зависимостей:

- на начальном участке работы клапана (при $p < p_{min}$)

$$\Delta Q_v = \frac{p}{p_{min}} Q_{min};$$

- на конечном участке работы клапана (при $p_{min} \leq p < p_{max}$)

$$\Delta Q_v = Q_{min} + \frac{p - p_{min}}{p_{max} - p_{min}} (Q_{max} - Q_{min}).$$

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

$$p_3(\tau = 0) = p_4(\tau = 0) = p_5(\tau = 0) = p_2(\tau = 0), \quad (17)$$

а характерных точках сливной части –

$$p_6(\tau = 0) = p_7(\tau = 0) = p_8(\tau = 0) = 0. \quad (18)$$

Таким образом, определение начальных условий интегрирования дифференциальных уравнений раздельного движения звеньев (5) – (8) должно выполняться в следующей последовательности:

1) вычисление объемной подачи насоса $Q_1(\tau = 0)$ в характерной точке 1 путем решения нелинейного уравнения (16);

2) вычисление давления $p_1(\tau = 0)$ на выходе насоса в характерной точке 1 с помощью соотношения (11);

3) вычисление гидравлических параметров $p_2(\tau = 0)$ и $Q_2(\tau = 0)$ в характерной точ-

ке 2 с помощью соотношений (13) или (14) и (12) соответственно;

4) задание гидравлических параметров $p_j(\tau=0)$ и $Q_j(\tau=0)$ во всех остальных j -х характерных точках с помощью соотношений (9), (17) и (18).

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

Решение уравнения раздельного движения звена в произвольный момент времени с помощью одного из численных методов интегрирования дифференциальных уравнений [28] позволяет определить один гидравлический параметр – объемный расход рабочей жидкости Q_5 в характерной точке 5 (вход в рабочую полость гидродвигателя).

На эту величину должно быть наложено очевидное физическое ограничение: расход Q_5 с учетом всех внешних потерь рабочей жидкости в напорной части гидросистемы не должен превышать объемную подачу насоса, т.е. должно выполняться условие:

$$Q_5 \leq \zeta_1 \zeta_2 \zeta_3 Q_{nom}. \quad (19)$$

Если ограничение (19) не выполняется, то полученное значение расхода следует уменьшить до значения:

$$Q_5 = \zeta_1 \zeta_2 \zeta_3 Q_{nom}.$$

В этом случае расход рабочей жидкости через напорный предохранительный клапан, установленный в характерной точке 2, будет равен $\Delta Q_v = 0$, т.е. клапан не будет оказывать влияния на выходные гидравлические параметры насоса в точке 1. Таким образом, учитывая возможные внешние потери рабочей жидкости в пределах характерных участков гидросистемы, можно записать следующие соотношения для определения расходов в остальных характерных точках напорной части гидросистемы:

$$Q_4 = Q_5 / \zeta_3;$$

$$Q_3 = Q_4;$$

$$Q_2 = Q_3 / \zeta_2;$$

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

В том случае, когда полученное в результате решения уравнения раздельного движе-

ния звена значение объемного расхода рабочей жидкости Q_5 в характерной точке 5 составляет

$$Q_5 < \zeta_1 \zeta_2 \zeta_3 Q_{nom},$$

расход через напорный предохранительный клапан $\Delta Q_v \neq 0$ и требуется учет его влияния на формирование гидравлических показателей в точке 1 (на выходе насоса). Для этого используется подход, аналогичный представленному ранее в п. 2.3. Уравнения (12) и (13) примут следующий вид:

$$Q_2 = Q_5 / \zeta_2 \zeta_3 + \Delta Q_v = \zeta_1 Q_1;$$

$$p_2 = f_v(\Delta Q_v).$$

В итоге, нелинейное алгебраическое уравнение, аналогичное (16), но построение относительного неизвестного значения расхода Q_2 , примет вид:

$$\frac{p_{nom}}{1 - \eta_{0nom}} \left(1 - \frac{Q_2 \eta_{0nom}}{\zeta_1 Q_{nom}} \right) - R_1(Q_2 / \zeta_1) - \quad (20)$$

$$- f_v(Q_2 - Q_5 / \zeta_2 \zeta_3) = 0.$$

Расходы рабочей жидкости в остальных характерных точках напорной части гидросистемы будут определяться соотношениями:

$$Q_4 = Q_5 / \zeta_3;$$

$$Q_3 = Q_4;$$

$$Q_1 = Q_2 / \zeta_1,$$

а расход рабочей жидкости через предохранительный клапан составит:

$$\Delta Q_v = Q_2 - Q_5 / \zeta_2 \zeta_3.$$

Расходы рабочей жидкости в характерных точках сливной части гидросистемы независимо от работы предохранительного клапана будут определяться соотношениями:

$$Q_7 = \zeta_4 Q_6;$$

$$Q_8 = Q_7;$$

$$Q_0 = \zeta_5 Q_8.$$

Величина расхода Q_6 в характерной точке 6 (на выходе из холостой полости гидродвигателя) зависит от вида используемого гидродвигателя:

- для гидроцилиндра

$$Q_6 = \frac{A_{hc,out}}{A_{hc,inp}} Q_5;$$

- для поршневых и шибберных поворотных гидродвигателей, гидромоторов

$$Q_6 = Q_5,$$

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

Величины давлений рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы можно определить последовательно, начиная с характерной точки 1. В случае работы предохранительного клапана давление на выходе насоса p_1 вычисляется с помощью зависимости (11), а при закрытом состоянии клапана оно составляет $p_1 = p_{nom}$.

Изменение величины давления между соседними характерными точками определяется величиной потери давления на участке гидросистемы между этими точками. Поэтому

$$p_2 = p_1 - R_1;$$

$$p_3 = p_2 - R_2;$$

$$p_5 = p_4 - R_3;$$

$$p_6 = p_7 + R_4;$$

$$p_8 = R_5.$$

Перепад давлений рабочей жидкости на подвижном элементе гидродвигателя составляет

$$\Delta p_{HD} = p_5 - p_6.$$

Потери давления R_m на m -м участке гидросистемы между двумя последовательно расположенными характерными точками j и $j+1$ (рис. 1, 2) складываются из потерь давления в гидроаппаратах и гидроустройствах $R_{ha,m}$, гидрораспределителе $R_{hd,m}$ (при наличии на m -м участке), местных сопротивлений $R_{lr,m}$ и по длине гидролиний $R_{hl,m}$:

$$R_m = \sum_{k=1}^{k=N_{ha,m}} R_{ha,m,k} + R_{hd,m} + \sum_{k=1}^{k=N_{lr,m}} R_{lr,m,k} + \sum_{k=1}^{k=N_{hl,m}} R_{hl,k},$$

где $N_{ha,m}$, $N_{lr,m}$, $N_{hl,m}$ - число гидроаппаратов (гидроустройств), местных сопротивлений и гидролиний в пределах m -го участка гидросистемы.

Указанные потери давления пропорциональны расходу рабочей жидкости Q_m через m -й участок гидросистемы (как правило,

являются квадратичными функциями расхода [4, 12, 17]) и поэтому величина R_m может быть выражена следующим соотношением [4, 17]:

$$R_m = Q_m^2 \left(\sum_{k=1}^{k=N_{ha,m}} \frac{\Delta p_{nom,k}}{Q_{nom,k}^2} + \frac{8\rho_l}{\pi^2} \sum_{k=1}^{k=N_{lr,m}} \frac{\xi_{lr,k}}{d_{hl,k}^4} + \frac{0,4\rho_l}{\pi} \sum_{k=1}^{k=N_{hl,m}^l} \frac{l_{hl,k}}{d_{hl,k}^5} \right) + a_{hd} Q_m^{b_{hd}} + Q_m \frac{128\rho_l\mu_l}{\pi} \sum_{k=1}^{k=N_{hl,m}^{(l)}} \frac{l_{hl,k}}{d_{hl,k}^4},$$

где $Q_{nom,k}$ - номинальный объемный расход k -го гидроаппарата или гидроустройства; $\Delta p_{nom,k}$, - потери давления на k -м гидроаппарате или гидроустройстве при номинальном расходе $Q_{nom,k}$; ρ_l , μ_l - плотность и кинематическая вязкость рабочей жидкости; $\xi_{lr,k}$ - безразмерный коэффициент k -го местного сопротивления; $d_{hl,k}$, $l_{hl,k}$ - внутренний диаметр и длина k -й гидролинии; a_{hd} , b_{hd} - коэффициенты аппроксимации графика потери давления в гидрораспределителе от проходящего расхода рабочей жидкости степенной функций; $N_{hl,m}^{(l)}$, $N_{hl,m}^{(t)}$ - число гидролиний в пределах m -го участка гидросистемы с ламинарным и турбулентным режимом течения.

Перепад давления на регулируемом дросселе или регуляторе потока может быть выражен как

$$R_d = k_{th} Q^2,$$

причем коэффициент дросселирования k_{th} для дроссельно-регулируемых гидроприводов является переменным во времени (или переменным в зависимости от величины смещения подвижного элемента гидродвигателя). Поэтому давления рабочей жидкости в характерных точках 4 и 7 определяются зависимостями

$$p_4 = p_3 - k_{th,i} Q_3^2;$$

$$p_7 = p_8 + k_{th,o} Q_7^2.$$

2.5. Расчет эксплуатационных нагрузок, действующих на подвижный элемент гидро-

двигателя дроссельно-регулируемого гидропривода, и инерционных характеристик движущихся элементов металлоконструкции в произвольный момент движения звена манипуляционной системы.

Величины эксплуатационных нагрузок F_{ol} или M_{ol} , требующиеся для вычисления правой части дифференциальных уравнений движения (5) – (8), а также инерционные характеристики движущихся элементов металлоконструкции M_{red} или J_{red} , требующиеся для вычисления левой части дифференциальных уравнений движения (5) – (8), могут быть определены двумя возможными путями:

1) на основе решения задачи динамики движения звеньев манипуляционной системы [21-24], рассматриваемой в рамках реализации универсальной модели манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической модели [17, 25];

2) на основе предварительного решения задачи динамики движения звеньев манипуляционной системы [21-24].

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 наиболее удобно задать в дискретном числе точек x_1, \dots, x_n в пределах возможного хода движущегося звена Δx , а затем аппроксимировать заданную дискретную функцию с помощью одномерной сплайн-интерполяции $y = y(x)$ (рис. 4).

Одномерная сплайн-интерполяция позволяет аппроксимировать функции $F_{ol}(x)$ или $M_{ol}(\varphi)$, $M_{red}(x)$ или $J_{red}(\varphi)$ на каждом k -м участке между соседними опорными дискретными точками x_k и x_{k+1} кубическим полиномом вида [30]:

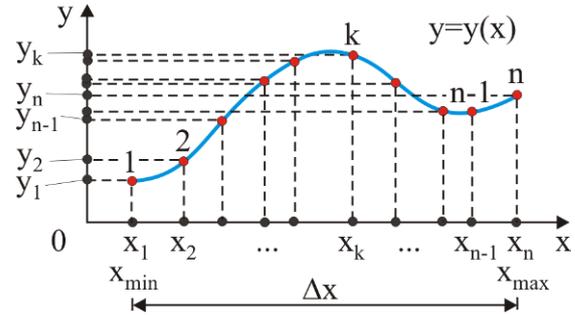


Рис. 4. Сплайн-интерполяция предварительно определенных эксплуатационных нагрузок и инерционных характеристик

$$F_{ol} = F_{ol,k} + b_{F,k}(x - x_k) + c_{F,k}(x - x_k)^2 + d_{F,k}(x - x_k)^3;$$

$$M_{ol} = M_{ol,k} + b_{M,k}(\varphi - \varphi_k) + c_{M,k}(\varphi - \varphi_k)^2 + d_{M,k}(\varphi - \varphi_k)^3;$$

$$M_{red} = M_{red,k} + b_{M_r,k}(x - x_k) + c_{M_r,k}(x - x_k)^2 + d_{M_r,k}(x - x_k)^3;$$

$$J_{red} = J_{red,k} + b_{J,k}(\varphi - \varphi_k) + c_{J,k}(\varphi - \varphi_k)^2 + d_{J,k}(\varphi - \varphi_k)^3,$$

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

Аналогичный подход целесообразно применить и для аппроксимации в пределах тормозного пути Δx_{br} или $\Delta \varphi_{br}$ нагрузок торможения (силы торможения F_{br} и момента силы торможения M_{br}) выходного звена гидродвигателя, создаваемых в случае использования в конструкции механизма движения соответствующего звена манипуляционной системы дополнительных внешних тормозных устройств:

$$F_{br} = F_{br,k} + b_{F_b,k}(x - x_k) + c_{F_b,k}(x - x_k)^2 + d_{F_b,k}(x - x_k)^3;$$

$$M_{br} = M_{br,k} + b_{M_b,k}(\varphi - \varphi_k) + c_{M_b,k}(\varphi - \varphi_k)^2 + d_{M_b,k}(\varphi - \varphi_k)^3,$$

где $F_{br,k}, M_{br,k}$ - ординаты опорных точек сплайн-интерполяции нагрузок торможения F_{br} и M_{br} .

Слайн-интерполяция также удобна для задания закона дроссельного регулирования скорости выходного звена гидродвигателя и, соответственно, скорости движущегося 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 раздельном движении звеньев».

Программа позволяет моделировать возвратно-поворотное движение прямолинейных звеньев и звеньев с рычагом. Конструктивное исполнение указанных звеньев приведено в [4, 31]. Для этого предусмотрены 4 варианта расчета, каждый из которых соответствует одному из 4 возможных вариантов движения звеньев:

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

Структурная схема программы с указанием входящих процедур представлена на рис. 5. Она включает в себя головную процедуру *Dynamics_of_Hydraulic_Drives_with_Throttle_Regulation_and_Separate_Motion_of_Links*, 22 процедур типа Procedure:

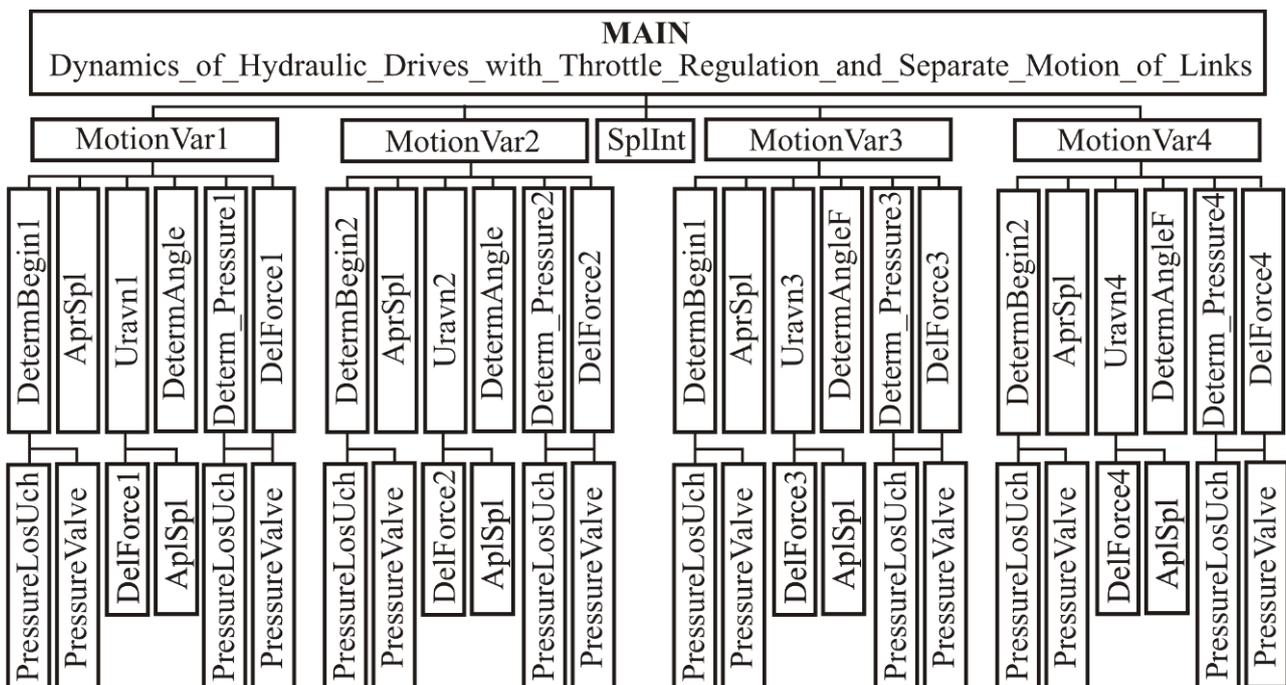


Рис. 5. Структурная схема компьютерной программы

- *DelForce1* – определение величины движущей силы на штоке гидроцилиндра (вариант движения 1);
 - *DelForce2* – определение величины движущей силы на штоке гидроцилиндра (вариант движения 2);
 - *DelForce3* – определение величины движущей силы на штоке гидроцилиндра (вариант движения 3);
 - *DelForce4* – определение величины движущей силы на штоке гидроцилиндра (вариант движения 4);
 - *DetermAngle* – определение угла поворота прямолинейного звена при известном значении смещения поршня гидроцилиндра;
 - *DetermAngleF* – определение угла поворота звена с рычагом при известном значении смещения поршня гидроцилиндра;
 - *DetermBegin1* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени поворота звена (варианты движения 1 и 3);
 - *DetermBegin2* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени поворота звена (варианты движения 2 и 4);
 - *Determ_Pressure1* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени поворота звена (вариант движения 1);
 - *Determ_Pressure2* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени поворота звена (вариант движения 2);
 - *Determ_Pressure3* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени поворота звена (вариант движения 3);
 - *Determ_Pressure4* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени поворота звена (вариант движения 4);
 - *MotionVar1* – интегрирование уравнения движения звена (вариант движения 1);
 - *MotionVar2* – интегрирование уравнения движения звена (вариант движения 2);
 - *MotionVar3* – интегрирование уравнения движения звена (вариант движения 3);
 - *MotionVar4* – интегрирование уравнения движения звена (вариант движения 4);
 - *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 движения звена согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка (вариант движения 1);
 - *Uravn2* – определение значения правой части уравнения движения звена согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка (вариант движения 2);
 - *Uravn3* – определение значения правой части уравнения движения звена согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка (вариант движения 3);
 - *Uravn4* – определение значения правой части уравнения движения звена согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка (вариант движения 4);
- а также 2 процедуры типа Function:
- *AprSpl* – расчет значения функции, заданной кубическим сплайном, в заданной точке;
 - *PressureValve* – расчет величины давления на предохранительном клапане при его работе.
- Результатом выполнения компьютерной программы является расчет изменения во времени отработки движения звена следующих данных:
- 1) величины $x(\tau)$, скорости $\dot{x}(\tau)$ и ускорения $\ddot{x}(\tau)$ перемещения подвижного элемента гидродвигателя;
 - 2) угла $q(\tau)$, угловой скорости $\dot{q}(\tau)$ и углового ускорения $\ddot{q}(\tau)$ поворота звена манипуляционной системы;
 - 3) давления рабочей жидкости $p_j(\tau)$ в характерных точках гидросистемы (рис. 1);
 - 4) объемного расхода рабочей жидкости $Q_j(\tau)$ в характерных точках гидросистемы (рис. 1);

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

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

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

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

4. Анализ тестовых результатов применения математической модели.

Для оценки достоверности моделирования гидравлических процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе мобильной ма-

шины при раздельном движении ее звеньев на основе разработанной математической модели и реализующей указанную модель компьютерной программы была рассмотрена трехзвенная манипуляционная система, кинематическая схема которой показана на рис. 6. Размеры металлоконструкции, условия и режимы эксплуатации, а также параметры гидросистемы взяты аналогичными соответствующим характеристикам мобильной машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [31, 32]. Внешний вид этой машины показан на рис. 7.

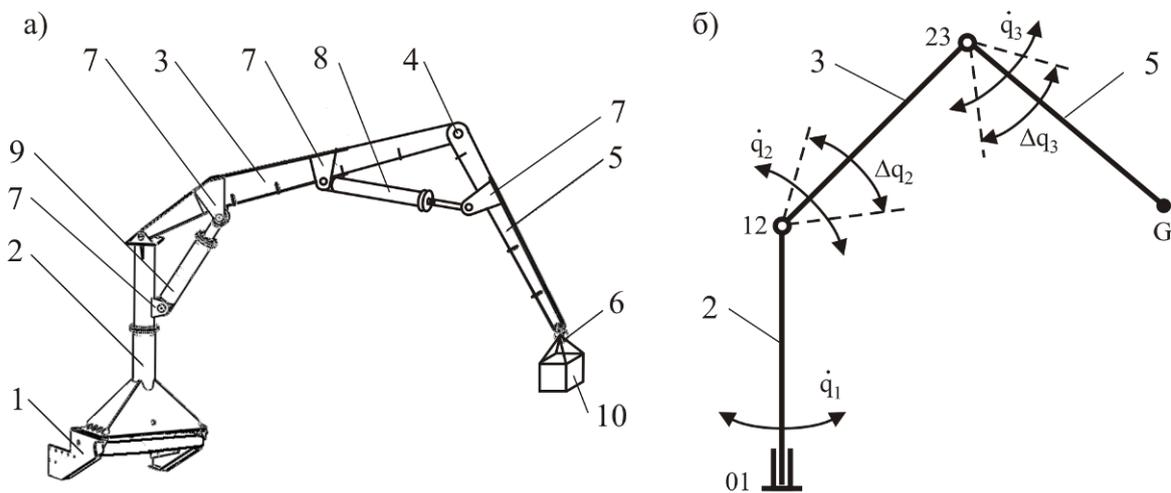


Рис. 6. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор мобильной машины:

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. 7. Мобильная машина АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [31, 32]

Гидросистема включала нерегулируемый пластинчатый насос типа БГ12-25АМ, кото-

рый на номинальном режиме имеет следующие характеристики:

- давление рабочей жидкости на выходе $p_{nom} = 12,5$ МПа;
- подача $Q_{nom} = 102$ л/мин;
- коэффициент полезного действия $\eta_{nom} = 0,85$;
- мощность $N_{nom} = 26$ кВт.

Предохранительный клапан прямого действия имел статическую характеристику, аппроксимируемую следующими зависимостями:

$$p_+ = 11,5 + 1,06 \cdot 10^8 \Delta Q_v^{1,15} \quad (\text{МПа});$$

$$p_- = 11,3 + 1,28 \cdot 10^9 \Delta Q_v^{1,126} \text{ (МПа)}.$$

В качестве гидрораспределителя использовался ПГ-73-25, причем величина потери давления при протекании рабочей жидкости с расходом Q аппроксимировалась степенным выражением вида

$$R_{hd} = 1,04 \cdot 10^5 Q^{2,093} \text{ (МПа)}.$$

На стадиях разгона и установившегося движения звена коэффициенты дросселирования входного и выходного регулируемых дросселей были приняты постоянными и равными $k_{th,i} = k_{th,o} = 2 \cdot 10^{11} \text{ кг/м}^7$. На стадии торможения звена величина коэффициентов дросселирования изменялась по линейным законам в зависимости от угла поворота звена φ_{br} в пределах зоны торможения (рис. 8):

$$k_{th,i} = 2 \cdot 10^{11} (1 + 110\varphi_{br});$$

$$k_{th,o} = 2 \cdot 10^{11} (1 + 52\varphi_{br}).$$

Диаметры проходного сечения гидролиний напорной части гидросистемы составляли 26 мм, сливной – 34 мм. В качестве рабочей жидкости рассматривалось минеральное масло АМГ-10, имеющая плотность $\rho_l = 850 \text{ кг/м}^3$ и кинематическую вязкость $\mu_l = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

Рассматривался полный цикл раздельного поворотного движения стрелы 3 крана-манипулятора при неподвижном положении рукояти 5. Он включал подъем стрелы из начального (нижнего) положения в конечное (верхнее) и затем опускание стрелы из верхнего положения в нижнее. Начальная и конечная конфигурации кинематической схемы манипуляционной системы с соблюдением геометрических пропорций звеньев приведены на рис. 8. Вес транспортируемого груза составлял $G = 7,5 \text{ кН}$. Силовой гидроцилиндр механизма подъема-опускания стрелы имел внутренний диаметр гильзы цилиндра, равный 125 мм, и диаметр штока, равный 50 мм. На рис. 9 приведены графики изменения в зависимости от угла поворота стрелы величин приведенных к штоку гидроцилиндра эксплуатационной продольной силы F_{ol} и массы перемещаемого груза и движущихся элементов металлоконструкции манипуляционной системы M_{red} .

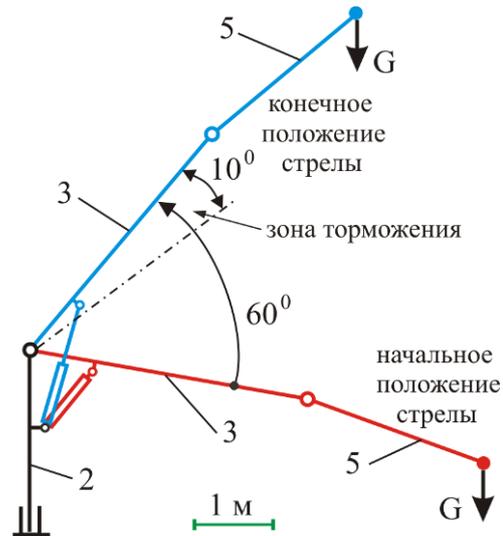


Рис. 8. Крайние конфигурации манипуляционной системы при раздельном движении стрелы

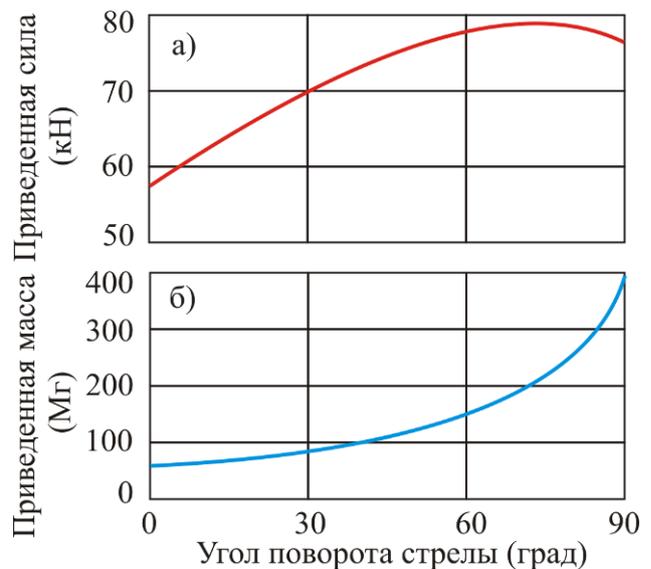


Рис. 9. Изменение в зависимости от угла поворота стрелы приведенных к штоку гидроцилиндра параметров нагружения: а – эксплуатационной силы; б – перемещаемой массы

На рис. 10 приведены графики изменения с течением времени кинематических параметров движения стрелы в процессе ее подъема и опускания - угла поворота q_2 , угловой скорости \dot{q}_2 и углового ускорения \ddot{q}_2 (рис. 6, б), а на рис. 11 – те же параметры, но в зависимости от угла поворота стрелы. При одинаковых начальных значениях гидравлических параметров опускание стрелы занимает

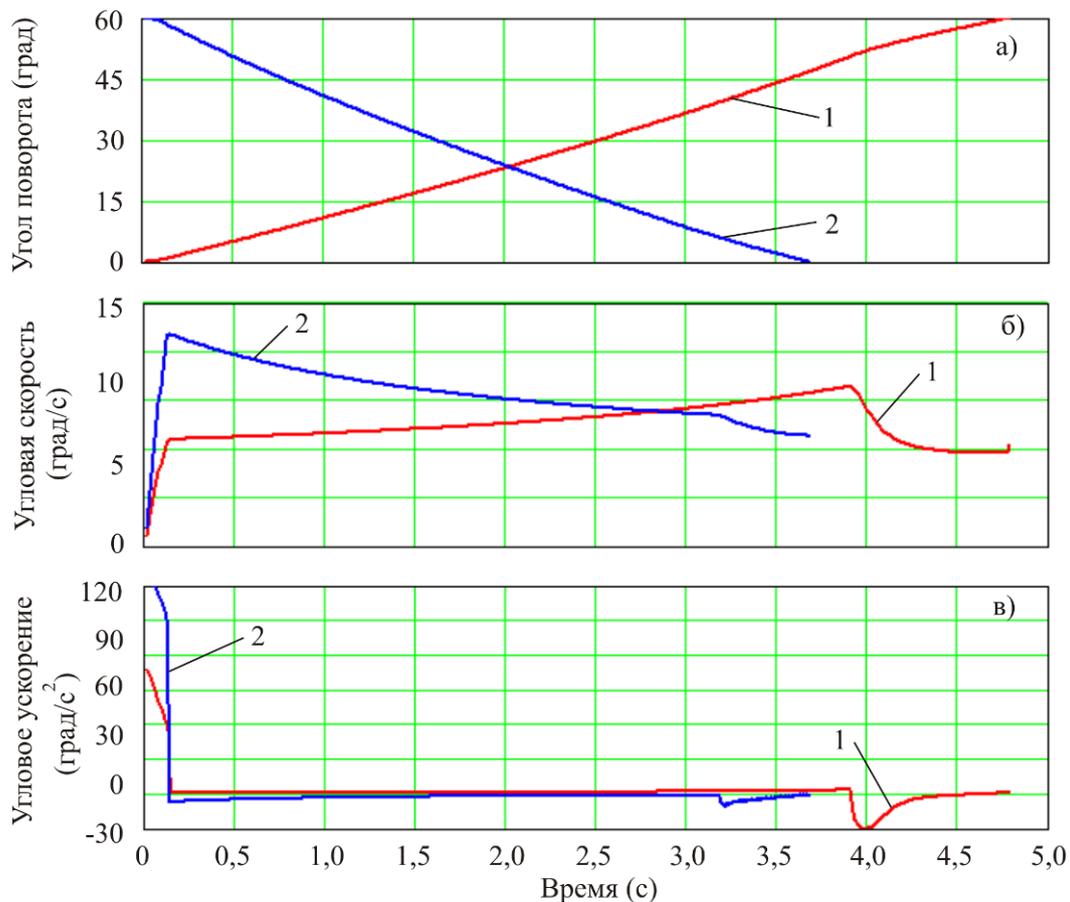


Рис. 10. Изменение параметров движения стрелы крана-манипулятора с течением времени:
а – угол поворота (угловое положение); б – угловая скорость; в – угловое ускорение
(1 – подъем; 2 – опускание)

значительно меньше времени и происходит с заметно большей скоростью, чем подъем стрелы. Это связано с тем, что в начальный период движения угловая скорость поворота стрелы при опускании в 1,5...2 раза превышает угловую скорость поворота стрелы при подъеме, так как эксплуатационная нагрузка и создаваемая гидроцилиндром движущая сила при опускании стрелы имеют одинаковое направление. В этих условиях лишь ограниченность подачи рабочей жидкости насосом в гидросистему и, в конечном итоге, в рабочую полость гидроцилиндра, а также свойство несжимаемости рабочей жидкости ограничивают величину угловой скорости поворота стрелы. В противном случае, при отсутствии учета ограниченности подачи насоса угловая скорость и ускорение имели бы неадекватно большие значения.

В обоих случаях (при подъеме и опускании стрелы) период разгона, характеризую-

щийся наибольшими значениями углового ускорения, занимает достаточно короткий временной интервал – не более 0,2 с ($\sim 2^0$). Основную долю движения ($\sim 50^0$) занимает стадия установившегося движения с примерно нулевым угловым ускорением. Для этой стадии характерно медленное нарастание скорости по мере поворота стрелы практически по линейному закону. При опускании стрелы стадия торможения вследствие роста коэффициентов дросселирования входного и выходного регулируемых дросселей занимает $\sim 6^0$ (рис. 11), хотя их рост начинается за 10^0 до нижней точки останова стрелы. Указанное запаздывание реакции кинематических параметров движения обусловлено существенной инерционностью подвижных элементов металлоконструкции крана-манипулятора в условиях, когда движущая сила гидроцилиндра способствует преодолению гидравлических сил торможе-

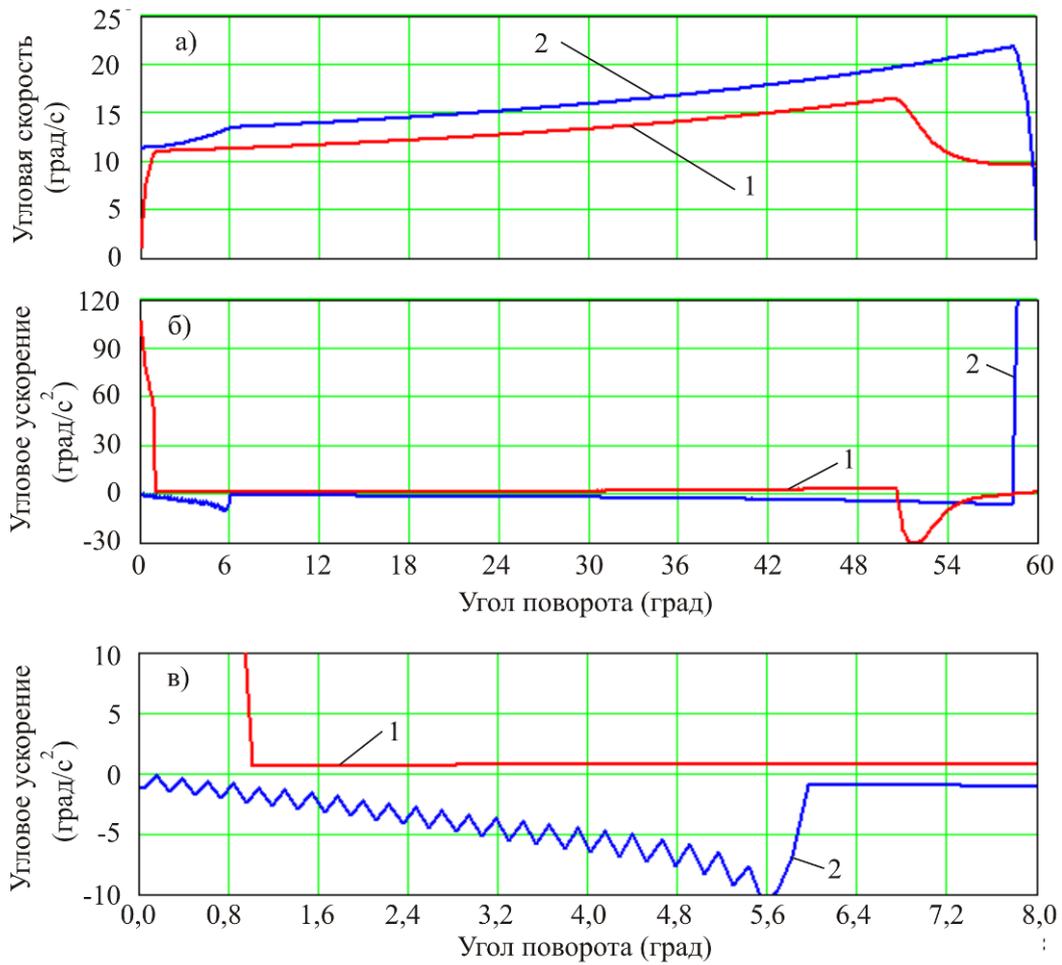


Рис. 11. Изменение параметров движения стрелы крана-манипулятора в зависимости от его угла поворота: а – угловая скорость; б, в – угловое ускорение (1 – подъем; 2 – опускание)

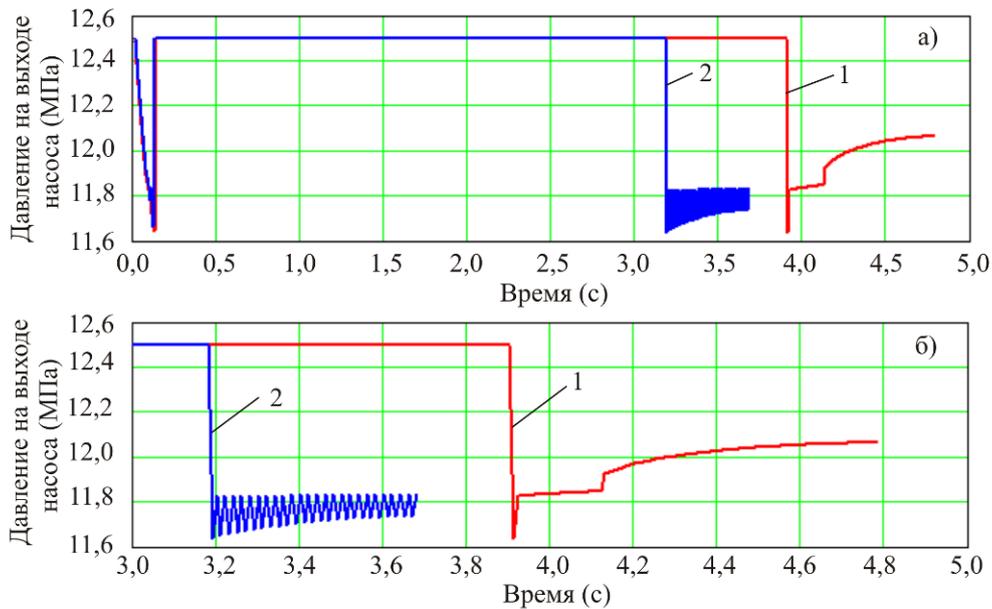


Рис. 12. Изменение величины давления рабочей жидкости на выходе насоса во времени (точка 1): а – полное время движения; б – интервал времени движения 3...5 с (1 – подъем; 2 – опускание)

ния, создаваемых вследствие перепада давления на регулируемых дросселях. В случае подъема стрелы такого запаздывания не наблюдается. При опускании стрелы на стадии торможения также наблюдается специфическая особенность – колебательный характер изменения углового ускорения с размахом $2...3 \text{ град/с}^2$ при среднем его значении $-1...-8 \text{ град/с}^2$ (рис. 11, в).

Результаты моделирования рабочих гидравлических процессов приведены на рис. 12 – 19. Анализ изменения во времени гидравлических параметров дроссельно-регулируемого гидропривода позволяет наглядно объяснить те закономерности кинематики стрелы крана-манипулятора, которые были выявлены при анализе данных на рис. 10 и 11.

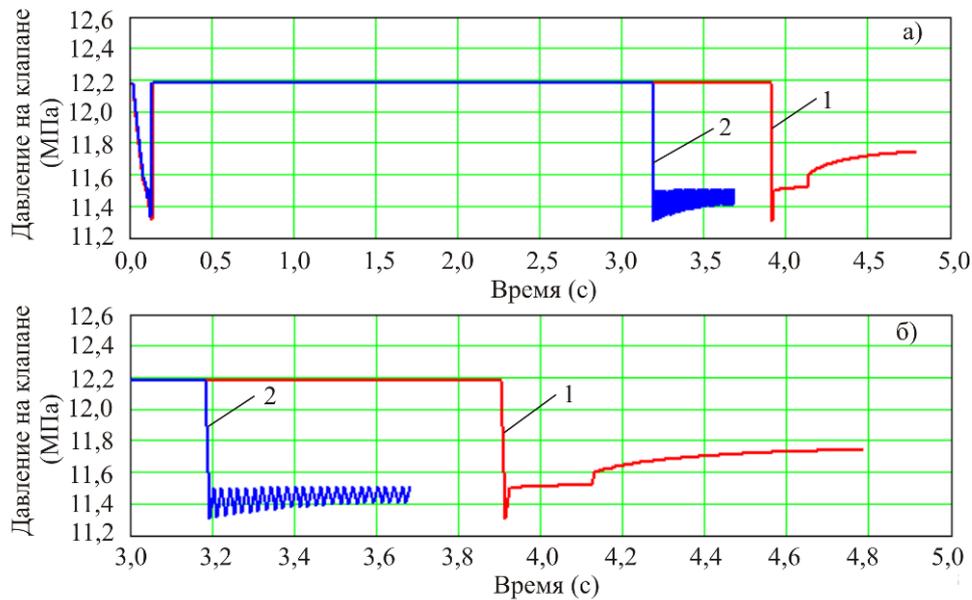


Рис. 13. Изменение величины давления рабочей жидкости на предохранительном клапане во времени (точка 2): а – полное время движения; б – интервал времени движения 3...5 с (1 – подъем; 2 – опускание)

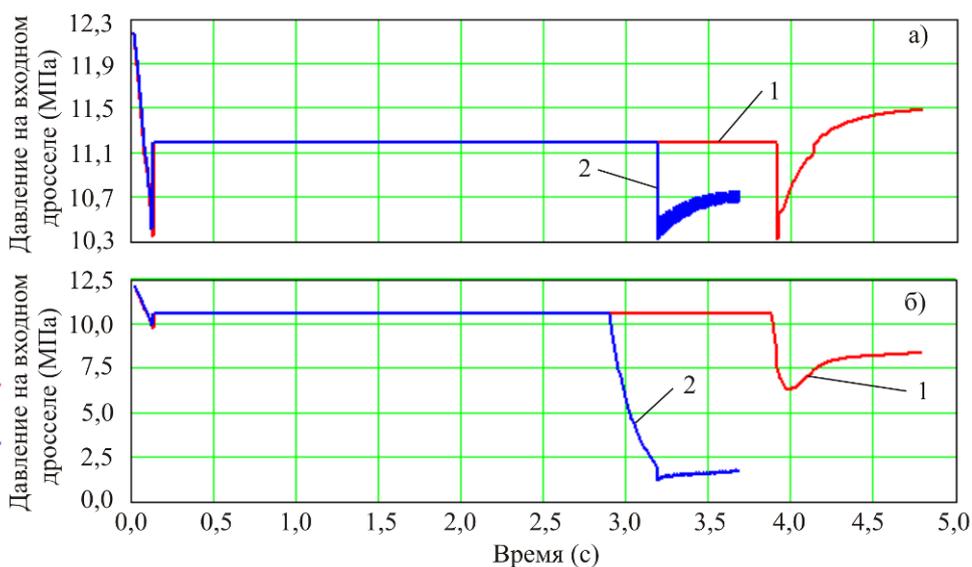


Рис. 14. Изменение величины давления рабочей жидкости на входном дросселе во времени: а – на входе дросселя (точка 3); б – на выходе дросселя (точка 4) (1 – подъем; 2 – опускание)

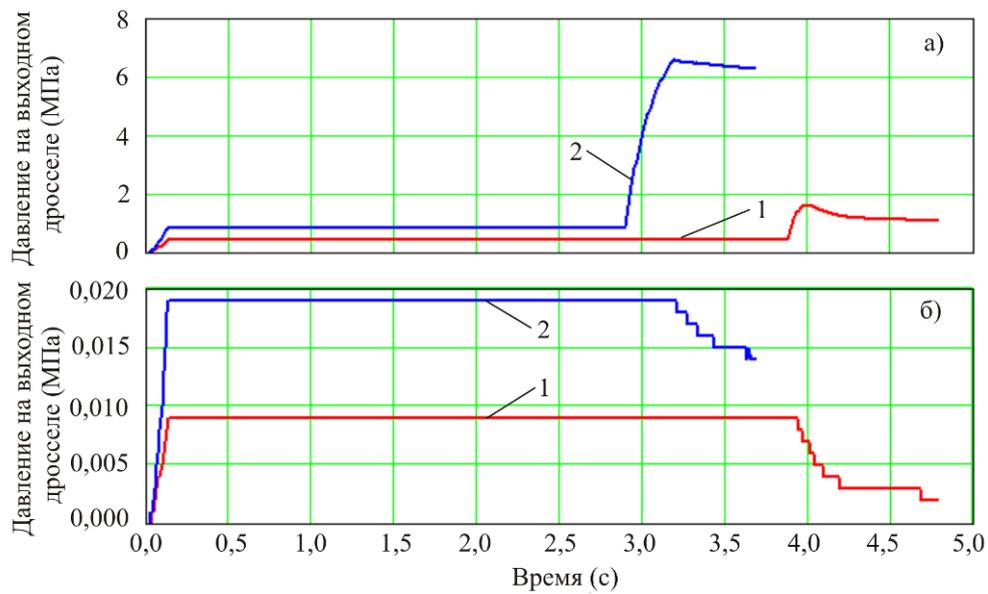


Рис. 15. Изменение величины давления рабочей жидкости на выходном дросселе во времени:
а – на входе дросселя (точка 7); б – на выходе дросселя (точка 8)
(1 – подъем; 2 – опускание)

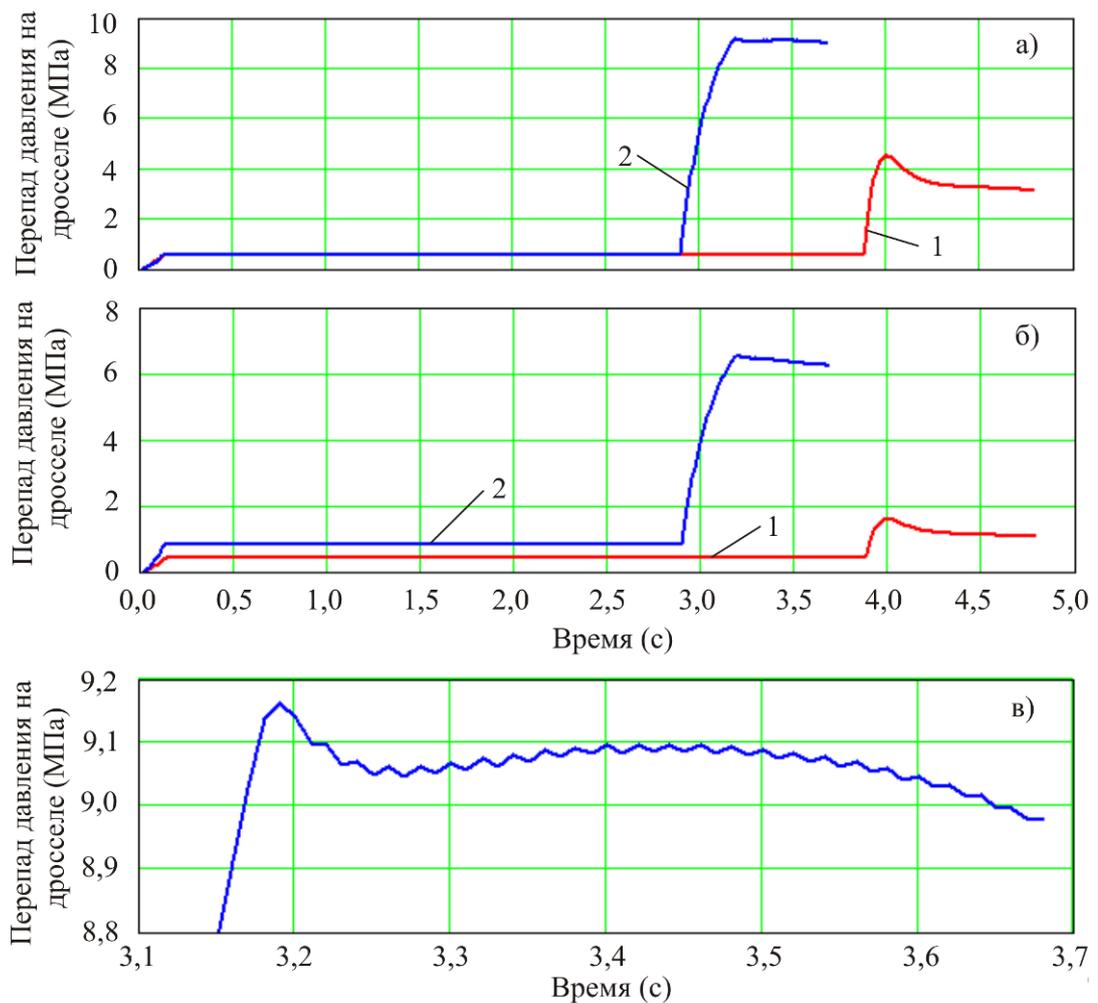


Рис. 16. Изменение перепада давления рабочей жидкости на дросселях во времени:
а, в – входной дроссель; б – выходной дроссель (1 – подъем; 2 – опускание)

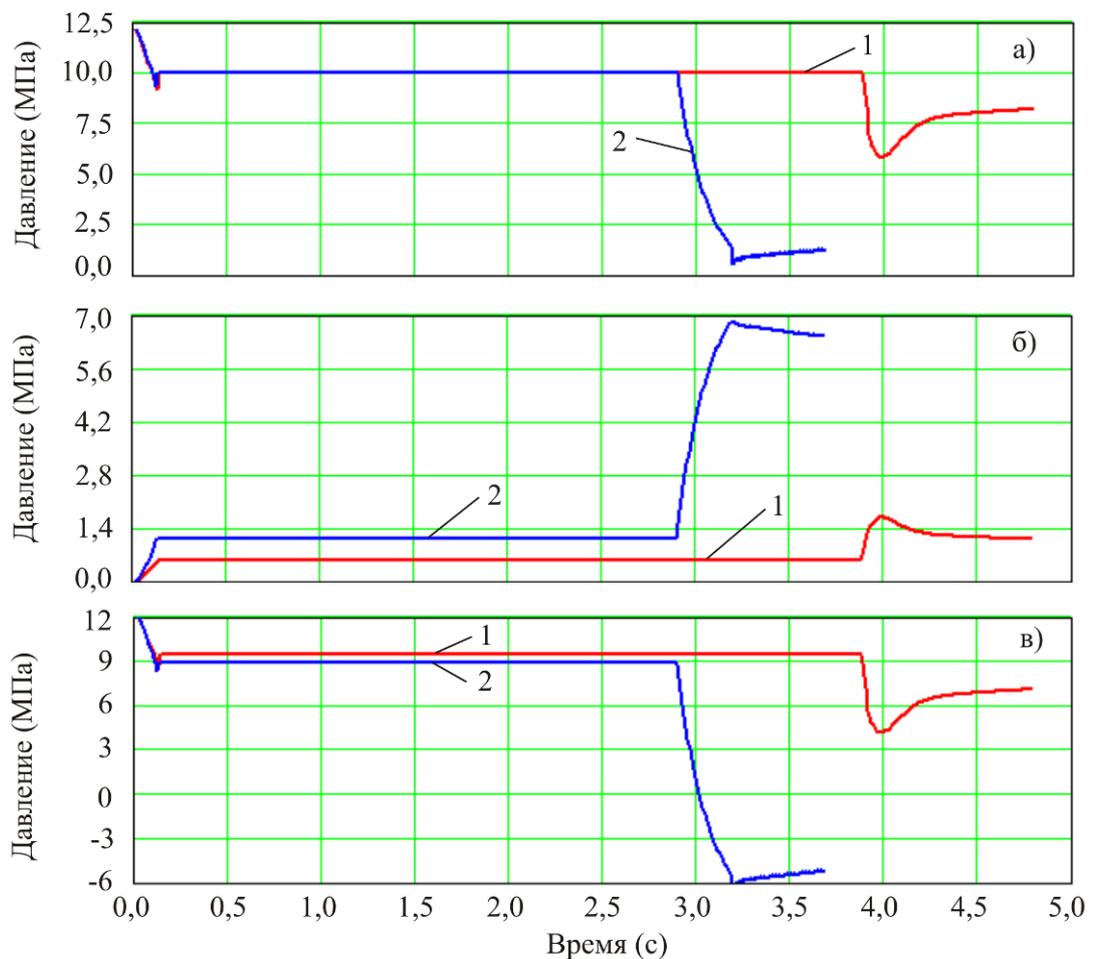


Рис. 17. Изменение величины давления рабочей жидкости на гидроцилиндре во времени: а – на входе (точка 5); б – на выходе (точка 6); в – перепад давления на гидроцилиндре (1 – подъем; 2 – опускание)

Период разгона стрелы как при ее подъеме, так и при ее опускании характеризуется протеканием в гидросистеме динамических нестационарных процессов, связанных с неустановившимся характером изменения гидравлических параметров – давлений и расходов рабочей жидкости во всех характерных точках гидропривода. В этот период происходит снижение величины давления в характерных точках напорной части гидросистемы – выходе насоса p_1 (рис. 12), предохранительном клапане p_2 (рис. 13), входном дросселе p_3 и p_4 (рис. 14), входе в рабочую полость гидроцилиндра (рис. 17). Одновременно в указанных точках наблюдается повышение подачи насоса Q_1 и, соответственно, повышение объемных расходов рабочей жидкости (рис. 18). Для характерных точек сливной части гидросистемы, наоборот, про-

исходит повышение давления рабочей жидкости (рис. 15). На стадии разгона постоянно открытым является напорный предохранительный клапан, обеспечивающий пропуск лишнего расхода рабочей жидкости в гидробак (рис. 19).

Период установившегося движения стрелы крана-манипулятора характеризуется протеканием стационарных гидравлических рабочих процессов в гидроприводе. Это обусловлено постоянством подачи насоса, равной номинальному значению Q_{nom} . Несмотря на то, что система действующих на выходное звено гидродвигателя нагрузок способна позволить стреле совершать поворот с большей угловой скоростью, однако этому препятствует ограниченность объемного расхода, который насос способен подать в рабочую полость гидроцилиндра. Как ре-

зультат, на стадии установившегося движения давления (рис. 12 – 15, 17) и объемные расходы (рис. 18) рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы постоянны во времени. Также имеют постоянное значение перепады давлений на гидроцилиндре (рис.

17, в) и регулируемых дросселях (рис. 16). Предохранительный клапан на данной стадии движения стрелы закрыт и объемный расход рабочей жидкости, пропускаемый им в гидробак, равен 0 (рис. 19).

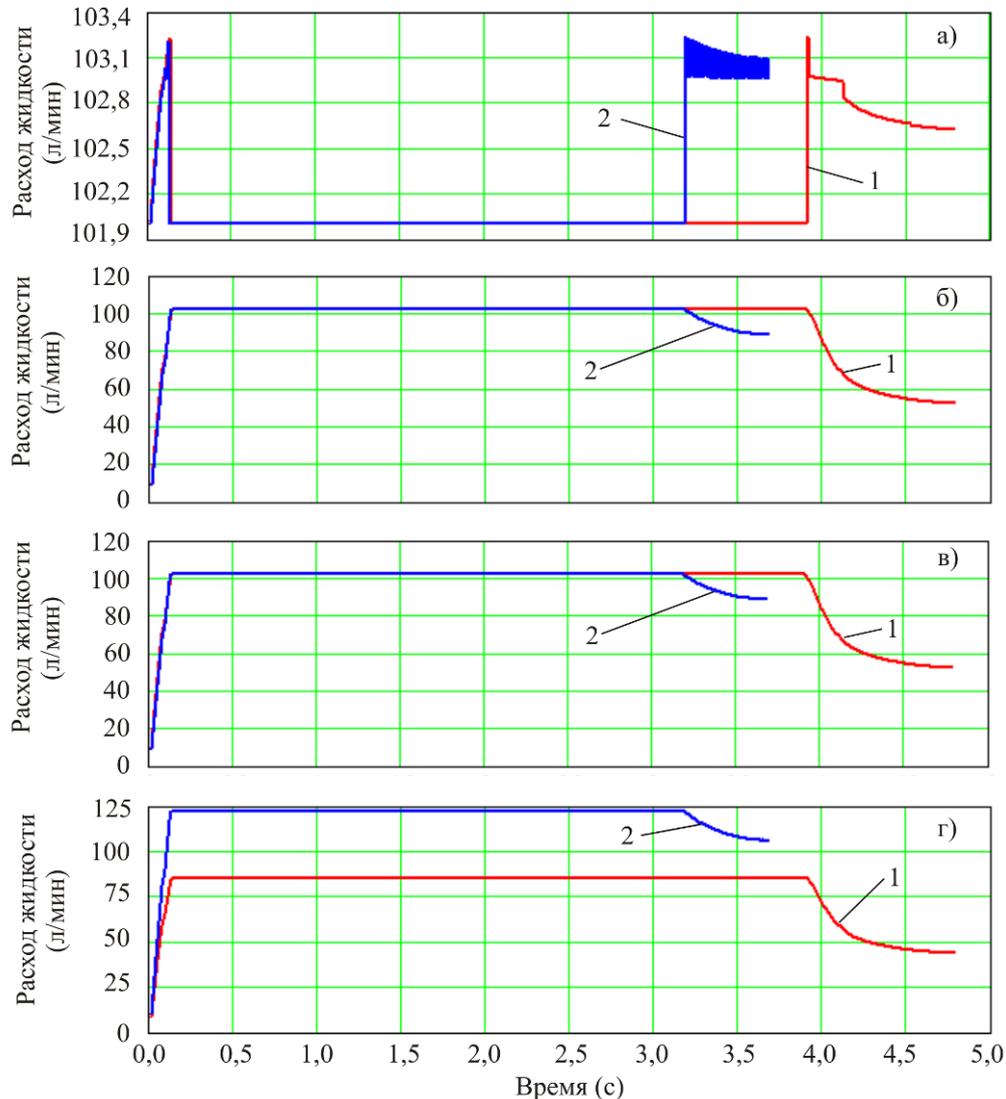


Рис. 18. Изменение величины расхода рабочей жидкости в гидроприводе во времени:
 а – на выходе насоса (точка 1); б – на после предохранительного клапана (точка 2);
 в – на входе гидроцилиндра (точка 5); г – на выходе гидроцилиндра (точка 6)
 (1 – подъем; 2 – опускание)

Наибольшей нестационарностью характеризуются гидравлические рабочие процессы, протекающие в гидроприводе на стадии торможения стрелы крана-манипулятора. Начало торможения выражается падением давления на выходе насоса p_1 (рис. 12), ростом подачи насоса Q_1 (рис. 18) и открытием

предохранительного клапана (рис. 19), который в течение всей стадии торможения является открытым и обеспечивающим слив части объемного расхода рабочей жидкости в гидробак. Далее давление на выходе насоса и, соответственно, в характерных точках напорной части гидросистемы частично или полностью восстанавливается. Для измене-

ния объемного расхода процесс является зеркально противоположным. Обращает на себя внимание колебательный характер изменения во времени гидравлических параметров при опускании стрелы, который при ее подъеме не наблюдается. Очевидно, это также связано с отмеченной выше разницей в направленности действия эксплуатационных нагрузок и движущей силы гидроцилиндра. Заданные при моделировании коэффициенты дросселирования обеспечили формирование значительного по величине перепада давления на обоих регулируемых дросселях (рис. 16), причем для случая опускания стрелы влияние дросселирования сказалось

значительно сильнее. Как следствие, наблюдается также значительное снижение перепада давления рабочей жидкости между рабочей и холостой полостями гидроцилиндра (рис. 17, в), причем для случая опускания стрелы давление в холостой полости существенно (до 6 МПа, т.е. до 50% p_{nom}) превысило давление в рабочей полости. Таким образом, гидроцилиндр перешел в режим самоторможения, когда вместо движущей силы на подвижный элемент гидродвигателя стала действовать сила сопротивления. Для случая подъема стрелы такое явление не зафиксировано.

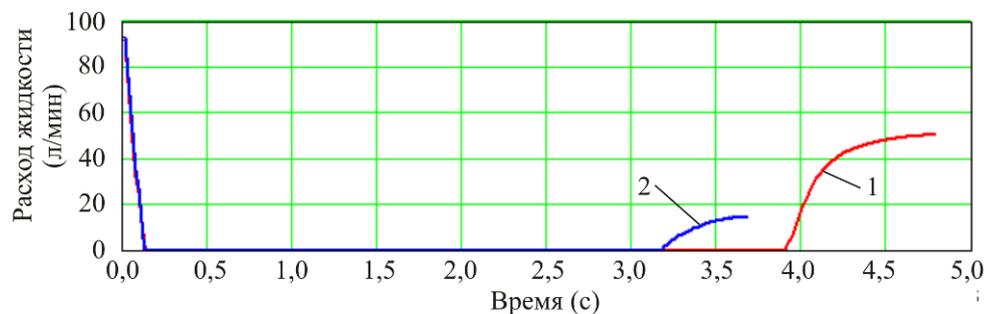


Рис. 19. Изменение величины расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан во времени (1 – подъем; 2 – опускание)

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 раздельном движении звеньев.

Представляет научный и практический интерес расширение математической модели на случай совместного движения двух звеньев манипуляционной системы с учетом нормативных рекомендаций [33].

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. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.
3. Галдин, Н.С. Гидравлические схемы мобильных машин / Н.С. Галдин, И.А. Семенов. – Омск: СибАДИ, 2013. – 203 с.

References

1. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU imeni N.E. Baumana, 2000. 552 p. (In Russian)
2. Vaynson A.A. *Podemno-transportnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 536 p. (In Russian)
3. Galdin N.S., Semenova I.A. *Gidravlicheskie sistemy mobilnikh mashyn* [Hydraulic

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

5. Garby, R.G. IPT's Crane and Rigging Handbook: mobile-EOT-tower cranes / R.G. Garby. - IPT Publishing and Training Ltd, 2005.

6. Autocrane Company [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.autocrane.com> (дата обращения: 16.06.2018).

7. HIAB [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.hiab.com> (дата обращения: 16.06.2018).

8. Terex Cranes [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.terex.com/cranes/ru/products/pickcarrycranes/index.htm> (дата обращения: 16.06.2018).

9. Timbco, TimberPro and Pat Crawford Companies [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://timberpro.com> (дата обращения: 16.06.2018).

10. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности: атлас конструкций / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1976. – 152 с.

11. 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.

12. Лагерев, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. – Брянск: Изд-во БГТУ, 2006. – 232 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311892>

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

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

15. Бажин, И.И. Автоматизированное

circuits of mobile machines]. Omsk, SibADI, 2013. 203 p. (In Russian)

4. 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)

5. R. G. Garby, *IPT's Crane and Rigging Handbook: mobile-EOT-tower cranes*, IPT Publishing and Training Ltd, 2005.

6. Autocrane Company. Available: <http://www.autocrane.com>.

7. HIAB. Available: <http://www.hiab.com>.

8. Terex Cranes. Available: <http://www.terex.com/cranes/ru/products/pickcarrycranes/index.htm>.

9. Timbco, TimberPro and Pat Crawford Companies. Available: <http://timberpro.com>.

10. Vaynson A.A. *Podemno-transportnye mashiny stroitelnoy promyshlennosti: atlas konstruktsiy* [Lifting-transport machines for building industry: an Atlas of structures]. Moscow, Mashinostroenie, 1976. 152 p. (In Russian)

11. 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.

12. Lagerev A.V. *Proektirovanie nasosnykh gidroprivodov podmno-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)

13. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov

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

16. Воробьев, Е.И. Механика промышленных роботов. Кн. 3. Основы конструирования / Е.И. Воробьев, А.В. Бабич, К.П. Жуков, С.А. Попов, Ю.И. Семин. – М.: Высшая школа, 1989. – 383 с.

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

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

18. Краны манипуляторы UNIC: [сайт]. – Режим доступа: <https://www.furukawaunic.ru/> (дата обращения: 20.05.2018).

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

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

21. Lagerev, A.V. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes / A.V. Lagerev, I.A. Lagerev, A.A.Milto // International Review on Modelling and Simulations. - 2014. - Vol. 7. - No. 4. - P. 644-652.

DOI:<https://doi.org/10.15866/iremos.v7i4.2045>

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

23. Featherstone, R. Rigid Body Dynamics Algorithms. - N.Y.: Springer, 2008. 272 p.

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

25. 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>

† B.B. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 424 p. (In Russian)

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

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

† 16. Vorobev E.I., Babich A.V., Zhukov K.P., Popov S.A., Semin Yu.I. *Mekhanika promyshlennykh robotov. Kn. 3. Osnovy konstruirovaniya* [Mechanics of Industrial Robots. Vol. 3. Basics of Design]. Moscow, Vysshaya shkola, 1989. 383 p. (In Russian).

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

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

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

† 20. Попов Д.Н. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives]. Moscow, MGTU imeni N.E.Baumana, 2002. 320 p. (In Russian)

† 21. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes. *International Review on Modelling and Simulations*, 2014, Vol.7, No.4, pp. 644-652.

† DOI: <https://doi.org/10.15866/iremos.v7i4.2045>

† 22. Shahinpoor M. A Robot Engineering

26. 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.
27. Столбов, Л.С. Основы гидравлики и гидропривод станков / Л.С. Столбов, А.Д. Перова, О.В. Ложкин. – М.: Машиностроение, 1988. 256 с.
28. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1984. – 831 с.
29. Холин, К.М. Основы гидравлики и объемные гидроприводы / К.М. Холин, О.Ф. Никитин. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
30. Поллард, Дж. Справочник по вычислительным методам статистики / Дж. Поллард. – М.: Финансы и статистика, 1982. – 344 с.
31. Лагереv, А.В. Модернизация краноманипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А / А.В. Лагереv, И.А. Лагереv, В.В. Говоров. – Вестник Брянского государственного технического университета. – 2010. - № 4. – С. 59-66.
32. Инструкция по эксплуатации самоходной энергетической машины АСТ-4-А. – Брянск, 2010. – 26 с.
33. 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.
- Textbook. NY, Harper & Row, Publishers, Inc., 1987.
23. Featherstone R. *Rigid Body Dynamics Algorithms*. N.Y.: Springer, 2008. 272 p.
24. 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.
25. 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>.
26. Braude V.I., Gokhberg M.M., Zvyagin I.E. *Spravochnik po kranam. T. 1. Kharakteristiki materialov i nagruzok. Osnovy rascheta kranov, ikh privodov i metallicheskikh 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)
27. 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)
28. Korn G.A., Korn T.M. *Mathematical handbook for scientist and engineers. Definitions, theorems and formulas for reference and review*. McGraw-Hill Company, 1968.
29. Kholin K.M., Nikitin O.F. *Osnovy gidravliki i obemnye gidroprivody* [Basics of hydraulics and volumetric hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 264 p. (In Russian)
30. Pollard J.H. *A handbook of numerical and statistical techniques*. Cambridge University Press, 1977.
31. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Govorov V.V. Crane-manipulator of mobile energy unit AST-4-a modernization. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2010, No.4, pp. 59-66. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1301300> (In Russian)
32. *Instruktsiya po ekspluatatsii samokhodnoy energeticheskoy mashiny AST-4-A* [Operat-

† ing instructions for self-propelled power ma-
† chine AST-4-A]. Bryansk, 2010. 26 p. (In Rus-
† sian)
† 33. *Pravila ustroystva I bezopasnoy eksplu-*
† *atatsii gruzopodemnykh kranov-manipulatorov:*
† *PB 10-257-98* [Rules the device and safe opera-
† tion of cranes-manipulators: PB 10-257-98].
† Moscow, NPO OBT, 2003. 89 p. (In Russian)
†

УДК 621.86

ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ ВЕРОЯТНОСТНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ В МНОГОПРИВОДНОМ ЛЕНТОЧНОМ КОНВЕЙЕРЕ

DESIGN FEATURES OF PROBABILISTIC MATHEMATICAL MODEL OF TRACTIVE EFFORT DISTRIBUTION IN MULTIDRIVE BELT CONVEYOR

Гончаров К.А.
Goncharov K.A.

Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Описаны этапы построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере. Приведен пример построения математической модели на основе экспериментального образца конвейера конструкции ВНИИПТМАШ. Приведено сравнение полученных результатов моделирования с экспериментальными данными при работе конвейера в холостом режиме. Даны общие рекомендации по формированию сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов в структуре одного конвейера. Выделены общие особенности опасных сочетаний отклонений скольжения электродвигателей, на которые необходимо обращать внимание при тяговом расчете конвейера и выборе системы управления приводами.

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

Дата принятия к публикации: 10.12.2018
Дата публикации: 25.12.2018

Сведения об авторах:

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

Abstract. The article describes the stages of building of the probabilistic mathematical model of the tractive effort distribution in the multidrive belt conveyor. The example of the mathematical model building on the basis of the experimental sample of the conveyor of the VNIIPTMASH design is shown. The comparison of the obtained model results with the experimental data when the conveyor is in the non-operation mode is given. The general recommendations on forming the combination of the slide variation of the drive motor in the structure of one conveyor are given. The general features of the dangerous combinations of the slide variation of the drive motors are highlighted. These features should be taken into account when performing the traction calculation of the conveyor and choosing the drive control system.

Keywords: belt conveyor, probabilistic mathematical model, drive system, slide departure of engine, traction calculation.

Date of acceptance for publication: 10.12.2018
Date of publication: 25.12.2018

Authors' information:

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

В работе [1] была описана теоретическая основа вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводных ленточных конвейерах, базирующаяся на вероятностном подходе к определению отклонений скольжения электродвигателей их приводов [2, 7]. Перечень процедур, корректное выполнение которых необходимо для успешного построения математической модели, представляет собой алгоритм, состоящий из

укрупненных трудоемких операций, каждая из которых требует подробного пояснения.

Таким образом, целью настоящей статьи является подробный анализ каждой из соответствующих процедур построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводных ленточных конвейерах и синтез корректных рекомендаций по их реализации.



В качестве объекта исследования выбран многоприводный ленточный конвейер, представленный в [3]. Схема трассы конвейера

представлена на рис. 1 (линейные размеры участков трассы указаны в метрах).

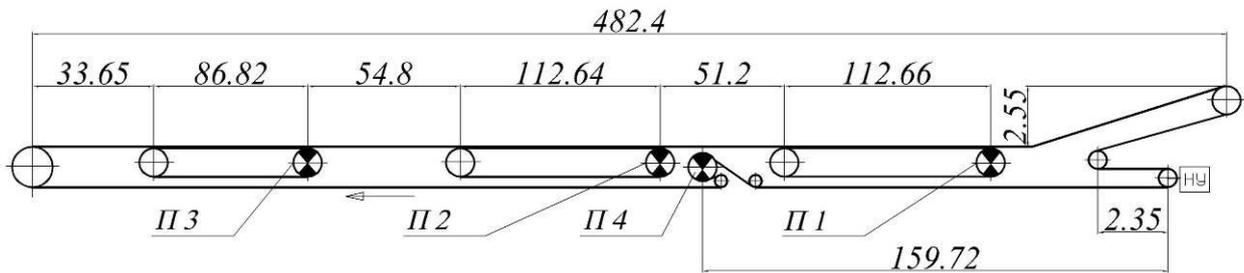


Рис. 1. Схема трассы многоприводного ленточного конвейера

Выбор данного объекта исследований обуславливается наличием в открытых источниках экспериментальных данных его испытаний [3, 4]. В работе [5] автором анализировались данные, полученные по итогам сравнения результатов экспериментальных исследований и результатов математического моделирования распределения тяговых усилий между приводами рассматриваемого конвейера. Примененные математические модели учитывали продольное растяжение лент и возможное отклонение скольжения электродвигателей приводов в диапазоне $\pm 20\%$. Проведенный сравнительный анализ показал хорошую сходимость результатов, однако отклонение экспериментально определенной величины тягового усилия одного из приводов вышло за пределы допустимых значений. Применение вероятностной математической модели распределения тяговых усилий между приводами [1] позволит учесть в дальнейших расчетах подобные явления.

Рассматриваемый конвейер оснащен одним барабанным и тремя ленточными приводами, оборудованными электродвигателями с фазным ротором мощностью $N = 14$ кВт каждый с синхронной частотой вращения ротора 1500 об/мин. Типоразмер грузонесущей и тяговой лент – РЛХ-120 с четырьмя

прокладками. Производительность конвейера 450 т/ч, транспортируемый груз – песчано-гравийная масса, скорость движения ленты 1,6 м/с [3, 5].

В качестве неизвестных компонентов выступают тяговые усилия четырех приводов W_1 (ленточный привод длиной 112,66 м), W_2 (ленточный привод длиной 112,64 м), W_3 (ленточный привод длиной 86,82 м), W_4 (барабанный привод, расположенный на нижней ветви конвейера). Дополнительными неизвестными переменными модели являются натяжения $S_{гр}$ грузонесущей ленты (в точке её сбега с барабанного привода), S_1 тяговой ленты (ленточный привод длиной 112,66 м), S_2 тяговой ленты (ленточный привод длиной 112,64 м), S_3 тяговой ленты (ленточный привод длиной 86,82 м).

При построении вероятностной математической модели распределения тяговых усилий воспользуемся алгоритмом, описанным в [1].

Уравнение сопротивления движению при подробном обходе контура грузонесущей ленты с учетом дополнительных данных, представленных в [3], при холостой работе машины с разбивкой участков ленточных приводов на зоны относительного покоя и скольжения лент [6] запишется в виде

$$\begin{aligned}
 & 1,217S_{zp} + 4886,17 + 1,125 \left[w_{3y} \frac{E_n l_{on3}}{E_n + E_m} + (w_{n3} - W_{nn3})(L_{mk3} - l_{on3}) \right] + \\
 & + 1,125 \left[w_{2y} \frac{E_n l_{on2}}{E_n + E_m} + (w_{n2} - W_{nn2})(L_{mk2} - l_{on2}) \right] + \\
 & + 1,125 \left[w_{1y} \frac{E_n l_{on1}}{E_n + E_m} + (w_{n1} - W_{nn1})(L_{mk1} - l_{on1}) \right] - W_4 = S_{zp},
 \end{aligned} \quad (1)$$

где E_n – жесткость на растяжение несущей ленты; E_m – жесткость на растяжение тяговой ленты; W_{nn1} , W_{nn2} , W_{nn3} – удельные полезные тяговые усилия соответствующих ленточных приводов, передаваемые грузонесущей ленте; L_{mk1} , L_{mk2} , L_{mk3} – длины ленточных приводов; l_{on1} , l_{on2} , l_{on3} – длины зон относительного покоя грузонесущей ленты и лент соответствующих ленточных приводов; w_{n1} , w_{n2} , w_{n3} – удельные сопротивления от подъема груза на заданном перепаде высот при наклонном расположении соответствующих ленточных приводов; $w_{1y} = w_{2y} = w_{3y}$ – параметры, определяемые выражением

$$w_{1y} = w_{2y} = w_{3y} = (2q_l + q_{pe})\omega, \quad (2)$$

где q_l – распределенная нагрузка от веса ленты; q_{pe} – распределенная нагрузка от вращающихся частей роликоопор грузовой ветви конвейера; ω – обобщенный коэффициент сопротивления движению конвейера (по рекомендациям [3] для летнего периода эксплуатации примем $\omega = 0,03$).

Рабочие ветви механических характеристик электродвигателей аппроксимируем прямыми, соответствующими номинальным данным электродвигателей (при номинальном скольжении $s = 0,02$), с учетом работы последних на естественных характеристиках (цепи роторов короткозамкнутые). В данном случае при установке в системе приводов четырех одинаковых двигателей уравнения рабочих ветвей их механических характеристик будут идентичны и примут вид

$$M = 4548 - 3,032n, \quad (3)$$

где M – развиваемый электродвигателем момент, Нм; n – соответствующая развиваемому моменту частота вращения ротора, об/мин.

При определении параметров и составлении вероятностных зависимостей, определяющих интервалы отклонений скольжения

электродвигателей приводов, используем рекомендации, сформулированные в [2, 7]. Примем значение коэффициента стабильности механической характеристики поставляемых двигателей $K_H = 0,98$ (условный контроль качества 98 из 100 единиц продукции). Согласно [2, 7] определим величину среднеквадратичного отклонения σ из функции нормального распределения с математическим ожиданием $a = s$ при допустимых отклонениях скольжения $\pm 20\%$ [8]

$$K_H = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{1,2s-s}{\sigma}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{0,8s-s}{\sigma}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt. \quad (4)$$

Из решения уравнения (4) $\sigma = 1,7194 \cdot 10^{-3}$. Данное значение σ подставим в уравнение (5), аналогичное (4) при $K_H = 1$ и определим действительный интервал $[\alpha; \beta]$ возможного отклонения скольжения.

$$1 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{\beta-s}{\sigma}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{\alpha-s}{\sigma}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt. \quad (5)$$

В результате решения уравнения (5) $\beta = 0,0313$ (3,13 %); $\alpha = 0,00869$ (0,869 %).

В связи с использованием в структуре системы приводов электродвигателей с фазным ротором точность дальнейшего тягового расчета характеризуется необходимостью учета максимального интервала отклонения номинального скольжения [2, 7], поэтому границы интервала $[\alpha; \beta]$ оставим неизменными по отношению к полученным результатам без поправки на тип применяемой системы управления приводами.

Для корректировки вычисленного для двигателей четырех приводов интервала отклонения скольжения с учетом растяжения лент воспользуемся рекомендациями [1]. В частности, для промежуточных ленточных приводов применим зависимость:

$$\Delta s = \left[\left(1 + \frac{50\varepsilon_{zp}}{(0,8\dots 1,2)B_{zp}} \right) \left(1 + \frac{50\varepsilon_m}{(0,8\dots 1,2)B_m} \right) (1 - s_{ном}) - 1 + s_{ном} \right] \frac{100}{s_{ном}}. \quad (6)$$

Для барабанного привода

$$\Delta s = \left[\left(1 + \frac{50\varepsilon}{(0,8\dots 1,2)B} \right) (1 - s_{ном}) - 1 + s_{ном} \right] \frac{100}{s_{ном}}. \quad (7)$$

При ширине грузонесущей и тяговой резинотканевой ленты $B_{zp} = B_m = 800$ мм, величине относительного удлинения лент $\varepsilon = \varepsilon_{zp} = \varepsilon_m = 0,035$ и принятого коэффициента запаса прочности 8 (в зависимостях (6) и (7) соответствует 0,8) отклонение линейной скорости ленты от номинальной величины при максимальной загрузке конвейера эквивалентно отклонению скольжения электродвигателя от номинального для промежуточного ленточного привода на 26,83%, для барабанного привода на 13,4%.

Таким образом, полный интервал возможных отклонений скольжения составит:

- для промежуточных ленточных приводов $[\alpha; \beta] \rightarrow [0,00332; 0,0367]$;
- для барабанного привода $[\alpha; \beta] \rightarrow [0,006; 0,03399]$.

Уравнения рабочих ветвей механических характеристик при значении номинальных скольжений, соответствующих полученным границам интервалов, примут вид:

- для электродвигателей промежуточных ленточных приводов по параметру β
 $M = 2523 - 1,682n$; (8)

- для электродвигателей промежуточных ленточных приводов по параметру α
 $M = 26904 - 17,94n$; (9)

- для электродвигателя барабанного привода по параметру β
 $M = 2715 - 1,81n$; (10)

- для электродвигателя барабанного привода по параметру α
 $M = 14918 - 9,945n$. (11)

В качестве ограничений введем в математическую модель неравенства, устанавливающие границы тяговой способности промежуточных ленточных приводов:

$$W_{nni} \leq (q_l + q_{zp}) \mu L_{mki}, \quad (12)$$

где μ – коэффициент сцепления лент (с учетом данных [3] для летнего периода эксплуатации примем $\mu = 0,62$).

При моделировании холостой работы конвейера в зависимости (12) не будет учитываться параметр q_{pv} . Для барабанных приводов с учетом их идентичности, в том числе и в конструкциях промежуточных ленточных приводов, должны выполняться условия:

$$S_{zp} + W_4 \leq S_{zp} e^{\mu_1 \alpha_1}, \quad (13)$$

$$S_1 + W_1 \leq S_1 e^{\mu_1 \alpha_2}, \quad (14)$$

$$S_2 + W_2 \leq S_2 e^{\mu_1 \alpha_2}, \quad (15)$$

$$S_3 + W_3 \leq S_3 e^{\mu_1 \alpha_2}, \quad (16)$$

где μ_1 – коэффициент сцепления ленты с приводным барабаном (с учетом рекомендаций [9] для барабанов, футерованных резиной, при возможности попадания в зону контакта между барабаном и лентой нелипкого груза и влажных атмосферных условиях примем $\mu_1 = 0,25$); α_1 – угол обхвата лентой приводного барабана барабанного привода ($\alpha_1 = 4\pi/3$); α_2 – угол обхвата лентой приводного барабана промежуточного ленточного привода ($\alpha_2 = \pi$).

Минимальные натяжения лент ограничим условиями их провисания [9]:

- на холостых (нижних) ветвях конвейера и ленточных приводов

$$S_{zp}, S_1, S_2, S_3 \geq 8q_l l_{pn}, \quad (17)$$

- на грузовых (верхних) ветвях конвейера и ленточных приводов

$$S_{zp} \geq 10(q_{zp} + q_l) l_{pv}, \quad (18)$$

$$S_1, S_2, S_3 \geq 10(q_{zp} + 2q_l) l_{pv}, \quad (19)$$

где l_{pn} – расстояние между роlikоопорами холостой ветви конвейера и промежуточных приводов; l_{pv} – расстояние между роlikоопорами грузовой ветви конвейера и промежуточных приводов.

Дополнительно стоит уточнить, что неравенства (18) и (19) повышают требования к минимальным значениям натяжений лент, удовлетворяющим условию (17). Фактически данное повышение требований сводится к тому, что минимальные натяжения нижних ветвей лент конвейера и приводов не могут быть меньше минимально необходимых натяжений лент грузовой ветви по условиям провисания.

При формировании системы сочетаний границ отклонений скольжения электродвигателей для всех приводов конвейера в отличие от рекомендаций [7] для сокращения

объемов расчетов не будем учитывать возможную работу приводов при номинальных значениях скольжения электродвигателей. В этом случае вместо 81 сочетания механических характеристик образуется 16 сочетаний. При проведении подробного расчета данное допущение целесообразно не учитывать в связи с необходимостью получения более полного массива данных для синтеза параметров системы управления конвейером. Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов представлена в табл. 1.

Таблица 1

Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов

Электродвигатель привода	Скольжение электродвигателя в рамках сочетания															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Барабанного П4	α	α	α	α	β	α	α	β	α	β	β	β	β	β	α	β
Ленточного П1	α	α	α	β	α	α	β	β	β	α	α	β	β	α	β	β
Ленточного П2	α	α	β	α	α	β	β	α	α	β	α	β	α	β	β	β
Ленточного П3	α	β	α	α	α	β	α	α	β	α	β	α	β	β	β	β

Полезное тяговое усилие, передающееся ленточным приводом грузонесущей ленте согласно [6] запишется в виде

$$W_{nni}(L_{mki} - l_{oni}) = W_{lni}(n_i) - F_{mki}, \quad (20)$$

где $W_{lni}(n_i)$ – функция механической характеристики i -го ленточного привода, в кото-

рой в качестве аргумента выступает частота вращения вала двигателя n_i .

Собственное сопротивление движению тягового контура F_{mki} определяется зависимостью

$$F_{mki} = k_{mk} S_{c\beta i} + (q_l^m + q_{pn}) \omega_1 \cos \beta L_{mki} + q_l^m \sin \beta L_{mki} + w_{iy} \frac{E_m l_{oni}}{E_n + E_m} + (q_l^n + q_l^m + q_{zp} + q_{pv}) \omega \cos \beta (L_{mki} - l_{oni}) + q_l^m \sin \beta (L_{mki} - l_{oni}), \quad (21)$$

где k_{mk} – коэффициент, учитывающий сопротивление движению тяговой ленты привода, за ролик висащие от её натяжения; $S_{c\beta i}$ – натяжение тяговой ленты в точке её сбегания с приводного барабана в начальной точке отсчета; q_{pn} – распределенная нагрузка от вращающихся частей опор нижней ветви конвейера и привода; ω_1 – обобщенный коэффициент сопротивления движению на порожней ветви конвейера.

Вероятностная математическая модель распределения тяговых усилий при холостом ходе конвейера является совокупностью мо-

делей, строящихся для соответствующих сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов, каждая из которых представляет собой систему уравнений и неравенств, включающую зависимости (1) – (21). В зависимости от конкретного набора параметров каждого сочетания (табл. 1) механическая характеристика электродвигателя соответствующего привода описывается для ленточных приводов зависимостью (8) или (9), для барабанного привода – зависимостью (10) или (11), с учетом их приведения к обечайке барабана при передаточном числе

привода $i = 31,5$ [3] и радиусе барабана $R = 0,315$ м.

Результаты моделирования для сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов (табл. 1) представлены в табл. 2.

Процесс построения математических моделей распределения тяговых усилий приводов для каждого сочетания сопровождался рядом специфических особенностей и наблюдений. Качественная характеристика каждой модели представлена в табл. 3.

Таблица 2

Сводная таблица результатов моделирования

Сочетание	Значение параметра									
	$W_{1,H}$	$W_{2,H}$	$W_{3,H}$	$W_{4,H}$	$W_{n1,H}$	$W_{n2,H}$	$W_{n3,H}$	$S_{max,H}$	$N_{\Sigma,кВт}$	n , об/мин
1	3136	3136	3136	1739	1548	1548	1829	5730	21,88	1498,3
2	4235	4235	397	2348	2549	2549	-693	7624	22,00	1497,6
3	4247	398	4247	2355	2558	-975	2838	6021	22,06	1497,6
4	401	4276	4276	2371	-972	2585	2866	6075	22,22	1497,6
5	3545	3545	3545	358	1925	1926	2206	5698	21,57	1498
6	6575	617	617	3646	4630	-774	-493	9241	22,45	1496,3
7	633	633	6750	3743	-760	-759	5068	8242	23,05	1496,2
8	493	5258	5258	531	-888	3458	3738	7948	22,63	1497
9	617	6575	616	3646	-774	4630	-493	7231	22,45	1496,3
10	5056	474	5056	510	3279	-905	3559	5584	21,77	1497,2
11	5056	5056	474	510	3279	3279	-625	7488	21,77	1497,2
12	-	-	X	-	-	-	X	-	-	-
13	-	X	-	-	-	X	-	-	-	-
14	X	-	-	-	X	-	-	-	-	-
15	-	-	-	X	-	-	-	-	-	-
16	2768	2768	2768	2979	1209	1210	1490	5978	21,92	1483,5

Примечание: S_{max} – максимальное натяжение грузонесущей ленты; N_{Σ} – суммарная мощность, развиваемая приводами; W_{n1} – полезное тяговое усилие, передаваемое приводом П1 грузонесущей ленте; W_{n2} – полезное тяговое усилие, передаваемое приводом П2 грузонесущей ленте; W_{n3} – полезное тяговое усилие, передаваемое приводом П3 грузонесущей ленте.

Таблица 3

Качественная характеристика поведения системы приводов конвейера по сочетаниям табл. 1

Сочетание	Качественная характеристика
1	Натяжение грузонесущей ленты из условий отсутствия провисания принято 3000 Н. Натяжение тяговых лент приводов П1 – П3 – 3200 Н. Приводы работают стабильно.
2	Привод П3 при смягченной механической характеристике не справляется с сопротивлением передвижению собственного тягового контура, представляя для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление.
3	То же, что и в предыдущем случае, но для привода П2. Дополнительно увеличено минимальное натяжение тяговых лент приводов П1 и П3 до 3600 Н в связи со срывом сцепления на их приводных барабанах.
4	То же, что и в предыдущем случае, но для привода П1. Дополнительно увеличено минимальное натяжение тяговых лент приводов П2 и П3 до 3600 Н в связи со срывом сцепления на их приводных барабанах. Минимальное натяжение грузонесущей ленты увеличено до 3400 Н (приводы П2 и П3 значительно снижают натяжение грузонесущей ленты, преодолевая условие провисания на грузовой ветви).

Окончание табл. 3

Сочетание	Качественная характеристика
5	Барабанный привод П4 при смягченной механической характеристике развивает малое тяговое усилие, нагружая остальные приводы. При этом натяжения всех лент сохранили минимальные значения, соответствующие первому сочетанию.
6	Привод П1 развивает значительное тяговое усилие – минимальное натяжение его тяговой ленты увеличено до 5600 Н, что устранило буксование его приводного барабана. Двигатель привода П1 работает на пределе мощности. Приводы П2 и П3 при смягченных механических характеристиках не справляются с сопротивлением собственных тяговых контуров, представляя для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление.
7	То же, что и в предыдущем случае, но вместо привода П1 та же картина наблюдается для привода П3 (минимальное натяжение его тяговой ленты увеличено до 5700 Н). Дополнительно увеличено минимальное натяжение грузонесущей ленты до 4500 Н для обеспечения условий отсутствия её провисания при сбегании с привода П3.
8	Основное тяговое усилие развивают приводы П2 и П3 (минимальные натяжения их тяговых лент увеличены до 4500 Н). Дополнительно увеличено минимальное натяжение грузонесущей ленты до 5200 Н для обеспечения условий отсутствия её провисания при сбегании с привода П2. Привод П1 представляет для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление.
9	Увеличено минимальное натяжение тяговой ленты привода П2 до 5600 Н, работающего на жесткой механической характеристике по отношению к другим ленточным приводам. Приводы П1 и П3 представляет для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление.
10	То же, что в восьмом сочетании, но для приводов П1 и П3 (минимальные натяжения их тяговых лент увеличены до 4300 Н).
11	То же, что в десятом сочетании, но для приводов П1 и П2 (минимальные натяжения их тяговых лент увеличены до 4300 Н).
12 – 15	Неработоспособные сочетания с перегрузкой по мощности электродвигателей соответствующих приводов (табл. 2), сопровождающейся срывом сцепления тяговых лент.
16	Приводы работают стабильно при натяжениях лент в соответствии с первым сочетанием. Тяговые усилия распределяются более равномерно по сравнению с первым сочетанием.

Анализируя результаты моделирования, представленные в табл. 2, можно заметить, что наиболее благоприятный режим работы с наименьшим натяжением грузонесущей ленты соответствует десятому сочетанию отклонений скольжения электродвигателей. Несмотря на то что привод П2 в данном случае создает дополнительное сопротивление передвижению ленты (работает на смягченной механической характеристике, как и барабанный привод П4), удачное расположение приводов П1 и П3, развивающих основное тяговое усилие, позволяет максимально снизить натяжение грузовой ветви грузонесущей ленты. Качественная работа всех при-

водов с положительными значениями тяговых усилий реализуется в первом, пятом и шестнадцатом сочетаниях. Во всех указанных сочетаниях есть одна общая особенность – одинаковые отклонения скольжения электродвигателей ленточных приводов П1, П2, П3. Наиболее энергетически затратным является седьмое сочетание отклонений скольжения электродвигателей. Разница общей развиваемой мощности приводов в наиболее и наименее энергозатратных режимах составляет 1,28 кВт.

В работе [3] указано, что при экспериментальном замере суммарной мощности всех приводов при работе конвейера в холостом

режиме без груза на естественных механических характеристиках электродвигателей (при приближенном скольжении приводов 2%) её значение составило около 20 кВт. Распределение по приводам: П1 – 4 кВт, П2 – 8 кВт, П3 – 6 кВт, П4 – 2 кВт. С учетом этих данных дополнительно было проведено обратное моделирование при заданных мощностях приводов (для медианного значения $n = 1490,9$ об/мин интервала частот вращения роторов электро-

двигателей, соответствующих отклонению скольжения всех электродвигателей α (сочетание 1) и отклонению β (сочетание 16)) с целью определения положения экспериментальных механических характеристик их электродвигателей относительно вычисленных выше вероятностных границ отклонений скольжения $[\alpha; \beta]$. Результаты моделирования представлены на рис. 2.

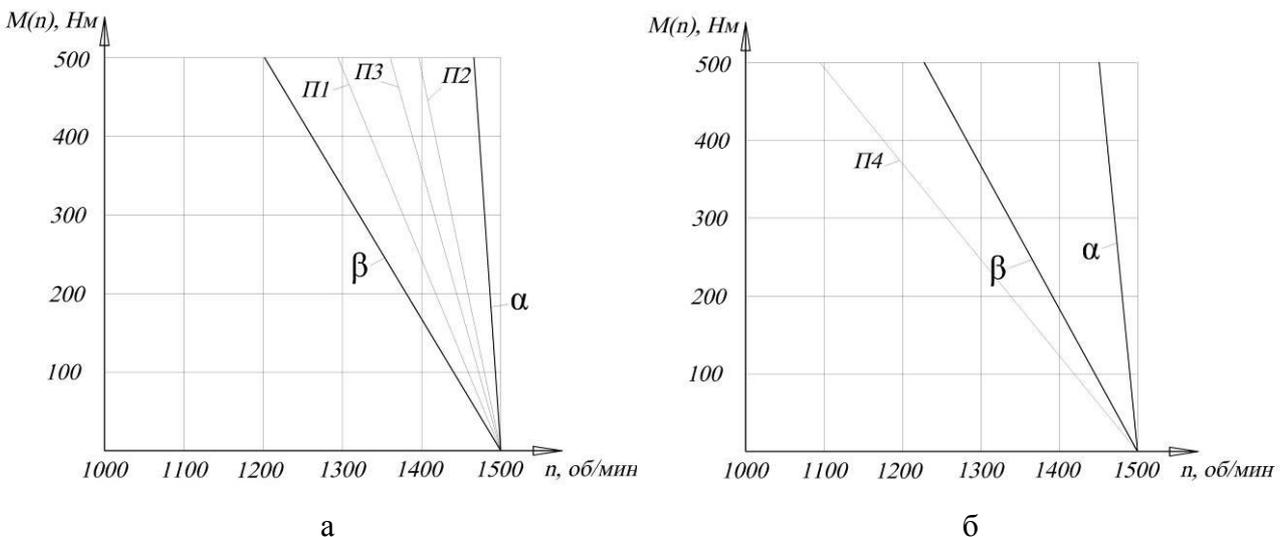


Рис. 2. Положение экспериментальных механических характеристик электродвигателей и интервалов отклонения их скольжения: а – для ленточных приводов; б – для барабанного привода

Анализируя рис. 2, можно заметить, что экспериментально определенное отклонение скольжения электродвигателя барабанного привода П4 выходит за пределы вероятностного интервала $[\alpha; \beta]$. Данное обстоятельство позволяет судить о том, что принятое значение коэффициента стабильности механической характеристики поставляемых двигателей $K_H = 0,98$ при моделировании необходимо уменьшить, что свидетельствует о реальном более низком контроле качества продукции по сравнению с принятым при построении модели.

Рекомендации.

В качестве базовых рекомендаций по выбору системы управления приводами для описанного примера можно выделить следующее:

1. Система управления не должна допускать работу трех из четырех приводов

рассмотренного конвейера на смягченных механических характеристиках и одного – на жесткой характеристике (сочетания 12 – 15). В этом случае один привод пытается воспринять основную часть сопротивлений передвижению, что приводит к его перегрузке по мощности, а также к срыву сцепления. Последнее относится как к барабанным, так и к ленточным приводам.

2. В случае если какие-либо два привода имеют отклонения скольжения электродвигателей в сторону смягчения механических характеристик, а другие два – в сторону ужесточения, грузонесущая лента работает в спектре максимальных значений собственного натяжения (сочетания 6 – 11). Если смягчение характеристик соответствует двум ленточным приводам, то каждый из них представляет собой дополнительное сопротивление передвижению грузонесущей ленты, по-

сколькx электродвигатели не справляются с сопротивлением передвижению тяговых контуров. При отсутствии возможности избегания указанного сочетания отклонений скольжения, электродвигатели со смягченными механическими характеристиками должны быть установлены на одном ленточном и барабанном приводах (сочетания 8, 10, 11).

Выводы.

По результатам построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере можно сделать следующие общие выводы:

1) одним из определяющих параметров при построении модели является коэффициент стабильности механической характеристики, значение которого с учетом анализа экспериментальных данных работы конвейера можно принимать менее 0,98 в сравнении с рекомендациями [2, 7];

2) учет продольного растяжения грузонесущей и тяговой лент можно производить также посредством понижения расчетного значения коэффициента стабильности механической характеристики электродвигателя;

3) определяемая при моделировании каждого сочетания отклонений скольжения величина частоты вращения роторов электродвигателей n является фиктивной в связи с применением принципа абсолютной жесткости конвейерных лент, сформулированного в [1];

4) наиболее опасными для стабильной работы приводов являются отклонения скольжений отдельных электродвигателей в сторону увеличения жесткости их механических характеристик, что приводит к восприятию ими повышенной нагрузки по отношению к другим приводам; в рассмотренном в данной статье примере показано, что даже в при работе конвейера в холостом режиме какой-либо один из приводов (сочетания 12 – 15) перегружен по мощности.

В целом, вероятностная математическая модель распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере подтвердила свою состоятельность и основное достоинство – многовариантность исследуемых параметров, основанная на учете максимально возможного числа различных факторов, воздействующих на конвейер при его работе.

Список литературы

1. Гончаров, К.А. Комплексный подход к тяговому расчету ленточных конвейеров / К.А. Гончаров, В.П. Дунаев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – №2. – С.19–26. DOI: <http://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151>

2. Гончаров, К.А. Вероятностный подход к определению отклонений скольжения электродвигателей приводов ленточных конвейеров / К.А. Гончаров // Приводы и компоненты машин. – 2016. – № 4-5. – С. 13–15.

3. Дьячков, В.К. Результаты исследования линейных фрикционных приводов многоприводного ленточного конвейера / В. К. Дьячков // Машины непрерывного транспорта: сб. науч. тр. – М.: ВНИИПТМАШ, 1971. – Вып. 2. – №11. – С. 3–32.

4. Барабанов, В.Б. Результаты второго этапа эксплуатационных испытаний промышленного образца многоприводного

References

1. Goncharov K.A., Dunaev V.P. The integrated approach to traction calculation of belt conveyors. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.2, pp. 19-26. DOI: <http://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151> (In Russian)

2. Goncharov K.A. The probabilistic approach to determining the slide departures of electric motors of belt conveyors. *Machine drives and parts*, No.4-5, 2016, pp. 13–15. (In Russian)

3. Diachkov V.K. Rezultaty issledovaniy lineinykh friktsionnykh privodov mnogoprivodnogo lentochnogo konveyera. *Sbornik nauchnykh trudov "Mashiny nepreryvnogo transporta"*. Moscow, VNIPTMASH, 1971, Vol.2, No.11, pp. 3-32 (In Russian)

4. Barabanov V.B. Rezultaty vtorogo etapa expluatacionnykh ispytaniy promyshlennogo obrazca mnogoprivodnogo lentochnogo konveyera. *Sbornik nauchnykh trudov "Mashi-*

ленточного конвейера / В.Б. Барабанов // Машины непрерывного транспорта: сб. науч. тр. - М.: ВНИИПТМАШ, 1971. - Вып. 2. - №11. - С. 52-58.

5. Гончаров, К.А. Обоснование выбора систем приводов протяженных ленточных конвейеров со сложной трассой: дис... канд. техн. наук: 05.05.04. – Брянск, 2011.

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

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

8. ГОСТ Р 52776-2007 Машины электрические вращающиеся. Номинальные данные и характеристики. Дата введения 01-01-2008.

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

ny nepreryvnogo transporta”. Moscow, VNIPTMASH, 1971, Vol.2, No.11, pp. 52–58 (In Russian)

5. Goncharov K.A. Justification of the choice of drive systems long belt conveyors with complex route: thesis of PhD in Technical Sciences: 05.05.04. Bryansk, 2011. (In Russian)

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

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

8. GOST R 52776-2007 «Rotating electric machines. Nominal data and specifications». Moscow, Standartinform, 2008. (In Russian)

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

УДК 621.867

ВЛИЯНИЕ КОЛИЧЕСТВА ОТКАЗАВШИХ ПРИВОДНЫХ ПОДВЕСОК КОНВЕЙЕРА С ПОДВЕСНОЙ ЛЕНТОЙ И РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ПРИВОДОМ ПРИ ЗАКЛИНИВАНИИ ХОЛОСТЫХ РОЛИКОВ

INFLUENCE OF QUANTITY FAILED DRIVE SUSPENSIONS OF THE CONVEYOR WITH SUSPENDED BELT AND DISTRIBUTED DRIVE AT JAMMING IDLE ROLLERS

Толкачев Е.Н.
Tolkachev E.N.

Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Статья посвящена актуальному вопросу, связанному с математическим моделированием отказов приводных подвесок конвейера с подвесной лентой. Используя разработанную математическую модель отказов ведущих подвесок вследствие заклинивания холостых роликов, для эталонной конструкции конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом выполнен комплекс расчетов динамических характеристик. Проведено исследование влияния количества и взаимного расположения отказавших приводных подвесок на трассе на главные технические характеристики конвейера с подвесной лентой.

Ключевые слова: заклинивание роликов, конвейер ленточный, лента подвесная, модель математическая, отказ, подвеска, привод распределенный, ролик холостой.

Дата принятия к публикации: 21.11.2018
Дата публикации: 25.12.2018

Сведения об авторах:

Толкачев Евгений Николаевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», tolkachev_en@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-2567-6336

Abstract. The article is devoted to the topical issue, which is related to mathematical modeling of the failures of drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive. Using the developed mathematical model of the failures drives suspensions due to jamming idle rollers to the reference design of conveyor with suspended belt and distributed drive the complex of calculations of dynamic characteristics is executed. Investigation of the influence of the number and relative position of the failed drives suspensions on the track on the main technical characteristics of the conveyor belt with suspended belt was carried out.

Keywords: conveyor belt, distributed drive, idle roller, failure, jamming rollers, mathematical model, suspended belt, suspension.

Date of acceptance for publication: 21.11.2018
Date of publication: 25.12.2018

Authors' information:

Evgeniy N. Tolkachev – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Department “Lifting and transport machines and equipment” at Bryansk State Technical University, tolkachev_en@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-2567-6336

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта РФФИ для научных проектов, выполняемых молодыми учеными (Мой первый грант) № 16-38-00058.

Материал, изложенный в статье, представляет собой логическое продолжение комплекса работ [1-9], посвященных исследованию динамических характеристик конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при возникновении случайных специфических видов отказов, обусловленных конструктивными особенностями таких транспортирующих машин. В частности, предметом исследований является отказ

приводных подвесок конвейера, проявляющийся в заклинивании их холостых роликов. Такой вид отказа преимущественно обусловлен выходом из строя подшипникового узла одного или нескольких холостых роликов и проявляется в возникновении скольжения (юза) отказавших холостых роликов приводной подвески.

Ключевые особенности моделирования случайных отказов приводных подвесок



вследствие заклинивания их холостых роликов, а также математическая модель, сформулированная на основе ранее разработанной математической модели динамики конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом изложены в работе [7], а также реализованы в виде программы для ЭВМ «Моделирование динамики конвейеров с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании холостых роликов» [10]. Используя данную программу, было проведено исследование влияния количества отказавших приводных подвесок на технические характеристики конвейера. В качестве эталонного варианта использовался конвейер с подвесной лентой и распределенным приводом, схема конфигурации трассы и технические характеристики которого приведены в [3, 5, 6]. При этом, в соответствии с изложенным в [1, 11], ввиду случайного характера возникновения отказов, а, следовательно, и существования значительного числа возможных вариантов расположения отказавших приводных подвесок на трассе, формирование расчетных случаев расположения отказавших приводных подвесок на трассе выполнено посредством выделения промежуточных расчетных случаев, а именно таких конфигураций, при которых вышедшие из строя приводные подвески конвейера располагаются одиночно или группами с постоянным шагом вдоль его трассы. Расчетные варианты расположения отказавших приводных подвесок эталонной конструкции конвейера приведены в [6]. При выполнении данного исследования первоначально рассмотрен наиболее нагруженный случай, заключающийся в одновременном отказе всех холостых роликов, удерживаемых металлоконструкцией несущей секции приводной подвески, при ее выходе из строя.

Моделирование динамических характеристик конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом выполнялось в интервале времени от 0 до 100 с с шагом 0,01 с. Время наступления отказа приводных подвесок принято равным 10 с. Начальное линейное перемещение каждой подвески принято равным длине пути от начала грузовой ветви вдоль направляющих качения до месторасположения соответствующей подвески на

трассе, в то время как угловые перемещения, а также линейные и угловые скорости приняты равными нулю.

На рисунках ниже представлены результаты численного моделирования динамических характеристик эталонного конвейера.

Рис. 1-3 содержат гистограммы суммарной мощности конвейера, скорости движения грузонесущего полотна и продольных напряжений в конвейерной ленте. По характеру изменения величин отчетливо видно, что при сокращении количества упорядоченных групп и, соответственно, увеличении количества вышедших из строя последовательно расположенных в таких группах приводных подвесок при общем неизменном количестве отказавших приводных подвесок на трассе конвейера отмечается нелинейное снижение суммарной мощности приводов конвейера, а также скорости транспортирования, величины продольных напряжений при этом линейно увеличиваются. К тому же интенсивность изменения соответствующих величин повышается с увеличением количества отказавших приводных подвесок на трассе конвейера.

Изложенные результаты согласуются с ранее полученными данными [1] о том, что при увеличении концентрации отказавших приводных подвесок в одной области, технические характеристики конвейера принимают наиболее неблагоприятные значения.

Несколько подробнее выполнен анализ результатов расчета главных технических характеристик конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при варьировании количества последовательно расположенных и находящихся в составе одной группы отказавших приводных подвесок (рис. 4-6).

Говоря о влиянии отказов приводных подвесок вследствие заклинивания холостых роликов на величину суммарной мощности конвейера и скорости движения грузонесущего полотна (рис. 4), следует отметить скачкообразное изменение отмеченных технических характеристик относительно эталонных значений в момент времени наступления отказа приводных подвесок, равный 10 с. Последующее движение приводных подвесок для расчетных вариантов В1,1 – В17,1

сопровождается колебательным изменением величин суммарной мощности приводов подвесок и скорости транспортирования груза (рис. 4), причем амплитуда и период колебаний повышаются с увеличением количества отказавших вследствие заклинивания холостых роликов приводных подвесок. При этом следует отметить, что зависимости изменения скорости транспортирования во времени характеризуются постоянным сокращением величин при увеличении количе-

ства отказавших приводных подвесок. В то же время значения величин общей мощности конвейера с ростом количества отказавших приводных подвесок повышаются для вариантов В1,1 – В7,1 и убывают для вариантов В8,1 – В17,1. Полная потеря работоспособности и остановка конвейера происходит в вариантах расчета В18,1 – В20,1, когда исследуемые динамические характеристики обращаются в ноль.

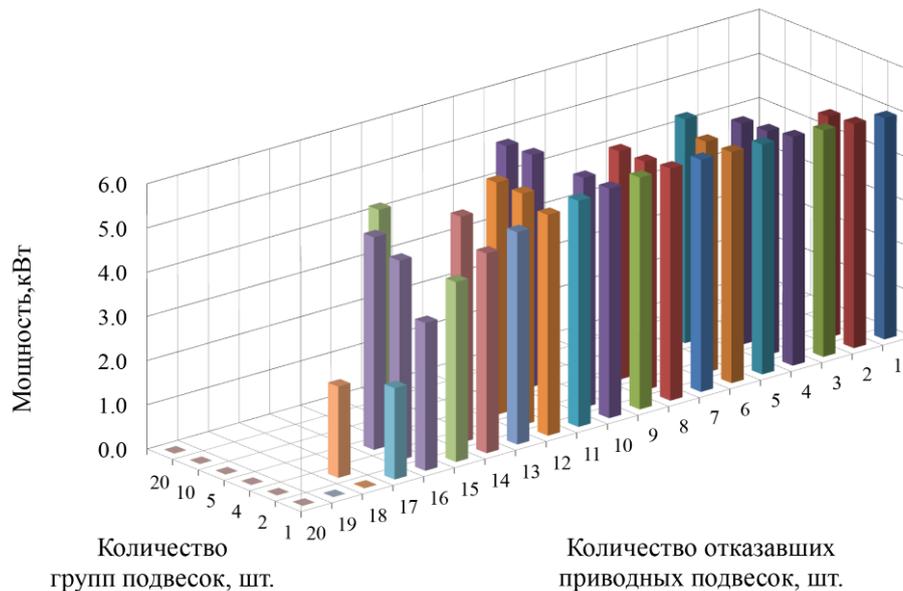


Рис. 1. Распределение величины суммарной мощности приводов в зависимости от взаимного расположения отказавших приводных подвесок на трассе

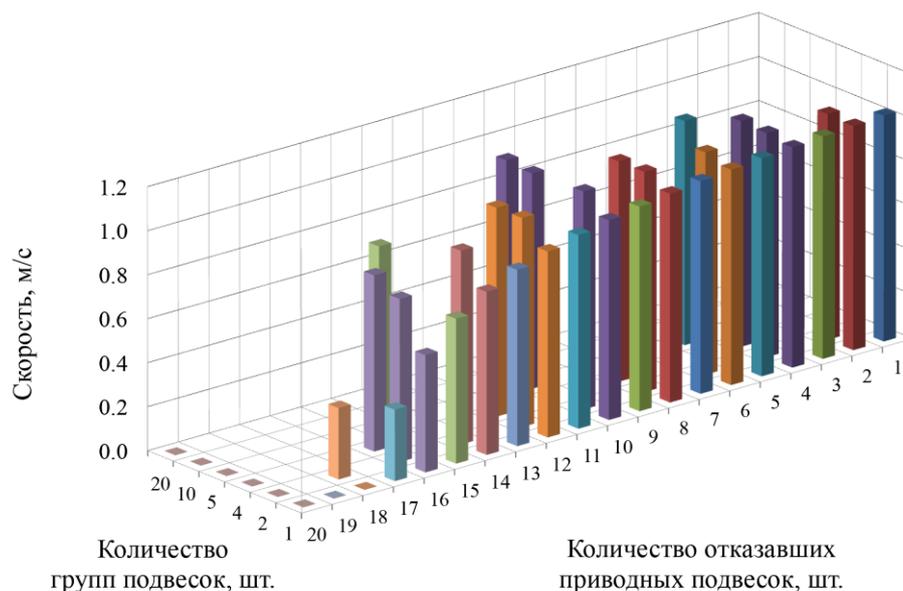


Рис. 2. Распределение величины скорости транспортирования конвейера от взаимного расположения отказавших приводных подвесок на трассе

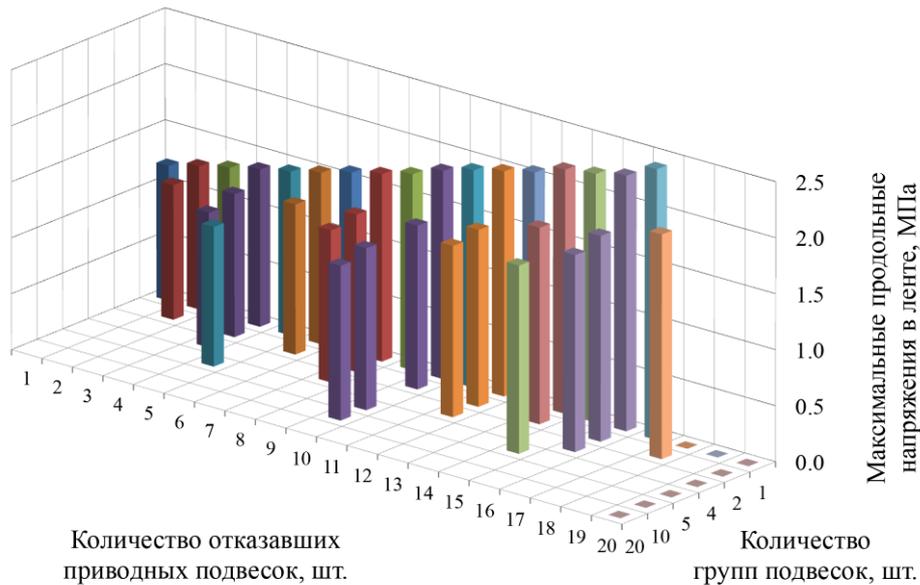


Рис. 3. Распределение величины продольных напряжений в ленте конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом в зависимости от взаимного расположения отказавших приводных подвесок на трассе

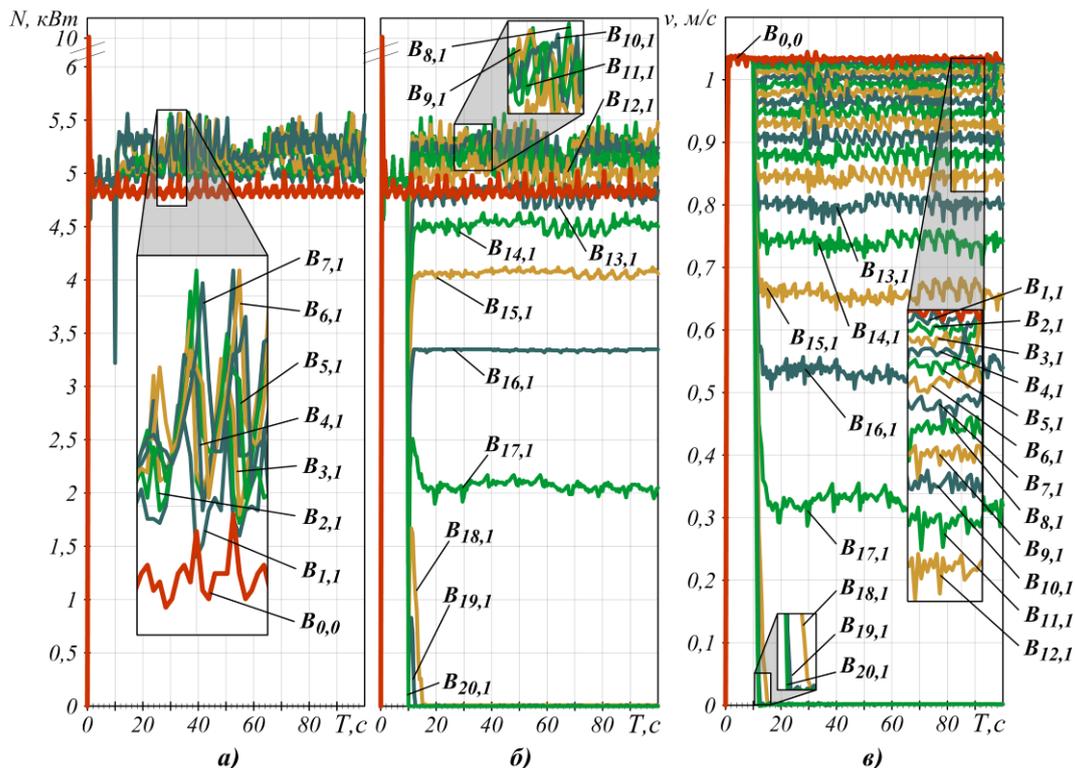


Рис. 4. Изменение во времени в зависимости от количества отказавших приводных подвесок технических характеристик конвейера: а – мощности ($B_{1,1} - B_{7,1}$); б – мощности ($B_{8,1} - B_{20,1}$); в – скорости

По графикам зависимостей усредненных значений суммарной мощности приводов конвейера и скорости перемещения груза после наступления отказа приводных подвесок

(рис. 5) от количества вышедших из строя приводных подвесок отчетливо видно, что общая суммарная мощность конвейера нелинейно умеренно возрастает практически до

отказа 40% приводных подвесок, после чего достаточно стремительно сокращается пока не достигнет нулевой отметки. Скорость конвейера постоянно нелинейно убывает, причем после отказа порядка 70-75% при-

водных подвесок ее сокращение протекает гораздо стремительнее. Полная остановка конвейера наступает при отказе 90% приводных подвесок.

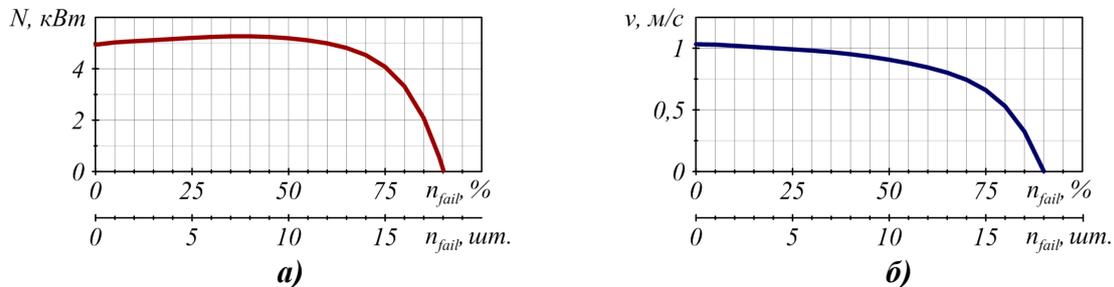


Рис. 5. Изменение в зависимости от количества отказавших подвесок технических характеристик конвейера: а – мощности; б – скорости

В расчетном случае, связанном с отказом приводных подвесок вследствие заклинивания холостых роликов, первоначальное повышение суммарной мощности приводов конвейера при отказе малого количества подвесок обосновывается следующим. Возникающие в результате заклинивания холостых роликов и образования трения скольжения дополнительные сопротивления движению, действующие со стороны участков грузонесущей конвейерной ленты и сопряженных с ней отказавших подвесок на все ведущие подвески, приводят к некоторому повышению величин крутящих моментов. Соответственно с повышением крутящего момента привода скорость вращения ведущего ролика согласно прямолинейной механической характеристике электродвигателя постоянного тока, используемой при моделировании мотор-редукторного привода подвески, сокращается. При относительно небольшом количестве вышедших из строя приводных подвесок некоторое повышение величин крутящих моментов превосходит общие возникающие сопротивления движению, в том числе и дополнительные, связанные с заклиниванием холостых роликов, и суммарная мощность приводов конвейера повышается, однако, при последующем увеличении количества отказавших приводных подвесок, сопротивления движению превышают величины крутящих моментов, изменяющиеся в соответствии с механической характеристикой мотор-редукторного при-

вода, и общая мощность конвейера сокращается.

Зависимости, отражающие изменение напряжений от растяжения/сжатия в продольном направлении ленты конвейера при отказе приводных подвесок, представлены на рис. 6.

С увеличением количества вышедших из строя приводных подвесок величина напряжений в конвейерной ленте повышается во всех точках трассы. По значениям максимальных продольных напряжений в конвейерной ленте (рис. 6, б) видно, что при отказе ведущих подвесок вследствие заклинивания холостых роликов напряжения увеличиваются по линейной зависимости. Так, например, при отказе 50% приводных подвесок напряжения от растяжения/сжатия конвейерной ленты в продольном направлении увеличились в 1,5 раза.

Полученные в ходе проведенного исследования и изложенные в данной статье результаты, позволили установить особенности протекания отказов приводных подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом вследствие заклинивания холостых роликов приводных подвесок, а также в очередной раз подтвердить, что единичные отказы практически не оказывают существенного влияния на изменение основных технических характеристик конвейера, вследствие значительного количества приводных подвесок на трассе и возможности перераспределения эксплуатационных на-

грузок от транспортируемой ленты с грузом между подвесками, остающимися в работоспособном состоянии. Таким образом, единичные отказы приводных подвесок допускают возможность продолжения работы конвейера с подвесной лентой и распределен-

ным приводом без вынужденных остановок с целью проведения ремонтно-восстановительных мероприятий по устранению таких единичных отказов.

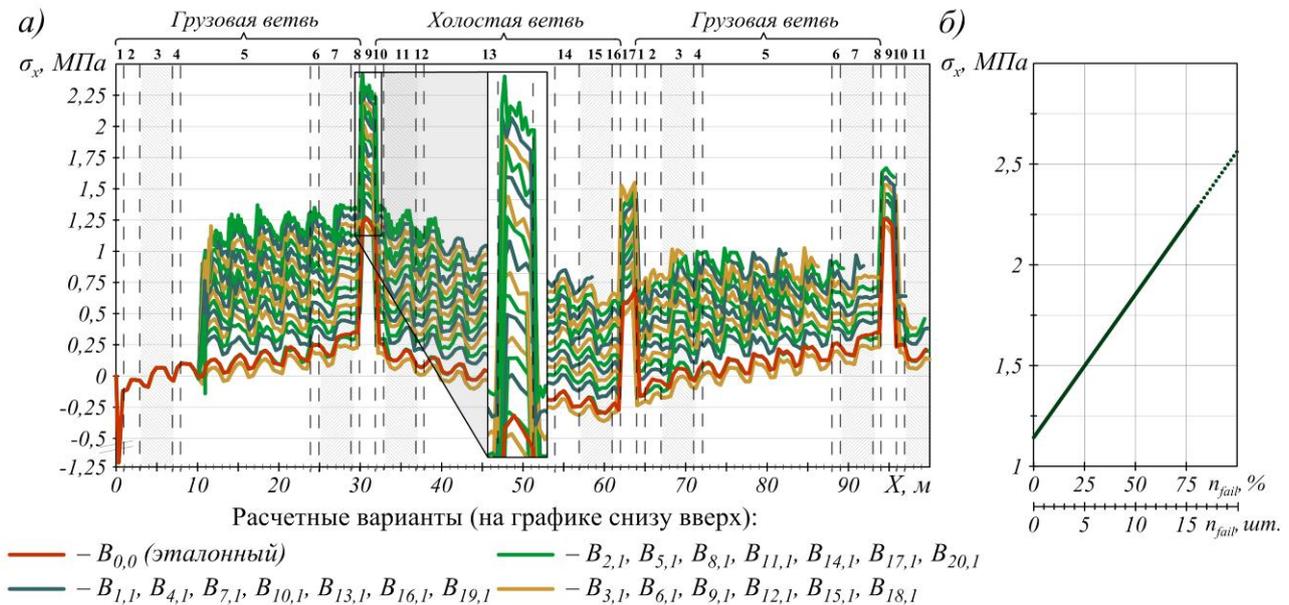


Рис. 6. Зависимости напряжений в ленте конвейера от количества отказавших подвесок: а – продольных напряжений вдоль конвейерной ленты; б – максимальных продольных напряжений

Список литературы

1. Лагерев, А.В. Исследование отказов приводных подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Проблемы исследования систем и средств автомобильного транспорта. – Вып. 2. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2017. – С. 343-349.
2. 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. – Режим доступа: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2017-N2/2017-02-07.pdf>.
3. Толкачев, Е.Н. Влияние положения подвесок на трассе конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при нарушении подвода электропитания приводов / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного уни-

References

1. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Investigation of failures driving suspensions of conveyor with suspension belt and distributed drive. *Materialy Mezhdunar. nauchno-tekhn. konf. "Problemy issledovaniya sistem i sredstv avtomobilnogo transporta"* [Proceedings of the Int. Scientific and Technical Conference "Problems of research of systems and means of motor transport"]. Tula, TGU, 2017, pp. 343-349 (In Russian)
2. 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-tekhnicheskii 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)
3. Tolkachev E.N. The impact of the provisions of the suspensions on the track of conveyor with suspended belt and distributed drive in violation of the power supply of the drives.

верситета. – 2017. – № 4. – С. 426-434. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2017-03-04-426-434>.

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

5. Толкачев, Е.Н. Влияние положения подвесок на трассе конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – № 1. – С. 71-78. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-01-71-78>.

6. Толкачев, Е.Н. Влияние количества последовательно отказавших приводных подвесок конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом при заклинивании приводных роликов / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – № 2. – С. 203-210. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-203-210>.

7. 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>.

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

9. Лагереv, А.В. Математическая модель конвейера с подвесной лентой, распределен-

Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta, 2017, No.4, pp. 426-434. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2017-03-04-426-434> (In Russian)

4. Tolkachev E.N. Mathematical model of failure the drives suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive at jamming rollers. *Nauchno-tekhnicheskii 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)

5. Tolkachev E.N. The impact of the provisions of the suspensions on the track of conveyor with suspended belt and distributed drive at jamming rollers. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.1, pp. 71-78. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-01-71-78>. (In Russian)

6. Tolkachev E.N. Influence of quantity sequentially failed drive suspensions of the conveyor with suspended belt and distributed drive at jamming rollers. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.2, pp. 203-210. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-203-210>. (In Russian)

7. 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-tekhnicheskii 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)

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

9. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Mathematical model of a special conveyor with suspended belt and distributed drive. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, No.3, pp. 44-52. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302214>

9. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Mathematical model of a special conveyor with suspended belt and distributed drive. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, No.3, pp. 44-52. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302214>

ным приводом и вертикально замкнутой трас-
сой / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Вестник
Брянского государственного технического
университета. - 2014. - № 3. - С. 44-52. DOI:
<https://doi.org/10.5281/zenodo.1302231>

10. Лагерев, А.В. Программный ком-
плекс «Моделирование динамики конвейе-
ров с подвесной лентой и распределенным
приводом при заклинивании холостых ро-
ликов» / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев, И.А.
Лагерев. – Свидетельство о государствен-
ной регистрации программы для ЭВМ №
2018610637 от 15 января 2018 г. (Федераль-
ная служба по интеллектуальной собствен-
ности).

11. Лагерев, А.В. Моделирование рабо-
чих процессов и проектирование многопри-
водных ленточных конвейеров /
А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев, К.А. Гончаров.
– Брянск: РИО БГУ, 2017. – 384 с. DOI:
<https://doi.org/10.5281/zenodo.1196612>

‡ <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302231> (In
‡ Russian)

‡ 10. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Lagerev
‡ I.A., *Programmnyy kompleks «Modelirovanie*
‡ *dinamiki konveyerov s podvesnoy lentoy i ra-*
‡ *spredelelennym privodom pri zaklinivanii holos-*
‡ *tyh rolikov». Svidetelstvo o gosudarstvennoy*
‡ *registratsii programm dlya EVM* [The software
‡ package "Modeling the dynamics of conveyors
‡ with suspended belt and distributed drive at
‡ jamming idle rollers". The Certificate on offi-
‡ cial registration of the computer program]. No.
‡ 2018610637, 2018. (In Russian)

‡ 11. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Gon-
‡ charov K.A. *Modelirovanie rabochih protses-*
‡ *sov i proektirovanie mnogoprivodnyh lentoch-*
‡ *nyh konveyerov* [Modeling of work processes
‡ and the design of multi-drive belt conveyor].
‡ Bryansk: RIO BGU, 2017. 384 p. DOI:
‡ <https://doi.org/10.5281/zenodo.1196612> (In
‡ Russian)

УДК 697

АНАЛИЗ ТАРИФОВ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ КОММУНАЛЬНЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ КРУПНОГО ГОРОДА (НА ПРИМЕРЕ г. БРЯНСКА)

ANALYSIS OF HEAT ENERGY TARIFFS FOR UTILITY CONSUMERS IN THE CONDITIONS OF THE BIG CITY (ON THE EXAMPLE OF THE BRYANSK)

Лагерева Э.А.
Lagereva E.A.

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Представлены результаты анализа стоимости отпускаемой тепловой энергии коммунальным потребителям города Брянска при централизованном теплоснабжении от котельной и децентрализованном теплоснабжении от пристроенной блочно-модульной котельной. Обоснована необходимость модернизации централизованных систем теплоснабжения и совершенствование тарифной политики в сфере теплоснабжения, так как плата за отопление и горячее водоснабжение в настоящее время не соответствует реальному потреблению тепловых энергетических ресурсов.

Ключевые слова: тепловая энергия, котельная, централизованное теплоснабжение, децентрализованное теплоснабжение, тарифы.

Дата принятия к публикации: 10.10.2018
Дата публикации: 25.12.2018

Сведения об авторах:

Лагерева Эльвира Александровна – кандидат технических наук, доцент, заместитель начальника отдела мониторинга ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», elvira-l.alex@yandex.ru

Abstract. The results of the analysis of the cost of the supplied heat energy to municipal consumers of the city of Bryansk with centralized heat supply from the boiler house and decentralized heat supply from the attached modular boiler house are presented. The long overdue need to modernize centralized heat supply systems and improve the tariff policy in the field of heat supply has been substantiated, since the payment for heating and hot water supply currently does not correspond to the actual consumption of thermal energy resources.

Keywords: heat energy, boiler house, centralized heat supply, decentralized heat supply, tariffs.

Date of acceptance for publication: 10.10.2018
Date of publication: 25.12.2018

Authors' information:

Elvira A. Lagereva - Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice Head of Bureau at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, elvira-l.alex@yandex.ru.

В последние годы при строительстве новых жилых домов в Брянске из-за отсутствия свободных мощностей котельных централизованного теплоснабжения широко используется децентрализованное теплоснабжение от крышных или пристроенных автономных котельных. Наличие собственной котельной увеличивает стоимость жилья на рынке недвижимости. В тоже время, как показывает опыт эксплуатации, при автономном источнике теплоты существенно улучшается качество теплоснабжения и значительно снижаются коммунальные платежи. Поэтому представляется интересным анализ, насколько выгодно для собственников жилья децентрализованное теплоснабжение применительно

к условиям крупного города. В качестве объекта исследования был взят типичный крупный город средней части России – г. Брянск с населением порядка 400 тыс. жителей.

Чтобы реально оценить затраты на отпускаемую тепловую энергию при различных способах теплоснабжения и сопоставить расходы жителей на коммунальные услуги в целом в качестве расчетного был принят период с 1 октября 2017 года по 1 октября 2018 года. Для более точной оценки было принято, что потребление горячей воды на санитарно-бытовые нужды, холодной воды и электроэнергии жильцами объектов одинаково.

Были рассмотрены квартиры одинаковой площади по 100 м², расположенные в кир-

пичных десятиэтажных домах, введенных в эксплуатацию практически в одно и тоже время. В квартирах установлены счетчики горячей и холодной воды. Квартиры оборудованы электрическими плитами.

При децентрализованном теплоснабжении в качестве источника теплоты используется пристроенная автономная котельная, оборудованная одноконтурными котлами «Viessmann». Для подогрева воды, поступающей в системы горячего водоснабжения, установлены пластинчатые теплообменники. Котельная работает в автоматическом режиме при отсутствии персонала.

Отопительный сезон начинается с наступлением холодов по письменному обращению председателя Совета собственников жилья в управляющую кампанию. Поскольку котельная обслуживает один дом, то отсутствуют проблемы запуска систем отопления в доме. Теплота сразу поступает в жилые

помещения к жильцам. Нет необходимости дополнительной регулировки и настройки. Точно также с наступлением теплого периода управляющая компания отключает подачу теплоты в системы отопления по заявлению собственников жилья. При необходимости возможен запуск котельной и после завершения отопительного периода, если происходит резкое похолодание.

Горячая вода подается к водоразборным кранам в течение всего года с заданной температурой. Отсутствует двухнедельный перерыв в подаче горячей воды летом в связи с профилактическими работами в котельной. Все профилактические работы выполняются за 1-2 дня.

В табл. 1 приведены тарифы на коммунальные услуги, по которым начисляется плата за коммунальные услуги при децентрализованном теплоснабжении.

Таблица 1

Тарифы на коммунальные услуги, оказываемые предприятиями Брянской области, при теплоснабжении от пристроенной автономной котельной

Виды услуг	Единицы измерения	Тариф, руб./ед. изм.,	
		до 01.07.2018 г.	с 01.07.2018 г.
Водоотведение	м ³	13,81	14,36
Горячее водоснабжение	м ³	20,27	20,98
Холодное водоснабжение	м ³	20,27	20,98
Электроэнергия	кВт/ч	2,40	2,52
Содержание и ремонт жилья	м ²	19,95	19,95
Содержание котельной	м ²	4,62	4,62
Газ котельной	м ²	9,76...23,05	
Электроэнергия котельной	м ²	0,55...1,60	
Электроэнергия на содержание общего имущества дома	м ²	1,1...1,58	
Холодное водоснабжение на содержание общего имущества дома	м ³	0,05	0,05

Тарифы на водоотведение, холодное водоснабжение и электроэнергию, холодное водоснабжение и электроэнергию на содержание общего имущества дома принимаются в соответствии с приказами управления государственного регулирования тарифов Брянской области [1-6], распространяющимися на все категории потребителей области. Согласно распоряжению Правительства Рос-

сийской Федерации данные тарифы изменялись один раз в год с 1 июля 2018 года.

Тариф на горячее водоснабжение принимается равным тарифу на холодное водоснабжение, поскольку в дом подается только холодная вода, которая затем подогревается в автономной котельной до требуемой температуры. Тарифы на содержание и ремонт жилья и содержание котельной принимаются

в соответствии с протоколом общего собрания собственников жилья, которое обычно проводится один раз в год.

Потребление тепловой энергии распределяется между собственниками жилья в доме пропорционально занимаемой ими площади. Тарифы на газ и электроэнергию котельной определяются путем деления общей стоимости потребленного газа и электроэнергии в котельной за месяц на суммарную площадь помещений дома. Поэтому, как это видно из табл. 1, они меняются в течение года.

При централизованном теплоснабжении теплота в жилые помещения подается от котельной, которая расположена на расстоянии двух километров от дома. Котельная была построена 40 лет назад, оборудована котлами ДКВР, переведенными в водогрейный режим. В процессе эксплуатации выявились наиболее типичные недостатки систем централизованного теплоснабжения:

- переохлаждение жилья осенью, когда среднесуточная температура наружного воздуха достигает $+8^{\circ}\text{C}$ или ниже, а система отопления не работает, так как не принято

директивное решение муниципальными властями о начале отопительного периода [7];

- перетоп зданий в теплые периоды отопительного сезона;

- реальные тепловые потоки, поступающие в систему отопления дома не соответствуют расчетным значениям, так как водяная сеть, по которой подается теплота, работает по пониженному температурному графику [8, 9];

- в летний период температура горячей воды на санитарно-бытовые нужды не соответствует нормативному значению, в водоразборные краны подается чуть теплая вода;

- отсутствие летом горячей воды в течение двух недель в связи с профилактическими работами, после которых еще в течение недели происходит периодическое отключение горячей воды из-за пуско-наладочных работ.

В табл. 2 приведены тарифы на коммунальные услуги, по которым собственникам жилья начисляется плата за коммунальные услуги при централизованном теплоснабжении.

Таблица 2
 Тарифы на коммунальные услуги, оказываемые предприятиями Брянской области,

при централизованном теплоснабжении

Виды услуг	Единицы измерения	Тариф, руб./ед.изм.,	
		до 01.07.2018 г.	с 01.07.2018 г.
Водоотведение	м^3	13,81	14,36
Горячее водоснабжение	м^3	147,61	152,29
Холодное водоснабжение	м^3	20,27	20,98
Отопление	м^2	23,56	21,77
Электроэнергия	кВт/ч	2,40	2,52
Содержание и ремонт жилья	м^2	22,0	22,0
Электроэнергия на содержание общего имущества дома	м^2	0,73	0,77
Холодное водоснабжение на содержание общего имущества дома	м^3	20,27	20,98
Водоотведение на содержание общего имущества дома	м^2	-	0,05

Как и в предыдущем случае, тарифы были повышены с 1 июля 2018 года. Переход на новый тариф за отопление был произведен с 1 января 2018 года, причем он был понижен. Это было обусловлено существенно

повышенной относительно нормы температурой наружного воздуха в период с октября по декабрь 2017 года. В феврале и марте 2018 года также была компенсирована соб-

ственникам жилья переплата за отопление в эти месяцы.

На рис. 1 представлены данные по плате за отопление и горячее водоснабжение при

централизованном G_u , руб., и децентрализованном G_d , руб., теплоснабжении за рассматриваемый период.

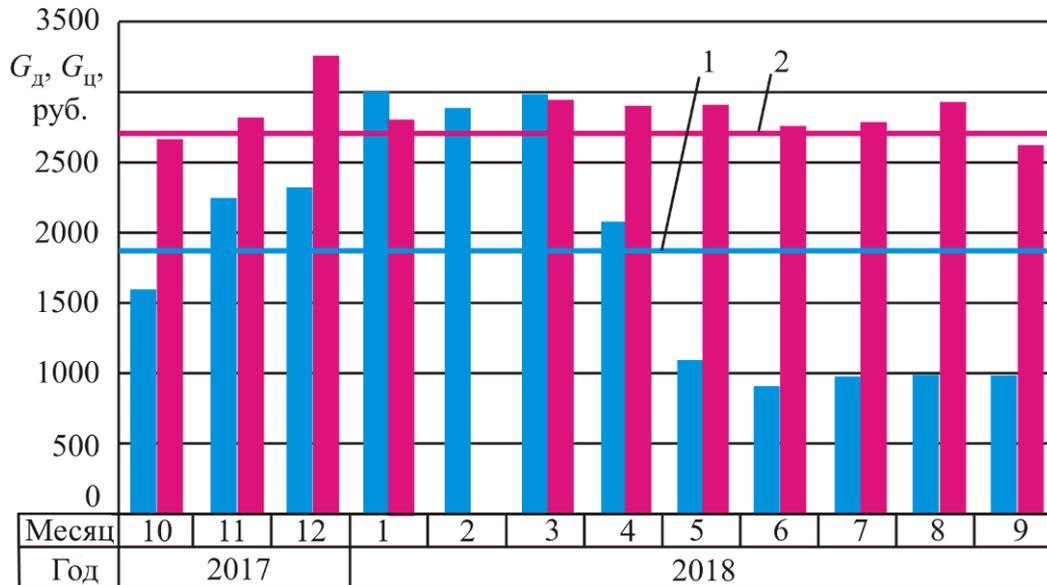


Рис. 1. Плата за отопление и горячее водоснабжение:

- - при децентрализованном теплоснабжении; ■ - при централизованном теплоснабжении;
- 1 - средняя за год плата за отопление и горячее водоснабжение при децентрализованном теплоснабжении; 2 - средняя за год плата за отопление и горячее водоснабжение при централизованном теплоснабжении

Как видно из графика, при централизованном теплоснабжении плата за отопление и горячую воду превышает аналогичную величину при децентрализованном теплоснабжении на протяжении всего рассматриваемого периода. Причем наибольшее превышение (практически в 3 раза) наблюдается в теплый период года, когда при децентрализованном теплоснабжении собственники жилья платят только за горячую воду, а при централизованном теплоснабжении помимо платы за горячую воду сохраняется и плата за отопление.

Нужно отметить, что плата за горячую воду при децентрализованном теплоснабжении не соответствует реальному потреблению горячей воды, поскольку, как это отмечалось выше, плата за использованный газ в автономной котельной распределяется пропорционально площади квартир. Как видно на рис. 2, в июле, августе и сентябре при разном водопотреблении $Q_{гв}$, m^3 , плата за горячее водоснабжения $G_{гвд}$, руб., была одинакова.

В целом за рассматриваемый период за одно и тоже количество потребленной тепловой энергии и горячей воды собственники жилья при централизованном теплоснабжении заплатили примерно на 45 % больше, чем собственники при децентрализованном теплоснабжении.

Существует мнение, что наличие собственной котельной приводит к увеличению платы за жилье за счет появления дополнительной статьи расходов, связанных с содержанием, ремонтом и заменой котельного оборудования. Как видно на рис. 3, в нашем случае это не нашло подтверждения.

Общий размер платы за содержание, ремонт жилых помещений и коммунальные услуги при централизованном теплоснабжении за рассматриваемый период на 23 % больше, чем при децентрализованном теплоснабжении. Самым экономичным с точки зрения затрат за жилье оказалась содержание индивидуального жилого дома площадью $200 m^2$, данные по которому тоже приведены

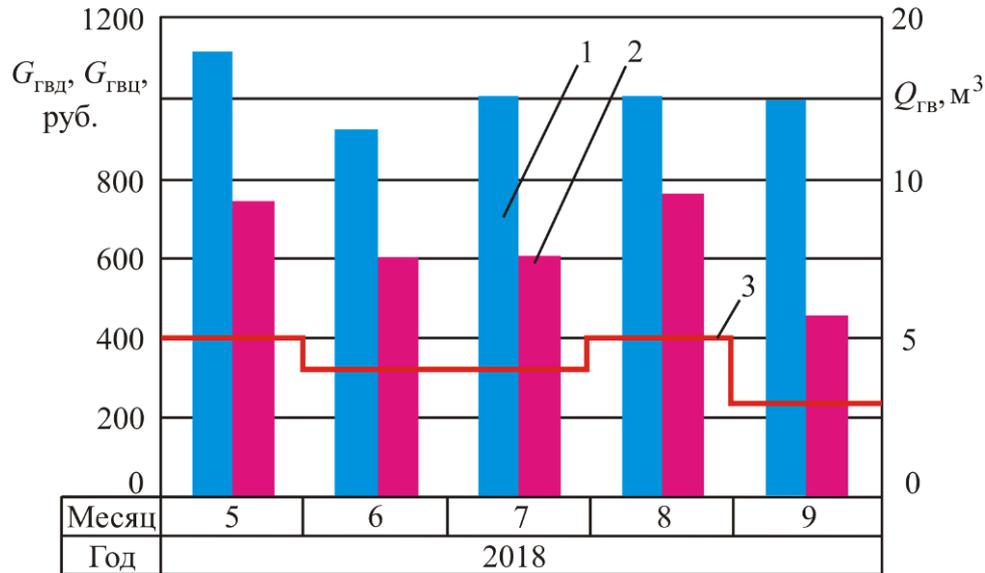


Рис. 2. Плата за горячее водоснабжение:

- - при децентрализованном теплоснабжении; ■ - при централизованном теплоснабжении;
- 1 – расход воды в системе горячего водоснабжения

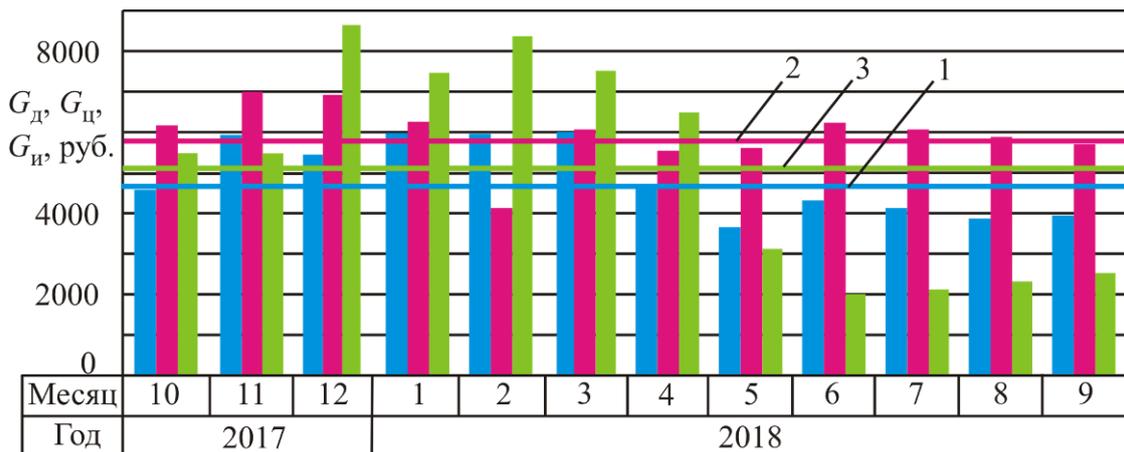


Рис. 3. Плата за содержание, ремонт жилых помещений и коммунальные услуги:

- - при децентрализованном теплоснабжении; ■ - при централизованном теплоснабжении;
- - плата за коммунальные услуги в индивидуальном жилом доме; 1 - средняя за год плата при децентрализованном теплоснабжении; 2 - средняя за год плата при централизованном теплоснабжении; 3 – средняя за год плата за коммунальные услуги в индивидуальном жилом доме

на рис. 3. За рассматриваемый период удельная плата за содержание, ремонт жилых помещений и коммунальные услуги при централизованном теплоснабжении составила 58,94 руб./м², при децентрализованном – 47,77 руб./м², для индивидуального жилого дома – 25,22 руб./м².

Приведенные цифры еще раз подтверждают давно назревшую необходимость мо-

дернизации централизованных систем теплоснабжения и совершенствование тарифной политики в сфере теплоснабжения. Плата за отопление и горячее водоснабжение должна соответствовать реальному потреблению ресурсов. Только в этом случае могут быть обеспечены энергоэффективность и энергосбережение при теплоснабжении.

Список литературы

1. Приказ управления государственного регулирования тарифов Брянской области № 9/2-нвк от 18 мая 2017 года «О нормативах потребления холодной и горячей воды, отведения сточных вод в целях содержания общего имущества в многоквартирном доме (на общедомовые нужды) на территории Брянской области».

2. Приказ управления государственного регулирования тарифов Брянской области № 9/1-нэ от 18 мая 2017 года «О нормативах потребления электрической энергии в целях содержания общего имущества в многоквартирном доме на территории Брянской области».

3. Приказ управления государственного регулирования тарифов Брянской области № 3 8/1-э от 15 декабря 2017 года «О тарифах на электрическую энергию для населения и приравненных к нему категорий потребителей по Брянской области на 2018 год».

4. Приказ управления государственного регулирования тарифов Брянской области № 39/16-вк от 18 декабря 2017 года «О льготных тарифах на услуги водоснабжения и водоотведения».

5. Приказ управления государственного регулирования тарифов Брянской области № 40/3-гвс от 20 декабря 2017 года «О тарифах на горячую воду».

6. Приказ управления государственного регулирования тарифов Брянской области № 40/2-т от 20 декабря 2017 года «О тарифах на тепловую энергию для потребителей ГУП «Брянсккоммунэнерго».

7. Лагерёва, Э.А. Результаты теплотехнических обследований наружных ограждений конструкций зданий методом инфракрасной термографии / Э.А. Лагерёва, И.А. Лагерёв // Материалы научной конференции Совета МНТО Брянского государственного технического университета. – Брянск: БГТУ, 2011. – С. 29-30.

8. Лагерёва, Э.А. Особенности проведения обследования теплопотребления при разработке комплексного плана по энергосбережению образовательного учреждения высшего образования / Э.А.Лагерёва // На-

References

1. Prikaz upravleniya gosudarstvennogo regulirovaniya tarifov Bryanskoy oblasti № 9/2-nvk ot 18 maya 2017 goda «O normativakh potrebleniya kholodnoy i goryachey vody, otvedeniya stochnykh vod v tselyakh sodержaniya obshchego imushchestva v mnogokvartirnom dome (na obshchedomovye nuzhdy) na territorii Bryanskoy oblasti». (In Russian)

2. Prikaz upravleniya gosudarstvennogo regulirovaniya tarifov Bryanskoy oblasti № 9/1-ne ot 18 maya 2017 goda «O normativakh potrebleniya elektricheskoy energii v tselyakh sodержaniya obshchego imushchestva v mnogokvartirnom dome na territorii Bryanskoy oblasti». (In Russian)

3. Prikaz upravleniya gosudarstvennogo regulirovaniya tarifov Bryanskoy oblasti № 38/1-e ot 15 dekabrya 2017 goda «O tarifakh na elektricheskuyu energiyu dlya naseleniya i priravnennykh k nemu kategoriy potrebiteley po Bryanskoy oblasti na 2018 god». (In Russian)

4. Prikaz upravleniya gosudarstvennogo regulirovaniya tarifov Bryanskoy oblasti № 39/16-vk ot 18 dekabrya 2017 goda «O lgotnykh tarifakh na uslugi vodosnabzheniya i vodootvedeniya». (In Russian)

5. Prikaz upravleniya gosudarstvennogo regulirovaniya tarifov Bryanskoy oblasti № 40/3-gvs ot 20 dekabrya 2017 goda «O tarifakh na goryachuyu vodu». (In Russian)

6. Prikaz upravleniya gosudarstvennogo regulirovaniya tarifov Bryanskoy oblasti № 40/2-t ot 20 dekabrya 2017 goda «O tarifakh na teplovuyu energiyu dlya potrebiteley GUP «Bryanskkommunenergo». (In Russian)

7. Lagereva E.A., Lagerev I.A. The results of thermal surveys of cladding structures of buildings by infrared thermography. *Sbornik materialov nauchnoy konferentsii Soveta MNTO* [Proceedings of the Scientific Conference of the Council of MNTO]. Bryansk, BGTU, 2011, pp. 29-30. (In Russian)

8. Lagereva E.A. Features of the survey of heat consumption in the development of a comprehensive plan for energy efficiency institution of higher education. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.2, pp. 86-

учно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - № 2. – С. 86-96.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202253>

9. Лагерева, Э.А. Анализ работы систем централизованного теплоснабжения жилых и общественных зданий г. Брянска / Э.А. Лагерева // Материалы научной конференции Совета МНТО Брянского государственного технического университета. – Брянск: БГТУ, 2012. - С. 34-36.

‡ 96.

‡ DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202253>
‡ (In Russian)

‡ 9. Lagereva E.A. The analysis of systems of the centralized heat supply of residential and public buildings in the city of Bryansk. *Sbornik materialov nauchnoy konferentsii Soveta MNTO* [Proceedings of the Scientific Conference of the Council of MNTO]. Bryansk, BGTU, 2012, pp. 35-36. (In Russian)

УДК 656.073

**МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВМЕСТИМОСТИ КОНТЕЙНЕРНОГО
ТЕРМИНАЛА ОБСЛУЖИВАЕМОГО ПОРТАЛЬНЫМИ КОНТЕЙНЕРНЫМИ
АВТОПОГРУЗЧИКАМИ**

**TECHNIQUE FOR DETERMINING THE CAPACITY OF A CONTAINER TERMINAL
SERVICED BY A STRADDLE CARRIER**

Абдувахитов Ш.Р.¹, Махматкулов Ш.Г.², Дехконов М.М.¹
Abduvahitov R.S.¹, Makhmatkulov G.Sh.², Dehkonov M.M.¹

¹ - Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта (Ташкент, Узбекистан)

² - Чанъаньский университет (长安大学) (Сиань, Провинция Шэньси, Китай)

¹ - Tashkent institute of railway engineering (Tashkent, Uzbekistan)

² - Chang'an university (ShaanXi Province, Xi'an, China)

Аннотация. В статье представлены взаимосвязи между параметрами контейнерной площадки оборудованных портальными контейнерными автопогрузчиками в виде математических моделей. В рамках исследования разработан алгоритм определения вместимости контейнерной площадки. Получен график вместимости площадки в зависимости от числа контейнеров, помещающихся по высоте. Также получены результаты возможности переработки контейнеропотока за год в зависимости от оборачиваемости контейнеров.

Abstract. The article presents the relationship between the parameters of the container site equipped with straddle carrier in the form of mathematical models. In recent years, the transport infrastructure has been developing at a fast pace, however, until today, transshipment points, warehouses, and also container terminals are a bottleneck in the supply chain. In the context of continuous growing container traffic in railway transport, a significant problem is the increase in the capacity of container terminals. This problem is associated not only with the rational design or reconstruction of the terminal, but also with the increased use of loading and unloading machines, the placement of containers and throughput. This study proposes to solve the issue of capacity of the site by examining the relationship of the main parameters of the terminal, containers and gantry container loader. The article provides the formulas for calculating the total number of 20-foot containers, which is located on the container site - a common unit of measurement of container flows. In addition, for the option of equipping the container site with portal loaders (SC), formulas are proposed for determining the number of containers in width and in length. The number of tiers on the height of the stack for portal forklift trucks and the turnover of containers in the terminal has been determined. A graph of the results of the dependence of the capacity of containers on the width and length of the container platform. From the plotted chart, you can see that, first of all, the capacity of the container terminal is affected by the number of containers stacked in height. In turn, the height of the container stack is affected by the technical data of the portal forklift. Knowing the turnover of containers, a container flow was calculated, which can recycle a container terminal for a year. According to the calculation, a graph of the processing capacity of the terminal on the storage period of the containers has been developed. From the graph it can be concluded that with short shelf life the processing capacity increases.

Ключевые слова: контейнерный терминал, контейнерная площадка, контейнер, порталыйный контейнерный автопогрузчик, вместимость.

Дата принятия к публикации: 15.11.2018
Дата публикации: 25.12.2018

Сведения об авторах:

Абдувахитов Шахбоз Равшан угли – ассистент кафедры «Транспортная логистика и сервис» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, *abduvaxitov@bk.ru*.

Махматкулов Шахобиддин Гиёсиддин угли – докторант (*Ph.D.*) кафедры инженерная логистика и менеджмент (物流工程与管理) Чанъаньского университета (长安大学), *shoh1970@bk.ru*.

Дехконов Мирали Мирхон угли – студент магистратуры кафедры «Транспортная логистика и сервис» Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта, *dehqonov_mirali@mail.ru*.

Введение. Значение и роль отдельных видов транспорта определяется географическим размещением естественных путей сообщения. В Узбекистане из-за отсутствия выхода к морю взаимодействие между автомобильным и железнодорожным транспортом достигает более 90% от общего объёма взаимодействия между различными видами транспорта. В последние годы транспортная инфраструктура развивается большими темпами [12, 18], однако до сегодняшнего дня перевалочные пункты, склады, а также грузовые терминалы являются «узким» местом в логистических цепях поставок (рис. 1).

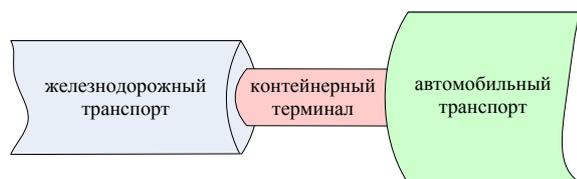


Рис. 1. Фрагмент логистической цепи поставок

As part of the study, an algorithm for determining the capacity of the container site is proposed. In further studies, it is necessary to decide the placement of containers on the site, in order to increase the efficiency of PFP movement. When designing or reconstructing container terminals, it is recommended to use the capacity determination method developed in this study.

Keywords: container terminal, container platform, container, straddle carrier, capacity.

Date of acceptance for publication: 15.11.2018
Date of publication: 25.12.2018

Authors' information:

Abduvahitov R. Shahboz – Assistant Lecturer of Department “Transport logistics and services” at Tashkent institute of railway engineering (Uzbekistan), *abduvaxitov@bk.ru*

Makhmatkulov G. Shakhobiddin – postgraduate (*Ph.D.*) of department of Logistics engineering and management (物流工程与管理) at Chang'an university (长安大学), *shoh1970@bk.ru*

Dehqonov M. Mirali – master-student of department of Transport logistics and service, Tashkent institute of railway engineering, *dehqonov_mirali@mail.ru*

Краткий анализ в области вопроса вместимости контейнерных терминалов.

В условиях непрерывного растущего контейнеропотока на железных дорогах Узбекистана существенной проблемой является увеличение вместимости контейнерных терминалов. Данная проблема связана не только с рациональным проектированием или реконструкцией терминала, но и повышением использования погрузочно-разгрузочных машин, размещением контейнеров и пропускной способности.

В настоящем исследовании предлагается решить вопрос вместимости участка хранения терминала путём исследования взаимосвязи основных параметров контейнерного терминала, транспортной тары (контейнера) и порталыйного автопогрузчика.

В работе [1] авторами приводится более точный и достоверный метод расчета времени цикла и производительности контейнерных погрузчиков.

Разработанная методика по определению вместимости участка хранения контейнер-

ного терминала в исследовании [2] обеспечивает выбор рационального технического оснащения стыкового грузового терминала в Монголии.

Авторы исследования [3] рассматривали вопросы рационального расположения контейнеров на участке складирования грузового терминала, обеспечивающего минимальные простои железнодорожных составов при перевалочных операциях контейнеров с колеи 1435 мм на колею 1520 мм и обратно.

В работе Гусева А.О., Фадеева О.В. и Зуба И.В. [4] были рассмотрены основные факторы, влияющие на технологию работы контейнерного терминала. По мнению авторов, такими факторами являются: перегрузочная техника, время хранения контейнеров, а также ритмичность подхода транспортных средств [4].

Д.Е. Жилиевым предложен подход к определению минимальной ёмкости грузового терминала для переработки заданного контейнеропотока [5]. Также определены составляющие компоненты грузового терминала и определен порядок определения его параметров. В связи этим предложена методика нахождения рациональных значений параметров грузового терминала, обеспечивающих выполнение функций при заданной пропускной способности входящих контейнеропотоков.

Авторами исследования [6] была произведена оценка возможности повышения производительности погрузочно-разгрузочных работ, также представлен способ эффективной оценки выбора погрузочно-разгрузочных машин.

Работа [13] посвящена вопросу технологического проектирования грузовых терминалов существующими способами. Также в статье определены взаимосвязи между элементами участка хранения терминала.

Работы Е.Г.Курилова [14, 15] посвящены исследованию определения запаса вместимости участка хранения терминала при любых случайных закономерностях по прибытию и отправления контейнеров различных типов. Контейнерный терминал рассмотрен с точки зрения элемента логистической системы поставок.

В статье [16] проведен расчет ёмкости грузового терминала с использованием теории массового обслуживания и построены зависимости интегральной функции распределения, позволяющие определить ёмкость зоны основного хранения грузового терминала с заданной вероятностью.

Большой вклад в определении вместимости контейнерных терминалов внёс проф. О.Б. Маликов [1-3, 12, 17, 19, 20]. В работе [17] приводится методика проектирования контейнерных терминалов в цепях поставок. Здесь важно отметить, что в приведенной методике были рассмотрены комплекс мероприятий с использованием различных данных для планирования контейнерного терминала.

В статье [19] приводится способ увеличения перерабатывающей способности грузовых терминалов. Проведенные анализы показали, что при вместимости до 5000 ДФЭ контейнеров, перерабатывающая способность при сокращении сроков хранения не зависит от вместимости терминала.

Метод расчетов себестоимости выгрузки контейнеров и сравнение эффективности выбора часто применяемых подъёмно-транспортных машин (козловой кран и автопогрузчик с крановой стрелой) исследованы в работе [20]. Авторы пришли к выводу, что при небольших терминалах с пропускной способностью до 500 тыс. ДФЭ/год наиболее рационально применять автопогрузчик с крановой стрелой.

Анализ вышеизложенных работ показал, что исследования зачастую направлены на определение вместимости морских контейнерных терминалов или на оптимизацию стыковых грузовых терминалов. Однако крайне редко рассматривается вопрос взаимодействия железнодорожного и автомобильного транспорта через «наземный» терминал.

В зарубежных источниках литературы [21-30] оценка вместимости грузового терминала, зачастую исследуется с участием водного транспорта. В [21] рассматривается вопрос размещения контейнеров, на первом этапе определяются примерное количество контейнеро-мест в каждом ярусе. Более

точная вместимость контейнеров определяется на втором этапе. Вопрос размещения на первом этапе решается с помощью линейного программирования, в то время как для решения вопроса на втором этапе применяется путём перестановок контейнеров. Как отмечено в [22], одной из стратегий управления вместимостью контейнеров в терминале является срок хранения, причем каждый входящий контейнер присваивается классу приоритетов. Авторы исследования [23] рассматривали вопрос штабелирования контейнеров на автоматизированном грузовом контейнерном терминале. В работе проанализированы варианты размещения контейнеров по предложенным в статье категориям. Статья [24] связана с поиском рационального размещения контейнеров, которое минимизирует количество погрузочно-выгрузочных работ, необходимых для перегрузки с морского вида транспорта на автомобильный. Авторы Ким К.Х. (*Kim K.H.*) и Ким Х.Б. (*Kim H.B.*) разработали математические модели и методы решения для получения оптимального решения использования вместимости [25]. Предложено вновь прибывшие контейнеры не штабелировать на контейнеры, которые прибыли ранее.

В исследования [26-28] отмечается, что в последнее четыре десятилетия возрос интерес к изучению вопроса работы контейнерного терминала. Например, в статье [26] были проанализированы и классифицированы источники литературы по поискам решения проблемы вместимости и размещения контейнеров в терминале. Авторы работы [27] поставили перед собой цель в информировании научного общества в области исследования вместимости и функционирования контейнерного терминала. В статье [28] описаны и классифицированы основные логистические процессы и операции в контейнерных терминалах, а также представлен обзор методов их оптимизации. Авторы работы [29] рассматривали вопрос оптимизации погрузочно-разгрузочных машин в размещении и

извлечении контейнеров из зоны хранения терминала. В [30] исследовался вопрос перемещения погрузочно-разгрузочной машины в зоне основного хранения контейнерного терминала.

В зарубежной литературе отсутствует единый подход в определении вместимости контейнерного терминала, также зачастую исследования направлены на проблему взаимодействия водного транспорта с наземными видами транспорта.

Вместимость участка основного хранения терминала.

Наиболее распространенный современный механизм на колесах для погрузки и разгрузки контейнеров - это порталный автопогрузчик (*Straddle Carrier*), показанный на рис. 2. Данные машины являются наиболее распространенными на контейнерных терминалах. Они относятся к уравновешенным автопогрузчикам, так как проекция центра тяжести контейнера не выходит за площадь опоры. Контейнер перевозится между его четырьмя опорами и расположен в середине погрузчика. Удобство автопогрузчика в том, что в зоне основного хранения терминала для взятия и установки контейнера ему не надо разворачиваться, и это позволяет ему работать в узких проходах, а также рационально использовать площадь участка хранения терминала. Контейнеры в этом случае устанавливаются рядами, с проходами между рядами от 1,8 до 2 м.

Такие автопогрузчики имеют возможность складывать контейнеры до 4-х ярусов. Операторы, которые используют этот механизм, сидят посередине на самом вершине, и это позволяет видеть за ними и перед ними. Данные машины могут поднимать до 60 тонн, что равно двум груженым контейнерам.

Портальные автопогрузчики обычно обозначаются по числу устанавливаемых контейнеров по высоте. Например, как на рис. 2 - «1 через 3». Зачастую применяются автопогрузчики типа «1 через 2», каждый из которых может штабелировать два контейнера и еще перевозить один над ними.

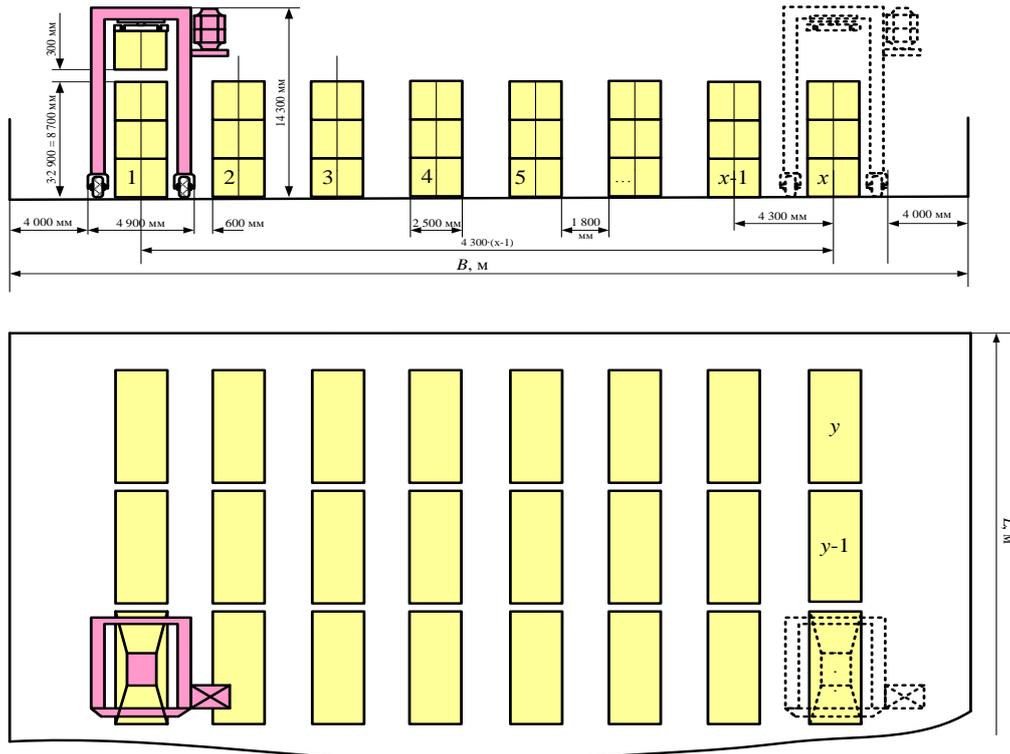


Рис. 2. Участок основного хранения контейнеров

Вместимость контейнеров, которые складываются на участке основного хранения терминала, определяется по формуле [17-20]:

$$R = x \cdot y \cdot z, \quad (1)$$

где x – число контейнеров, размещаемых по ширине зоны хранения; y – число контейнеров, размещаемых по длине зоны хранения; z – число ярусов штабелируемых контейнеров по высоте.

Поскольку в действительности на грузовых контейнерных терминалах одновременно могут складываться 20-футовые контейнеры (ДФЭ – один условный контейнер), 40-футовые контейнеры и 45-ти футовые контейнеры, то число фактических контейнеров на участке хранения терминала будет меньше, в таких случаях обычно принимают коэффициент 0,6...0,7. Однако для расчетов вместимости контейнерного терминала это не имеет принципиального значения, так как занимаемой одним 20-футовый контейнер, размещается, как 2 ДФЭ. То, что контейнеры бывают различных типов, необходимо учесть позже, когда будет определяться производительность подъемно-транспортных машин.

Число размещаемых контейнеров по ширине определяется по формуле:

$$x = \varepsilon \left\{ \frac{B - l_{np} \cdot n_{np}}{4,3} \right\}, \quad (2)$$

где B – ширина участка хранения контейнеров, м; n_{np} – число боковых проходов вдоль площадки (с двух сторон); l_{np} – ширина продольных проездов, м (для автотранспорта вдоль участка хранения контейнеров); 4,3 – округленная ширина одного продольного ряда, м; $\varepsilon\{\dots\}$ – обозначение целой части числа, получающегося в результате выполнения действий в фигурных скобках.

Число контейнеров размещаемых по длине участка хранения, обслуживаемой портальными автопогрузчиками, определяется по формуле:

$$y = \varepsilon \left\{ \frac{L - e \cdot l_{вых}}{6,3} \right\}, \quad (3)$$

где $l_{вых}$ – расстояние по длине участка хранения (на выход портального автопогрузчика из зоны складирования с 40-футовым контейнером (проходы устанавливаются в каждом торце участка)); e – число

торцов участка хранения контейнеров; L – длина участка хранения контейнеров, м;

Число контейнеров по высоте штабеля для порталных автопогрузчиков зачастую принимают $z = 2$ (так как зачастую при $z = 3$ стоимость намного выше).

Оборачиваемость контейнеров в терминале можно определить следующим образом:

$$\eta = \frac{365}{t_{xp}}, \quad (4)$$

где t_{xp} – срок хранения контейнеров, сут.

Зная оборачиваемость контейнеров можно определить контейнеропоток, который способен переработать терминал за 1 год (конт./год):

$$N = R \cdot \eta = R \cdot \frac{365}{\eta}. \quad (5)$$

Методика определения вместимости участка хранения.

В рамках исследования предложен алгоритм определения вместимости участка хранения (рис. 3). Данный алгоритм состоит из следующих основных операций:

- ввод параметров участка хранения и самого контейнера;
- расчёт числа вместимости контейнеров, размещаемых по ширине, длине и высоте участка хранения;
- определение общего числа контейнеров на участке хранения терминала;
- определение контейнеропотока, который может переработать терминал за 1 год.

Описание блок-схемы алгоритма:

- 1 – начало технологического процесса;
- 2 – ввод параметров участка хранения и контейнера;
- 3 – расчёт числа размещаемых контейнеров по ширине участка;

4...7 – расчёт числа размещаемых контейнеров по длине участка;

8...11 – расчёт числа размещаемых контейнеров по высоте участка;

12 – определение общего числа размещаемых контейнеров, которые находятся на участке хранения;

13 – определение оборачиваемости контейнеров в участке хранения;

14, 15 – циклический перебор вариантов;

16 – определение числа контейнеров, которых терминал может переработать за 1 год;

17 – вывод результатов;

18 – окончание процесса.

Обсуждение результатов.

На рис. 4 приведен график зависимости вместимости контейнеров от ширины и длины участка хранения терминала. Из графика видно, что в первую очередь на вместимость участка хранения терминала влияет количество контейнеров, укладываемых по высоте. В свою очередь, на высоту штабеля контейнера влияет технические данные порталного автопогрузчика.

На рис. 5 приведён график зависимости перерабатывающей способности терминала от срока хранения контейнеров. Из графика видно, что при малых сроках хранения перерабатывающая способность увеличивается.

Заключение. В дальнейших исследованиях необходимо решить размещения контейнеров на участке хранения терминала, для увеличения эффективности перемещения погрузочно-разгрузочных машин [7-11]. При проектировании или реконструкции контейнерных терминалов рекомендуется использовать разработанные в данном исследовании методику определения вместимости.

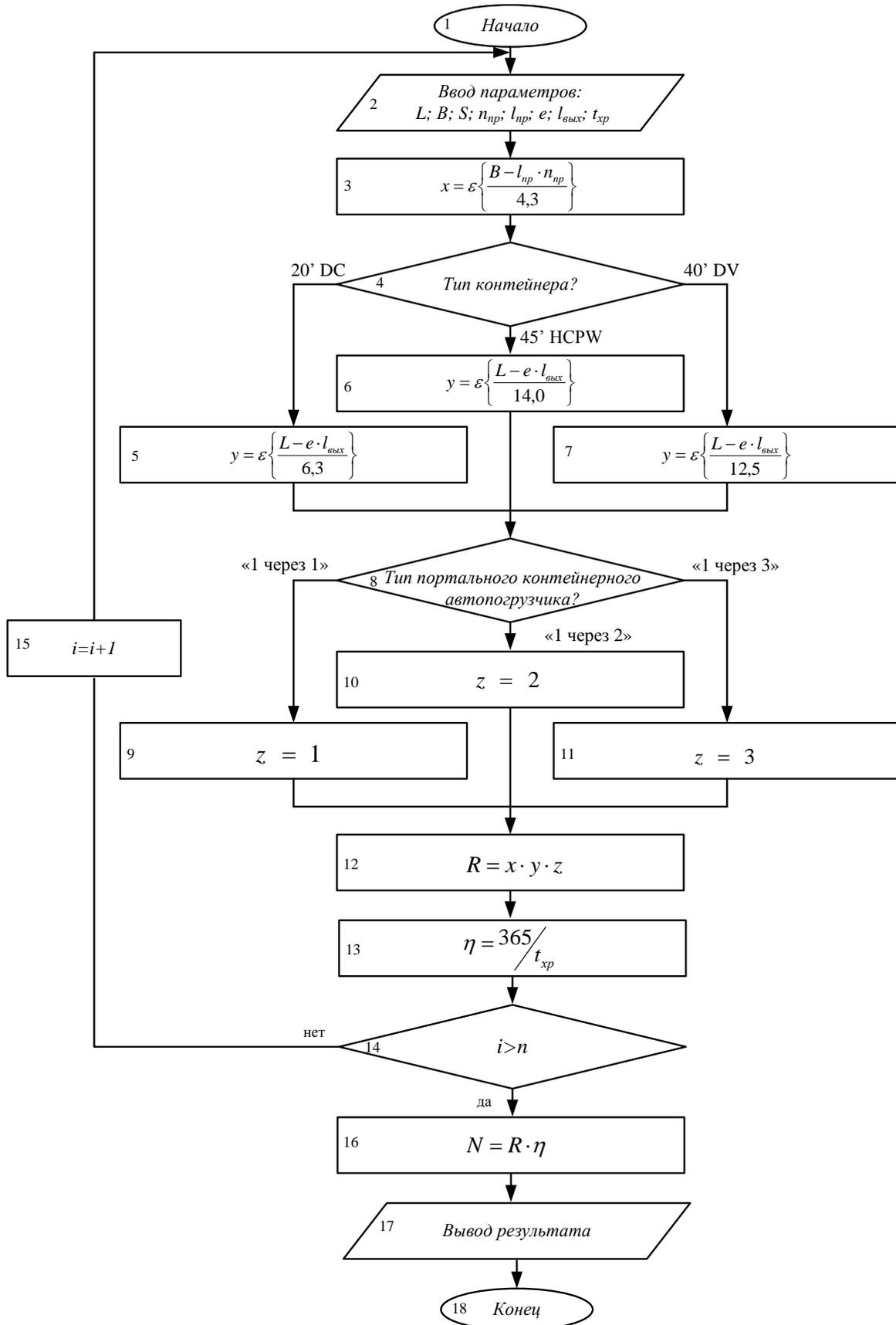


Рис. 3. Алгоритм определения вместимости участка хранения

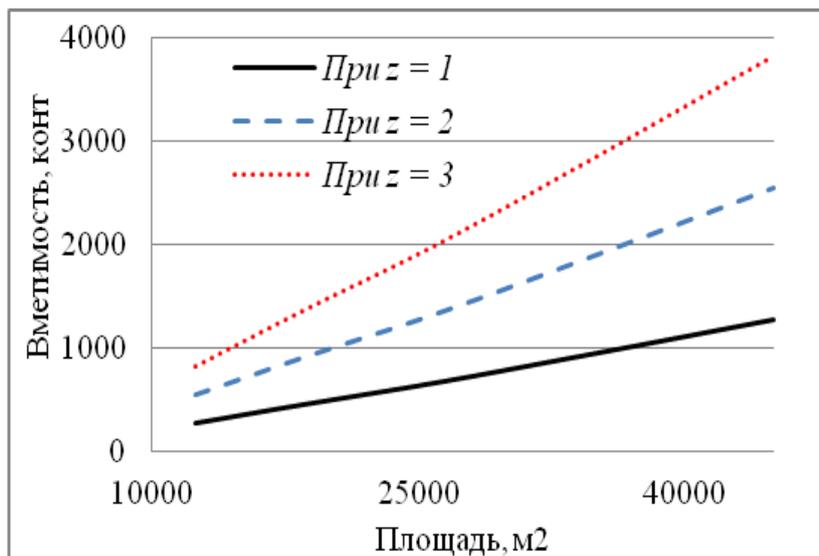


Рис. 4. Зависимость вместимости контейнеров от ширины и длины участка хранения терминала

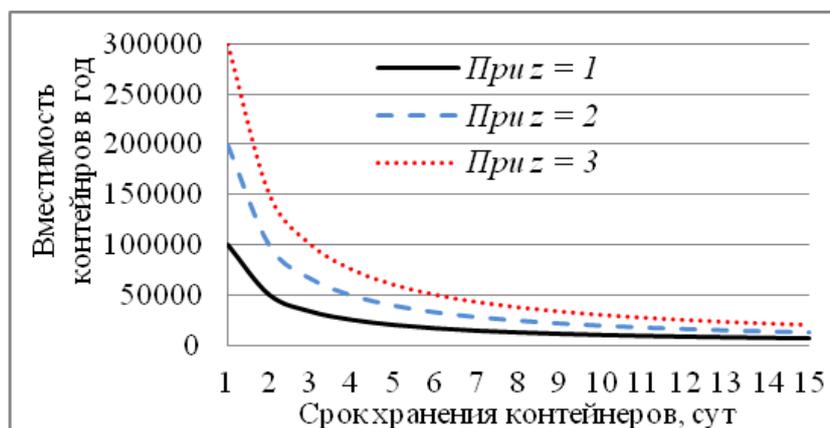


Рис. 5. Зависимость перерабатывающей способности терминала от срока хранения контейнеров

Список литературы

1. Гомбосэд, С. Определение производительности автопогрузчиков на контейнерном терминале / С. Гомбосэд, О.Б. Маликов // Вестник транспорта Поволжья. - 2013. – Вып. 5. – № 41. – С. 46-52.
2. Гомбосэд, С. Технической оснащения контейнерных площадок / С. Гомбосэд, О.Б. Маликов // Современные проблемы транспортного комплекса Росси. - 2013. – Т. 1. – № 3. – С. 7-16.
3. Гомбосэд, С. Оптимизация расположения контейнеров на приграничных терминалах / С. Гомбосэд, О.Б. Маликов // Известия Петербургского университета путей сообщения. - 2013. – Вып. 2. – № 35. – С. 54-59.

References

1. Gombosed S. Determination of the productivity of forklift trucks at the container terminal. *Vestnik transporta Povolzh'ya*, 2013, Vol. 5, No. 41, pp. 46-52. (In Russian)
2. Gombosed S., Malikov O.B. Technical equipment of container sites. *Sovremennye problemy transportnogo kompleksa Rosssi*, 2013, Vol. 1, No. 3, pp. 7-16. (In Russian)
3. Gombosed S. Optimization of the location of containers at border terminals. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2013, Vol. 2, No. 35, pp. 54-59. (In Russian)
4. Gusev A.O. Reloading equipment, as a factor in the formation of the technological scheme of the terminal. *Nauka 21 veka: vopro-*

4. Гусев, А.О. Перегрузочная техника как фактор формирования технологической схемы работы терминала / А.О. Гусев, О.В. Фадеев, И.В. Зуб // Наука 21 века: вопросы, гипотезы, ответы. - 2017. - Вып. 1. - № 22. - С. 59-64.
5. Жилияев, Д.Е. Определение минимальной вместимости контейнерного склада сухого порта для обработки переменного грузопотока / Д.Е. Жилияев // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. - 2015. - Вып. 6. - № 34. - С. 79-85.
6. Изотов, О.А. Оценка эффективности комплектования контейнерной площадки перегрузочным оборудованием / О.А. Изотов, А. В. Гулятьев // Системный анализ и логистика. - 2017. - Вып. 2. - № 15. - С. 18-22.
7. Илесалиев, Д.И. Анализ существующих методов перегрузки тарно-штучных грузов на железнодорожном транспорте / Д.И. Илесалиев, Е.К. Коровяковский // Современные проблемы транспортного комплекса России. - 2015. - Вып. 1 (6). - С. 38-42.
8. Илесалиев, Д.И. Влияние расположения проходов между стеллажами на показатели работы склада водного транспорта / Д.И. Илесалиев, Е.К. Коровяковский // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. - 2015. - Вып. 6 (34). - С. 52-59.
9. Илесалиев, Д.И. Использование различных схем расположения проходов склада тарно-штучных грузов / Д.И. Илесалиев // Логистика: современные тенденции развития: Материалы XIV Междунар. науч.-практ. конф., 9-10 апреля 2015 г.: мат. докл. / отв. ред. В.С. Лукинский. - СПб.: ФГБОУ ВО ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова, 2015. - С. 174-176.
10. Илесалиев, Д.И. К вопросу о схеме размещения стеллажей на складе / Д.И. Илесалиев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2017. - № 1. - С. 99-106.
11. Илесалиев, Д.И. Обоснование проекта сети грузовых терминалов тарно-штучных грузов / Д.И. Илесалиев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2017, Vol. 1, No. 22, pp. 59-64. (In Russian)
12. Zhilyaev D.E. Determination of the minimum capacity of a dry port container warehouse for processing variable cargo traffic. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota im. admirala S.O. Makarova*, 2015, Vol. 6, No. 34, pp. 79-85. (In Russian)
13. Izotov O.A. Assessment of the efficiency of the container site pick-up with reloading equipment. *Sistemnyj analiz i logistika*, 2017, Vol. 2, No.15, pp. 18-22. (In Russian)
14. Ilesaliev D.I., Korovyakovskij E.K. The analysis of existing methods of package cargoes overloading on railway transportation. *Sovremennye problemy transportnogo kompleksa Rossii*, 2015, Vol. 1, No. 6, pp. 38-42. (In Russian)
15. Ilesaliev D.I, Korovyakovskiy E.K. Influence of location aisle on the performance of the storage water transport. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*, 2015, Vol. 6 (34), pp. 52-59. (In Russian)
16. Ilesaliev D.I. Using different layouts warehouse aisles unitized cargo. *Logistika: sovremennye tendencii razvitiya: materialy XIV Mezhdunar. nauch.-prak. konf. 9.10 aprelya 2015 g.: mat. dokl. / отв. red. V. S. Lukinskij. - SPb.: GUMRF imeni admirala S.O. Makarova*, 2015, pp. 174-176. (In Russian)
17. Ilesaliev D.I. On the question of the layout of shelving in the warehouse. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No. 1, pp. 99-106. (In Russian)
18. Ilesaliev D.I. Justification of the project network terminal piece cargoes. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No. 4, pp. 110-117. (In Russian)
19. Ilesaliev D.I., Korovyakovskij E.K., Malikov O.B. Transportation of export-import cargoes in the Republic of Uzbekistan. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putej soobshcheniya*, 2014, Vol. 3, No 39, pp. 11-17. (In Russian)
20. Kuznetsov A.L., Kozlova Ye.G. Comparison of various methods for estimating the

дарственного университета. – 2016. - № 4. – С. 110-116.

12. Илесалиев, Д.И. Перевозка экспортно-импортных грузов в Республике Узбекистан / Д.И. Илесалиев, Е.К. Коровяковский, О.Б. Маликов // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2014. – № 3 (39). – С. 11-17.

13. Кузнецов, А.Л. Сравнение различных методик оценки требуемой вместимости склада при технологическом проектировании контейнерных терминалов / А.Л. Кузнецов, Е.Ю. Козлова // Эксплуатация морского транспорта. - 2008. – Вып. 4. – № 54. – С. 9-14.

14. Курилов, Е.Г. К вопросу определения ёмкости контейнерной площадки на таможенном стыковом терминале при случайных контейнеропотоках / Е.Г. Курилов // Экономика, инновации и научные исследования в транспортном комплексе региона: проблемы и перспективы развития. Материалы Всеросс. научно-практ. конф. с междунар. участием / под ред. А.Н. Кобылицкого. - 2017. – С. 167-173.

15. Курилов, Е.Г. Определение ёмкости контейнерной площадки на приграничном терминале / Е.Г. Курилов // Экономические аспекты логистики и качества работы железнодорожного транспорта. Материалы II Всеросс. научно-практ. конф. с междунар. участием. – Омск: ОГУПС, 2016. – С. 124-127.

16. Любенцова, В.С. Решение задачи определения вместимости контейнерного терминала с использованием модели «гибели и рождения» / В.С. Любенцова, А.В. Ефремов // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки, 2005. – № 38. – С. 155-158.

17. Маликов, О.Б. Проектирование контейнерных терминалов / О.Б. Маликов, Е.К. Коровяковский, Ю.В. Коровяковская Ю.В. - СПб, 2015. – 52 с.

18. Маликов, О.Б. Логистика пакетных перевозок штучных грузов / О.Б. Маликов, Е.К. Коровяковский, Д.И. Илесалиев // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2014. – Вып. 4 (41). – С. 51-57.

required capacity of a warehouse in the technological design of container terminals. *Ehkspluatatsiya morskogo transporta*, 2008, Vol. 4, No 54, pp. 9-14. (In Russian)

14. Kurilov E.G. On the question of determining the capacity of the container site at the customs butt terminal for random container flows. *Ekonomika, innovatsii i nauchnye issledovaniya v transportnom komplekse regiona: problemy i perspektivy razvitiya. Materialy Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem*. 2017, pp. 167-173. (In Russian)

15. Kurilov E.G. Determination of the capacity of the container site at the border terminal. *Ekonomicheskie aspekty logistiki i kachestva raboty zheleznodorozhnogo transporta. Materialy II Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem. Omsk, Omskiy gosudarstvennyy universitet putyij soobshcheniya*, 2016. P. 124-127. (In Russian)

16. Lyubentsova V.S., Efremov A.V. Solution of the problem of determining the capacity of a container terminal using the “death and birth” model. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya Fiziko-matematicheskie nauki*, 2005, No. 38, pp. 155-158. (In Russian)

17. Malikov O.B., Korovyakovskiy E.K., Korovyakovskaya Yu.V. *Proektirovanie kontejnernyh terminalov*. St. Petersburg, 2015. 52 p. (In Russian)

18. Malikov O.B., Korovyakovskiy E.K., Pesaliev D.I. Logistics of package shipments of piece cargo. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putej soobshcheniya*, 2014, Vol. 4, No. 41, pp. 51-57. (In Russian)

19. Malikov O.B. Increase in processing capacity of the container terminal. *Vestnik gosudarstvennogo morskogo universiteta im. admirala F.F. Ushakova*, 2014, Vol. 3, No. 8, pp. 36-41. (In Russian)

20. Malikov O.B. Determination of the cost of container operations at the border terminal. *Sovremennye problemy transportnogo kompleksa Rossii*, 2013, Vol. 3, No. 1. pp. 91-96. (In Russian)

21. Chen L., Lu Z. The storage location assignment problem for outbound containers in a

19. Маликов, О.Б. Увеличение перерабатывающей способности контейнерного терминала / О.Б. Маликов // Вестник государственного морского университета им. адмирала Ф.Ф. Ушакова. - 2014. - Вып. 3. - № 8. - С. 36-41.
20. Маликов, О.Б. Определение себестоимости контейнеро-операции на приграничным терминале / О.Б. Маликов, С. Гомбосэд // Современные проблемы транспортного комплекса России. - 2013. - Т. 3. - № 1. - С. 91-96.
21. Chen, L., Lu Z. The storage location assignment problem for outbound containers in a maritime terminal, *International Journal of Production Economics*, 2012, No. 135, pp. 73–80.
22. Serban C., Carp D. A Genetic Algorithm for Solving a Container Storage Problem Using a Residence Time Strategy, *Studies in Informatics and Control*, 2017, Vol. 26, No. 1.
23. Dekker R., Voogd P., van Asperen E. Advanced methods for container stacking. *OR Spectrum*, 2006, Vol. 28, No. 4, pp. 563-586.
24. Galle V., Barnhart C., Jaillet P. A new binary formulation of the restricted container relocation problem based on a binary encoding of configurations. *European Journal of Operational Research*, 2018, No. 267, pp. 467–477.
25. Kim K.H., Kim H.B. Segregating space allocation models for container inventories in port container terminals. *International Journal of Production Economics*, 1999, No. 59, pp. 415–423.
26. Luo J., Wu Y., Halldorsson A., Song X. Storage and stacking logistics problems in container terminals. *OR Insight*, 2011, No. 24, pp. 256–275.
27. Stahlbock R., Voss S. Operations research at container terminals: a literature update. *OR Spectrum*, 2008, Vol. 30, No. 1, pp. 1–52.
28. Steenken D., Voß S., Stahlbock R. Container terminal operations and operations research - a classification and literature review. *OR Spectrum*, 2004, No. 26, pp. 3–49.
29. Galle V., Barnhart C., Jaillet P. Yard crane scheduling for container storage, retrieval, and relocation. *European Journal of Operational Research*, 2018 Vol. 271, No. 1, pp. 288-316.
30. Zhang C., Liu J., Wan Y.-w., Murty K.G., Linn R.J. Storage space allocation in container terminals. *Transportation Research*, 2003, B 37, pp. 883–903.

30. Zhang C., Liu J., Wan Y.-w., Murty †
K.G., Linn R.J. Storage space allocation in †
container terminals. *Transportation Research*, †
2003, B 37, pp. 883–903. †

УДК 621.313.04: 629.423.24

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОЙ ПРИЧИНЫ ПОВРЕЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ
ТОКОМ ПОДШИПНИКОВ АСИНХРОННЫХ ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ
ДВИГАТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ «ЛАСТОЧКА»

A STUDY OF POSSIBLE REASONS OF THE DAMAGE BY ELECTRIC CURRENT
OF TRACTION INDUCTION MOTORS BEARINGS ONBOARD OF ELECTRIC TRAINS
"LASTOCHKA»

Пустоветов М.Ю., Индылова Н.В.
Pustovetov M.Yu., Indylova N.V.

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

Аннотация. Существует проблема повреждений подшипников асинхронных тяговых двигателей электропоездов «Ласточка» электрическим током. Основываясь на том, что подшипники имеют керамическое изоляционное покрытие, а случаев его электрического пробоя не зафиксировано, авторами выдвинута версия о том, что через подшипник как через электрическую емкость протекает высокочастотный ток. Анализ показал, что причиной тока может быть радиосвязь стандарта GSM-R. Предложены технические решения по борьбе с повреждениями подшипников: использование валозаземляющих колец и замена подшипников на другие с керамическими телами качения.

Ключевые слова: подшипник, преобразователь частоты, асинхронный тяговый двигатель, электропоезд, высокочастотный ток, кольцо валозаземляющее.

Дата принятия к публикации: 26.11.2018
Дата публикации: 25.12.2018

Сведения об авторах:

Пустоветов Михаил Юрьевич - кандидат технических наук, доцент, доцент каф. «Интеллектуальные электрические сети» Донского государственного технического университета, mgsn2006@yandex.ru.

Индылова Надежда Вячеславовна – студент факультета «Энергетика и нефтегазопромышленность» Донского государственного технического университета, indylova2015@mail.ru.

Введение.

По информации ОАО «РЖД» имеются многочисленные случаи повреждений электрическим током подшипников качения асинхронных тяговых электродвигателей,

Abstract. There is a problem of damage of bearings of traction induction motors of electric trains "Lastochka" by electric current. Based on the fact that the bearings have a ceramic insulation coating, and the cases of its electrical breakdown is not fixed, the authors put forward a version that a high-frequency current flows through the bearing as through an electric capacitance. The analysis show that the cause of the current can be a radio standard GSM-R. The proposed technical solution against the damage of bearings: the use of grounding shaft rings and replace the bearings on the other with ceramic rolling elements.

Keywords: bearing, frequency converter, traction induction motor, electric train, high-frequency current, shaft-grounding ring.

Date of acceptance for publication: 26.11.2018
Date of publication: 25.12.2018

Authors' information:

Mikhail Yu. Pustovetov - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department "Intelligent electrical networks" at Don State Technical University, mgsn2006@yandex.ru.

Nadezhda V. Indylova - Student of Faculty "Energy and oil and gas industry" at Don State Technical University, indylova2015@mail.ru.

питаемых от преобразователей частоты, электропоездов «Ласточка»:

- типа ЭС2Г, эксплуатируемых на Московском центральном кольце;
- типа ЭС1 на полигоне Адлер - Туапсе.

Последствия повреждений подшипников электрическим током проявляются в виде повышенного шума и вибрации при работе асинхронных тяговых электродвигателей. К августу 2017 года подобные неисправности зарегистрированы на 21 поезде ЭС2Г, а также на 6 поездах ЭС1. Характерным является повреждение подшипников с приводной стороны всех четырех асинхронных тяговых электродвигателей на первом головном вагоне №1 (составность электропоезда «Ласточка» - 5 вагонов, головными являются ва-

гоны №1 и №5, они идентичны по конструкции, но подшипники асинхронных тяговых электродвигателей на вагоне №5 током не повреждаются). Несмотря на ряд проведенных исследований и принятых мер, повреждения подшипников продолжают проявляться при пробеге электропоезда в среднем 200000 км. Вид подшипника асинхронного тягового электродвигателя электропоезда «Ласточка» и его повреждений от протекания электрического тока показаны на рис. 1 (фото фирмы Siemens).



а)



б)



в)

Рис. 1. Вид подшипника асинхронного тягового электродвигателя электропоезда «Ласточка» и его повреждений от протекания электрического тока: а - распиленный шариковый подшипник электродвигателя; б - повреждение от протекания тока в виде кратера на теле качения подшипника; в - повреждение внутреннего кольца подшипника в виде рифления поверхности

Учитывая специфику работы асинхронного тягового электродвигателя, питаемого от ПЧ, оба подшипника имеют керамическую электрическую изоляцию с пробивным напряжением 1000 В постоянного тока, покрывающую наружную поверхность внешнего кольца. Подобные подшипники описаны в [1, 2], где сказано, что по виду следов протекания тока на подшипниках невозможно определить, постоянный был ток или переменный. Также в [1, 2] сообщается, что повреждения подшипников происходят при плотности тока $J \geq 1 \text{ А/мм}^2$.

Первоначально возникла версия, что электрическая изоляция подшипников может пробиваться значительным напряжением вала, возникновение которого характерно для асинхронных электрических машин, обмотка которых питается от ПЧ. Исходя из изложенного в [3], а также учитывая, что напряжение на входе автономного инвертора напряжения тягового привода электропоезда «Ласточка» составляет 3000 В, теоретически можно предположить достижение напряжением вала асинхронного тягового электродвигателя значений, превышающих пробивное напряжение изоляции подшипников. Но такая версия не отвечает на вопрос, почему повреждаются подшипники на вагоне №1, но не повреждаются на вагоне №5, где асинхронные тяговые электродвигатели питаются по идентичной схеме.

Существенным дополнительным обстоятельством является то, что случаи электрического пробоя изоляции подшипников не были обнаружены: дефектный подшипник демонтировался, сопротивление изоляции проверялось в сухом и увлажненном состоянии. Известно, что диэлектрические свойства твердых диэлектриков, подвергшихся электрическому пробую, не восстанавливаются.

Постановка задачи.

Защитное заземление поезда соединено только на вагоне № 4 (на этом вагоне оси трех колесных пар оборудованы заземляющими угольными щетками), чтобы избежать протекания тяговых токов через кабели и экранирование переходных соединений вагонов. Сопротивление штатного заземления (кузов электропоезда - рельс) не должно пре-

вышать 0,05 Ом. Полагая, что сопротивление штатного заземления прямо пропорционально длине проводников, можно в первом приближении предположить, что 0,05 Ом – это сопротивление наиболее длинного пути заземления (от вагона №1 до вагона №4, т.е. четыре вагона). Длина пути заземления от вагона №5 до вагона №4 (два вагона) в два раза короче, поэтому его сопротивление примем равным 0,025 Ом.

Исходя из того, что следы протекания тока через изолированный подшипник присутствуют, а пробой изоляции отсутствует, существуют условия, при которых протекание тока через изолированный подшипник происходит без пробоя изоляции. В [1, 2] изготовитель изолированных подшипников сообщает о том, что как элемент электрической цепи такой подшипник может быть представлен параллельным соединением активного сопротивления $R > 1 \text{ МОм}$ и емкости $C = 2...20 \text{ нФ}$ в зависимости от размера подшипника. Поскольку внутренний диаметр моторного подшипника тягового двигателя «Ласточки» можно определить по рис. 1 как $d = 95 \text{ мм}$, то, используя [2], для данного типоразмера подшипников можно оценить $C = 6,7 \text{ нФ}$.

Используя представленное на рис. 1, б изображение следов протекания тока на шариках подшипников, можно оценить площадь канала протекания тока. Диаметр токовых повреждений составляет 3...4 мм, а их площадь – $S = 6,75...12,56 \text{ мм}^2$. Допустим, что ток одновременно протекает через подшипник лишь в одной точке контакта. Величину тока, соответствующую пороговой плотности тока $J \geq 1 \text{ А/мм}^2$, можно определить как $I = SJ = 6,75...12,56 \text{ А}$. Зная величину сопротивления, через которое такой ток протекает, по закону Ома можно определить величину напряжения, вызвавшего его протекание. Так как сопротивление R изолированного подшипника велико, вычислим величину емкостного реактивного сопротивления:

$$x_c = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot C},$$

где f – частота протекающего через подшипник тока, Гц.

Таблица 1

Сводные результаты расчетов для различных частот тока, появление которых
 ожидаемо на электропоезде

Источник сигнала (помехи)	Частота тока f , МГц	Емкостное реактивное сопротивление x_C , Ом	Напряжение U , В, необходимое для обеспечения протекания через подшипник тока силой 1 А/мм ²	Примечание
Переключение высоковольтных <i>IGBT</i> тягового преобразователя	0,001	23766,5	160424,0...298507,4	$x_C \gg 0,05$ Ом
	0,003	7922,2	53774,7...99502,5	
Переключение <i>IGBT</i>	0,01	2376,7	16042,4...29850,7	$x_C \gg 0,05$ Ом
	0,1	237,7	1604,2...2985,1	
Фронты импульсов напряжения при переключениях высоковольтных <i>IGBT</i>	1	23,8	160,4...298,5	$x_C \gg 0,05$ Ом
Поездная радиосвязь КВ	2,13	11,158	75,3...140,1	$x_C \gg 0,05$ Ом
Фронты импульсов напряжения при переключениях <i>IGBT</i>	10	2,736	16,038...29,843	$x_C \gg 0,05$ Ом
Поездная радиосвязь УКВ	151	0,158	1,067...1,984	$x_C > 0,05$ Ом
Поездная радиосвязь <i>GSM-R</i>	876	0,0269	0,182...0,338	$x_C < 0,05$ Ом, но $x_C > 0,025$ Ом

Тогда величина действующего значения напряжения, являющегося причиной протекания тока составит

$$U = I \cdot x_C.$$

Результаты.

Результаты расчетов для различных частот, появление которых ожидаемо на электропоезде, сведены в табл. 1.

Из данных табл. 1 следует, что в вагоне №1 ток пойдет через подшипник на рельс через стальные вал асинхронного тягового электродвигателя, муфту, тяговый редуктор, ось колесной пары и колесо, а не через штатное заземление на частоте радиосвязи *GSM-R*. В вагоне №5 ток пойдет указанным путем только частично, так как его величина будет

недостаточна для обеспечения пороговой плотности тока 1 А/мм².

Поездные радиостанции *GSM-R* на электропоезде «Ласточка» расположены в кабинах вагонов №1 и №5. На крышах этих же вагонов расположены антенны *GSM-R* [4] с подводимой мощностью не более 100 Вт. Основание антенны имеет надежный гальванический контакт с кузовом вагона, изготовленным из алюминиевого сплава. В [4] указано, что электрическая безопасность антенны обеспечивается гальваническим соединением центрального вывода антенного разъема с корпусом транспортного средства посредством прямого контакта центральной жилы питающего кабеля с вибратором и да-

лее через несущую стойку с основанием антенны.

С другой стороны, антенна *GSM-R* может воспринимать электромагнитные помехи, возникающие, например, при скольжении пантографа по проводу контактной сети. Так, в [5] приведен пример осциллограммы напряжения высокочастотной помехи, наведенной на антенне *GSM-R*, установленной на крыше вагона на расстоянии примерно 80 м от пантографа локомотива. Амплитуда сигнала составила до 0,8 В.

Нужно отметить, что по доступным данным поездная радиосвязь *GSM-R* в России используется на полигоне Адлер – Туапсе (с 2014 г.), на Московском центральном кольце (с 2016 г.) и на полигоне Санкт-Петербург – Бусловская (с 2016 г.). На последнем полигоне электропоезда «Ласточка» эксплуатируются на маршруте Санкт-Петербург – Выборг, но на этом направлении токовые повреждения подшипников асинхронных тяговых электродвигателей не зафиксированы.

С точки зрения решения проблемы, то есть нахождения относительно дешевого и удобного для практической реализации способа исключения повреждения изолированных подшипников асинхронных тяговых электродвигателей электрическим током, можно предложить использование с приводной стороны электродвигателя вагона №1 электропоездов валозаземляющих колец (shaft grounding ring) [6 - 8], оснащенных волокнами токопроводящей микрофибры, обеспечивающих контактный и бесконтактный токосъем с вращающегося вала. Эти кольца рекомендуются производителями для применения, в том числе, на электродвигателях, питаемых от преобразователей частоты, чтобы обеспечить путь с малым сопротивлением для протекания токов утечки, обусловленных напряжением вала, на землю, минуя подшипники.

Заключение.

В рассматриваемом случае назначением валозаземляющего кольца будет, напротив, обеспечение пути протекания тока с корпуса асинхронного тягового электродвигателя, гальванически связанного с кузовом вагона, на его вал и далее на землю, то есть мимо подшипников. К сожалению, не удалось найти данные о сопротивлении валозаземляющего кольца на частотах порядка 1 ГГц, чтобы быть уверенными в эффективности устройства для решения описываемой проблемы. Расчетные и экспериментальные данные [7] о сопротивлении валозаземляющих колец не дают однозначного ответа, что оно меньше 0,05 Ом. Возможно, правильным для рассматриваемого случая будет использование колец с волокнами токопроводящей микрофибры, имеющими медное покрытие [7].

Несмотря на то, что валозаземляющие кольца способны уберечь подшипники асинхронных тяговых электродвигателей электропоезда от протекания тока, это не решает окончательного решения проблемы, так как существует путь утечки высокочастотного тока на землю через тяговый редуктор, а не через штатное заземление. В этой связи целесообразно рассмотреть вопрос об использовании изолированных подшипников другого типа – с керамическими телами качения [1, 2]. По данным изготовителя их типичные значения электрической емкости примерно в 100 раз ниже, чем для подшипников с керамическим изоляционным покрытием. Это не позволит току утечки через подшипник достигать опасной плотности в 1 А/мм².

Также, возможно, следует нормировать мощность сигнала *GSM-R* для электроподвижного состава. В [9], несмотря на упоминание цифровых систем радиосвязи (к ним относится *GSM-R*) на борту электропоездов, какие-либо характеристики и ограничения их сигналов отсутствуют.

Список литературы

1. Токоизолирующие подшипники качества FAG. Защита от повреждений, вызванных прохождением электрического тока. Техническая информация. Schaeffler gruppe industrie. URL: http://www.podshipnik.ru/docs/fag_current_opt.pdf (дата обращения 13.11.2018).
2. Current-Insulating Bearings Rolling bearings for prevention of damage due to current passage. Schaeffler group industrial. URL: <http://www.reliancebearing.ie/wp-content/uploads/2010/08/FAG-Insulated-Bearings.pdf> (дата обращения 13.11.2018).
3. Пустоветов, М.Ю. Теоретическое исследование потенциала нейтральной точки нагрузки и токов утечки в тяговом асинхронном электроприводе электровоза постоянного тока / М.Ю. Пустоветов // Известия Транссиба. - 2012. - №4 (12). - С. 116-122.
4. Лаборатория радиосвязи. АЛ1/460/900. Антенна локомотивная. ПАСПОРТ. 65 7700 5-008-62837180-10 ПС. URL: http://www.rclab.ru/sites/default/files/pasport_inf_al1_460_900_01-10-12.pdf (дата обращения 13.11.2018).
5. Dudoyer S., Ben Slimen N., Deniau V., Verbineau M. Reliability of the GSM-R Communication System against Railway Electromagnetic Interferences. *9th World Congress on railway research*, 22-26 May 2011, Lille. URL: http://www.railway-research.org/IMG/pdf/h03_dudoyer_stephen.pdf (дата обращения 13.11.2018).
6. Oh H.W., Willwerth A. Shaft Grounding - A Solution to Motor Bearing Currents // *ASHRAE Transactions*. - Vol. 114, Part 2. - URL: https://www.est-aegis.com/datasheets/ASHRAE_SL-08-025_Shaft_Grounding_A_Solution_to_Motor_Bearing_Currents.pdf (дата обращения 13.11.2018).
7. Muetze A., Oh H.W. Current-Carrying Characteristics of Conductive Microfiber Electrical Contact for High Frequencies and Current Amplitudes: Theory and Applications /A. Muetze, H. W. Oh // *IEEE Transactions on power electronics*. - Vol. 25. - No. 8. - P. 2082-2092.
8. Muetze A., Oh H.W. Design Aspects of

References

1. Current-insulating rolling bearings FAG. Protection against damage caused by the passage of electric current. Technical information. Schaeffler gruppe industrie. URL: http://www.podshipnik.ru/docs/fag_current_opt.pdf (date of appeal 13.11.2018) (In Russian)
2. Current-Insulating Bearings Rolling bearings for prevention of damage due to current passage. Schaeffler group industrial. URL: <http://www.reliancebearing.ie/wp-content/uploads/2010/08/FAG-Insulated-Bearings.pdf> (date of appeal 13.11.2018).
3. Pustovetov M.Yu. Theoretical study of the potential of the neutral point of the load and the leakage current in the traction asynchronous electric drive of the DC electric locomotive. *Izvestiya Transsiba*, 2012, No. 4 (12), pp. 116-122. (In Russian)
4. Radio communication laboratory. AL1/460/900. Locomotive antenna. PASSPORT. 65 7700 5-008-62837180-10 PS. URL: http://www.rclab.ru/sites/default/files/pasport_inf_al1_460_900_01-10-12.pdf (date of appeal 13.11.2018). (In Russian)
5. Dudoyer S., Ben Slimen N., Deniau V., Verbineau M. Reliability of the GSM-R Communication System against Railway Electromagnetic Interferences. *9th World congress on railway research*, 22-26 May 2011, Lille. URL: http://www.railway-research.org/IMG/pdf/h03_dudoyer_stephen.pdf (date of appeal 13.11.2018).
6. Oh H.W., Willwerth A. Shaft Grounding - A Solution to Motor Bearing Currents. *ASHRAE Transactions*, Vol. 114, Part 2. URL: https://www.est-aegis.com/datasheets/ASHRAE_SL-08-025_Shaft_Grounding_A_Solution_to_Motor_Bearing_Currents.pdf (date of appeal 13.11.2018).
7. Muetze A., Oh H.W. Current-Carrying Characteristics of Conductive Microfiber Electrical Contact for High Frequencies and Current Amplitudes: Theory and Applications. *IEEE Transactions on power electronics*, Vol. 25, No. 8, pp. 2082-2092.
8. Muetze A., Oh H.W. Design Aspects of Conductive Microfiber Rings for Shaft Grounding Purposes. *Proc. 42nd IAS Ann. Conf.*,

- Conductive Microfiber Rings for Shaft Grounding Purposes // Proc. 42nd IAS Ann. Conf., New Orleans, IEEE Transactions on Industry Applications, October 2007, pp. 229-236.
9. ГОСТР 55434-2013. Электropоезда. Общие технические требования. – М.: Стандартиформ, 2014. – 42 с.
- † New Orleans, IEEE Transactions on Industry Applications, October 2007, pp. 229-236.
- † 9. ГОСТ R 55434-2013. *Elektricheskie poezda. Obshchie tekhnicheskie trebovaniya* [Electric train. General technical requirements]. Moscow, STANDARTINFORM, 2014. 42 p. (In Russian)
- †
- †

УДК 911.9; 631.95

**ГЕОГРАФИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ
ЗЕМЛЕПОЛЬЗОВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫМИ ОРГАНИЗАЦИЯМИ
БРЯНСКОЙ ОБЛАСТИ**

**GEOGRAPHIC ANALYSIS AND EVALUATION OF EFFICIENCY OF LAND-USE
BY AGRICULTURAL ORGANIZATIONS 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 сельскохозяйственными организациями 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, сельскохозяйственные организации, Брянская область.

Дата принятия к публикации: 05.12.2018
Дата публикации: 25.12.2018

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 agricultural organizations 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, agricultural organizations, Bryansk region.

Date of acceptance for publication: 05.12.2018
Date of publication: 25.12.2018

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**

Введение.

Среди актуальных и практически востребованных проблем прикладных географических исследований являются выявление, оценка, установление степени различия и эффективности использования земельных ресурсов на отдельных иерархически организованных территориальных уровнях. Так как среди всего разнообразия природных ресурсов именно они отличаются своей мно-

гофункциональностью, являются главным и незаменимым средством производства и предметом приложения труда в сельском хозяйстве. В связи с чем данной отрасли очень важно, чтобы земли сельскохозяйственного назначения были использованы в производстве по возможности максимально. И от того, насколько эффективно они используются в агроформированиях, и в первую очередь, сельскохозяйственных организациях зависит

экономическое благополучие не только производителей, но и потребителей сельскохозяйственной продукции [3, 4, 10].

Работ, посвященных оценке эффективности сельскохозяйственного землепользования организациями Брянской области в новых социально-экономических условиях в разрезе муниципальных образований, нет, что подчеркивает актуальность исследования.

Методы и материалы исследования.

При анализе динамики и уровня показателей эффективности использования земель сельскохозяйственного назначения организациями был использован экономико-статистический метод, при определении влияния факторов на результативные показатели – детерминированный факторный анализ.

Эффективность использования земли сельскохозяйственными организациями определялась уровнем ведения хозяйства, который характеризуется выходом продукции растениеводства (зерна и картофеля) и животноводства (молока и мяса) на единицу площади. 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 индекс-

ная методики, позволившие районировать территорию области, выделив 5 групп районов по уровню эффективности использования земель: очень высокий, высокий, средний, низкий и очень низкий [5, 12].

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.

Результаты и их обсуждение.

На территории Брянской области, по данным Всероссийской сельскохозяйственной переписи, в 2016 г. насчитывалось 438 сельскохозяйственных организаций, что в 4 раза меньше количества 2006 г. (984 ед.), в том числе, крупных, средних и малых – 228 ед., микропредприятий – 162 ед., подсобных сельскохозяйственных предприятий – 48 ед. (151 ед. в 2006 г.). Из общего числа организаций осуществляли сельскохозяйственную деятельность 74,5 % (в 2006 году – 57,1 %) [6, 8].

Распределение сельскохозяйственных организаций в разрезе административных районов представлено на рис. 1.

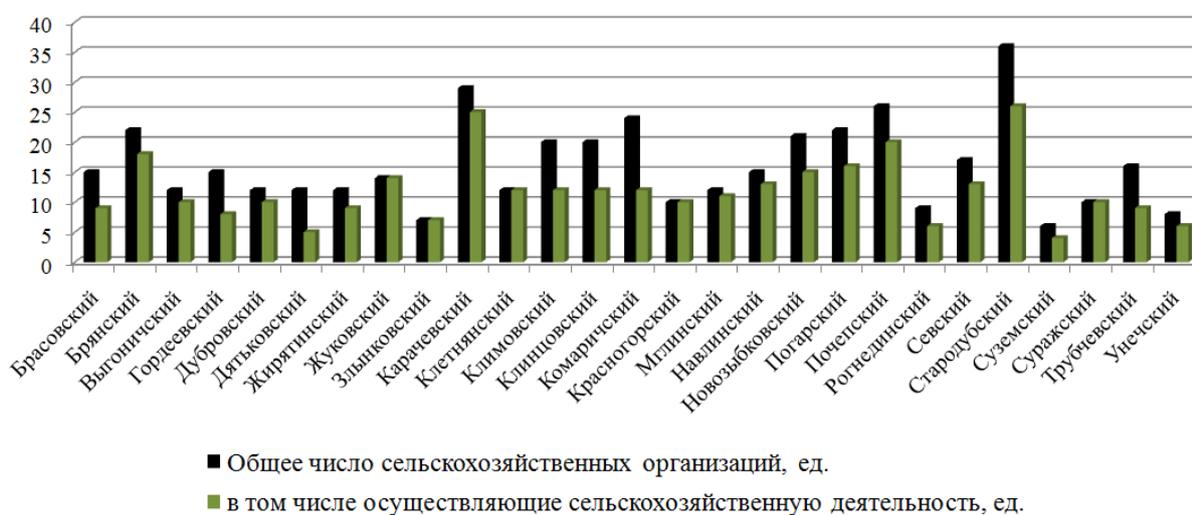


Рис. 1. Число сельскохозяйственных организаций в разрезе административных районов Брянской области (по состоянию на 01.01.2017 г.), ед. [6]

Сельскохозяйственные угодья Брянской области занимают 1874,3 тыс. га, из них в пользовании сельскохозяйственных организаций находится 87,3 % (1637,2 тыс. га) [2].

За период с 2006 по 2016 гг. их доля сократилась незначительно, как и доля хозяйств населения, однако существенно выросла доля крестьянских (фермерских) хозяйств и

индивидуальных предпринимателей (К(Ф)Х и ИП) (рис. 2). При этом, общая площадь земли, приходящаяся на одну сельскохозяйственную организацию возросла с 1958 до 2079 гектаров [2, 9].

За анализируемый период только в двух районах доля сельхозорганизаций в структуре угодий выросла более чем на 2,5 % (Брянский - на 6,3 % и Выгоничский - на 2,5 %), в семи районах – менее 1 %. В 18 районах их доля сократилась, и более чем на 5 % в Стародубском (на 22 %), Карачевском (на 17 %), Брасовском, Севском и Суземском (на 5,4 %) районах. В 17 районах выросла доля К(Ф)Х и ИП, особенно в Карачевском (на 18 %), Стародубском (на 22 %), Суземском (на 6,5 %), Брасовском (на 5,8 %) и Севском (на 5,3 %) районах. Доля хозяйств населения в структуре выросла только в 4 районах и то на

0,1...0,2 % (Красногорский, Новозыбковский, Севский, Суражский районы), в остальных районах их доля сократилась, и более чем на 3 % в Брянском (на 5,7 %) и Выгоничском (на 3,3 %) районах.

Сокращение площадей угодий произошло в организациях 21 района области и более чем на 10 тыс. га в Стародубском (на 29,5 тыс. га) и Карачевском (на 13,4 тыс. га) районах. Увеличение – в 6 районах: Выгоничском (на 1,5 тыс. га), Клетнянском (на 173 га), Жирятинском (на 126 га), Погарском (на 68 га), Новозыбковском (на 54 га) и Мглинском (на 4 га) районах [2, 9]. В Гордеевском, Жуковском, Злынковском, Комаричском, Рогнединском, Трубчевском районах площадь угодий существенно не изменилась (рис. 3).

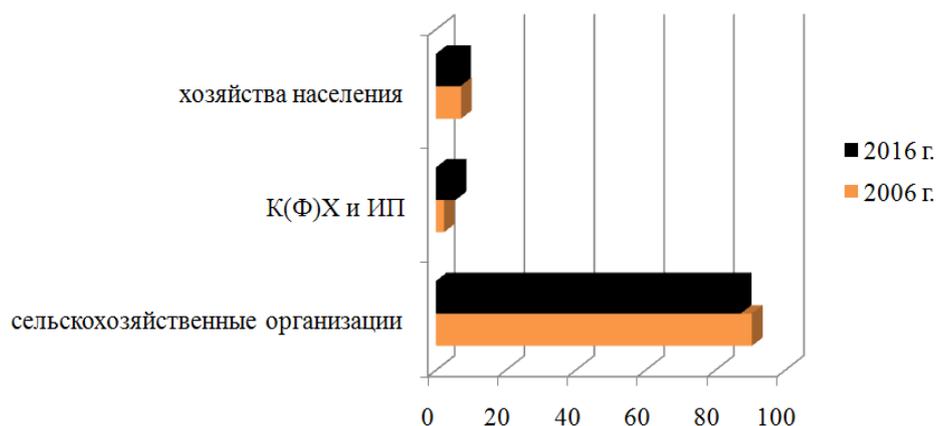


Рис. 2. Структура сельскохозяйственных угодий по категориям хозяйств в динамике, в % от общей площади сельскохозяйственных угодий Брянской области [2, 9]

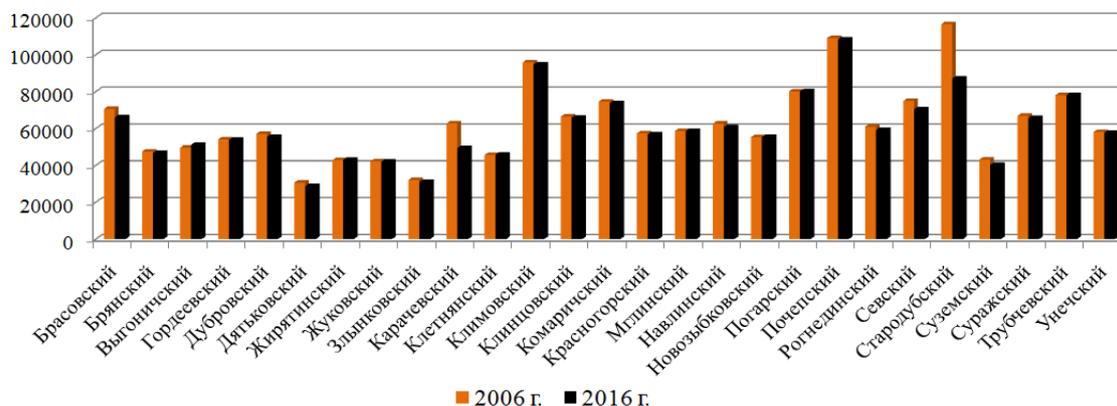


Рис. 3. Изменение площади сельскохозяйственных угодий в пользовании организаций в разрезе административных районов Брянской области, га [2, 9]

К отрицательным изменениям в структуре сельскохозяйственных угодий, находящихся в пользовании организаций, за 10 лет можно отнести уменьшение площади пашни на 43,7 тыс. га, площадь которой на 01.01.2017 г. составила 946,5 тыс. га [2, 9]. Их доля в площади пашни области сократилась с 86 до 82 % (более чем на 25 % в Стародубском, на 20 % в Карачевском, на 7 % в Брасовском районах). Незначительно сократилась и доля хозяйств населения (с 10,9 до 10,5 %), а доля К(Ф)Х и ИП выросла с 3,2 до 7,8 %, особенно в Стародубском (в 5 раз) и Карачевском (в 2,5 раза) районах (рис. 4).

Площадь пашни сократилась в организациях 15 районов, из них существенно в Стародубском (на 23,3 тыс. га), Карачевском (на 8,3 тыс.), Севском (на 4,6 тыс. га) и Брасовском (на 3,2 тыс. га) (рис. 5).

Показатель распаханности в хозяйствах всех категорий области составил 61,8 % и за анализируемый период увеличился незначительно (с 61,4 %), в сельскохозяйственных организациях – 57,8 % (в 2006 г. – 58,1 %). В разрезе районов за анализируемый период существенных изменений не произошло, в поэтому соотношение количества районов по группам также существенно не изменилось (табл. 1).

Показатель освоенности (процентное отношение площади посевов к площади пашни) в сельскохозяйственных организациях составил 69 % и с 2006 г. вырос незначительно (на 2 %). В разрезе районов также существенных изменений не произошло и распределение районов по группам не изменилось (табл. 2).

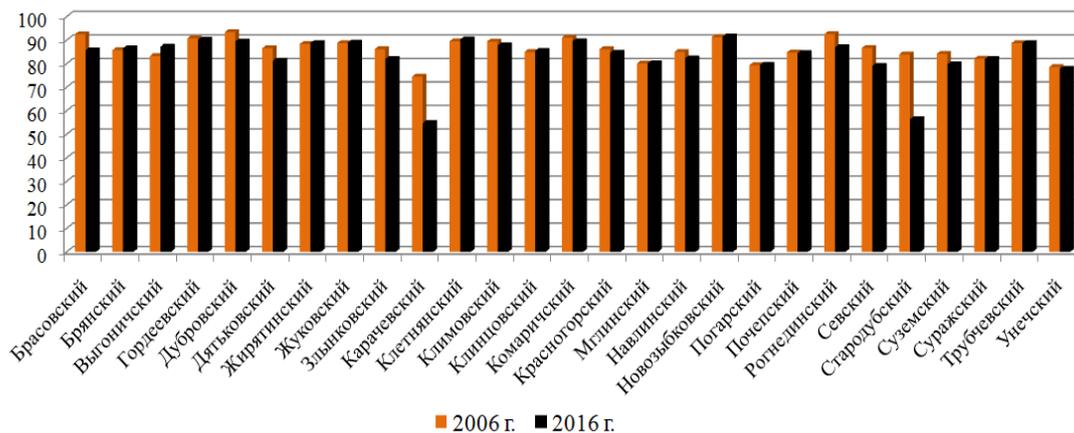


Рис. 4. Изменение доли пашни, находящейся в пользовании сельскохозяйственных организаций, в процентах от общей площади пашни района [2, 9]

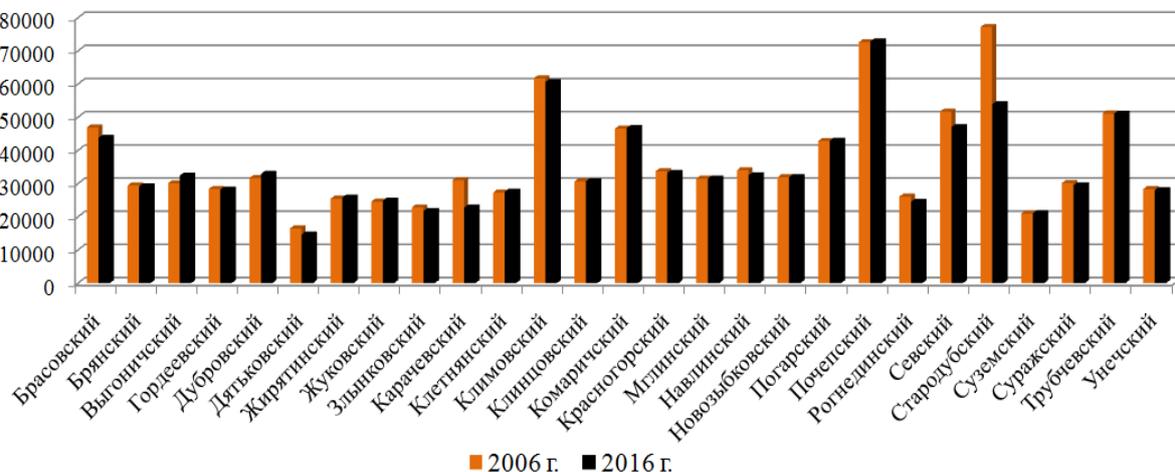


Рис. 5. Изменение площади пашни в пользовании организаций в разрезе административных районов Брянской области, га [2, 9]

Таблица 1

Группировка административных районов Брянской области по уровню распаханности земель в сельскохозяйственных организациях

Группы по распаханности	Количество районов в группе	Административные районы
до 50	6	Дятьковский, Карачевский, Клинецовский, Рогнединский, Суражский, Унечский
51–60	10	Гордеевский, Дубровский, Жирятинский, Жуковский, Красногорский, Мглинский, Навлинский, Новозыбковский, Погарский, Суземский
61–70	11	Брасовский, Брянский, Выгоничский, Злынковский, Клетнянский, Климовский, Комаричский, Почепский, Севский, Стародубский, Трубчевский
более 71	-	-

Таблица 2

Группировка административных районов Брянской области по уровню освоенности земель сельскохозяйственными организациями

Группы по освоенности	Количество районов в группе	Административные районы
до 50	5	Красногорский, Навлинский, Злынковский, Дятьковский, Клетнянский
51–60	4	Жирятинский, Климовский, Клинецовский, Жуковский
61–70	7	Рогнединский, Почепский, Выгоничский, Унечский, Дубровский, Гордеевский, Суражский
71–80	4	Мглинский, Трубчевский, Брасовский, Суземский
более 81	7	Комаричский, Севский, Новозыбковский, Брянский, Погарский, Карачевский, Стародубский

Анализ и оценка интенсивности использования сельхозугодий и пашни через показатели распаханности и освоенности позволяют сделать вывод о невысокой степени их вовлечения в состав обрабатываемой земли и использования пахотных земель под посевы. Их размер и структура говорят о наличии существенного резерва для роста производства сельскохозяйственной продукции в организациях региона.

За анализируемый период вырос объем производства сельскохозяйственной продукции области в 3,8 раза и составил в 2016 г. 81,9 млрд. рублей, произошли существенные

изменения в структуре ее производства. Увеличились доли сельскохозяйственных организаций (с 38,5 до 69,7 %), К(Ф)Х и ИП (с 5,3 до 8,1 %), и, практически, в 2,5 раза сократился удельный вес хозяйств населения (с 56,1 до 22,2 %) [1, 11].

Только в Брянском районе доля организаций в производстве продукции сократилась, в остальных же районах наблюдался устойчивый рост, и более чем в 3 раза: в Мглинском, Клетнянском и Выгоничском районах. Причем в Выгоничском, Жирятинском и Почепском районах их доля составила в 2016 г. более 85 % (рис. 6).

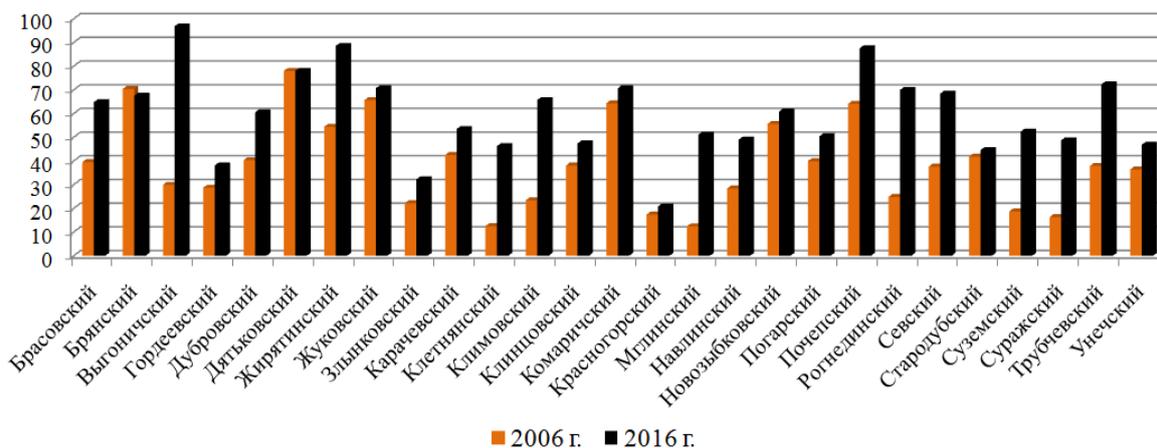


Рис. 6. Изменение доли сельскохозяйственных организаций в производстве аграрной продукции в разрезе административных районов Брянской области, % от общего объема производства сельскохозяйственной продукции района [1, 11]

За анализируемый период экономическая эффективность сельскохозяйственного землепользования, определяемая как объем производства продукции на гектар сельскохозяйственных угодий, повысилась как в целом (со 11 до 43,7 тыс. руб./га), так и в разных категориях хозяйств (рис. 7).

Но особенно ощутим рост эффективности землепользования в сельскохозяйственных организациях (в 6 раз – с 5,6 до 34,9 тыс. руб./га). Лидер – Выгоничский район, увеличивший показатель с 2 до 298 тыс. руб./га. Более чем в 10 раз показатель вырос в Рогнединском, Климовском, Жирятинском, Мглинском и Суземском районах; в 5–10 раз: в Клетнянском, Суражском, Почепском,

Севском, Трубчевском, Навлинском, Карачевском и Дубровском районах; менее чем в 2,5 раза – в Жуковском, Красногорском, Дятьковском, Брянском и Новозыбковском районах. Произошла смена районов-лидеров. В «пятерку» лидеров вошли в 2016 г. Выгоничский (занимавший в 2006 г. 17-ое место) и Жирятинский (в 2006 г. 7-ое место) районы, ухудшили свои позиции Жуковский (с 3-го места на 6-ое) и Комаричский (с 5-го на 10-ое место) районы. Группа районов с минимальными показателями эффективности в принципе осталась прежней – Гордеевский, Злынковский, Красногорский, Рогнединский и Клетнянский, с показателями в 2016 г. менее 10 тыс. руб./га (рис. 8).

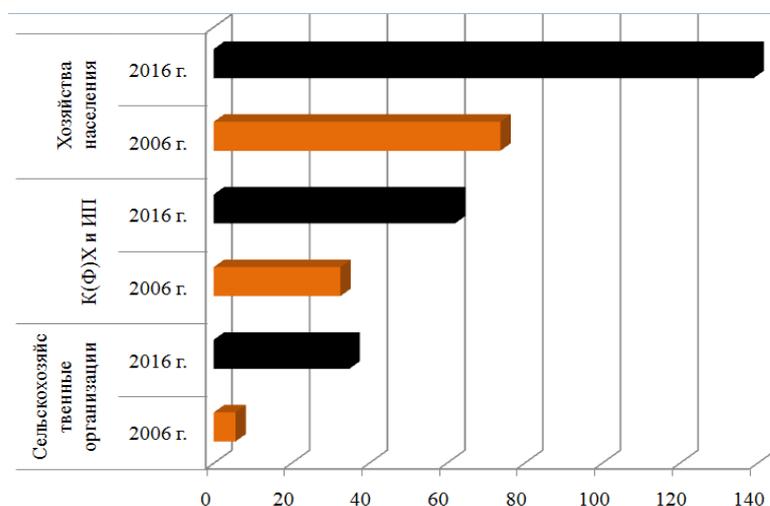


Рис. 7. Экономическая эффективность использования сельскохозяйственных угодий разными категориями хозяйств Брянской области, тыс. руб. /га [рассчитано автором на основании данных 2, 9, 11]

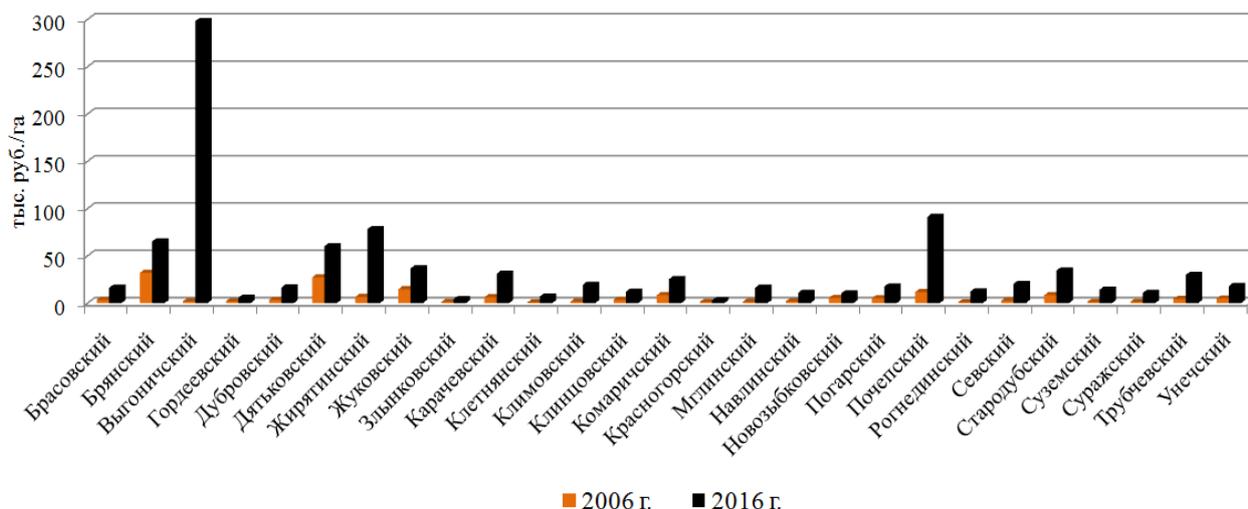


Рис. 8. Динамика эффективности использования сельскохозяйственных угодий организациями в разрезе административных районов Брянской области, тыс. руб. /га (рассчитано автором на основании данных [1, 2, 9, 11])

За 2006–2016 гг. валовой сбор зерна в сельскохозяйственных организациях вырос с 414 тыс. т до 1115,4 тыс. т. Существенный рост (в 15 раз) в Выгоничском и Жирятинском районах (рис. 9) [1, 11].

В целом, доля сельскохозяйственных организаций в валовом сборе зерна сократилась с 87,4 до 77,5 %. Более 90 % в 2016 г. она была уже только в 6 районах (в 2006 г. – в 13); менее 60 % – в 5 районах (в 2006 г. районов с такими показателями не было). В 11 районах доля организаций в сборе зерна выросла в среднем на 3 %, из них наиболее существенно в Жирятинском (с 70 до 95 %), Навлинском (с 61 до 83 %), Севском (с 69 до

88 %) и Выгоничском (с 90 до 97 %) районах, в 16 – сократилась и более чем на 40 % в Клинцовском (с 92 до 53 %), Красногорском (с 85 до 46 %), Погарском (с 94 до 60 %), Стародубском (с 79 до 51 %) и Унечском (с 95 до 51 %) районах (рис. 10).

В расчете на 100 га пашни показатель вырос с 42 до 118 т, более чем в 10 раз в Жирятинском и Выгоничском районах. Однако в 12 районах он вырос менее чем в 2 раза. Произошла смена лидеров: с Комаричского, Брянского и Новозыбковского (2006 г.) на Выгоничский, Севский и Суземский районы в 2016 г. (рис. 11).

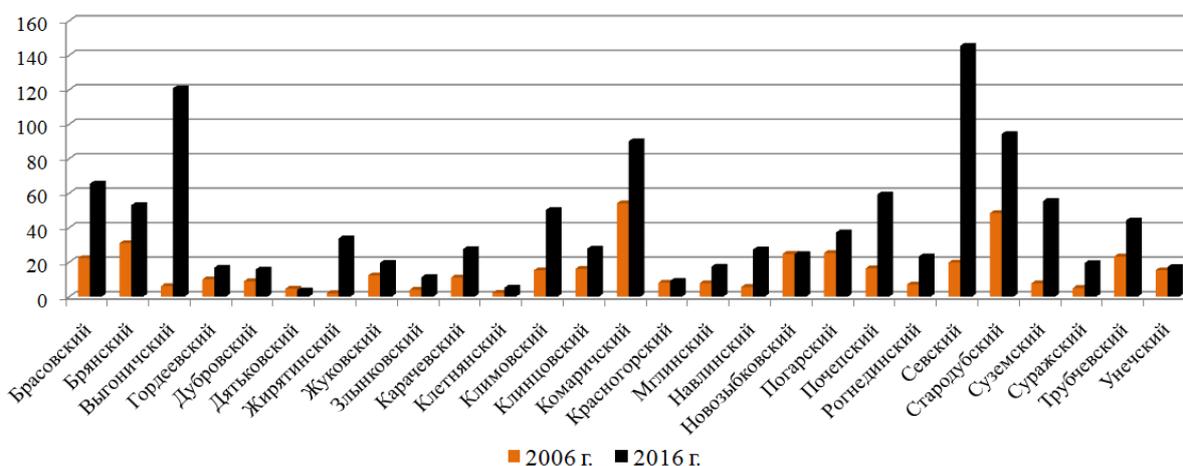


Рис. 9. Изменение валового сбора зерна сельскохозяйственными организациями в разрезе административных районов Брянской области, тыс. т [1, 11]

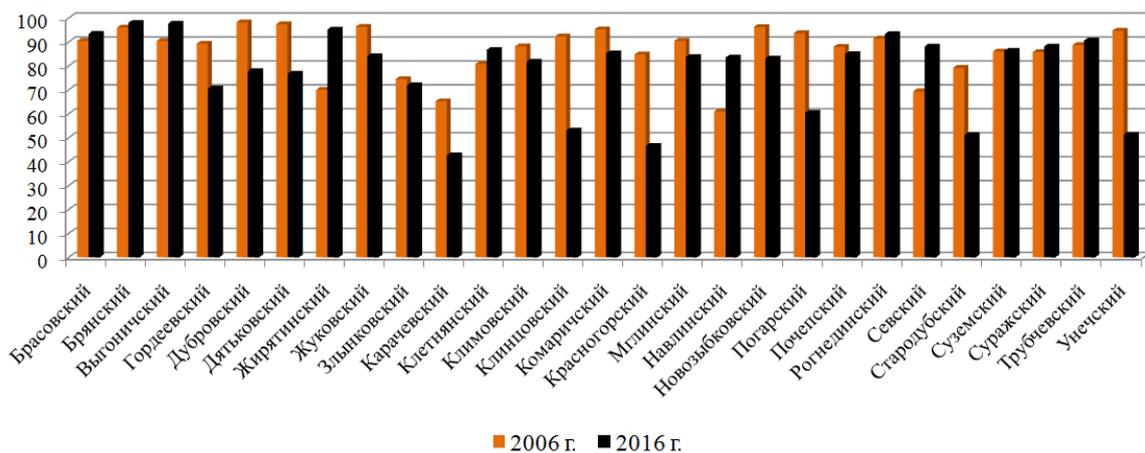


Рис.10. Изменение доли сельскохозяйственных организаций в валовом сборе зерна административного района Брянской области, % [1, 11]

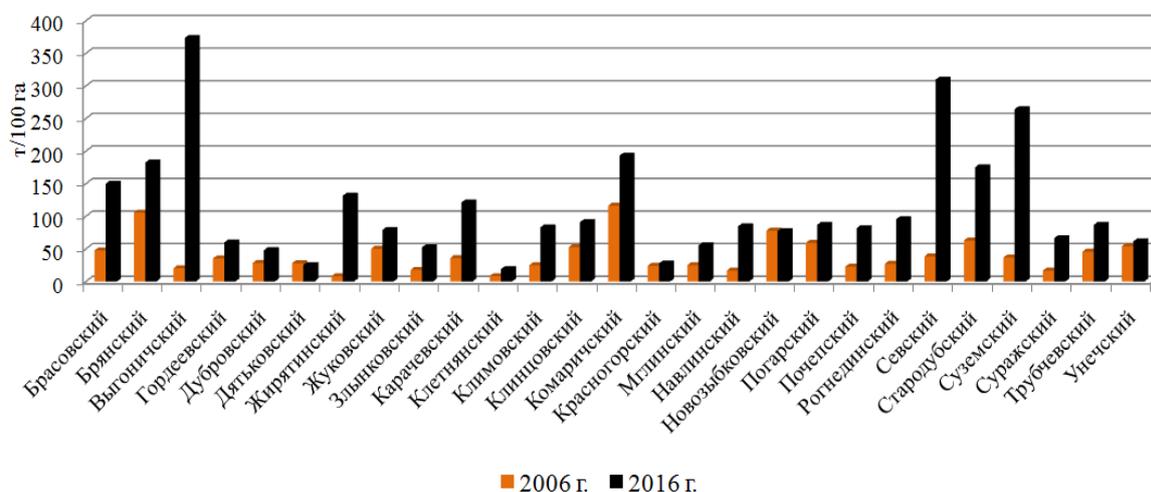


Рис. 11. Изменение производства зерна сельскохозяйственными организациями в расчете на 100 га пашни в разрезе административных районов Брянской области, тонн (рассчитано автором на основании данных [1, 2, 9, 11])

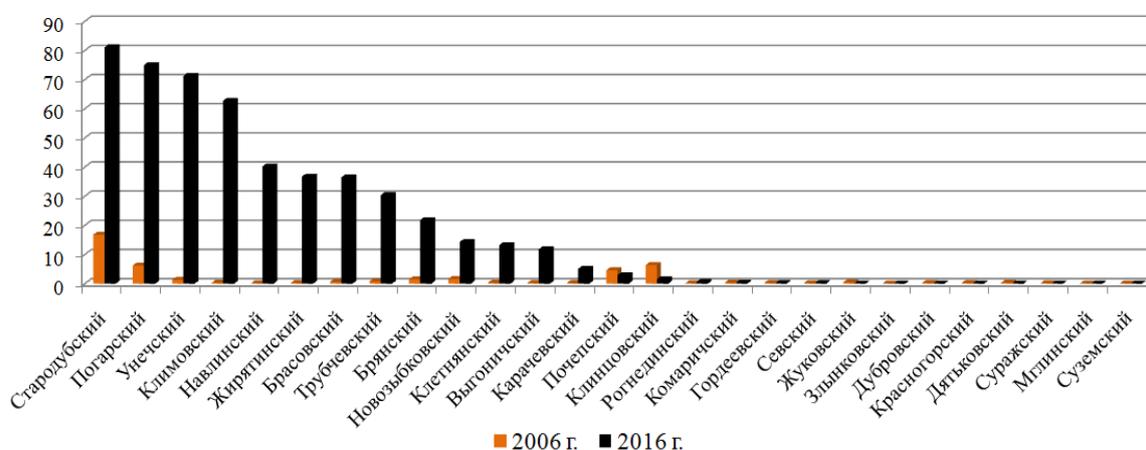


Рис. 12. Изменение валового сбора картофеля сельскохозяйственными организациями в разрезе административных районов Брянской области, тыс. т [1, 11]

Объем производства картофеля сельскохозяйственными организациями составил в 2016 г. 506,5 тыс. т, что значительно выше показателя 2006 г. (43,6 тыс. т) [1, 11]. Районы-лидеры: Стародубский, Погарский, Унечский и Климовский (рис. 12).

Доля организаций в валовом сборе картофеля выросла в 4,8 раза и составила в 2016 г. 37,8 %. В Брасовском, Жирятинском и Навлинском районах их доля в производстве картофеля была более 70 %. В 12 районах доля снизилась и наиболее существенно в Клинцовском районе (рис. 13).

Производство картофеля на 100 га пашни составило в среднем в 54,5 т (в 2006 г. – 4,4

т). Лидируют организации Унечского, Погарского и Жирятинского районов. В Клинцовском, Дятьковском, Жуковском, Красногорском, Мглинском, Почепском и Суражском районах производство картофеля на 100 га пашни сократилось (рис. 14).

Несмотря на незначительный рост объемов производства молока в сельскохозяйственных организациях (с 154,4 тыс. до 178,8 тыс. т), их доля в общем объеме производства области увеличилась с 40,5 до 61 %. И только в трех районах (Брасовском, Дятьковском, Карачевском и Суземском) их доля снизилась (рис. 15) [1, 11].

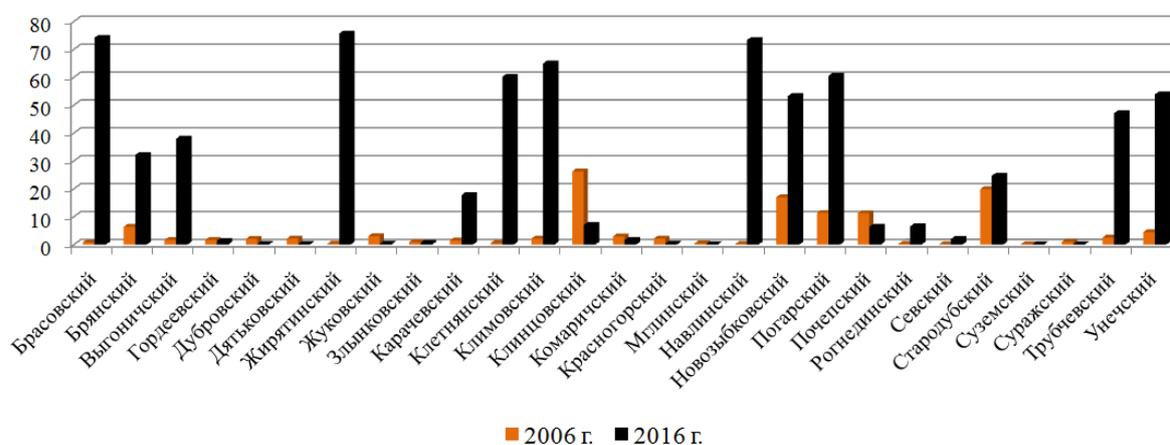


Рис. 13. Изменение доли сельскохозяйственных организаций в валовом сборе картофеля административных районов Брянской области, % [1, 11]

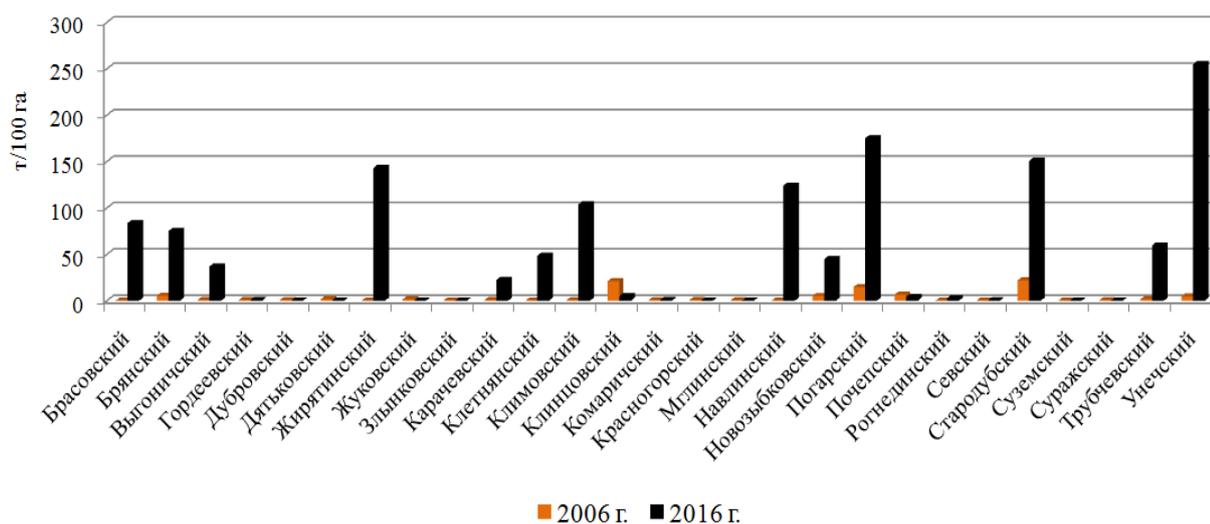


Рис. 14. Динамика производства картофеля сельскохозяйственными организациями в расчете на 100 га пашни в разрезе административных районов Брянской области, т (рассчитано автором на основании данных [1, 2, 9, 11])

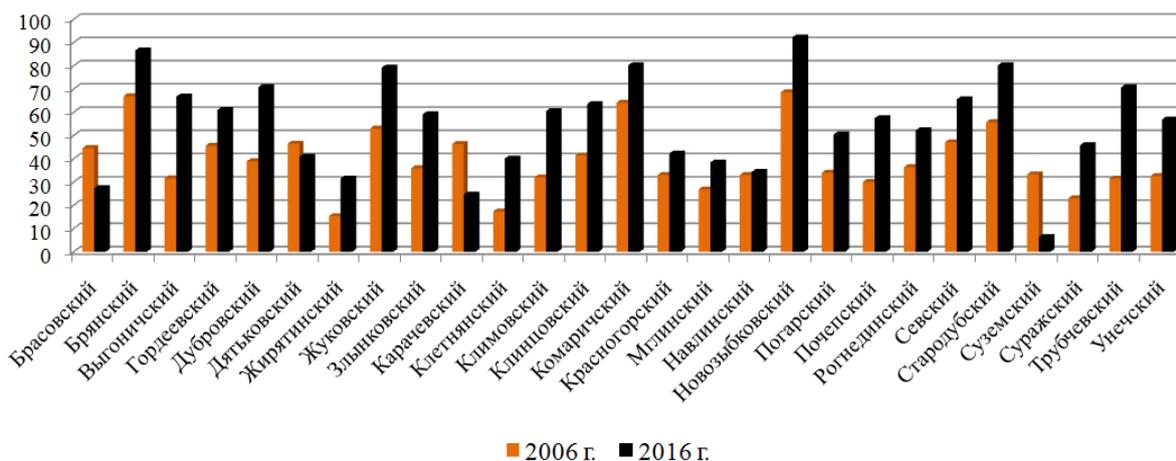


Рис. 15. Динамика доли сельскохозяйственных организаций в производстве молока административного района Брянской области, % [1, 11]

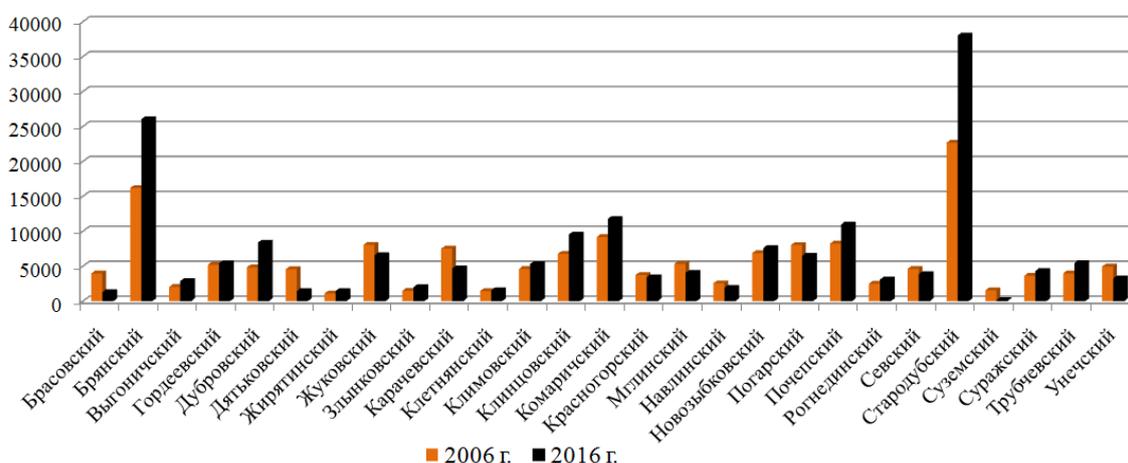


Рис. 16. Изменение производства молока сельскохозяйственными организациями в разрезе административных районов Брянской области, тонн [1, 11]

В 10 районах объемы производства молока сократились, смена «тройки» район-лидеров не произошла (рис. 16).

В расчете на 100 га сельскохозяйственных угодий производство молока в организациях составило 10,9 т и по сравнению с 2006 г. (9,0 т) существенно не изменилось. Лидеры по данному показателю Брянский и Стародубский районы. В 9 районах объемы производства на единицу угодий сократились (рис. 17).

За анализируемый период в организациях существенно выросли и объемы производства мяса (с 15,9 тыс. до 360 тыс. т), и их доля в производстве (в 3 раза, с 30 до 92 %) [1, 11].

В разрезе административных районов области изменения данных показателей представлены на рис. 18–19. За 10 лет произошла смена район-лидеров и рост доли организаций в производстве. Только в 5 районах их доля сократилась. В 2016 г. в пяти районах она составила более 90 %. Особенно заметен рост в Жирятинском, Выгоничском, Почепском, Карачевском и Трубчевском районах, что объясняется, в том числе, и деятельностью агрохолдинга «Мираторг».

Производство мяса на 100 га сельскохозяйственных угодий в среднем по области выросло с 0,9 до 22 т. И безусловным лидером стал Выгоничский район, занимавший в 2006 г. только 22 место (рис. 20).

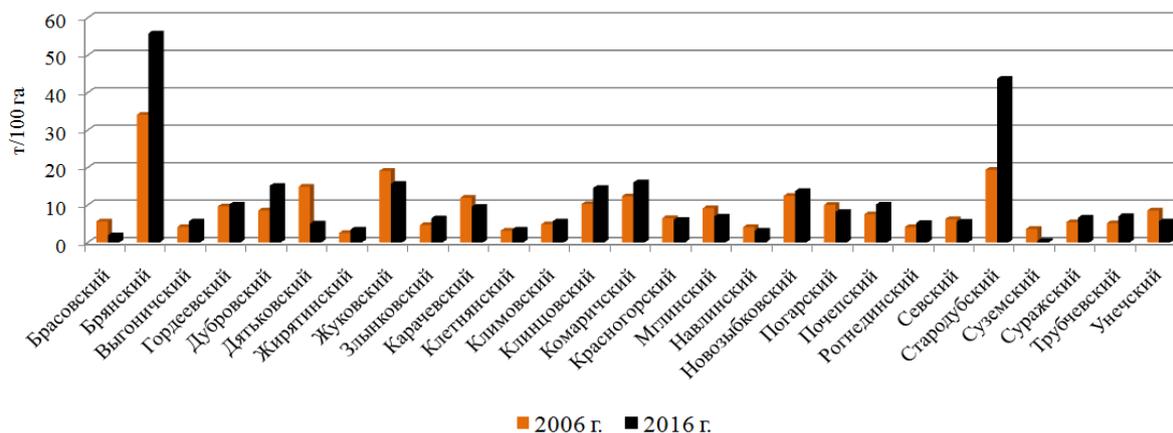


Рис. 17. Динамика производства молока в сельскохозяйственных организациях в расчете на 100 га сельскохозяйственных угодий в разрезе административных районов Брянской области, тонн (рассчитано автором на основании данных [1, 2, 9, 11])

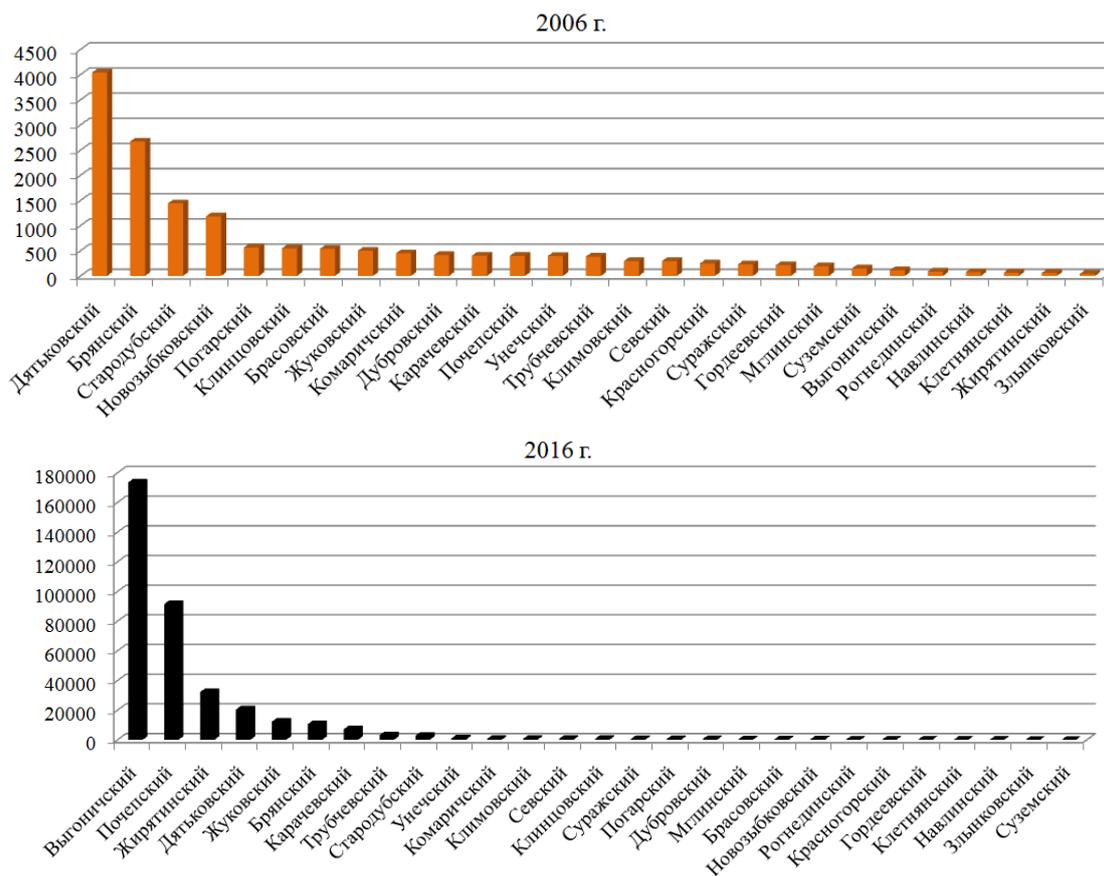


Рис. 18. Изменение производства мяса сельскохозяйственными организациями в разрезе административных районов Брянской области (в 2006 и 2016 гг.), тонн [1, 11]

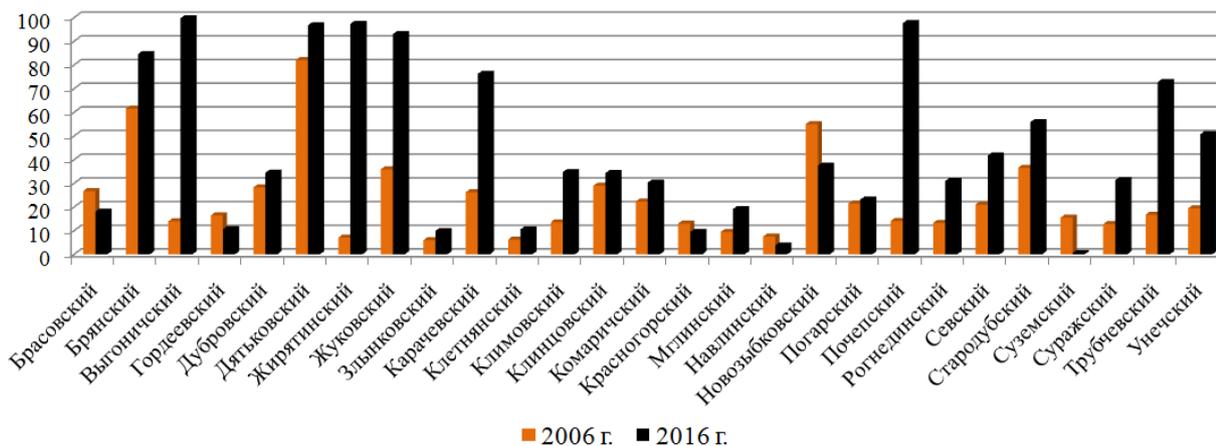


Рис. 19. Динамика доли сельскохозяйственных организаций в производстве мяса административного района Брянской области, % [1, 11]

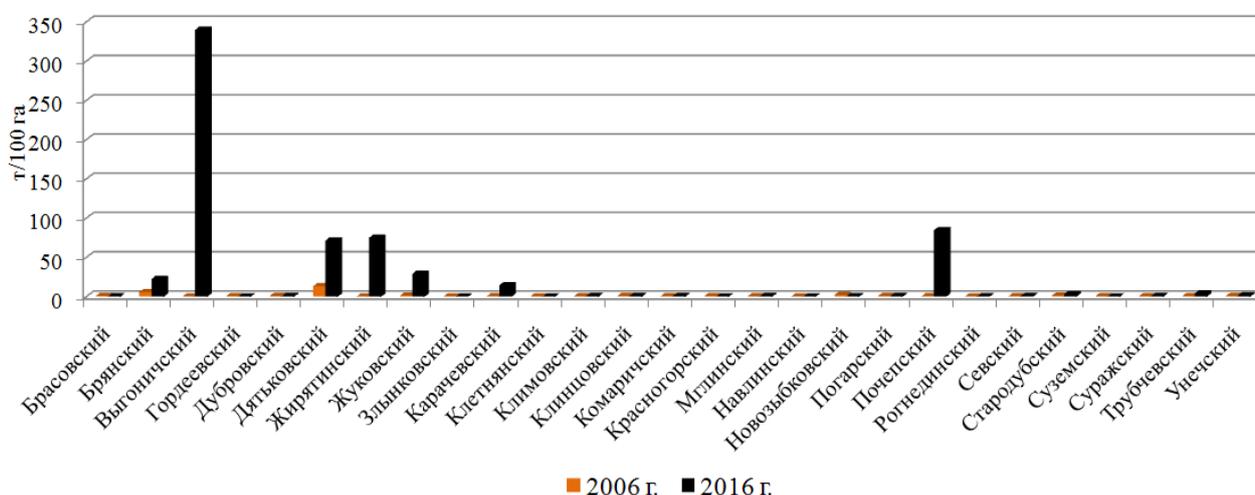


Рис. 20. Динамика производства мяса сельскохозяйственными организациями в расчете на 100 га сельскохозяйственных угодий в разрезе административных районов Брянской области, тонн (рассчитано автором на основании данных [1, 2, 9, 11])

Рейтинговый и индексный методы позволили ранжировать муниципальные районы области по уровню использования сельскохозяйственных угодий сельскохозяйственными организациями на пять групп. За анализируемый период уменьшилось (с 11 до 9) количество районов, в которых земли использовались сельскохозяйственными предприятиями высокоэффективно (рис. 21). Новозыбковский, Злынковский, Красногорский, Гордеевский, Клинцовский, Дятьковский, Погарский, Дубровский районы сменили группы эффективности в связи с ухудшением позиций по ряду показателей. Жирятинский, Выгоничский, Почепский, Климовский и Навлинский районы, наоборот, улучшив

показатели, перешли в группы высоко и средне эффективного землепользования.

Вывод.

В целом по Брянской области использование земель сельскохозяйственными организациями в производстве малоэффективно.

Низкий и очень низкий уровень использования земель особенно характерен для районов, расположенных на северо-западе, юго-западе и юго-востоке области. Как показывает анализ, влияние почвенно-климатических условий на эффективность землепользования весьма неоднозначно. Районы, входящие в один агропочвенный район и агроклиматический пояс, входят в

разные группы по эффективности землепользования. Например:

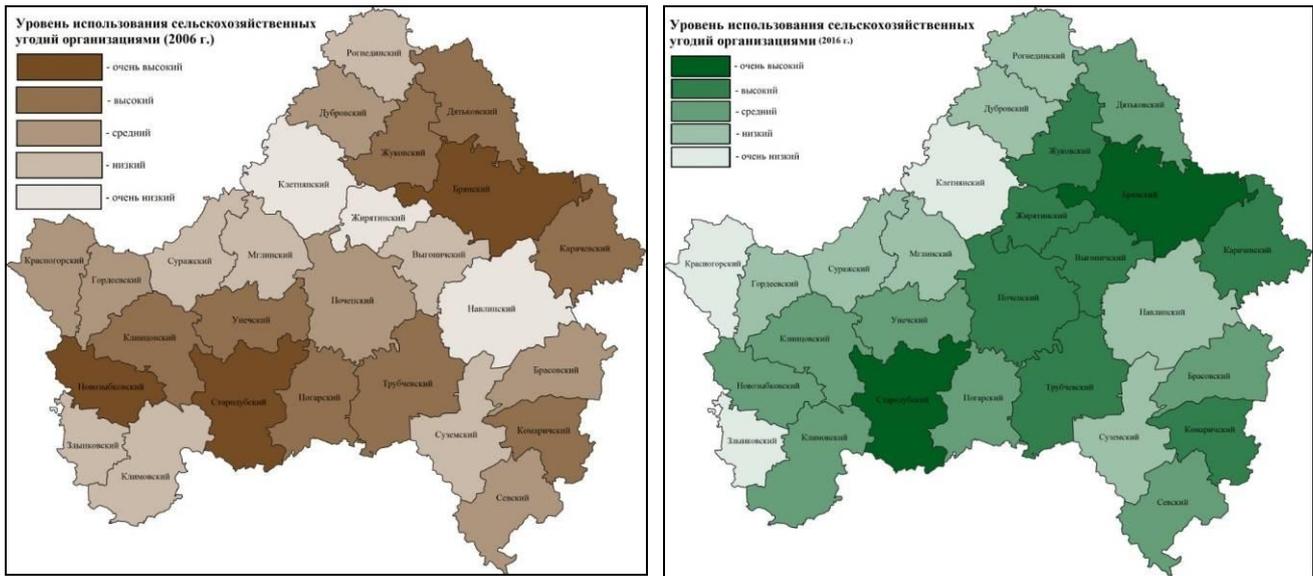


Рис. 21. Районы Брянской области по уровню использования сельскохозяйственных угодий организациями (в 2006 г. и 2016 г.) (составлено автором)

Стародубский и Погарский (Центральный правобережно-деснинский агропочвенный подрайон, южный агроклиматический пояс), Суземский и Комаричский (Центральный левобережно-деснинский агропочвенный подрайон, южный агроклиматический пояс), Рогнединский и Дятьковский (Северный агропочвенный подрайон и северный агроклиматический пояс) районы. В связи с чем можно констатировать, что контрастность в степени использовании угодий сельскохозяйственными организациями связана в большей степени с социально-экономическими факторами. И, в первую очередь, с обеспеченностью трудовыми, материальными и финансовыми ресурсами, в процессе взаимодействия которых реализу-

ется их интегральная способность производить высокие объемы сельскохозяйственной продукции [5].

Общая численность работников сельскохозяйственных организаций за анализируемый период сократилась на 3,5 тыс. человек и составила в 2016 г. 19741 чел., в том числе, 17306 чел., непосредственно занятых сельскохозяйственной деятельностью (из них доля постоянных работников – 95,2 % [6, 8]). В разрезе административных районов обеспеченность трудовыми ресурсами в динамике показана на рис. 22. Как видно, только в Выгоничском, Жуковском, Почепском, Рогнединском и Трубчевском районах численность работников сельскохозяйственных организаций выросла.

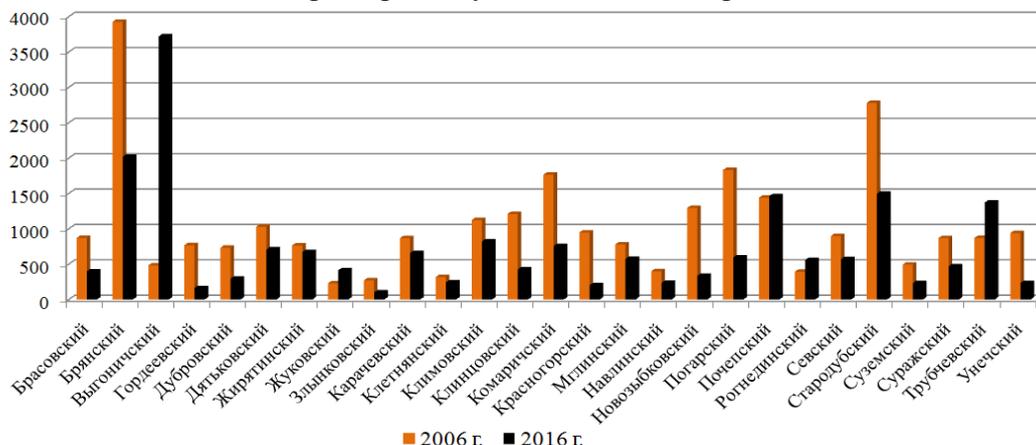


Рис. 22. Изменение численности работников сельскохозяйственных организаций в разрезе административных районов Брянской области, чел. [6, 8]

За 10 лет в сельскохозяйственных организациях существенно уменьшилось число тракторов (с 5251 до 3490 ед.), зерноуборочных (с 1409 до 618 ед.) и картофелеуборочных (с 330 до 136 ед.) комбайнов. Из них в

возрасте более 9 лет в 2016 г. было 46 % тракторов и 52 % комбайнов [7, 8].

Обеспеченность сельскохозяйственной техникой организаций в разрезе административных районов показана на рис. 23 и 24.

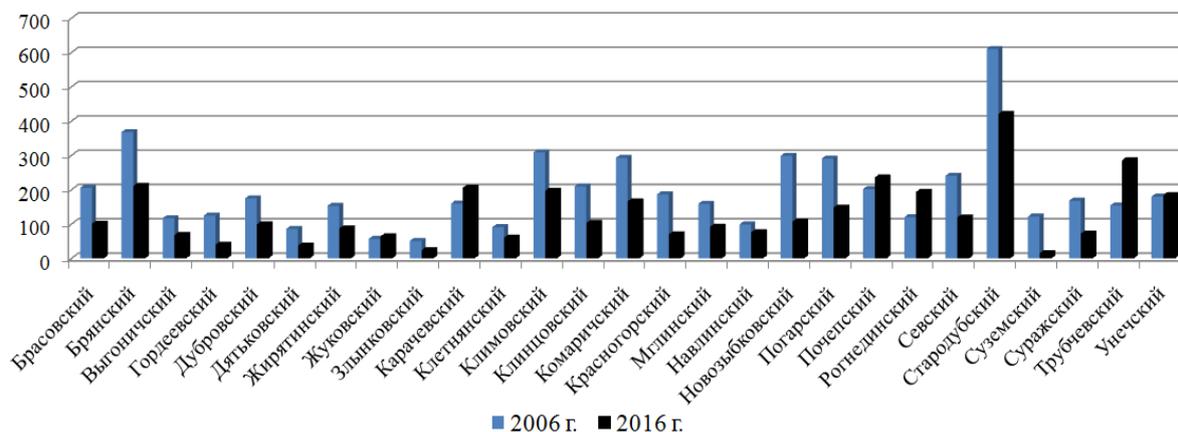


Рис. 23. Изменение числа тракторов в сельскохозяйственных организациях в разрезе административных районов Брянской области, штук [7, 8]

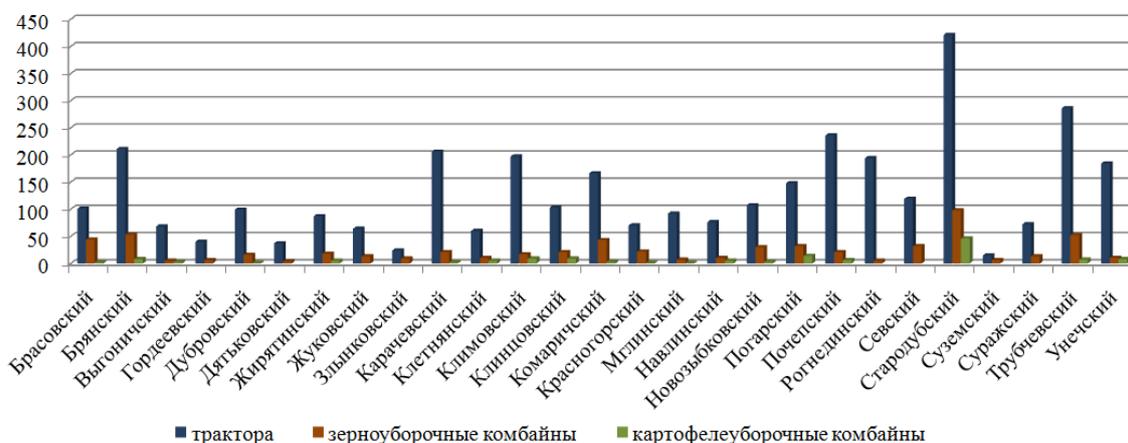


Рис. 24. Наличие тракторов и комбайнов в сельскохозяйственных организациях Брянской области (по состоянию на 01.01. 2017 г.), ед. [1, 11]

Число сельскохозяйственных организаций, получавших кредитные средства в 2015 году – 68 или 22,5 % от общего числа сельскохозяйственных организаций, осуществлявших сельскохозяйственную деятельность [6, 7]. Организации Гордеевского, Красногорского, Мглинский и Суражского районов кредитные средства не получали (рис. 25).

Число сельскохозяйственных организаций, получивших субсидии за счет средств федерального бюджета и/или субъекта в 2015

г. – 248, что составило 83 % от общего числа хозяйств области, осуществлявших сельскохозяйственную деятельность. Менее 70 % – организации Рогнединского, Злынковского, Климовского, Выгоничского, Жирятинского и Карачевского районов (рис. 26) [7].

Таким образом, в сельскохозяйственных организациях области происходит ухудшение материально-технической базы, наблюдается острый дефицит финансовых ресурсов, снижается трудовая активность сельско-

го населения. Ведение сельского хозяйства организациями, особенно в Клетнянском, Красногорском, Злынковском, Гордеевском, Навлинском, Суземском районах, распола-

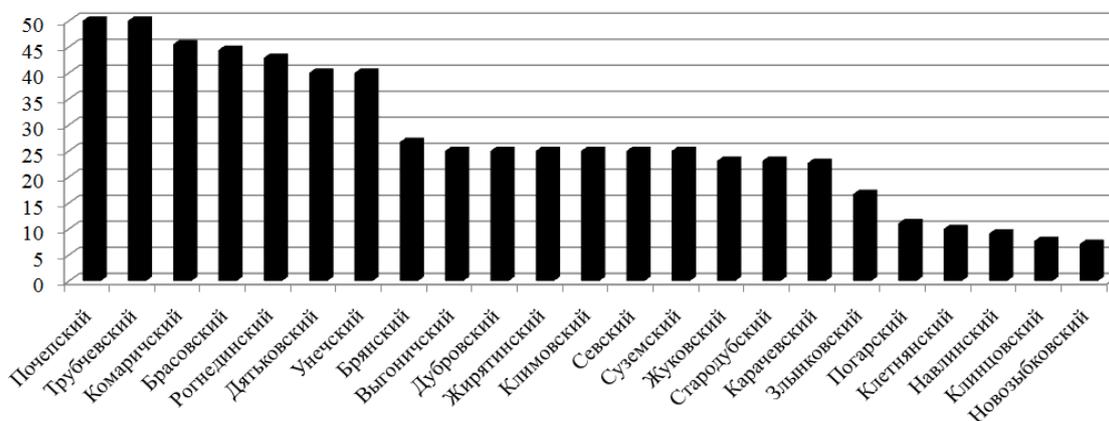


Рис. 25 – Число сельскохозяйственных организаций, получавших кредитные средства в 2015 году, в % от общего числа хозяйств, осуществлявших сельскохозяйственную деятельность [7]

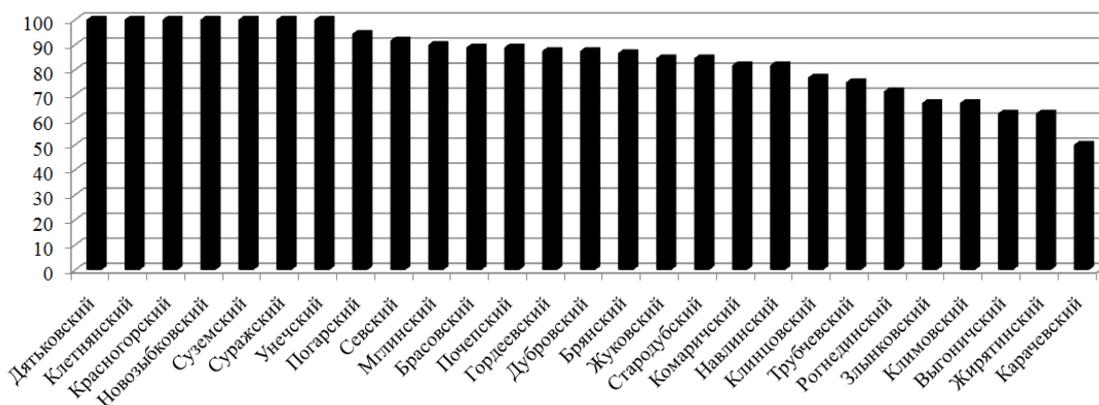


Рис. 26. Число сельскохозяйственных организаций, получивших субсидии за счет средств федерального бюджета и/или субъекта в 2015 г., в % от общего числа хозяйств, осуществлявших сельскохозяйственную деятельность [7]

гающих значительными площадями земель сельскохозяйственного назначения, можно охарактеризовать как экстенсивное – задействовано большое количество ресурсов, при этом отдача низкая. В связи с чем необходима интенсификация аграрного производства, являющаяся важнейшим фактором повышения эффективности производства и позво-

ляющая повысить выход продукции с каждого гектара.

Подобная дифференциация районов по эффективности землепользования требует принятия неотложных мер по территориальному совершенствованию и сбалансированному развитию аграрного землепользования в Брянской области.

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:

References

1. *Goroda i rajony Bryanskoj oblasti*: Stat. sb. Bryansk, 2018. 266 p. (In Russian)
2. *Doklad o sostoyanii i ispolzovanii zemel Bryanskoj oblasti v 2016 godu* [site]. Available: http://www.to32.rosreestr.ru/kadastr/gos_

http://www.to32.rosreestr.ru/kadastr/gos_mon_zem/isp_zemel/.

3. Долганова, М.В. Экономико-географический анализ сельскохозяйственного землепользования в Брянской области // Учёные записки Крымского федерального университета имени В. И. Вернадского. География. Геология. – 2018. – Том 4 (70). – № 2. – С. 56–65.

4. Долганова, М.В. Эколого-экономическая эффективность использования земли в сельском хозяйстве Брянской области в новых социально-экономических условиях // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. – №1. – С. 65–70.

5. Долганова, М.В. Эффективность сельскохозяйственного землепользования в разных категориях хозяйств Брянской области // Региональная экономика и управление: электронный научный журнал. – 2018. – №4(56). [Электронный ресурс]. – 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 статистики по Брянской области. – Брянск, 2018. – 177 с.

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. 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.

9. 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.: НИИ-

mon_zem/isp_zemel/. (In Russian)

3. Dolganova M.V. Ekonomiko-geograficheskiy analiz selskokhozyaystvennogo zemle-polzovaniya v Bryanskoy oblasti. *Uchenye 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-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.1. pp. 65-70. (In Russian)

5. Dolganova M.V. Effektivnost selskokhozyaystvennogo zemlepolzovaniya v raznykh kategoriyakh khozyaystv Bryanskoy oblasti. *Regionalnaya ekonomika i upravlenie*, 2018, No.4. 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 selskokhozyaystvennoy 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. 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)

9. *Prirodnye resursy i okruzhayushchaya sreda subektov Rossiyskoy Federatsii. Tsentralnyy Federalnyy okrug: Bryanskaya oblast*. Edited N.G. Rybalskiy, E.D. Samotesov, A.G. Mityukov. Moscow, NIA-Priroda, 2007. 1144 p. (In Russian)

10. Rasskazova A.A. *Ekonomicheskaya ef-*

Природа, 2007. – 1144 с.

10. Рассказова, А.А. Экономическая эффективность сельскохозяйственного землепользования в регионе (на материалах Московской области): автореферат дисс... канд. эконом. наук. Москва, 2006. – 28 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 // Вестник ИрГТУ. – 2011. - № 8 (55). – С. 71-76.

‡ *fektivnost selskokhozyaystvennogo zemlepolzovaniya v regione (na materialakh Moskovskoy oblasti)*. Diss. Cand. Sci. (Economics). Moskva, 2006. 28 p. (In Russian)

‡ 11. Selskoe khozyaystvo Bryanskoy oblasti: Stat. sb. Bryansk, Bryanskstat, 2017. 224 p.

‡ 12. Chernigova D.R. Rayonirovanie ekonomicheskikh parametrov agrarnogo proizvodstva dlya razlichnykh kategoriy predpriyatiy. *Vestnik IrGTU*, 2011, No.8, pp. 71-76. (In Russian)

УДК 622.023.23 : 539.4

МЕТОДИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ РАЗРАБОТКИ НОВОГО ЭКСПРЕСС-МЕТОДА
ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ ГОРНЫХ ПОРОД

METHODICAL ISSUES OF DEVELOPING A NEW EXPRESS METHOD FOR
DETERMINING THE STRENGTH OF PROPERTIES OF ROCK

Корнеев В.А., Гусев М.М.
Korneyev V.A., Gysev M.M.

Сибирский государственный индустриальный университет (Новокузнецк, Россия)
Siberian State Industrial University (Novokuznetsk, Russian Federation)

Аннотация. Статья посвящена разработке нового экспресс-метода определения прочностных свойств горных пород. В статье рассмотрены показатели механических свойств горных пород, наиболее часто используемые для решения горно-технологических задач в России. Решается вопрос о выборе показателей механических свойств горных пород, с которыми требуется установление корреляционной зависимости индекса, определяемого разрабатываемым экспресс-методом. Приведены иллюстрации используемого лабораторного оборудования и ссылки на его описание.

Ключевые слова: экспресс-метод, горная порода, прочность, коэффициент крепости, индентор.

Дата принятия к публикации: 08.11.2018
Дата публикации: 25.12.2018

Сведения об авторах:

Корнеев Виктор Александрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий лабораторией кафедры прикладных информационных технологий и программирования ФГБОУ ВО «Сибирский государственный индустриальный университет», korneev_va@list.ru.

Гусев Максим Михайлович – заведующий сектором отдела информационных технологий и электронного обучения ФГБОУ ВО «Сибирский государственный индустриальный университет», mx-border@bk.ru.

Определение прочностных свойств горных пород представляет собой важнейшую задачу, решаемую при проведении строительных и горных работ, разработке породоразрушающей техники и горного инструмента. Сведения, характеризующие сопротив-

Abstract. The article is devoted to the development of a new rapid method for determining the strength properties of rocks. A new express research method is required to meet industrial safety requirements in the operation of coal mines. The article describes the procedure for conducting research in accordance with the developed express method. The paper describes the form of the indenter used in research. The publication discusses the mechanical properties of rocks most frequently used to solve mining and technological problems in Russia. The article resolved made the choice of indicators of mechanical properties of rocks with which the establishment of a correlation dependence is required. The publication describes the used laboratory equipment. It includes a special device «PSSh 1» and a laboratory stand for determining the energy intensity of rock destruction. The «PSSh 1» makes it possible to determine the strength of rocks in wells.

Keywords: express method, rock, strength, coefficient of strength, indenter.

Date of acceptance for publication: 08.11.2018
Date of publication: 25.12.2018

Authors' information:

Victor A. Korneyev – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Laboratory of the Department of Applied Information Technologies and Programming at the Siberian State Industrial University, korneev_va@list.ru.

Maxim M. Gysev – Head of Sector for Information Technology and E-Learning of the Siberian State Industrial University, mx-border@bk.ru.

ляемость горной породы разрушению, являются базовыми параметрами, лежащими в основе принятия различных технических и технологических решений.

Зачастую, определение механических свойств массива горных пород требуется

осуществлять с определенной периодичностью [1-3] и высокой степенью оперативности. Известные лабораторные методы не дают такой возможности, в связи с чем, в производстве нашли широкое применение различные экспресс-методы.

В зарубежной горной практике к ним можно отнести методы исследования молотком Шмидта (Method for Determination of the Schmidt Hammer) [4,5], склероскопом Шора (Method for Determination of the Shore Scleroscope) [5,6], пенетрометром (Method for the Needle Penetration Test) [7], а также приложением точечной нагрузки (Method for Determination of the Point Load Strength Index of Rock) [8]. Все выше названные методы регламентируются стандартами Международного общества механики горных пород (ISRM).

В отечественной науке для проведения оперативного исследования свойств горных пород используются экспресс-методы определения коэффициента крепости по шкале проф. М.М. Протодяконова (ГОСТ 21153.1-75) и определения контактной прочности (ГОСТ Р 50834-95).

Анализ достоинств и недостатков отечественных и зарубежных методов [9] показал необходимость разработки принципиально нового экспресс-метода определения прочностных свойств горных пород. Достоинством этого метода является возможность проведения измерений как в скважинах, так и на образцах, а также наличие аналитического механизма интерпретации измеряемых параметров на основании решения контактной задачи [10,11].

В основе предлагаемого экспресс-метода лежит измерение усилия, необходимого для вдавливания индентора специальной формы в образец горной породы или стенку скважины, пробуренной в исследуемом массиве. На основании фиксируемого усилия, при котором происходит выкол горной породы под индентором, далее вычисляются стандартные прочностные характеристики горной породы.

Как известно, отечественная научная школа базируется на шкале крепости горных пород, предложенной проф. М.М. Протодя-

коновым. Коэффициент крепости является основным связующим показателем, комплексно сочетающим в себе другие прочностные характеристики пород, поэтому при разработке экспресс-метода необходимо в обязательном порядке установить с ним корреляционную связь. В настоящий момент в отечественных государственных стандартах, регламентирующих определение свойств горных пород, коэффициент крепости предлагается определять методом толчения по ГОСТ 21153.1-75. Следует отметить, что в своей монографии [12], посвященной разработке нового метода определения показателя сопротивляемости горных пород приповерхностному разрушению, названному авторами контактной прочностью, Л.И. Барону и Л.Б. Глатману не удалось выявить наличие корреляции между крепостью по методу толчения и контактной прочностью. Показатель контактной прочности является по своей физической сущности достаточно близким к параметру, определяемому в соответствии разрабатываемым экспресс-методом. В связи с этим можно предположить, что установление связи с коэффициентом крепости по ГОСТ 21153.1-75 может быть также затруднительно. Исходя из этого, одним из показателей, с которыми должна быть определена корреляционная связь, является также предел прочности при одноосном сжатии (ГОСТ 21153.3-85). Установление такой зависимости позволит перейти от частного параметра, определяемого в соответствии с разрабатываемым экспресс-методом, к прямому стандартному показателю сопротивляемости горной породы разрушению, а также позволит оценить связь с коэффициентом крепости горной породы по шкале проф. М.М. Протодяконова, определенным методом раздавливания кернов.

Еще одним показателем, исследование взаимосвязи с которым представляет значительный интерес, является контактная прочность [12]. Огромный экспериментальный материал и выводы, сделанные на его основе Л.И. Бароном, Л.Б. Глатманом и другими учеными [13-16], позволяют использовать этот показатель для расчета параметров работы горного инструмента. Установление

корреляционной зависимости с контактной прочностью дополнит и адаптирует к современным условиям теоретическую базу, созданную выше названными учеными.

Известно, что для расчета горной техники и выбора способа разрушения горной породы требуется помимо прочностных характеристик также наличие сведений о минимальных удельных затратах энергии на разрушение породы, т.е. энергоемкости. В науке и практике известны различные прямые методы определения энергоемкости, сущность которых заключается в достижении разрушения определенного объема горной породы инденторами, пуансонами, сбрасываемым грузом и т.п. с дальнейшим вычислением объемов разрушения и необходимой для этого энергии. Наиболее применимым среди них является метод, реализуемый в соответствии со способом [17], который позволяет оценивать удельные энергетические затраты в зависимости от размеров разрушенной части горной породы наименее энергозатратным способом разрушения - раздавливанием пуансоном. Установление взаимосвязи между показателем, определяемым в соответствии с разрабатываемым экспресс-методом, и энергоемкостью, вычисляемой по способу [17], позволит использовать сведения о сопротивляемости горной породы хрупкому разрушению для оперативной оценки энергетических затрат на разрушение массива, выбора требуемого горного инструмента и оборудования.

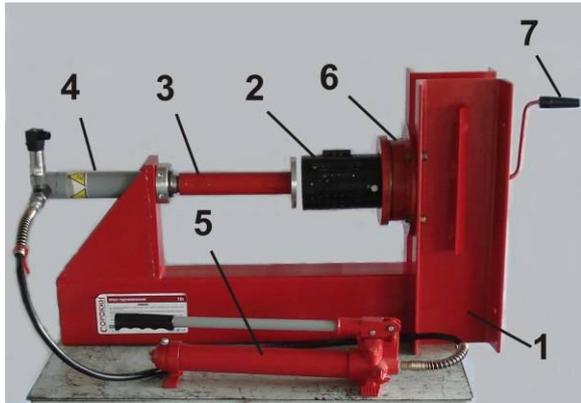
Определение свойств горных пород в соответствии с разрабатываемым экспресс-методом на поверхности образцов предполагается производить на ручном гидравлическом прессе. Для проведения исследований в скважинных условиях было разработано специальное устройство «Прочностномер ПСШ-1» (рис. 1). Устройство «Прочностномер ПСШ-1» позволяет реализовывать механизм контактного разрушения стенки скважины индентором за счет использования малогабаритного измерительного гидравлического цилиндра 1 оригинальной конструкции. Подача давления в гидравлический цилиндр 1 осуществляется с помощью ручного насоса 2 по рукаву 3. В процессе проведения

измерений система сбора данных устройства «Прочностномер ПСШ-1» фиксирует давление в гидравлической системе и положение индентора, что позволяет получать диаграмму «напряжение-деформация» при вдавлении индентора. Более подробно устройство прибора представлено в [18, 19].



Рис. 1. Устройство «Прочностномер ПСШ-1»

Для определения минимальных удельных энергетических затрат на разрушение горной породы в соответствии со способом [17], был разработан специальный лабораторный стенд (рис. 2). Конструктивно он состоит из станины 1, перфорированного стакана 2, в котором располагаются испытуемые образцы горной породы, пуансона 3, приводимого в движение нагрузочным гидроцилиндром 4 за счет ручного насоса 5 (рис. 2, а). Перфорированный стакан 2 размещается на станине 1 посредством опоры 6, в которой расположен радиально-упорный подшипник, обеспечивающий вращение перфорированного стакана 2 ручкой 7 для удаления разрушенной горной породы. Управление размерами продуктов разрушения горной породы осуществляется за счет съемных перфорированных стаканов (рис. 2, б), диаметр отверстий в которых определяет степень, до которой будет разрушена испытуемая горная порода. Более подробное описание конструкции лабораторного стенда и используемого программного обеспечения приведено в [20].



а)



б)

Рис. 2. Лабораторный стенд для определения энергоемкости разрушения горной породы: а – общий вид; б – варианты используемых стаканов

Предварительная апробация разработанного экспресс-метода осуществлялась на блоке с имитацией скважины, изготовленном из мелкозернистого бетона с известной величиной предела прочности на одноосное сжатие. Мелкозернистый бетон имел следующий состав (мас. %):

- портландцемент (М400) - 19...20;
- песок (М200; класс В12,5; модуль крупности $M_{кр.}=2,0$) - 57...58;
- вода - 23.

Для изготовления блока использовалась специально разработанная опалубка (рис. 3, а). На рис. 3, а цифрами обозначены:

- 1 – бетонный блок;
- 2 – распалубленная опалубка;
- 3 – трубный элемент, имитирующий скважину;
- 4 – специальное приспособление для извлечения из блока трубного элемента.

Определение предела прочности на одноосное сжатие мелкозернистого бетона осуществлялось на контрольных образцах размерами 10×10×10 см (рис. 3, б) из аналогичной бетонной смеси. Исследования проводились на сертифицированном испытательном комплексе ИК-500.01 (рис. 4). Срок набора прочности бетонного блока и контрольных образцов составил 28 суток.



а)



б)

Рис. 3. Апробация разработанного экспресс-метода: а – блок с имитацией скважины; б – контрольные образцы мелкозернистого бетона

При проведении испытаний в скважине использовался индентор в виде усеченного конуса с закругленной контактной частью диаметром 1,6 мм, изготовленный из твердого сплава ВК-6. Диаграмма вдавливания индентора в стенку скважины, полученная с карты памяти устройства «Прочностномер ПСШ-1», и фотография используемого индентора приведены на рис. 5.

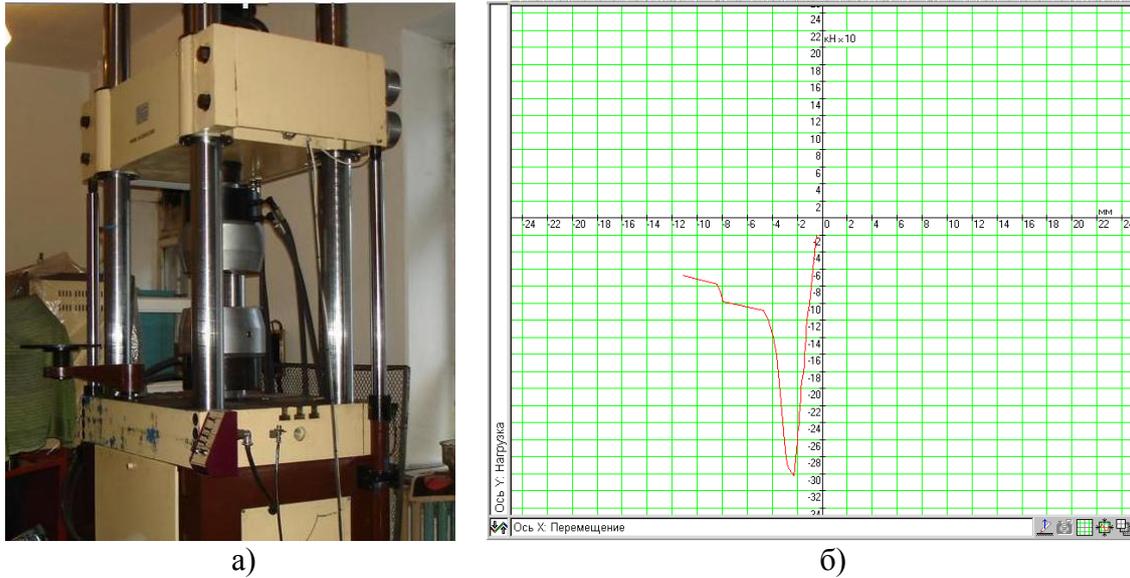


Рис. 4. Определение механических свойств контрольных образцов: а – испытательный комплекс ИК-500.01; б – график «напряжение-деформация» контрольного образца из мелкозернистого бетона



Рис. 5. Исследование бетонного блока экспресс-методом: а – диаграмма вдавливания индентора в стенку скважины в бетонном блоке; б – используемый индентор

Определение предела прочности бетона на одноосное сжатие на основании диаграмм

вдавливания осуществлялось с помощью специально разработанного пакета программ «Индентирование» v1.0 [21], позволяющего рассчитывать свойства твердых тел, исходя из усилия, необходимого для их контактного разрушения инденторами различной формы, а также объема лунки под индентором. В основе программы лежит моделирование разрушения твердого тела методом конечных элементов. Особенностью реализации пакета программ «Индентирование» v1.0 является использование авторского алгоритма расчета, обеспечивающего параллельное решение системы линейных уравнений методом исключения Гаусса применительно к сильно разреженным матрицам, имеющим ленточное строение [22].

Исходными данными для расчета служили форма индентора, усилие, при котором произошло контактное разрушение бетона, и объем лунки выкола. Среднее значение усилия на инденторе при 20 опытах составило 10625,53 Н, объем лунки - 3,43 мм³. Результаты расчета в пакете программ «Индентирование» v1.0 показали, что предел прочности на одноосное сжатие бетона равен 23,8 МПа. Полученный результат достаточно близок к определению этого показателя стандартным методом при испытании контрольных образцов. Предел прочности на одноосное сжатие бетона, определенный на ис-

пытательном комплексе ИК-500.01, составил 28 МПа.

Предварительная апробация разработанного экспресс-метода показала его практическую применимость и возможность использования для определения прочности горных пород в окрестности подземных горных выработок и планирования буровзрывных работ. В дальнейшем авторами предполагается проведение исследований, направленных на установление эмпирических зависимостей, связывающих прочностные свойства горной породы с показателями ее контактного разрушения инденторами различной формы.

Есть основания предполагать, что использование индентора в форме усеченного конуса с закругленной контактной частью (рис. 5, б) не всегда будет способно обеспечивать достаточную точность измерений в случае исследования крупнозернистых пород. В связи с этим, наиболее приемлемой может считаться форма индентора, способствующая охвату значительного количества зерен горной породы. Один из вариантов такого индентора приведен на рис. 6.

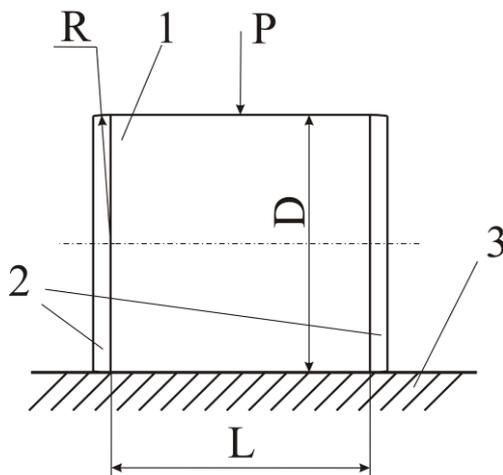


Рис. 6. Вариант индентора для реализации разработанного экспресс-метода определения прочностных свойств горных пород

На рис. 6 обозначено:

1 - тело индентора, выполненное в виде прямого кругового цилиндра диаметром D , равным его длине L ;

2 - торцы индентора, имеющие закругления радиусом R , равным радиусу прямого

кругового цилиндра, составляющего тело 1 индентора;

3 – испытываемая горная порода;

P – усилие, прикладываемое к индентору.

Воздействие индентора на разрушаемую породу 3 осуществляется по образующей прямого кругового цилиндра, составляющего тело 1 индентора.

Достоинством такого индентора является возможность достижения его внедрения в испытываемую горную породу при меньшем усилии в сравнении с инденторами с плоской контактной поверхностью. Этот эффект обусловлен тем, что на начальном этапе проведения измерения взаимодействие индентора с горной породой осуществляется лишь по тонкой полосе контакта. Эта особенность также обеспечивает охват требуемого количества зерен горной породы для достижения приемлемой точности измерения (в сравнении с цилиндросферическими и коническими инденторами), и позволяет проводить исследование в скважинах, где не могут применяться инденторы с плоской контактной поверхностью.

Выполнение торцов индентора с закруглениями позволяет исключить наличие концентратора напряжений. В результате этого становится возможным получать приемлемые результаты измерения без основательного обеспечения параллельности образующей цилиндра и горной породы.

Дальнейшее проведение исследований планируется производить как на образцах горных пород в лабораторных условиях, так и на обнажениях массивов, расположенных в различных районах Кемеровской области. Бурение горной породы для получения керна и формирования скважин различного диаметра будет осуществляться установкой алмазного бурения Proalmaz PRO160LED-N. Для электроснабжения буровой установки и научного оборудования в полевых условиях будет использоваться бензиновый генератор Fubag BS 7500. Для проведения исследований в лабораторных условиях к настоящему моменту заготовлены образцы горной породы, включающие в себя уголь, белый и розовый мрамор, песчаник, песчанистый алевролит, известняк, мраморизованный известняк.

Статья выполнена при финансовой поддержке гранта Президента Российской Федерации

Федерации для молодых российских ученых-кандидатов наук № МК-6689.2018.8

Список литературы

1. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Инструкция по расчету и применению анкерной крепи на угольных шахтах». Серия 05. Выпуск 42. – М.: ЗАО «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности», 2015. – 186 с.
2. Инструкция по безопасному ведению горных работ на шахтах, разрабатывающих угольные пласты, склонные к горным ударам (РД 05-328-99). Предупреждение газодинамических явлений в угольных шахтах: Сборник документов. Серия 05. Выпуск 2. – М.: ЗАО «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности», 2011. – 304 с.
3. Инструкция по безопасному ведению горных работ на пластах, опасных по внезапным выбросам угля, (породы) и газа (РД 05-350-00). Предупреждение газодинамических явлений в угольных шахтах: Сборник документов. Серия 05. Выпуск 2. – М.: ЗАО «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности», 2011. – 304 с.
4. Aydin A. ISRM Suggested Method for Determination of the Schmidt Hammer Rebound Hardness: Revised Version // International Journal of Rock Mechanics & Mining Sciences. 2009. V 46. P. 627–634.
5. Suggested Methods for Determining Hardness and Abrasiveness of Rocks // International Journal of Rock Mechanics and Mining Science & Geomechanics Abstracts. 1978. V. 15. P. 89-97.
6. Rabia H, Brook N. Technical Note The Shore Hardness of Rock // International Journal of Rock Mechanics and Mining Science & Geomechanics Abstracts. 1979. V. 16. P. 335-336.
7. ISRM Suggested Method for the Needle Penetration Test / Ulusay R et al. // Journal Rock Mechanics and Rock Engineering. 2014. V. 47. P. 1073-1085.

References

1. *Federaljnih normih i pravila v oblasti promishlennoj bezopasnosti «Instrukciya po raschetu i primeneniyu ankernoy krepki na ugoljnikh shakhtakh»*. Seriya 05. Vihpusk 42 [Federal norms and rules in the field of industrial safety «Instructions for the calculation and use of anchor lining in coal mines» Series 05. Issue 42]. Moskva, ZAO «Nauchno-tekhnicheskij centr issledovaniy problem promishlennoj bezopasnosti», 2015. 186 p. (In Russian)
2. *Instrukciya po bezopasnomu vedeniyu gornikh rabot na shakhtakh, razrabatihvayutikh ugoljnih plastih, sklonnih k gornim udaram (RD 05-328-99). Preduprezhdenie gazodinamicheskikh yavleniy v ugoljnikh shakhtakh: Sbornik dokumentov. Seriya 05. Vihpusk 2* [Instructions for safe mining in mines that develop coal seams that are prone to rock bursts (RD 05-328-99). Warning of gas-dynamic phenomena in coal mines: Collection of documents. Series 05. Issue 2]. Moskva, ZAO «Nauchno-tekhnicheskij centr issledovaniy problem promishlennoj bezopasnosti», 2011. 304 p. (In Russian)
3. *Instrukciya po bezopasnomu vedeniyu gornikh rabot na plastakh, opasnikh po vnezapnim vihbrozam uglya, (porodih) i gaza (RD 05-350-00). Preduprezhdenie gazodinamicheskikh yavleniy v ugoljnikh shakhtakh: Sbornik dokumentov. Seriya 05. Vihpusk 2* [Instructions for the safe conduct of mining operations in formations hazardous from sudden outbursts of coal, (rock) and gas (RD 05-350-00). Prevention of gas-dynamic phenomena in coal mines: Collection of documents. Series 05. Issue 2]. Moskva, ZAO «Nauchno-tekhnicheskij centr issledovaniy problem promishlennoj bezopasnosti», 2011. – 304 p. (In Russian)
4. Aydin A. ISRM Suggested Method for Determination of the Schmidt Hammer Rebound Hardness: Revised Version. *International Journal of Rock Mechanics & Mining*

8. Suggested Method for Determining Point Load Strength // *International Journal of Rock Mechanics and Mining Science & Geomechanics Abstracts*. 1985. V. 22. P. 51-60.
9. Корнеев, В.А. Обоснование и разработка нового экспресс-метода определения прочностных свойств горных пород / В.А. Корнеев // *Наукоемкие технологии разработки и использования минеральных ресурсов: материалы Межд. научн.-практ. конф. - Новокузнецк, СибГИУ, 2018. - С. 252-255.*
10. Штаерман, И.Я. Контактная задача теории упругости / И.Я. Штаерман. – М.: Гостехиздат, 1949. – 271 с.
11. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. II / С.Д. Пономарев [и др.]; под ред. С.Д. Пономарева. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1958. – 974 с.
12. Барон, Л. И. Контактная прочность горных пород / Л.И. Барон, Л.Б. Глатман. – М.: Недра, 1966. – 227 с.
13. Барон, Л.И. Разрушение горных пород проходческими комбайнами. Научно-методические основы. Разрушение резцовым инструментом / Л.И. Барон, Л.Б. Глатман, Е. К. Губенков. – М.: Наука, 1968. – 216 с.
14. Барон, Л.И. Разрушение горных пород проходческими комбайнами. Разрушение шарошками / Л.И. Барон, Л.Б. Глатман, С.Л. Загорский. – М.: Наука, 1969. – 152 с.
15. Барон, Л.И. Разрушение горных пород проходческими комбайнами. Разрушение тангенциальными инструментами / Л.И. Барон. – М.: Наука, 1973. – 172 с.
16. Крапивин, М.Г. Горные инструменты / М.Г. Крапивин. – М.: Недра, 1979. – 264 с.
17. А.с. 1173826 СССР, МКИ³ E21C 39/00. Способ Л.Т. Дворникова – Н.И. Наумкина определения энергоемкости разрушения горных пород и устройство для его реализации / Дворников Л.Т., Наумкин Н.И. – № 3665714/03; заявлено 25.11.83; опубл. 10.08.2015, Бюл. № 22.
18. Пугачев, Е.В. Методика оценки прочности горных пород в окрестностях скважины, пробуренной из горной выработки / Е.В. Пугачев, В.А. Корнеев, П.А. Корнеев // *Вестник Сибирского государственного университета. 2009. V 46. P. 627–634.*
5. Suggested methods for determining hardness and abrasiveness of rocks. *International Journal of Rock Mechanics and Mining Science & Geomechanics Abstracts*. 1978. V. 15. P. 89-97.
6. Rabia H, Brook N. Technical Note The Shore Hardness of Rock. *International Journal of Rock Mechanics and Mining Science & Geomechanics Abstracts*. 1979. V. 16. P. 335–336.
7. Ulusay R. et al. ISRM Suggested Method for the Needle Penetration Test. *Journal of Rock Mechanics and Rock Engineering*. 2014. V. 47. P. 1073–1085.
8. Suggested method for determining point load strength. *International Journal of Rock Mechanics and Mining Science & Geomechanics Abstracts*. 1985. V. 22. P. 51-60.
10. Korneev V.A. Justification and development of a new rapid method for determining the strength properties of rocks. *Naukoemkie tekhnologii razrabotki i ispoljzovaniya mineraljnykh resursov* [High technology development and use of mineral resources]. Novokuzneck, SibGIU, 2018, pp. 252-255. (In Russian)
11. Shtaerman I.Ya. *Kontaktnaya zadacha teorii uprugosti* [The contact problem of the theory of elasticity]. Moscow, Gostekhizdat, 1949. 271 p. (In Russian)
12. Ponomaryov S.D., Biderman V.L., Likharev K.K., Makushkin V.M., Malinin N.N. Feodosjev V.I. *Raschety na prochnost v mashinostroenii. Tom II* [Strength calculations in mechanical engineering. Volume II]. Moscow, Gosudarstvennoe nauchno-tekhnicheskoe izdatelstvo mashinostroitelnoy literatury, 1958. 974 p. (In Russian)
13. Baron L.I., Glatman L.B. *Kontaktnaya prochnost gornykh porod* [Contact strength of rocks]. Moskva, Nedra, 1966. 227 p. (In Russian)
14. Baron L.I., Glatman L.B., Gubenkova E.K. *Razrushenie gornykh porod prokhodcheskimi kombaynami. Nauchno-metodicheskie osnovy. Razrushenie rezcovym instrumentom* [The destruction of rocks roadheaders. Scientific and methodological foundations. Destruction with a tool]. Moscow, Nauka, 1968. 216 p. (In Russian)

венного индустриального университета. – 2015. – № 2 (12). – С. 42–45.

19. Корнеев, В.А. Устройство для определения прочностных свойств горных пород экспресс-методом / В.А. Корнеев // Автоматизация и измерения в машиноприборостроении. – 2018. – № 4. – С. 88-94.

20. Дворников, Л.Т. Энергоемкость процесса разрушения горных пород как основной критерий оценки эффективности конструкций породоразрушающего инструмента / Л.Т. Дворников, В.И. Клишин, С.М. Никитенко, В.А. Корнеев, К. Климович // Наукоемкие технологии разработки и использования минеральных ресурсов: материалы Межд. научн.-практ. конф. - Новокузнецк, СибГИУ, 2016. – С. 540-545.

21. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2012612864 РФ. «Индентирование» v1.0 / Корнеев В. А. – № 2012610794; заявл. 08.02.2012; опубл. 22.03.2012. – 1 с.

22. Корнеев, В. А. Реализация высокопроизводительных методов вычислений в задачах геомеханики / В. А. Корнеев // ГИАБ. – 2012. – № 2. – С. 383 – 385.

15. Baron L.I., Glatman L.B., Zagorskiy S.L. *Razrushenie gornihkh porod prokhodcheskimi kombayjami. Razrushenie sharoshkami* [The destruction of rocks roadheaders. Destruction by cones]. Moscow, Nauka, 1969. 152 p. (In Russian)

16. Baron L.I. *Razrushenie gornihkh porod prokhodcheskimi kombayjami. Razrushenie tangencialnihmi instrumentami* [The destruction of rocks roadheaders. Tangential tool destruction]. Moscow, Nauka, 1973. 172 p. (In Russian)

17. Krapivin M.G. *Gornihe instrumentih* [Mining tools]. Moscow, Nedra, 1979. 264 p. (In Russian)

18. Certificate of authorship SU 1173826. *Sposob L.T. Dvornikova – N.I. Naumkina opredeleniya ehnergoemkosti razrusheniya gornihkh porod i ustroyjstvo dlya ego realizacii* [Method L.T. Dvornikov - N.I. Naumkin determine the energy intensity of the destruction of rocks and device for its implementation]. Dvornikov L.T., Naumkin N.I. Declared 25.11.83. Published 10.08.2015. Bulletin No. 22. (In Russian)

19. Pugachev E.V., Korneev V.A., Korneev P.A. Method of assessing the strength of rocks in the vicinity of the well drilled from the mine workings. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo industrialjnogo universiteta*, 2015, No. 2 (12), pp. 42–45. (In Russian)

20. Korneev V.A. Device for determining the strength properties of rocks by the express method. *Avtomatizaciya i izmereniya v mashino-priborostroenii*, 2018, No. 4, pp. 88-94. (In Russian)

21. Dvornikov L.T., Klishin V.I., Nikitenko S.M., Korneev V.A., Klimkovich K. The energy intensity of the process of destruction of rocks as the main criterion for evaluating the effectiveness of structures rock cutting tool. *Naukoemkie tekhnologii razrabotki i ispolzovaniya mineralnihkh resursov* [High technology development and use of mineral resources]. Novokuzneck, SibGIU, 2016, pp. 540-545. (In Russian)

22. Korneev V.A., «Indentirovanie» v1.0. *Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [«Indentation» v 1.0. The Certificate on official registration of the com-

- ‡ [puter program]. No. 2012610794, 2012.
‡ 23. Korneev V.A. Implementation of high-
‡ performance computing methods in problems
‡ of geomechanics. *Gornyy informatsionno-*
‡ *analiticheskiy byulleten*, 2012, No. 2, pp. 383–
‡ 385. (In Russian)
‡

УДК 54.05

ПОЛУЧЕНИЕ НАНОРАЗМЕРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ МЕДИ И ОЦЕНКА ИХ
КАЧЕСТВЕННОГО И РАЗМЕРНОГО СОСТАВА

PRODUCTION OF NANOSCALE COPPER COMPOUNDS AND EVALUATION OF
THEIR QUALITATIVE AND DIMENSIONAL COMPOSITION

Задошенко Е.Г., Озеров С.В.
Zadoshenko E.G., Ozerov S.V.

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

Аннотация. В работе получены наноразмерные соединения меди термическим разложением капроната меди. Подобраны режимы пиролиза органической соли. Представлены расчеты диаметра частиц на основе РФА и результаты седиментационного анализа. Установлены, что в процессе разложения капроната меди образуются частицы оксида меди (I) и частицы Cu, размер которых составляет соответственно 30 нм и 11 нм.

Ключевые слова: наночастицы, пиролиз, капронат меди, размеры наночастиц, седиментационный анализ.

Дата принятия к публикации: 11.12.2018
Дата публикации: 25.12.2018

Сведения об авторах:

Задошенко Елена Геннадьевна – доцент, преподаватель кафедры «Химия», Донской государственный технический университет, zadoshenko@rambler.ru.

Озеров Сергей Владимирович – магистрант каф. «Химия», Донской государственный технический университет, serezha.ozerov@yandex.ru.

Создание новых материалов на основе наноразмерных частиц переходных металлов является признанно перспективным направлением нанотехнологий. Поэтому широко развиваются исследования, связанные с изучением способов получения и регулирования размеров наночастиц [1]. В настоящее время разработаны различные физические, химические и физико-химические методы получения наночастиц переходных металлов и их оксидов [2-4]. В зависимости от природы исходного соединения, условий среды (фазовый состав, температура, атмосфера и т.д.) удается в широких пределах варьировать дисперсность, форму частиц и количество примесей в получающихся нанопорошках. Несмотря на значительное количество работ

Abstract. In this work, nanoscale copper compounds were obtained by thermal decomposition of copper capronate. Selected modes of pyrolysis of organic salt. Particle diameter calculations based on X-ray fluorescence analysis and sedimentation analysis are presented. It has been established that during the decomposition of copper capronate, copper (I) oxide particles and Cu particles, whose size is 30 nm and 11 nm, are formed.

Keywords: nanoparticles, pyrolysis, copper capronate, nanoparticle sizes, sedimentation analysis.

Date of acceptance for publication: 11.12.2018
Date of publication: 25.12.2018

Authors' information:

Elena G. Zadoshenko - Associate Professor, Lecturer of Department "Chemistry" at Don State Technical University, zadoshenko@rambler.ru.

Sergey V. Ozerov - master student of Department "Chemistry" at Don State Technical University, serezha.ozerov@yandex.ru.

[5-8], посвященных технологии получения оксидов переходных металлов, синтез конкретных оксидов требует индивидуального подхода и выработки синтетических приемов, обеспечивающих получение высокодисперсных частиц. Поэтому актуальной проблемой является поиск эффективных методов получения оксидов переходных металлов.

Цель настоящего исследования - получить наноразмерные соединения меди термическим разложением ее органической соли и оценить их качественный состав и размер частиц.

Для проведения термического разложения использовали соль меди – капронат меди ((C₅H₉O₂)₂Cu), синтезированную в Южном федеральном университете. Разложение соли



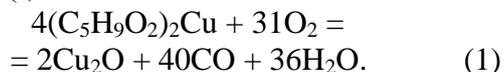
проводили в фарфоровых тиглях в муфельной печи при постоянной температуре 270°C в атмосферных условиях. Для оптимизации времени пиролиза и определения его влияния на качественный состав и размер наночастиц через каждые 20 мин образец вынимали из печи и проводили рентгенофазовый анализ. Качественный рентгенофазовый анализ проводили методом дифрактометрии на автоматизированном приборе ARLX'TRA с геометрией съемки по Бреггу-Брентано. Образец порошка помещали в камеру и проводили экспозицию при излучении Cu K_α линий анода с длиной волны 1,54056 Å с Fe-фильтром в отраженном пучке. Экспозицию проводили в интервале 2θ от 5° до 70° при скорости сканирования 5 °/мин. Температура съемки составила 25° С.

Для определения размеров синтезированных наночастиц оксида меди использовали дисковую центрифугу CPS Disk Centrifuge Model DC 24000 производства фирмы «CPS» (США). Анализ образца проводили введением 0,1 мл его водной дисперсии в градиентный раствор. Предварительно образец водной дисперсии получали обработкой в ультразвуковом поле в течение 30 мин синтезированных наночастиц в дистиллированной воде. Результатом седиментационного анализа являлись дифференциальный и интегральный графики распределения частиц по размерам.

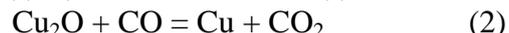
В основе процесса пиролиза лежат реакции разложения органических солей. Как известно из литературных данных [7-9], в процессе пиролиза могут образовываться как чистые металлы, их оксиды, а также нанопорошки, где каждая частица покрыта полимерной оболочкой.

Анализ рентгенограмм (табл. 1) в зависимости от времени выдержки показывает, что независимо от времени выдержки основным продуктом разложения является оксид меди (I). При времени выдержки от 20 до 40 мин наряду с оксидом установлено наличие соли карбоната меди. При проведении термического разложения соли более 60 мин на рентгенограмме появляются рефлексы оксида меди (I) и меди.

Учитывая результаты рентгенофазового анализа, процесс термического разложения соли капроната меди можно представить в виде уравнений реакций, где образуется непосредственно оксид меди (I):



Однако по мере накопления продуктов реакции могут развиваться вторичные процессы, приводящие к появлению меди:



Одной из важных характеристик наночастиц является их размер, который зависит от условий процесса разложения. Расчет размеров частиц проводили по формуле Дебая-Шеррера [10]:

$$d = \frac{K\lambda}{\beta \cos\theta}, \quad (3)$$

где D – средний размер исследуемого кристалла в объеме пленки; $\lambda = 1,54056$ нм – длина волны рентгеновского излучения, используемого в дифрактометре; β – ширина рефлекса на полувысоте, рад; θ – угол дифракции (брэгговский угол).

Полученные данные представлены в табл. 2 и 3.

Из результатов расчета видно, что диаметр кристаллитов составляет при первом рефлексе от 20,0 до 22,4 нм, по второму рефлексу – от 15,3 до 17,2 нм и практически не зависит от времени выдержки.

Расчетные размеры кристаллитов меди также зависят от выбора рефлексов и практически не зависят от времени выдержки.

Различие в размерах по рефлексам связано, с одной стороны с тем, что полученные интенсивности пиков соответствуют разным кристаллическим плоскостям, следовательно, и размеры кристаллитов получились разными, с другой, формула (3) используется для сферических частиц.

Поэтому провели седиментационный анализ для оценки размеров частиц оксида меди (I), полученных при времени выдержки 60 мин. Результат седиментационного анализа представлен на рис. 1.

Как видно из полученных данных, поиск частиц по диаметру в диапазоне от 0 до 300 нм показал, что частицы оксида меди (I), полученные при пиролизе органической соли,

Таблица 1

Время изотермической выдержки и рентгенограммы продуктов разложения соли

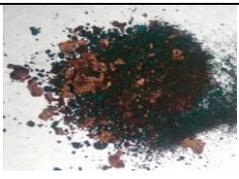
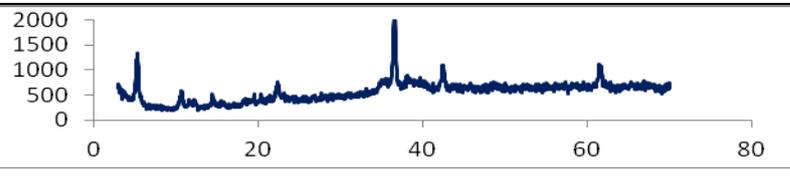
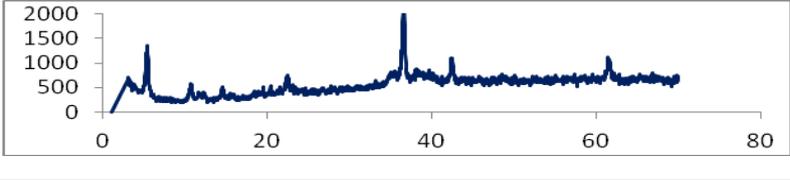
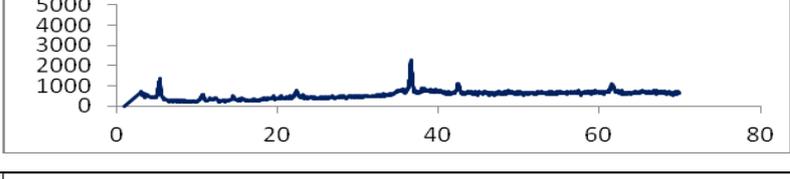
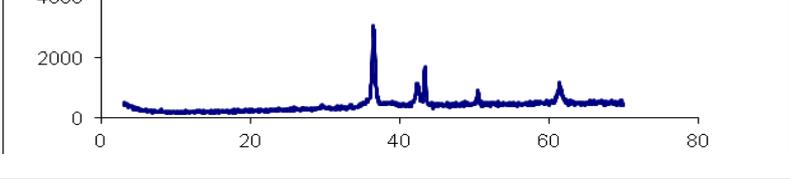
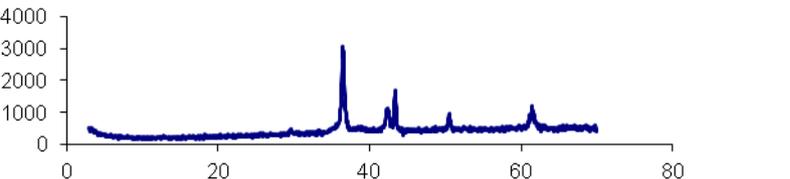
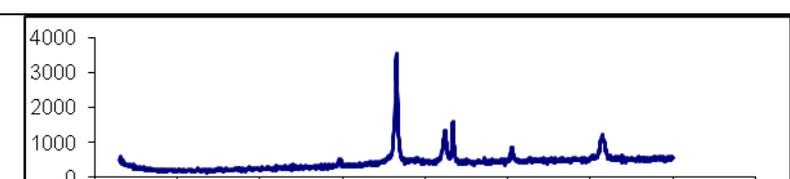
Время выдержки, мин	Вещество	Рентгенограмма
20		
40		
60		
80		
100		
120		

Таблица 2

Размеры кристаллитов оксида меди (I)

№	Время, мин	$2\theta_1$ [111]	D_1 , нм	$2\theta_2$ [200]	D_2 , нм
1	20	36,6	22,3	42,5	15,3
2	40	36,9	21,2	42,8	16,7
3	60	36,5	21,5	42,4	17,2
4	80	36,5	20,0	43,4	16,2
5	100	36,5	21,4	43,2	15,4
6	120	36,5	22,3	42,5	16,3

Таблица 3

Размеры кристаллитов Cu

№	Время, мин	$2\theta_1$ [111]	D_1 , нм	$2\theta_2$ [200]	D_2 , нм
1	80	43,4	11,3	50,6	4,1
2	100	43,2	11,2	50,6	3,1
3	120	43,2	11,3	50,6	4,2

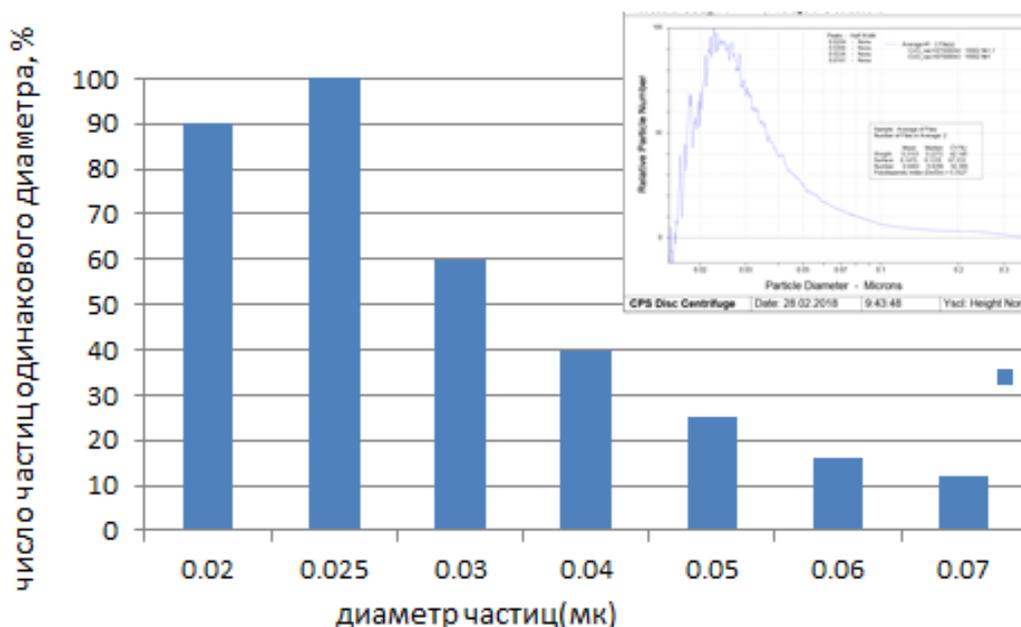


Рис. 1. Гистограмма дисперсионного состава наночастиц оксида меди

имеют полидисперсный характер со следующим распределением по размерам: 90% частиц находится в диапазоне от 0 до 100 нм, с максимумом в 25 нм – 100%.

Как видно из полученных данных, поиск частиц по диаметру в диапазоне от 0 до 300 нм показал, что частицы оксид меди (I), полученные при пиролизе органической соли, имеют полидисперсный характер со следующим распределением по размерам: 90% частиц находится в диапазоне от 0 до 100 нм, с максимумом в 25 нм – 100%.

Таким образом, основным продуктом разложения капроната меди является оксид

меди (I) и медь. На основании результатов седиментационного анализа и расчетов рентгенофазового анализа установлено, что диаметр частиц оксида меди (I) составляет от 20 до 30 нм, а частиц Cu – от 11,2 до 11,3 нм. Дисперсность частиц не зависит от времени выдержки образцов. Определено, что 60 мин является оптимальным временем для проведения процесса разложения соли. Капронат меди может выступать в качестве прекурсора для синтеза частиц наноразмерных соединений меди.

Список литературы

1. Елисеев, А.А. Функциональные материалы / А.А. Елисеев, А.В. Лукашин. - М.: ФИЗМАТЛИТ, 2010. - 203 с.
2. Ремпель, А.А. Нанотехнологии, свойства и применение наноструктурированных материалов / А.А. Ремпель // Успехи химии.

References

1. Eliseev A.A., Lukashin A.V. *Funktsionalnye materialy*. Moscow, FIZMATLIT, 2010. 203 p. (In Russian)
2. Rempel A.A. Nanotekhnologii, svoystva i primeneniye nanostrukturirovannykh materialov. *Uspekhi khimii*, 2007, No. 5, pp. 474-496.

– 2007. – № 5. – С. 474-496.

3. Холькин, А.И. Экстракционно-пиролитический метод получения оксидных функциональных материалов / А.И. Холькин, Т.Н. Патрушева. – М.: КомКнига, 2006. – 276 с.

4. Шойтова, А.В. Физико-химические аспекты формирования кластерных образований через маловодные гидроксиды металлов / А.В. Шойтова, Д.И. Рыжонков, И.Д. Морохов, О.Н. Леонтьева // ДАН СССР. Физическая химия. – 1988. – Т. 302. – № 5. – С. 1157-1159.

5. Исмагилов, З.Р. Синтез и стабильность наноразмерного диоксида титана / З.Р. Исмагилов // Успехи химии. – 2009. – № 9. – С. 942-953.

6. Musaa A.O., Akomolafeb T., Carterc M.J. Production of cuprous oxide, a solar cell material, by thermal oxidation and a study of its physical and electrical properties / A.O. Musaa, T. Akomolafeb, M.J. Carterc, etc. // Solar Energy Materials and Solar Cells. – 1998. – Vol. 51. – P. 305–316.

7. Ananth, A., Dharaneedharan, S., Heo, M.-S., Mok, Y.S. Copper oxide nanomaterials: Synthesis, characterization and structure-specific antibacterial performance / A. Ananth, S. Dharaneedharan, M.-S. Heo, Y.S. Mok // Chemical Engineering Journal. – 2015. – № 262. – P. 179–188.

8. Salavati-Niasari, M., Davar, F., Mir, N. Synthesis and characterization of metallic copper nanoparticles via thermal decomposition / M. Salavati-Niasari, F. Davar, N. Mir // Polyhedron. – 2008. – Vol. 27. – № 17. – P. 3514-3518.

9. Пивоваров, Д.А. Получение металлов и их оксидов термическим разложением оксалатов Cu, Ni, Co / А.Д. Пивоваров, Ю.Ю. Голубчикова, А.П. Ильин // Известия Томского политехнического университета. – 2012. – № 3. – С. 11-16.

10. Горелик, С.С. Рентгенографический и электронномикроскопический анализ / С.С. Горелик, Ю.А. Скаков, Л.Н. Расторгуев. – М.: МИСиС, 1994. – 328 с.

(In Russian)

3. Kholkin A.I., Patrusheva T.N. *Ekstraktionno-piroliticheskiy metod polucheniya oksidnykh funktsionalnykh materialov*. Moscow, KomKniga, 2006. 276 p. (In Russian)

4. Shojtova A.V., Ryzhonkov D.I., Morokhov I.D., Leonteva O.N. *Fiziko-khimicheskie aspekty formirovaniya klasternykh obrazovaniy cherez malovodnye gidroksidy metallov*. DAN SSSR. *Fizicheskaya khimiya*, 1988, Vol. 302, No. 5, pp. 1157-1159. (In Russian)

5. Ismagilov Z.R. *Sintez i stabilnost nanorazmernogo dioksida titana*. *Uspekhi khimii*, 2009, No. 9, pp. 942- 953. (In Russian)

6. Musaa A.O., Akomolafeb T., Carterc M.J. Production of cuprous oxide, a solar cell material, by thermal oxidation and a study of its physical and electrical properties. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 1998, Vol. 51, pp. 305-316.

7. Ananth A., Dharaneedharan S., Heo M.-S., Mok Y.S. Copper oxide nanomaterials: Synthesis, characterization and structure-specific antibacterial performance. *Chemical Engineering Journal*, 2015, No. 262, pp. 179-188.

8. Salavati-Niasari M., Davar F., Mir N. Synthesis and characterization of metallic copper nanoparticles via thermal decomposition. *Polyhedron*, 2008, Vol. 27, No. 17, pp. 3514-3518.

9. Pivovarov D.A., Golubchikova Yu.Yu., Ilin A.P. Poluchenie metallov i ikh oksidov termicheskim razlozheniem oksalatov Cu, Ni, Co. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta*, 2012, No. 3, pp. 11-16. (In Russian)

10. Gorelik S.S., Skakov Yu.A., Rastorguev L.N. *Rentgenograficheskiy i elektronnomikroskopicheskiy analiz*. Moscow, MI-SiS, 1994. 328 p. (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> 25.12.2018 г.