



# *Научно-технический вестник*

БРЯНСКОГО  
ГОСУДАРСТВЕННОГО  
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiiy Vestnik  
Bryanskogo Gosudarstvennogo  
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2026(1)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический  
ВЕСТНИК  
Брянского  
государственного  
университета**

**№ 1  
2026**

**Nauchno-tehnicheskij**  
**VESTNIK**  
**Bryanskogo**  
**gosudarstvennogo**  
**universiteta**

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

**№ 1**  
**2026**

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 1 (2026). Брянск: РИСО БГУ, 2026. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>

Размещено на официальном сайте журнала: 25.03.2026

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

2.5.2 – Машиноведение (технические науки);

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

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

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

Решением Межведомственной рабочей группы (протокол от 17.07.2025 № ДС/110) сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» отнесено к уровню 3 Единого государственного перечня научных изданий - «Белый список»

#### **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, профессор (г. Брянск, Россия)

#### **Ответственный секретарь сетевого издания:**

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

#### **Редакционная коллегия сетевого издания:**

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

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

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

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

*К.А. Гончаров* – доктор технических наук, профессор кафедры наземных транспортно-технологических средств Российского университета транспорта (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, профессор (г. Брянск, Россия);

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

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

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

**Executive secretary:**

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

**Editorial Board:**

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

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

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

*K.A. Goncharov* – Doctor of Technical Sciences, Professor of chair of land transport and technological means at Russian University of Transport (Moscow, 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, Professor (Bryansk, Russia);

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

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

*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);

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, 2026  
© 2026 Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



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

## СОДЕРЖАНИЕ

## ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

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

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

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

Статьи, опубликованные в этом разделе, соответствуют требованиям к журналам уровня 3 Единого государственного перечня научных изданий - «Белый список» (Протокол заседания Межведомственной рабочей группы от 17.07.2025 № ДС/110)

*Гончаров К.А. (Москва, Россия)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-07-15

Синтез структурных схем приводов барабанных механизмов подъемно-транспортных машин на основе архитектуры нейронной сети прямого распространения.. 7

*Иванов В.А., Гнездилов С.Г., Садовой К.А., Балков В.В. (Москва, Россия)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-16-22

Экспериментальное исследование возможности применения кабестанового барабана в сквозной лебёдке с гибким канатом ..... 16

*Кожевников В.А. (Самара, Россия)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-23-32

Экспериментальное определение оптимальных параметров мобильного сводообрушителя в бункере ..... 23

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-12-01-33-44

Методика оптимизации нелинейных жесткостной и демпфирующей характеристик виброзащитной системы сиденья ..... 33

*Лагереv А.В. (Москва, Россия)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-45-54

Моделирование накопления эрозионных повреждений материалов в течение инкубационного периода каплеударного изнашивания с помощью цепи Маркова ..... 45

*Летопольский А.Б., Тетерина И.А. (Омск, Россия)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-55-62

Математическая модель взаимодействия отвала бульдозера с грунтом ..... 55

*Мележик Р.С. (Алчевск, Россия)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-63-73

Усовершенствование четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 за счет повышения безотказности привода ..... 63

*Хабibuллин Ф.Ф. (Казань, Россия)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-74-82

Комплексный анализ и разработка иерархической модели составных частей мехатронных устройств ..... 74

## CONTENT

## ENGINEERING SCIENCE

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

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

The articles published in this section meet the requirements for journals of category K2 of the List of peer-reviewed scientific publications, in which the main scientific results of dissertations for the degree of Doctor of Science, for the degree of Candidate of Science (Information letter of the Higher Attestation Commission under the Ministry of Education and Science of Russia of December 6, 2022 No. 02-1198)  
The articles published in this section meet the requirements for journals of level 3 of the Unified State List of Scientific Publications - the "White List" (Protocol of the Interdepartmental Working Group of July 17, 2025 No. DS/110)

*Goncharov K.A. (Moscow, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-07-15

Synthesis of structural diagrams for drum drives of hoisting and transport machines based on a feed forward neural network architecture ..... 7

*Ivanov V.A., Gnezdilov S.G., Sadovoy K.A., Balkov V.V. (Moscow, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-16-22

Experimental study of the use of a cabestan drum in a through winch with a flexible rope ..... 16

*Kozhevnikov V.A. (Samara, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-23-32

Experimental determination of the optimal parameters for a mobile arch-breaker in a hopper ..... 23

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-33-44

Method of optimizing nonlinear stiffness and damping characteristics of a vibration protection seat system ..... 33

*Lagerev A.V. (Moscow, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-45-54

Modeling the accumulation of erosion damage to materials during the incubation period of droplet impact wear using a Markov chain ..... 45

*Letopolsky A.B., Teterina I.A. (Omsk, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-55-62

Mathematical model of blow interaction bulldozer with soil ..... 55

*Melezhik R.S. (Alchevsk, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-63-73

Improvement of the four-roller crusher DChG 900×700 by increasing the reliability of the drive ..... 63

*Khabibullin F.F. (Kazan, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-74-82

Comprehensive analysis and development of a hierarchical model of mechatronic device components ..... 74

УДК (UDC) 621.86

СИНТЕЗ СТРУКТУРНЫХ СХЕМ ПРИВОДОВ БАРАБАНЫХ МЕХАНИЗМОВ  
ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ АРХИТЕКТУРЫ  
НЕЙРОННОЙ СЕТИ ПРЯМОГО РАСПРОСТРАНЕНИЯSYNTHESIS OF STRUCTURAL DIAGRAMS FOR DRUM DRIVES OF HOISTING  
AND TRANSPORT MACHINES BASED ON A FEED FORWARD  
NEURAL NETWORK ARCHITECTUREГончаров К.А.  
Goncharov K.A.Российский университет транспорта (Москва, Россия)  
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

**Аннотация.** Синтез структурных схем приводов является, как правило, одномерной (узконаправленной) задачей, традиционно решаемой в отношении конкретных конструкций механизмов подъемно-транспортных машин. В настоящей статье предложен алгоритм синтеза структурных схем приводов барабанных механизмов на основе архитектуры нейронной сети прямого распространения, позволяющий реализовать синтез обобщенного привода механизма в условиях дифференциации объекта проектирования, то есть использовать единый алгоритм синтеза для барабанных механизмов различных подъемно-транспортных машин (лифтов, подъемников, стреловых самоходных кранов, мостовых кранов, ленточных конвейеров и т.п.). Архитектура предлагаемой нейронной сети предполагает обучение с учителем, базирующееся на регулировании весовых коэффициентов связей между соответствующими нейронами, с разделением данных на наборы для обучения, валидации и тестирования. В структуру каждого нейрона встраивается обособленный генетический алгоритм синтеза структурной схемы привода барабанного механизма конкретного подвида подъемно-транспортных машин.

**Ключевые слова:** подъемно-транспортные машины, синтез, структурная схема механизма, генетический алгоритм, нейронная сеть.

**Дата получения статьи:** 09.01.2026  
**Дата принятия к публикации:** 09.03.2026  
**Дата публикации:** 25.03.2026

**Сведения об авторе:**

Гончаров Кирилл Александрович – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», Российский университет транспорта  
e-mail: goncharov bgu@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5895-1162

**Abstract.** Synthesizing drive structural diagrams is typically a one-dimensional (narrowly focused) problem, traditionally solved for specific designs of lifting-and-transport machine mechanisms. This article proposes an algorithm for synthesizing drum mechanism drive structural diagrams based on a feed forward neural network architecture. This algorithm enables the synthesis of a generalized mechanism drive under conditions of design object differentiation, i.e., the use of a single synthesis algorithm for drum mechanisms of various lifting-and-transport machines (elevators, hoists, boom cranes, overhead cranes, belt conveyors, etc.). The architecture of the proposed neural network assumes supervised learning based on adjusting the weighting coefficients of connections between corresponding neurons, with data divided into sets for training, validation, and testing. A dedicated genetic algorithm for synthesizing the drum mechanism drive structural diagram for a specific type of lifting-and-transport machine is embedded in the structure of each neuron.

**Keywords:** lifting and transport machines, synthesis, structural diagram of the mechanism, genetic algorithm, neural network.

**Дата получения статьи:** 09.01.2026  
**Дата принятия к публикации:** 09.03.2026  
**Дата публикации:** 25.03.2026

**Author's information:**

Kirill A. Goncharov – Doctor of Technical Sciences, associate Professor, Professor of the Department of Land Transport and Technological Means, Russian University of Transport  
e-mail: goncharov bgu@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5895-1162

## 1. Введение

Подъемно-транспортные машины характеризуются преимущественным применением в своей структуре "барабанных" (в том числе с канатоведущими шкивами) механизмов различного назначения – механизмы подъема и лебедки грузоподъемных машин, системы приводов ленточных конвейеров, механизмы передвижения с тяговыми канатами. Структура приводов таких механизмов с одной стороны достаточно формализована [1], с другой стороны – внутри укрупнённых формальных признаков и групп признаков разнообразие технических исполнений конкретных устройств не позволяет успешно на стадии проектирования формировать рациональные структуры приводов для каждой конкретизированной проектной ситуации.

С достаточной степенью уверенности можно утверждать, что в настоящее время не существует таких систем автоматизированного проектирования и их модулей, которые могли бы охватить весь классификационный спектр подъемно-транспортных машин в вопросе подбора комплектующих и автоматической компоновки приводов их "барабанных" механизмов с учётом назначения машин.

В работе [2] предложен и описан подход к реализации поиска рационального компоновочного решения привода механизма подъема на основе генетического алгоритма. Данный подход является итерационным и одномерным: число циклов алгоритма задается искусственно, и их количества может не хватить для нахождения лучшего решения, а одномерность входных данных, заключающаяся во введении в генетический цикл строго определенного набора весовых коэффициентов под компоновку механизма конкретной машины, приводит к необходимости формирования для различных видов машин различных наборов входных весовых коэффициентов. При этом в [2] также отмечено, что примененная функция приспособленности вариантов-хромосом в виде линейной суммы весовых коэффициентов принципиально является простейшей и часто не отражает многомерных возможностей взаимодействия различных устройств в структуре приводов.

Решение описываемой проблемы реализации в единой алгоритмической архитектуре возможности автоматического формирования структур приводов для "барабанных" механизмов подъемно-транспортных машин различного назначения может быть найдено при введении в процедуру компоновки архитектуры нейронной сети, позволяющей внутри различных нейронов реализовывать независимые алгоритмы при адресации входных весовых коэффициентов индивидуально под каждый нейрон. В такой постановке вопроса управлением расположением слоев нейронной сети можно регулировать этапы процедуры компоновки.

Еще одним преимуществом нейросетевой архитектуры является возможность ее дальнейшего обучения и переобучения в процессе получения новых знаний и данных. Ключевым вопросом в реализации предлагаемой идеи является определение наполненности нейронов (какие алгоритмы реализуются внутри каждого нейрона), определение функционала связей между нейронами (функций, оперирующих весовыми коэффициентами каждой связи), а также мест приложения процедур обучения (какие именно связи и между какими слоями подлежат корректировке при обучении).

Стоит отметить, что наилучшая производительность нейронных сетей (их базовое преимущество) заключается в параллельном одновременном проведении вычислительных процедур внутри нейронов за счет разделения аппаратных ресурсов на обособленные кластеры, внутрь которых данные нейроны или группы нейронов помещаются. Однако в настоящей работе задействование указанной особенности аппаратного построения нейронной сети не требуется в связи с ограниченным набором данных, которыми нейронная сеть будет оперировать. Достаточным соответствием архитектуре нейронной сети будет являться обособленность модулей (нейронов) друг от друга (посредством изменения имен переменных и т.п.) в контексте последовательного исполнения кода внутри единого скрипта, объединяющего несколько нейронов. Таким образом, даже при последовательном исполнении независимых программных

процедур внутри нейронов с конкретным конечным результатом (нейроны не являются в данном случае вызываемыми функциями) невыполнение аппаратных принципов построения приведет лишь к увеличению времени вычисления и не скажется на сути итогового результата.

## 2. Цель исследования

Целью настоящего исследования является создание архитектуры нейронной сети, позволяющей осуществлять автоматический синтез рациональных структурных схем приводов «барабанных» механизмов различных подъемно-транспортных машин (единого обобщенного алгоритма, эффективно применимого для разных подвидов), и её программная реализация.

## 3. Особенности проведения исследования

В качестве базиса примем обобщенную архитектуру нейронной сети прямого пространства (FFNN, с прямой связью), характеризующуюся следующими отличительными признаками [3]:

1) информация в нейронной сети передается только в одном направлении: от входа к выходу;

2) отсутствуют связи между нейронами одного и того же слоя;

3) два соседних слоя «полностью соединены» (каждый нейрон в одном слое соединен с каждым нейроном в следующем слое).

На рисунке 1 представлена предлагаемая общая архитектура нейронной сети для автоматического синтеза рациональных структурных схем приводов «барабанных» механизмов подъемно-транспортных машин.

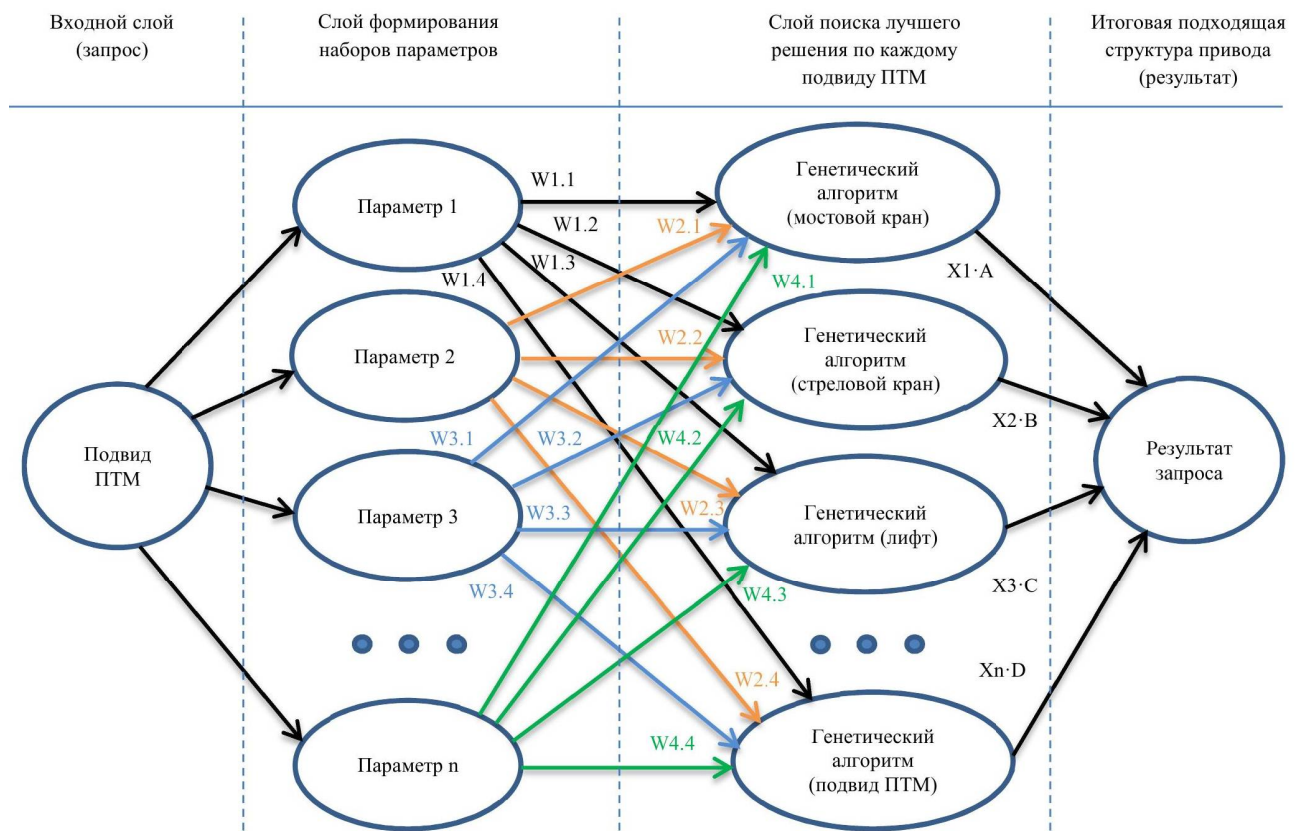


Рис. 1. Общая архитектура нейронной сети для автоматического синтеза рациональных структурных схем приводов «барабанных» механизмов подъемно-транспортных машин

Предлагаемая нейронная сеть включает четыре слоя:

1) входной слой – содержит один нейрон, внутри которого формируется входной запрос с указанием подвида подъемно-транспортной машины, для которой формируется структура привода «барабанного» механизма;

2) слой формирования наборов параметров – является первым скрытым слоем, содержит нейроны, внутри каждого из которых закладывается весовое значение признака структуры привода и его описания [2, таблица 1] в соответствии с экспертной оценкой эффективности его применения для конкретного подвида подъемно-транспортной машины (лифта, мостового крана, стрелового крана и т.д.);

3) слой поиска лучшего решения по каждому подвиду подъемно-транспортной машины – является вторым скрытым слоем; внутри каждого нейрона происходит поиск наилучшего решения структуры привода на основе генетического алгоритма, описанного в работе [2]; каждый из нейронов данного слоя получает в качестве входных данных весовые значения соответствующих параметров от нейронов предыдущего скрытого слоя;

4) выходной слой – содержит один нейрон, внутри которого происходит выбор наилучшего из сформированных решений в соответствии с исходным запросом к нейронной сети; помимо собственного итогового веса структур приводов (A, B, C, D), сформированных внутри предыдущего слоя посредством исполнения генетических алгоритмов, управление выбором наилучшего варианта дополнительно осуществляется коэффициентами веса связей ( $X_1, X_2, X_3 \dots X_n$ ), реагирующими на сущность входного запроса – подвида, для которого производится поиск структуры привода.

Приведенная нейронная сеть в соответствии с [3] полностью соответствует определению модели машинного обучения – математической конструкции, порождающей логический вывод или прогноз на основе входных данных и/или информации. В связи с этим к ней применимы концептуальные решения в

моделях искусственного интеллекта в контексте машинного обучения [3] – процесса оптимизации параметров модели искусственного интеллекта с помощью вычислительных методов таким образом, чтобы поведение модели отражало данные и/или опыт.

С учетом применения в структуре первого скрытого слоя вполне конкретных весовых значений признаков структурных элементов приводов (фактически, размеченных данных), а также вполне определенных коэффициентов веса связей второго скрытого слоя и выходного слоя ( $X_1, X_2, X_3 \dots X_n$ ), наилучшим видом машинного обучения для рассматриваемой нейронной сети в соответствии с [3] является машинное обучение с учителем (контролируемое обучение), ориентированное на взаимодействие именно с размеченными данными (модель обучается с помощью обучающих данных, которые включают в себя известное или определенное значение результата или «целевой переменной») [3].

Контролируемое обучение предлагаемой нейронной сети целесообразно проводить с разделением обучающих данных на три группы, в соответствии с [3]:

1) обучающие данные – представляют собой вводимые в нейронную сеть весовые значения признаков  $W_{i,j}$ , отражающие значимость для каждого нейрона второго скрытого слоя параметров первого скрытого слоя;

2) валидационные данные – представляют собой данные, используемые в ходе и после обучения для настройки гиперпараметров; в текущей ситуации эти данные представляют собой совокупности параметров, образующих значения коэффициентов ( $X_1, X_2, X_3 \dots X_n$ ) перед выходным слоем;

3) тестовые данные – применяются для проверки того, что модель научилась тому, чему должна была научиться.

В качестве примера, реализуем нейронную сеть в соответствии с рисунком 1, в которой на втором скрытом слое (генетические алгоритмы) расположены три нейрона (для мостового крана, стрелового крана, лифта). Обучающие данные для второго слоя  $W_{i,j}$  по аналогии с [2] приведены в табл. 1.

Таблица 1

## Варианты исполнения элементов привода механизма подъема груза

При- знак	Обозна- чение	Описание	Вес (мос- товой кран)	Вес (стре- ловой кран)	Вес (лифт)
<b>В.1.</b>	<b>Система управления</b>				
	С.1.	Дроссельное регулирование - гидропривод	4	9	3
	С.2.	Машинное регулирование - гидропривод	4	9	3
	С.3.	Ручное многоскоростное плавное регулирование – электропри- вод	7	4	5
	С.4.	Ручное многоскоростное ступенчатое регулирование – электро- привод	8	1	3
	С.5.	Автоматическое многоскоростное плавное регулирование – электропривод	4	5	9
	С.6.	Автоматическое многоскоростное ступенчатое регулирование – электропривод	4	1	3
	С.7.	Без регулирования на естественных характеристиках	5	3	4
	С.8.	Автоматическое односкоростное плавное регулирование – электропривод	9	4	8
<b>В.2.</b>	<b>Двигатель</b>				
	С.1.	Гидромотор - гидропривод	5	9	1
	С.2.	Электродвигатель переменного тока с короткозамкнутым рото- ром – электропривод	6	6	6
	С.3.	Электродвигатель переменного тока с фазным ротором – элек- тропривод	6	2	3
	С.4.	Электродвигатель постоянного тока – электропривод	4	1	2
	С.5.	Ручной привод	2	3	4
<b>В.3.</b>	<b>Соединение двигателя и передачи</b>				
	С.1.	Компенсирующая муфта	9	7	9
	С.2.	Компенсирующие муфты в комплексе с трансмиссионным валом	7	5	7
	С.3.	Планетарная муфта	4	4	4
	С.4.	Планетарная муфта в комплексе с трансмиссионным валом и компенсирующей муфтой	3	3	3
	С.5.	Фрикционная муфта	1	1	1
	С.6.	Фрикционная муфта в комплексе с трансмиссионным валом и компенсирующей муфтой	1	1	1
	С.7.	Гидромуфта в комплексе с компенсирующей муфтой	3	1	3
	С.8.	Гидромуфта в комплексе с трансмиссионным валом и компен- сирующей муфтой	2	1	2
	С.9.	Шпоночное или шлицевое соединение выходного вала двигателя и ведущей шестерни передачи	6	8	6
<b>В.4.</b>	<b>Передача</b>				
	С.1.	Цилиндрический редуктор	9	8	9
	С.2.	Червячный редуктор	3	3	3
	С.3.	Конический редуктор	4	4	4
	С.4.	Планетарный редуктор	5	9	5
	С.5.	Редуктор с совмещением передач разного типа	3	4	3
<b>В.5.</b>	<b>Соединение передачи и исполнительного элемента</b>				
	С.1.	Жесткая компенсирующая муфта	6	6	6
	С.2.	Совмещение опоры исполнительного элемента с валом редукто- ра	8	8	8
	С.3.	Тихоходная открытая зубчатая передача	6	6	6
<b>В.6.</b>	<b>Исполнительный элемент</b>				
	С.1.	Барабан	8	8	5
	С.2.	Канатоведущий шкив	4	4	9
	С.3.	Приводная звездочка	3	3	3

Таким образом, в случае, если значение исходного запроса во входном слое, к примеру, соответствует понятию «мостовой кран», то внутри нейронной сети в первом, втором и третьем слоях данный запрос не будет учитываться ни в каком виде. Каждый из нейронов второго скрытого слоя сформирует в результате исполнения генетического алгоритма собственное лучшее решение-хромосому в соответствии с примененной функцией приспособленности, аналогично [2]. В итоге на выходной слой для принятия итогового решения будут переданы лучшие хромосомы для мостового крана, стрелового крана и лифта.

Принятие итогового решения осуществим выбором из полученных выходным слоем трех хромосом одной с наибольшим значением функции приспособленности, умноженным на соответствующий весовой коэффициент, который является фактическим маркером запроса и отражает то, какое именно решение в соответствии с запросом должно быть принято.

Обучение нейронной сети проведем по следующему алгоритму:

1) введем следующую зависимость для определения коэффициентов ( $X_1, X_2, X_3 \dots X_n$ ):

$$X_n = \frac{\sum_{i=1}^m Y_i}{m}, \quad (1)$$

где  $Y_i$  – значение валидационного коэффициента корректности выполнения запроса на  $i$ -й итерации процесса обучения;  $m$  – количество итераций в процессе обучения для конкретного значения запроса;

2) процесс обучения разделим на 30 итераций; в каждой итерации вводится новый запрос к нейронной сети – последовательно «мостовой кран», «стреловой кран», лифт»;

3) нейронная сеть формирует на втором скрытом слое три решения-хромосомы со своим весом (лучшие решения из трех нейронов, направленных посредством обучающих данных на создание соответственно структур приводов мостового крана, стрелового крана, лифта);

4) субъект, обучающий нейронную сеть, оценивает результат и выставляет значения

валидационных коэффициентов  $Y_i$  на каждой итерации по следующей шкале:

- 4 балла – правильный нейрон сформировал лучшее решение;
- 3 балла – неправильный нейрон сформировал лучшее решение;
- 2 балла – правильный нейрон сформировал не лучшее решение;
- 1 балл – неправильный нейрон сформировал не лучшее решение.

К примеру, при запросе «мостовой кран» вес решения-хромосомы первого нейрона (настроенного для структур приводов мостовых кранов) составляет 44, вес решения-хромосомы второго нейрона (настроенного для структур приводов стреловых кранов) составляет 46, вес решения-хромосомы третьего нейрона (настроенного для структур приводов лифтов) составляет 45. Субъект, обучающий нейронную сеть, выставляет значение при запросе «мостовой кран»  $Y_1 = 2$  для первого нейрона (т.к. это тот нейрон, который должен был сформировать лучшее решение в контексте мостового крана, но не сформировал его),  $Y_1 = 3$  для второго нейрона (т.к. это тот нейрон, который не должен был сформировать лучшее решение в контексте мостового крана, но сформировал его),  $Y_1 = 1$  для третьего нейрона (т.к. это тот нейрон, который не должен был сформировать лучшее решение в контексте мостового крана, и не сформировал его).

Далее процесс повторяется для следующих запросов в течение 30 итераций. Для получения итогового результата значения коэффициентов ( $X_1, X_2, X_3$ ) умножаются на веса решений-хромосом соответствующих нейронов, и в качестве итогового решения выбирается хромосома с наибольшим итоговым произведением.

Валидационные данные для рассматриваемой нейронной сети при проведении 30 итераций с выставленными значениями валидационных коэффициентов  $Y_i$  приведены в таблице 2. Дополнительно стоит отметить, что число итераций выбрано случайным образом (кратным трем нейронам) в целях демонстрации процедуры обучения. Действительная процедура обучения должна включать значительно большее число итераций.

Таблица 2

## Валидационные данные для обучения нейронной сети

Запрос	Значения валидационных коэффициентов $Y_i$ для соответствующих итераций		
	Нейрон 1 (мостовой кран)	Нейрон 2 (стреловой кран)	Нейрон 3 (лифт)
Мостовой кран	2	1	3
Стреловой кран	1	2	3
Лифт	3	3	2
Мостовой кран	2	3	1
Стреловой кран	1	4	1
Лифт	3	1	2
Мостовой кран	4	1	1
Стреловой кран	1	2	3
Лифт	1	1	4
Мостовой кран	2	1	3
Стреловой кран	3	2	1
Лифт	1	3	2
Мостовой кран	2	3	1
Стреловой кран	1	2	3
Лифт	3	1	2
Мостовой кран	2	3	1
Стреловой кран	1	2	3
Лифт	1	3	2
Мостовой кран	4	1	1
Стреловой кран	1	4	1
Лифт	1	1	4
Мостовой кран	4	1	1
Стреловой кран	3	2	1
Лифт	3	1	2
Мостовой кран	2	1	3
Стреловой кран	3	2	1
Лифт	3	1	2
Мостовой кран	4	1	1
Стреловой кран	1	2	3
Лифт	3	3	2

## 4. Анализ результатов исследования

Предложенная нейронная сеть программно была реализована в среде Excel с использованием языка программирования VBA (Visual Basic).

После проведения корректировки связей нейронов с применением валидационных данных было проведено тестирование. Тестовые данные так же, как и валидационные, предполагали 30 итераций (по 10 последовательных запросов на каждый из подвидов рассматриваемых подъемно-транспортных машин) с дальнейшим экспертным анализом результата запроса, сформированного нейронной сетью на предмет его соответствия запросу. На основе результатов тестирования можно сделать следующие выводы:

1. При введении в нейронную сеть запроса «мостовой кран» получено 10 хромосом ответов с собственными весами (комбинации устройств в структуре приводов – в соответствии с таблицей 1 при 50 итерациях генетического алгоритма в каждом нейроне [2]):

- 1) (C.3., C.2., C.1., C.1., C.1., C.2.) = 41;
- 2) (C.8., C.4., C.8., C.1., C.2., C.1.) = 40;
- 3) (C.8., C.3., C.2., C.1., C.3., C.1.) = 45;
- 4) (C.8., C.4., C.1., C.1., C.3., C.1.) = 45;
- 5) (C.8., C.2., C.2., C.1., C.2., C.1.) = 47;
- 6) (C.8., C.2., C.1., C.1., C.2., C.2.) = 45;
- 7) (C.3., C.3., C.9., C.1., C.3., C.1.) = 42;
- 8) (C.8., C.4., C.1., C.1., C.3., C.1.) = 45;
- 9) (C.8., C.3., C.4., C.1., C.2., C.1.) = 43;
- 10) (C.4., C.2., C.1., C.4., C.3., C.1.) = 42.

В каждой из десяти итераций итоговый лучший ответ с учетом коэффициентов (X1, X2, X3) получен первым нейроном. Однако без учета указанных коэффициентов решения-хромосомы с абсолютными лучшими результатами собственного веса генерировались и другими нейронами. Стоит отметить, что часть решений-хромосом (к примеру, 1 и 6) неприменимы для мостового крана, т.к. в своей структуре имеют неподходящие конструктивные признаки (структуры 1 и 6 завершаются канатоведущим шкивом). Данное несоответствие связано, как было отмечено во введении, с необходимостью доработки и поиска идеального вида функций приспособленности генетических алгоритмов с целью отражения многомерных возможностей взаимодействия различных устройств в структуре приводов.

2. При введении в нейронную сеть запроса «стреловой кран» получено 10 хромосом ответов с собственными весами (комбинации устройств в структуре приводов – в соответствии с таблицей 1 при 50 итерациях генетического алгоритма в каждом нейроне [2]):

- 1) (C.1., C.1., C.1., C.5., C.2., C.3.) = 40;
- 2) (C.1., C.1., C.4., C.5., C.2., C.1.) = 41;
- 3) (C.1., C.1., C.9., C.4., C.1., C.1.) = 49;
- 4) (C.1., C.1., C.5., C.4., C.3., C.1.) = 42;
- 5) (C.7., C.2., C.9., C.4., C.1., C.1.) = 40;
- 6) (C.2., C.1., C.3., C.5., C.2., C.1.) = 42;
- 7) (C.8., C.2., C.3., C.1., C.2., C.1.) = 38;
- 8) (C.1., C.1., C.9., C.1., C.2., C.1.) = 50;
- 9) (C.3., C.2., C.1., C.4., C.2., C.1.) = 42;
- 10) (C.2., C.1., C.1., C.2., C.1., C.1.) = 42.

В каждой из десяти итераций итоговый лучший ответ с учетом коэффициентов (X1, X2, X3) получен вторым нейроном. Однако без учета указанных коэффициентов решения-хромосомы с абсолютными лучшими результатами собственного веса так же, как и в предыдущем случае, генерировались и другими нейронами. Стоит отметить, что часть решений-хромосом (к примеру, 1) ограничено применима для стрелового крана (нестандартное сочетание цепного механизма подъема с приводной звездочкой и гидроприводом).

3. При введении в нейронную сеть запроса «лифт» получено 11 хромосом ответов с собственными весами (комбинации уст-

ройств в структуре приводов – в соответствии с таблицей 1 при 50 итерациях генетического алгоритма в каждом нейроне [2]):

- 1) (C.5., C.3., C.1., C.1., C.2., C.2.) = 47;
- 2) (C.6., C.2., C.1., C.1., C.2., C.2.) = 44;
- 3) (C.8., C.3., C.1., C.2., C.2., C.2.) = 40;
- 4) (C.4., C.4., C.1., C.1., C.2., C.2.) = 40;
- 5) (C.8., C.2., C.2., C.1., C.1., C.2.) = 45;
- 6) (C.8., C.3., C.1., C.1., C.3., C.2.) = 44;
- 7) (C.3., C.2., C.1., C.1., C.3., C.1.) = 45;
- 8) (C.8., C.3., C.1., C.4., C.2., C.2.) = 42;
- 9) (C.5., C.2., C.1., C.1., C.3., C.1.) = 44;
- 10.1) (C.4., C.2., C.1., C.1., C.2., C.2.) = 44;
- 10.2) (C.4., C.3., C.1., C.1., C.2., C.1.) = 48.

В проведенных десяти итерациях (в десятой итерации получено два лучших ответа с одинаковым итоговым весом) итоговый лучший ответ с учетом коэффициентов (X1, X2, X3) в девяти случаях получен третьим нейроном, в двух случаях – первым нейроном (хромосомы 7 и 10.2). Без учета коэффициентов (X1, X2, X3) решения-хромосомы с лучшими результатами собственного веса так же, как и в предыдущем случае, генерировались и другими нейронами.

Так как структуры приводов лифтов предполагают возможность применения как барабанов, так и канатоведущих шкивов, то каждое решение с применением барабана должно быть конструктивно проанализировано с учетом других не учтенных в данном случае параметров машин.

Дополнительно следует проанализировать десятую итерацию, в которой получено два равновесных итоговых решения при неравенстве собственных весов хромосом. В данном случае можно сделать вывод о необходимости продолжения обучения модели, так как при указанном собственном весе хромосомы 10.2 любое снижение веса хромосомы 10.1 на 1 приведет к доминации хромосомы 10.2, полученной первым нейроном. При этом существует обратная сторона – в связи с родственностью подвидов рассматриваемых подъемно-транспортных машин система обучения выстроена таким образом, что не предполагает присвоение нулевых значений параметрам  $Y_i$  в предположении возможности случайного получения наилучшего ответа непрофильным нейроном. Особенно сильно данное яв-

ление может проявляться в случаях, когда входные параметры  $W_{i,j}$  для разных нейронов имеют незначительные отличия.

## 5. Заключение

Предложенная в настоящей статье архитектура нейронной сети, позволяющая осуществлять автоматический синтез рациональных структурных схем приводов «барабанных» механизмов различных подъемно-транспортных машин (единый обобщенный алгоритм, эффективно применимый для разных подвидов), и её программная реализация работоспособны и эффективно выполняют свои функции. В качестве основных факторов, влияющих на результат работы нейронной сети, следует отметить:

1. Процесс обучения нейронной сети и заложенные внутри генетические алгоритмы должны характеризоваться максимально возможным количеством итераций, позво-

ляющим значительно повысить качество итогового результата.

2. Одним из ключевых вопросов повышения качества разработанной модели машинного обучения является нахождение взвешенного вида функции приспособленности внутри генетических алгоритмов с целью учета особенностей взаимодействия различных структурных элементов приводов.

3. В качестве одного из дальнейших направлений исследования можно определить необходимость расширения числа скрытых слоев нейронной сети с целью расширения исходных параметров запроса и получения более конкретизированных результатов.

Дополнительным преимуществом создания подобных «локальных» профилированных нейронных сетей является их значительно более высокий экспертный уровень в сравнении с нейронными сетями (языковыми моделями), находящимися в общем пользовании.

## Список литературы

1 Реутов, А. А. Формализация выбора концепции проектирования технического объекта // Вестник Брянского государственного технического университета, 2009. № 2(22). С. 53-56.

2 Гончаров К.А. Применение генетического алгоритма в процессе синтеза структурных схем приводов механизмов подъема груза // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2025. №4. С. 384 – 391. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-384-391.

3 ГОСТ Р 71476 – 2024. Искусственный интеллект. Концепции и терминология искусственного интеллекта. Введ. 2025 – 01 – 01. – М.: Российский институт стандартизации, 2024. – 54 с.

## References

1. Reutov, A. A. Formalizatsiya vybora konceptsii proektirovaniya tehniceskogo obekta // Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tehniceskogo universiteta, 2009. No.2(22). pp. 53 – 56. (In Russian)

2. Goncharov K.A. Application of a genetic algorithm in the synthesis process of structural diagrams of load-lifting mechanisms drives. Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta, 2025, No.4, pp. 384-391. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-384-391 (In Russian)

3. GOST R 71476 – 2024. Artificial intelligence – Artificial intelligence concepts and terminology. 2025 – 01 – 01, Russian institute of standardization, 2024. 54 p. (In Russian)

УДК (UDK) 621.863.21

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КАБЕСТАНОВОГО БАРАБАНА В СКВОЗНОЙ ЛЕБЁДКЕ С ГИБКИМ КАНАТОМ

EXPERIMENTAL STUDY OF THE USE OF A CABESTAN DRUM  
IN A THROUGH WINCH WITH A FLEXIBLE ROPEИванов В.А.<sup>1</sup>, Гнездилов С.Г.<sup>1,2</sup>, Садовой К.А.<sup>1</sup>, Балков В.В.<sup>3</sup>  
Ivanov V.A.<sup>1</sup>, Gnezdilov S.G.<sup>1,2</sup>, Sadovoy K.A.<sup>1</sup>, Balkov V.V.<sup>3</sup><sup>1</sup> – Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)<sup>2</sup> – Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт» (Москва, Россия)<sup>3</sup> – ООО «Электролифт» (Москва, Россия)<sup>1</sup> – Bauman Moscow State Technical University (Moscow, Russian Federation)<sup>2</sup> – National Research University «Moscow Power Engineering Institute» (Moscow, Russian Federation)<sup>3</sup> – LLC «Electrolift» (Moscow, Russian Federation)

**Аннотация.** В статье рассматривается возможность применения кабестанового барабана в качестве канатоведущего органа сквозной лебёдки, использующей полиамидный канат для вертикального перемещения грузов. Приведены примеры существующих типов мобильных и сквозных лебёдок, выделены их достоинства и недостатки. Рассмотрена методика получения зависимости тягового коэффициента канатоведущего шкива от натяжения каната и профиля ручья. Сформулированы цели и задачи исследования. В рамках работы разработаны экспериментальные стенды и проведены серии опытов, направленных на изучение влияния количества и расположения витков каната и направления вращения барабана на величину его коэффициента трения, тягового коэффициента и работоспособность системы. Дополнительно оценено влияние расположения и исправности бокового упора на равномерность намотки каната и предельные тяговые характеристики лебёдки. Изучено поведение системы в режимах подъёма и спуска, выявлена перемотка витков каната при вращении барабана на спуск. Установлено, что кабестановый барабан может применяться в качестве канатоведущего органа сквозной лебёдки для подъёма грузов, однако для безопасного спуска необходимы альтернативные способы без задействования привода лебёдки, за счет собственной массы системы.

**Ключевые слова:** кабестановый барабан, тяговый коэффициент, сквозная лебёдка.

**Дата получения статьи:** 13.10.2025  
**Дата принятия к публикации:** 25.01.2026  
**Дата публикации:** 25.03.2026

**Сведения об авторах:**

**Иванов Владислав Александрович** – студент Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана,  
e-mail: vlad.pocht2016@gmail.com.

**Abstract.** The article examines the possibility of using a cabestan drum as the rope-driving element of a through winch employing a polyamide rope for vertical load lifting. Examples of existing types of mobile and through winches are provided, and their advantages and disadvantages are highlighted. The methodology for obtaining the dependence of the traction coefficient of a rope-driving sheave on rope tension and groove profile is considered. The goals and objectives of the study are formulated. Experimental test rigs were developed, and a series of tests was performed to investigate the influence of the number and arrangement of rope turns and the direction of drum rotation on the friction coefficient, traction coefficient, and overall performance of the system. Additionally, the influence of the position and proper functioning of the side stop on the uniformity of rope winding and the limiting traction characteristics of the winch was assessed. The behavior of the system in lifting and lowering modes was examined, and the occurrence of rope rewinding during drum rotation in the lowering direction was identified. It was established that the cabestan drum can be used as the rope-driving element of a through winch for lifting loads; however, for safe lowering, alternative methods not involving the winch drive are required, relying instead on the system's own weight.

**Keywords:** cabestan drum, traction coefficient, through winch.

**Date of manuscript reception:** 13.10.2025  
**Date of acceptance for publication:** 25.01.2026  
**Date of publication:** 25.03.2026

**Authors' information:**

**Vladislav A. Ivanov** – Student Bauman Moscow State Technical University,  
e-mail: vlad.pocht2016@gmail.com.  
ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-0295-5449>



ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-0295-5449>

**Гнездилов Сергей Геннадьевич** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Подъемно-транспортные системы», Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана; доцент кафедры робототехники, мехатроники, динамики и прочности машин, Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт»,  
e-mail: [gnezdilov@bmstu.ru](mailto:gnezdilov@bmstu.ru).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3215-3840>

**Садовой Кирилл Андреевич** – студент Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана,  
e-mail: [kirsadovoy03@mail.ru](mailto:kirsadovoy03@mail.ru).

**Балков Валерий Владиславович** – генеральный директор ООО «Электролифт»,  
e-mail: [valerybalkovv@gmail.com](mailto:valerybalkovv@gmail.com).

**Sergey G. Gnezdilov** – PhD (Eng), Associate Professor, Associate Professor of Department of Hoisting and Conveying Systems at Bauman Moscow State Technical University; Associate Professor of Department of Robotics, Mechatronics, Dynamics and Machine Strength at National Research University “Moscow Power Engineering Institute”,  
e-mail: [gnezdilov@bmstu.ru](mailto:gnezdilov@bmstu.ru).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3215-3840>

**Kirill A. Sadovoy** – Student Bauman Moscow State Technical University,  
e-mail: [kirsadovoy03@mail.ru](mailto:kirsadovoy03@mail.ru).

**Valeriy V. Balkov** – CEO of LLC «Elektrolift»,  
e-mail: [valerybalkovv@gmail.com](mailto:valerybalkovv@gmail.com).

## 1. Введение

Универсальным решением для создания высокого тягового усилия на канате являются мобильные (переносные) лебёдки с канатоведущим органом – кабестановым барабаном (рис. 1). Они применяются в различных отраслях промышленности: строительстве, поисковых и спасательных операциях, лесном хозяйстве, при выполнении различных видов работ в условиях дефицита электропитания [1, 2]. Мобильные лебёдки могут быть ориентированы под разными углами, обладают высокой мобильностью, малым весом, высоким тяговым коэффициентом и могут оперировать с канатом любой длины.



Рис. 1. Кабестановый барабан с боковым упором (Источник: *PortableWinch*)

Другим решением является сквозная (продольная) лебёдка. Такая лебёдка выполняет полезную работу, перемещаясь вдоль неподвижного каната. Сквозные лебёдки применяются для подъема не только грузов, но и людей. Они оборудуются дистанционными бло-

ками управления, электронными системами безопасности, датчиками и др. [3, 4].

Для вертикального перемещения специализированной грузовой платформы нами предлагается новое решение сквозной лебёдки, в которой функции рабочего канатоведущего органа выполняет кабестановый барабан. Для обеспечения безопасной эксплуатации оборудования актуальна оценка области его допустимого применения и выявление возможных ограничений в его работе.

Целью работы является исследование возможности применения кабестанового барабана в качестве канатоведущего органа сквозной лебёдки с использованием полиамидного каната. Для максимального охвата наиболее вероятных аспектов работы такой лебёдки актуальны задачи:

- 1) определить коэффициент трения между канатом и кабестановым барабаном;
- 2) определить тяговый коэффициент кабестанового барабана;
- 3) исследовать процесс подъема и спуска платформы.

В работе [5] представлена методика экспериментального определения тягового коэффициента шкива в зависимости от натяжения каната и профиля ручья. Шкив равномерно вращают до проскальзывания каната, фиксируя усилие динамометром на одной из его ветвей. Натяжения в ветвях каната такой системы связаны формулой

$$S_1 = S_2 \cdot e^{f \cdot \varphi}, \quad (1)$$

где  $S_H$  – усилие натяжения набегающей ветви,  $S_C$  – усилие натяжения сбегающей ветви,  $f$  – коэффициент трения,  $\varphi$  – угол дуги обхвата.

Формула (1) выражает предельную тяговую способность шкива – максимальное отношение натяжений ветвей каната, при котором отсутствует проскальзывание. Оно определяется тяговым коэффициентом

$$k_T = e^{f \varphi}. \quad (2)$$

Из (1) получим выражение

$$f = \frac{\ln\left(\frac{S_H}{S_C}\right)}{\varphi}. \quad (3)$$

## 2. Описание экспериментального стенда

Кабестановый барабан с ребордами (рис. 1) имеет коническую рабочую поверхность (угол наклона образующей  $1,5^\circ$ ), которая способствует осевому смещению витков каната, наматываемых по спирали на вращающийся барабан, до упора в боковой упор.

Экспериментальный стенд (рис. 2,а) включает: основание 1, редуктор 2 с воротком (для приведения барабана во вращение), кабестановый барабан 3, канат 4, грузы 5 и динамометр 6. При проведении испытаний использовалась 48-прядная 10 мм полиамидный канат (ТУ ВУ 591020810.008-2017), позволяющий создать на барабане 4 полных витка.

## 3. Определение коэффициента трения между канатом и барабаном

Канат является гибким телом и при изменении на нем усилия натяжения по различным причинам (изменение площади контакта и упругих свойства материала) может варьироваться значение коэффициента трения между канатом и барабаном [6]. Выполнено исследование различных факторов (количества витков каната, характера ее расположения на барабане и усилия натяжения) на коэффициент трения между канатом и поверхностью барабана. Проведено испытание с грузами массой от 10 до 40 кг (рис. 2,б). Количество полных витков, намотанных на барабан 3, варьировали от одного до двух. Витки располагали на барабане вдали от ре-

борд во избежание их взаимного касания (рис. 3,а).

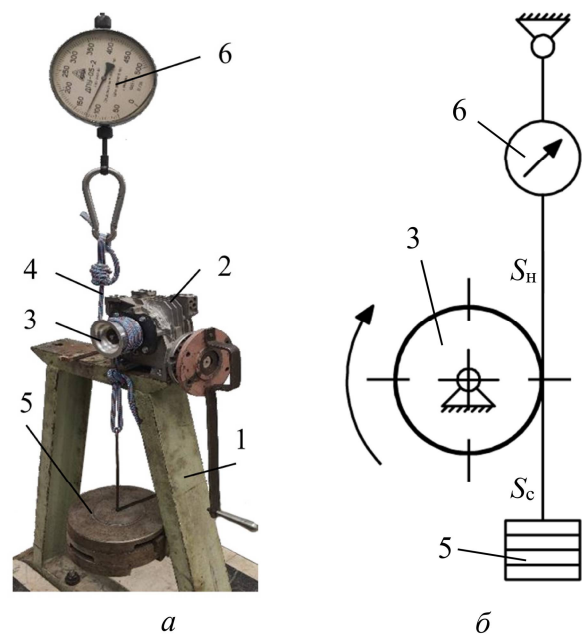


Рис. 2. Экспериментальный стенд:  
а – фотография; б – схема

В ходе эксперимента вороток равномерно поворачивали, приводя в движение барабан и натягивая верхнюю ветвь каната. При достижении проскальзывания каната (относительно барабана) снимали показания с динамометра (натяжение в верхней ветви). Перед повторением опыта производили разгрузку системы. Каждый опыт проводили по три раза в два подхода с длительным временным промежутком, для минимизации влияния остаточного растяжения в канате.

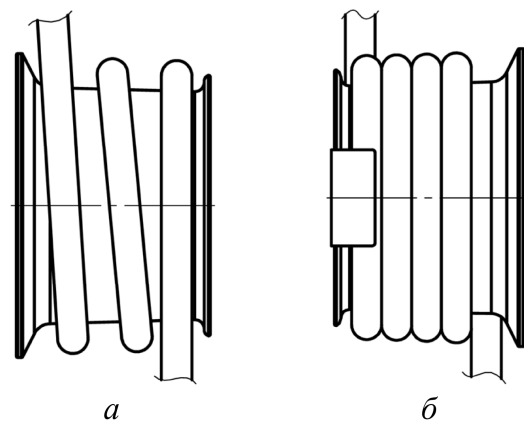


Рис. 3. Расположение витков каната на барабане: а – распределенное (без бокового упора); б – крайнее (с боковым упором)

На рис. 4 представлена диаграмма коэффициента трения (рассчитан по (3)) между канатом и барабаном от веса груза и количества витков каната.

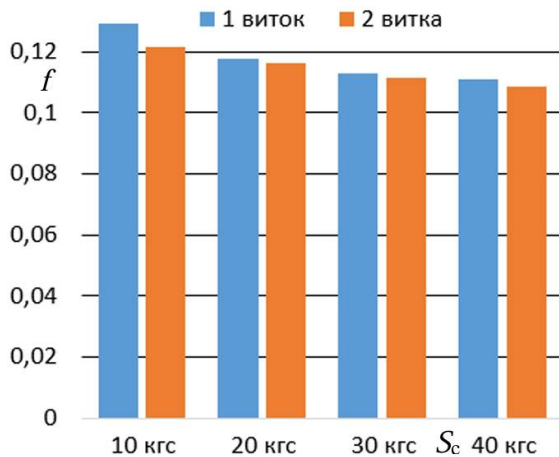


Рис. 4. Диаграмма коэффициента трения при распределенном расположении витков

Замечено (рис. 4), что с увеличением массы груза наблюдается снижение коэффициента трения [7–9]. Эта же закономерность наблюдается и при увеличении числа витков. Анализ промежуточных данных позволил также обнаружить влияние на них упругой ползучести в полимерных волокнах каната, для восстановления которых опыты проводились с длительным перерывом [10].

#### 4. Определение тягового коэффициента

На стенде (рис. 2) в рабочем состоянии (намотанные витки прижимаются к боковому упору, рис. 3,б) исследовано влияние расположения и количества витков каната на тяговый коэффициент кабестанового барабана. На этот раз использовались грузы массой в диапазоне от 5 до 40 кг. Количество полных витков, намотанных на барабан, варьировалось от одного до четырех. Ход эксперимента аналогичен предыдущему. Каждый опыт проводился по 3–4 раза. На рис. 5 представлены зависимости (для разного количества витков) связывающие натяжения в набегающей и сбегающей ветвях.

В процессе эксплуатации такого привода возможны различные нештатные ситуации, в числе которых – отказ в работе бокового упора, вызванный, например, ослаблением

крепеза или физическим повреждением. Дополнительно исследовано влияние этого на тяговую способность кабестанового барабана посредством повторения предыдущих опытов со снятым боковым упором (результаты приведены на рис. 5). При этом витки каната располагались с краю барабана со стороны с наименьшим диаметром, прижимаясь в ближайшую к редуктору малую реборду.

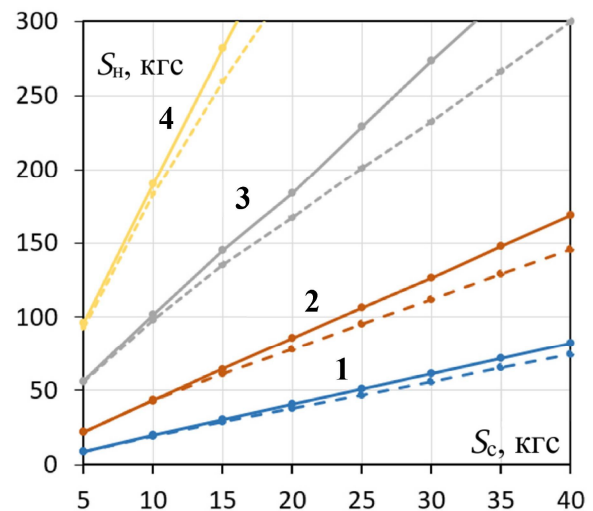


Рис. 5. Зависимость, отражающая связь натяжений набегающей и сбегающей ветвей с учетом влияния бокового упора (сплошная) и без него (прерывистая): 1 – один виток, 2 – два витка, 3 – три витка, 4 – четыре витка

Из полученных результатов (рис. 5) можно видеть, что выход из строя бокового упора снижает тяговую способность кабестанового барабана на 9–16 %.

#### 5. Исследование процессов подъема и спусков платформы

Для оценки реальной работоспособности лебёдки проанализировано её поведение в условиях, приближенных к фактическим, а именно при выполнении операций подъема и спуска грузовой платформы.

*Работа лебёдки «на подъем».* Для исследования работоспособности лебёдки при вращении барабана в направлении подъема использован стенд (рис. 6) с дополнительными блоком и системой подвеса, позволяющими имитировать движение реальной

грузовой платформы. Для лучшего понимания влияния бокового упора на работу лебедки рассмотрено два (рис. 3,б и 7) варианта его расположения относительно барабана (рис. 6). На стенде верхняя ветвь каната перебрасывалась через жестко закрепленный блок Б и присоединялась к грузу  $\Gamma_2$  массой 100 кг (имитирует вес поднимаемой платформы). На нижнюю ветвь подвешивались грузы  $\Gamma_1$  разной массы в диапазоне от 7 до 30 кг. Количество полных витков, намотанных на барабан равнялось трём. В ходе эксперимента вороток равномерно поворачивали, приводя в движение барабан и поднимая груз  $\Gamma_2$ .

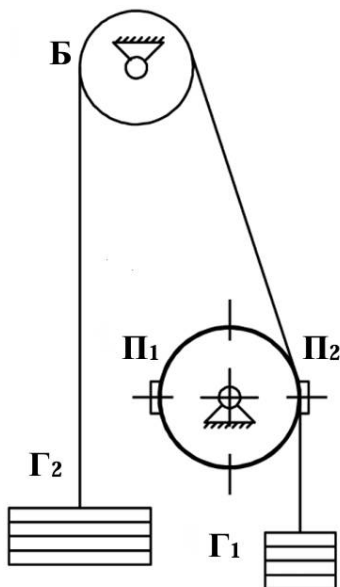


Рис. 6. Схема стенда:  $\Gamma_1$  – груз сбегавшей ветви,  $\Gamma_2$  – груз набегающей ветви; Б – блок;  $\Pi_1$  – первое положение упора;  $\Pi_2$  – второе положение упора

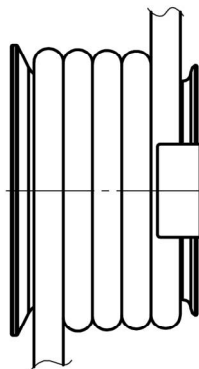


Рис. 7. Крайнее расположение витков каната на барабане с боковым упором

В ходе эксперимента замечено, что при расположении П2 бокового упора (рис. 6, 7) вращение барабана (вне зависимости от массы подвешиваемого груза) сопровождалось выдавливанием из-под бокового упора ближайшего к нему витка, что в конечном счете вело к спутыванию витков. При установке бокового упора в положении П1 (рис. 3,б и 6) спутывание витков не наблюдалась.

*Работа лебедки «на спуск».* Для исследования работоспособности лебедки при вращении барабана в направлении спуска на стенде (рис. 6) верхняя ветвь каната также перебрасывалась через жестко закрепленный блок Б и присоединялась к грузу  $\Gamma_2$  массой 100 кг. На нижнюю ветвь подвешивались грузы  $\Gamma_1$  массой от 7 до 30 кг. На барабан было намотано 4 витка. В ходе эксперимента вороток равномерно поворачивали, опуская груз  $\Gamma_2$ .

Замечено, что в процессе эксперимента витки каната смещаются в сторону от бокового упора, из-за чего упор практически не взаимодействует с канатом. Также замечено, что независимо от массы подвешиваемого груза (в выбранном диапазоне), при вращении барабана «на спуск» последующие витки смещали крайний к торцу большей реборды и начинали спутываться (рис. 8) [11, 12]. Подобное «спутывание» витков делает лебедку непригодной для спуска платформы, требуя применение альтернативных способов.

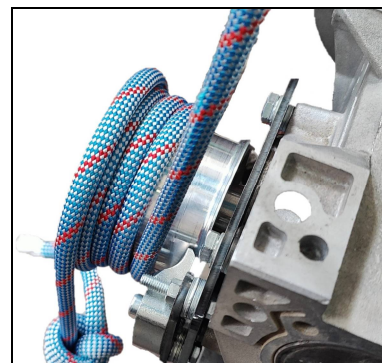


Рис. 8. Перематывание каната при вращении барабана на «спуск»

Во избежание перематывания витков каната безопасный спуск платформы в подобной системе может быть реализован альтернативным образом без использования приво-

да лебёдки за счет собственной массы системы, что подтверждено опытным путем.

## 6. Заключение

Разработаны схемы станков и планы проведения экспериментов, позволяющие исследовать применимость кабестанового барабана в качестве рабочего канатоведущего органа сквозной лебёдки. В соответствии со схемами собраны экспериментальные установки, на которых проведены серии опытов. По полученным данным составлены диаграммы зависимости коэффициента трения от массы подвешенного груза и график зависимости, отражающей связь натяжений набегающей и сбегавшей ветвей. Выполнен анализ результатов и сделан вывод о характере изменения коэффициента трения и тягового коэффициента. Проверено влияние расположения бокового упора на работоспособность системы. Освещено явление перемотки каната при вращении кабестанового барабана «на спуск» и предложено решение проблемы.

Среднее значение коэффициента трения между рабочей поверхностью кабестанового барабана и каната составило 0,116 (варьируется в диапазоне от 0,108 до 0,129). Неисправность бокового упора может снизить тяговую способность привода на 9–16 %. При работе привода на «спуск» можно безопасно (без перемотки каната) спустить платформу на 0,5 м.

Опираясь на полученные результаты, сделан вывод о допустимости применения кабестана для подъема грузов, однако для спуска необходимо применять альтернативные способы, либо дорабатывать конструкцию привода и проводить дополнительные испытания на его работоспособность. Определена минимальная масса подвешиваемого груза в зависимости от массы поднимаемого с условием отсутствия проскальзывания каната относительно барабана. Исследована работоспособность системы в зависимости от расположения бокового упора.

## Список литературы

1. Akay A.E., Gümüş S., Başaran A. Evaluating Productivity of Small-Scale Cable Yarding System Integrated with a Portable Winch // *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2023. No. 2. P. 259–274. doi: <https://doi.org/10.5552/crojfe.2023.1957>.
2. Gülci N., Akay A.E., Erdaş O., Acar H.H., Wing M.G. Controlled sliding of logs downhill by chute system integrated with port-able winch and synthetic rope // *Journal of the Faculty of Forestry Istanbul University*. 2016. Vol. 66. No. 1. P. 256–263. doi: [10.17099/jffiu.18327](https://doi.org/10.17099/jffiu.18327).
3. Wire-rope winches for lifting people: e.lift NEO electric winch [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://fixator.fr/en/product/e-lift-1500-2200-lbs-neo-winch/> (дата обращения 18.09.2025).
4. Lee K., Ahn S., Yang J., Kim H., Seo T. Rope on Rope: Reducing Residual Vibrations in Rope-Based Anchoring System and Rope-Driven Façade Operation Robot // *Sensors*. 2025. Vol. 25. No. 8. doi: <https://doi.org/10.3390/s25082463>.

## References

1. Akay A.E., Gümüş S., Başaran A. Evaluating Productivity of Small-Scale Cable Yarding System Integrated with a Portable Winch. *Croatian Journal of Forest Engineering*, 2023, No. 2, pp. 259–274. doi: <https://doi.org/10.5552/crojfe.2023.1957>.
2. Gülci N., Akay A.E., Erdaş O., Acar H.H., Wing M.G. Controlled sliding of logs downhill by chute system integrated with portable winch and synthetic rope. *Journal of the Faculty of Forestry Istanbul University*, 2016, Vol. 35, No. 1, pp. 256–263. doi: [10.17099/jffiu.18327](https://doi.org/10.17099/jffiu.18327).
3. Wire-rope winches for lifting people: e.lift NEO electric winch. Available at: <https://fixator.fr/en/product/e-lift-1500-2200-lbs-neo-winch/>
4. Lee K., Ahn S., Yang J., Kim H., Seo T. Rope on Rope: Reducing Residual Vibrations in Rope-Based Anchoring System and Rope-Driven Façade Operation Robot. *Sensors*, 2025, Vol. 25, No. 8. doi: <https://doi.org/10.3390/s25082463>.

10.3390/s25082463.

5. Hrabovský L., Učeň O., Kudrna L., Čepica D., Frydrýšek K. Laboratory Device Detecting Tensile Forces in the Rope and Coefficient of Friction in the Rope Sheave Groove // *Machines*. 2022. Vol. 10. No. 7. doi: <https://doi.org/10.3390/machines10070590>.

6. Liang D., Shuai W., Song A., Xu X., Jia H., Luo J. Experimental Investigation of Equivalent Friction Coefficient Between Rope–Drum Mechanism and Pulley Transmission Loss for High-Altitude Wind Power Generation Systems // *Energies*. 2025. Vol. 18. No. 23. <https://doi.org/10.3390/en18-236079>.

7. Attaway S.W. Friction Mechanics and Rescue in Mountaineering // *International Technical Rescue Symposium (ITRS 99)*. 1999. P. 22.

8. Ge S. The friction coefficients between the steel rope and polymer lining in frictional hoisting // *Wear*. 1992. Vol. 152. No. 1. P. 21–29. doi: [https://doi.org/10.1016/0043-1648-\(92\)90201-I](https://doi.org/10.1016/0043-1648-(92)90201-I).

9. Peng Y., Zhu Z., Chen G., Cao G. Effect of tension on friction coefficient between lining and wire rope with low speed sliding // *Journal of China University of Mining and Technology*. 2007. Vol. 17. No. 3. P. 409–413. doi: [https://doi.org/10.1016/S1006-1266\(07\)-60115-1](https://doi.org/10.1016/S1006-1266(07)-60115-1).

10. Shimizu K., Nakayama S. Nonlinearity and hysteresis of wire rope elongation under tension load // *Bulletin of Nippon Bunri University*. 2023. Vol. 51. No. 2. P. 1–5.

11. Nakayama S., Shimizu K., Tahara H. Wire rope mis-wrap due to wire rope “cut-in” on LEBUS drums // *Transactions of the JSME*. 2025. Vol. 91. No. 944. P. 13. doi: <https://doi.org/10.1299/transjsme.24-00238>.

12. Иванов В.А., Балков В.В., Гнездилов С.Г. Кабестановый барабан в мобильных лебедках: экспериментальное исследование и перспективы применения // Сб. ст. VI Всероссийской научно-практ. конф. «Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта». Екатеринбург: УрФУ им. Б.Н. Ельцина, 2025. С. 186–190.

†  
† 5. Hrabovský L., Učeň O., Kudrna L., Čepica D., Frydrýšek K. Laboratory Device Detecting Tensile Forces in the Rope and Coefficient of Friction in the Rope Sheave Groove. *Machines*, 2022, Vol. 10, No. 7. doi: <https://doi.org/10.3390/machines10070590>.

†  
† 6. Liang D., Shuai W., Song A., Xu X., Jia H., Luo J. Experimental Investigation of Equivalent Friction Coefficient Between Rope–Drum Mechanism and Pulley Transmission Loss for High-Altitude Wind Power Generation Systems. *Energies*, 2025, Vol. 18, No. 23. doi: <https://doi.org/10.3390/en18236079>.

†  
† 7. Attaway S.W. Friction Mechanics and Rescue in Mountaineering. *International Technical Rescue Symposium (ITRS 99)*, 1999. 22 p.

†  
† 8. Ge S. The friction coefficients between the steel rope and polymer lining in frictional hoisting. *Wear*, 1992, Vol. 152, No. 1, pp. 21–29. doi: [https://doi.org/10.1016/0043-1648-\(92\)90201-I](https://doi.org/10.1016/0043-1648-(92)90201-I).

†  
† 9. Peng Y., Zhu Z., Chen G., Cao G. Effect of tension on friction coefficient between lining and wire rope with low speed sliding. *Journal of China University of Mining and Technology*, 2007, Vol. 17, No. 3, pp. 409–413. doi: [https://doi.org/10.1016/S1006-1266\(07\)-60115-1](https://doi.org/10.1016/S1006-1266(07)-60115-1).

†  
† 10. Shimizu K., Nakayama S. Nonlinearity and hysteresis of wire rope elongation under tension load. *Bulletin of Nippon Bunri University*, 2023, Vol. 51, No. 2, pp. 1–5.

†  
† 11. Nakayama S., Shimizu K., Tahara H. Wire rope mis-wrap due to wire rope “cut-in” on LEBUS drums. *Transactions of the JSME*, 2025, Vol. 91, No. 944. 13 p. doi: <https://doi.org/10.1299/transjsme.24-00238>.

†  
† 12. Ivanov V.A., Balkov V.V., Gnezdi-  
†  
† lov S.G. Cabestan drum in portable winches:  
†  
† experimental study and application perspectives  
†  
† In: *Sbornik statey VI Vserossiyskoy yfuchno-  
†  
† prakticheskoy konferentsii “Innovatsionnoe  
†  
† razvitie tehniki i technologiy nazemnogo  
†  
† transporta”*. Ekaterinburg, URFU im. B.N.  
†  
† Eltsina, 2025, pp. 186–190. (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ  
МОБИЛЬНОГО СВОДООБРУШИТЕЛЯ В БУНКЕРЕEXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE OPTIMAL PARAMETERS FOR A  
MOBILE ARCH-BREAKER IN A HOPPERКожевников В.А.  
Kozhevnikov V.A.Приволжский государственный университет путей сообщения (Самара, Россия)  
Volga State University of Railway Engineering (Samara, Russia)

**Аннотация.** Проведено комплексное исследование работы мобильного сводообрушителя-очистителя, предназначенного для разрушения сводов и очистки стенок бункеров от трудносыпучих материалов. Актуальность исследования обусловлена значительными эксплуатационными проблемами, связанными с зависанием и сводообразованием сыпучих материалов в бункерных устройствах различной конструкции. В работе проанализированы стационарные системы сводообрушения и обоснована целесообразность применения мобильных устройств селективного действия, особенно для бункеров сложной геометрии и при частой смене типов хранимых материалов. Разработана оригинальная методика экспериментальных исследований, позволяющая оценивать эффективность работы устройства в зависимости от его конструктивных параметров и схемы применения. В ходе экспериментов установлено критическое влияние длины рабочего органа и последовательности активации технологических отверстий на полноту выгрузки пшеничных отрубей. Доказано, что использование схемы с последовательной активацией противоположных отверстий обеспечивает более эффективное опорожнение бункера. Определена оптимальная длина рабочего органа, обеспечивающая максимальную зону воздействия на материал и полную выгрузку. Полученные результаты позволяют разрабатывать оптимизированные конструкции мобильных сводообрушителей и эффективные технологии их применения для различных типов бункеров и материалов.

**Ключевые слова:** сводообрушитель, бункер, сводообразование, трудно сыпучий материал

**Дата получения статьи:** 25.11.2025  
**Дата принятия к публикации:** 25.01.2026  
**Дата публикации:** 25.03.2026

**Сведения об авторе:**

**Кожевников Вадим Александрович** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Вагонное хозяйство и наземные транспортные комплексы», ФГБОУ ВО «Приволжский государственный университет путей сообщения»,  
e-mail: v\_a\_kozhevnikov@bk.ru.

**Abstract.** A comprehensive study was conducted on the operation of a mobile arch-breaker and cleaner designed for destroying vaults and cleaning the walls of hoppers from cohesive bulk materials. The relevance of the study is driven by significant operational problems associated with the hang-up and arching of bulk materials in hopper devices of various designs. The paper analyzes stationary arch-breaking systems and substantiates the feasibility of using selective-action mobile devices, especially for hoppers with complex geometry and frequent changes in the types of stored materials. An original methodology for experimental research has been developed, allowing for the evaluation of the device's efficiency depending on its design parameters and application scheme. The experiments established the critical influence of the working tool length and the activation sequence of technological holes on the completeness of wheat bran unloading. It was proven that using a scheme with sequential activation of opposite holes ensures more effective hopper emptying. The optimal length of the working tool was determined, ensuring the maximum impact zone on the material and complete unloading. The obtained results enable the development of optimized designs for mobile arch-breakers and effective technologies for their application for various types of hoppers and materials.

**Keywords:** arch breaker, hopper, arching, hard-to-loose material.

**Date of manuscript reception:** 25.11.2025  
**Date of acceptance for publication:** 25.01.2026  
**Date of publication:** 25.03.2026

**Author's information:**

**Vadim A. Kozhevnikov** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department «Forestry and Land Transport Complexes» at Volga State University of Railway Engineering,  
e-mail: v\_a\_kozhevnikov@bk.ru.

## 1. Введение

Качественная разгрузка и очистка стенок бункеров и кузовов транспортных средств, используемых для широкой номенклатуры трудно сыпучих материалов с выраженными адгезионными свойствами, вызвана систематическим формированием их отложений на внутренних поверхностях. Данные отложения дестабилизируют процесс разгрузки, со временем подвергаются порче и трудно поддаются удалению.

Стабильность выпуска материала из бункерной емкости может нарушаться под влиянием микроклиматических условий, применяемой технологии погрузочно-разгрузочных работ, физико-механических параметров материала, а также формы и габаритов бункера. Результатом сводообразования становится сокращение полезного объема, что влечет за собой повышение энергетических затрат на выгрузку при использовании специальных механизмов, уменьшение ресурса конструкций и снижение качества хранимого продукта.

Предпринято множество попыток создания теоретических методик, позволяющих комплексно исследовать факторы, влияющие на динамику выгрузки материалов из бункера. Эти методики учитывают не только физико-механические свойства материалов и условия окружающей среды, но и взаимосвязь конструктивно-режимных параметров бункера и интегрированного в него стационарного сводообразователя [1, 2].

Контроль сводообразования и стимулирование гравитационного способа истечения может быть осуществлен с помощью технологий предотвращения сегрегации частиц при загрузке бункера. Однако они в большей степени подходят для высоких силосных хранилищ [3, 4].

Обширные исследования проведены в области оптимизации энергоемкости комбинированного гравитационно-принудительного процесса разгрузки щелевых бункеров с использованием скребковых питателей [5-7]. Эксперименты на бункерном устройстве, рабочий орган которого расположен в щелевом отверстии между подъемным кольцевым зат-

вором и косвенной заслонкой, позволили обосновать режимы энергосбережения предлагаемого способа выгрузки материала, сочетающего в себе гравитационное истечение с принудительным боковым выносом [8].

С помощью кольцевого сдвигового испытателя «Jenike (RST)» изучено влияние отдельных физико-механических свойств трудно-сыпучих материалов на процесс их истечения из бункера. В частности, получены критические уровни влажности отрицательно влияющие на свойства текучести материала при его взаимодействии с различными материалами футеровки внутренней поверхности бункера [9].

Метод дискретных элементов (DEM) широко себя зарекомендовал при моделировании сводообразования и процесса выгрузки тонкодисперсных материалов. Изучение поведения материала, истекающего из бункера под действием вибрации, а также измерение пропускной способности выпускного отверстия бункера производилось на основе анализа полученных с помощью экспериментальной установки фото-изображений сводов [10].

При рассмотрении бункера с плоским днищем, исследование перехода сыпучего материала из слежавшегося состояния в стабильно текучее может производиться с помощью стеклянных шариков разного калибра [11].

На основе уравнения текучести Мора-Кулона удалось получить математическую модель двумерного свода, представленную уравнениями баланса вертикальных и горизонтальных напряжений хранимого в бункере сыпучего материала в плоской системе координат. Решение этих уравнений с использованием численного способа Эйлера позволяет для конкретных условий хранения сыпучего груза прогнозировать форму кривой свода и устанавливать ее взаимосвязь с габаритами конического бункера и критическими размерами его выпускного отверстия [12].

Установлено, что при введении в основной хранимый в бункере материал некоторого количества мелкодисперсных частиц с низким коэффициентом трения, снижает интенсивность сводообразования и ускоряет выпуск материала. По мере увеличения доли

мягких частиц в смеси увеличивается скорость потока, характер которого приобретает лавинообразность и прерывистость. Образующиеся при этом своды имеют временный характер, саморазрушаются и не вызывают тотального блокирования потока выпускаемого материала [13].

С целью улучшения качества выгрузки и обеспечения сохранности транспортируемых и хранимых материалов целесообразно либо проектировать новые бункеры с улучшенными характеристиками, либо проводить модернизацию действующих сооружений. Модернизация заключается в оснащении зоны сводообразования локальными устройствами, обеспечивающими выгрузку слежавшихся масс без нарушения целостности основных конструктивных элементов. Такой подход в отношении стационарных бункерных емкостей также исключил бы необходимость активного применения негативно влияющих на их конструкции вибрационных или ударных воздействий, что позволило бы избежать срезания отдельных частей выпускных воронок при извлечении сильно слежавшихся материалов и сохранить тем самым целостность конструкций [14].

## 2. Постановка задачи

Представленные в анализе исследования [1–13] касаются в основном бункеров, которые могут быть оборудованы стационарными сводообрушающими устройствами, разнообразная система конструкций которых к настоящему времени разработана и внедрена [15]. Однако, при использовании подобных механизмов, известен ряд ограничений: сохранение зон с материалом, зависающим в углах бункера; возникновение динамического сводообразования после разрушения статического свода и возобновления истечения материала из бункера; невозможность локального воздействия на зоны наиболее вероятного слеживания материалов. Данные проблемы особенно критичны для эксплуатирующихся бункеров с корпусами различной геометрии, при частой смене типов хранимых материалов и когда требуется радикальная минимизация энергозатрат при разгрузке.

Таким образом, стационарное размещение сводообрушителей зачастую эффективно только для бункеров с улучшенной геометрией. Поэтому в случае бункеров с несовершенной конструкцией, находящихся в эксплуатации длительное время и демонстрирующих неудовлетворительные показатели выгрузки, предлагается использовать сводообрушители селективного действия с регулируемыми параметрами рабочих органов, способные точно воздействовать на зоны слеживания и исключить производственную необходимость проникновения обслуживающего персонала внутрь бункеров для устранения последствий различного рода осложнений вызванных сводообразованием [14, 16].

Некоторые конструктивные схемы переносных сводообрушителей, конструкции рабочих органов которых варьируются (скребки, лопасти, многозвенники, цепи и т.п.) продемонстрированы на рис. 1.

Данные устройства обладают высокой производительностью и универсальностью по отношению к различным выгружаемым материалам. Кроме того, они обеспечивают совмещение процесса выгрузки материала с очисткой внутренних поверхностей бункера от налипших остатков, включая вертикальные стенки [17–20]. Привод механизмов может иметь различное исполнение, в том числе быть адаптированным к разнообразному ручному механизированному инструменту, что повышает их технологическую гибкость и расширяет возможности использования.

Возможность использования переносного устройства для устранения возникающих сводообразований и зависаний материалов в труднодоступных местах бункерных емкостей требует экспериментальной проверки. В настоящей статье приведены некоторые результаты исследований переносного сводообрушителя-очистителя с рабочим органом в виде шарнирно сочлененного многозвенника (рис. 1, г) [18].

Рабочий орган устройства может состоять из нескольких шарнирно соединенных звеньев 1 одинаковой длины. Для фиксации звеньев в соосном положении в их сквозные отверстия 2 устанавливается стопорный штырь 5.

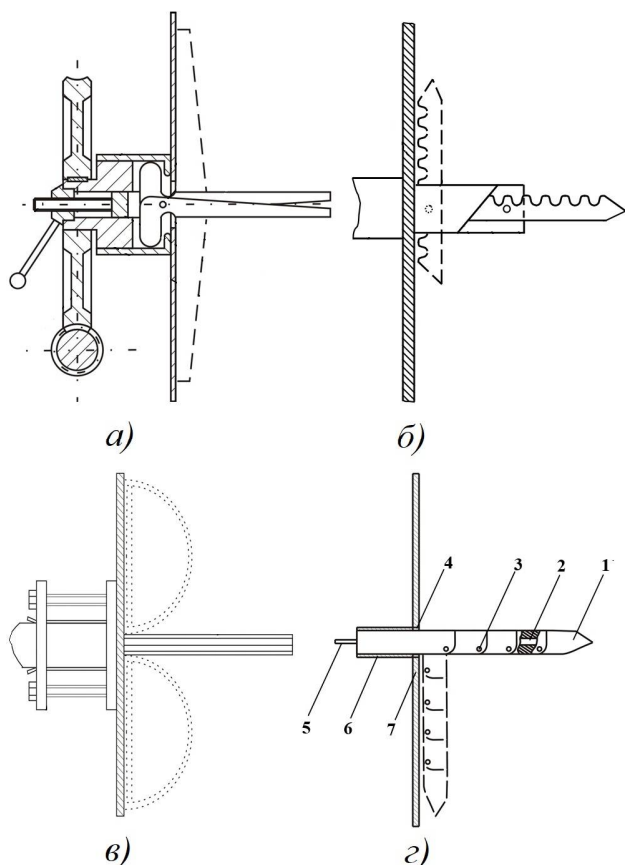


Рис.1. Переносные сводообрушители с различными рабочими органами:  
а – скребок; б – зубчатая рейка; в – гибкая лопасть; г – шарнирный многосзвенник (1 – звено; 2 – отверстие в звене; 3 – шарнир; 4 – технологическое отверстие в стенке емкости; 5 – стержень; 6 – полый приводной вал; 7 – стенка емкости)

Жесткость собранной конструкции обеспечивается при вводе рабочего органа в технологическое отверстие 4 стенки емкости 7. Концевое звено имеет заостренную форму.

Для изменения конфигурации рабочего органа в требуемом положении производится извлечение штыря 5 из отверстий 2. После этого звенья 1 под действием силы тяжести отклоняются от соосного положения и занимают ориентацию, перпендикулярную оси полого приводного вала 6 (параллельно стенке емкости 7).

### 3. Материалы и методы

Основные этапы работы представленных выше сводообрушителей в общем виде приведены на рис. 2, а [21]:

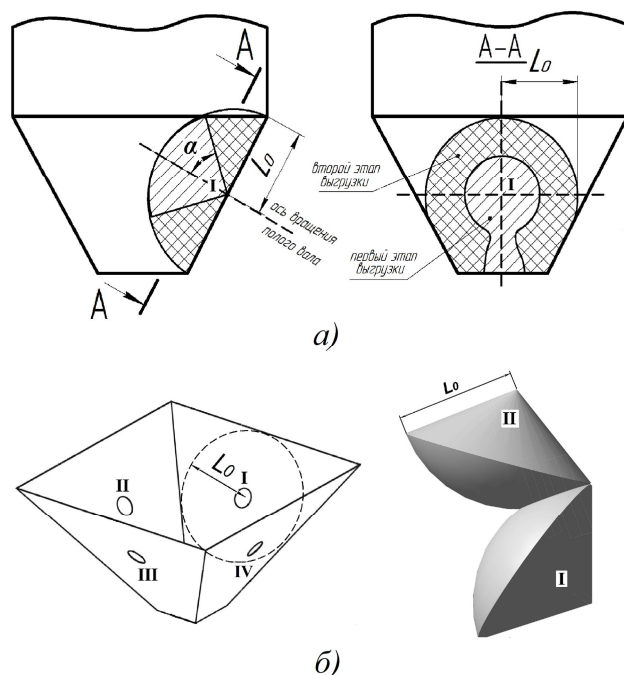


Рис. 2. Технологический процесс: а – схема начального этапа и принудительной выгрузки через одно технологическое отверстие в бункере; б – расположение отверстий (I, II, III, IV) и объемная визуализация зоны воздействия рабочих органов на материал при использовании двух отверстий (I, II) в смежных стенках воронки

1) начальное взаимодействие: рабочие органы плавно отклоняются на угол  $\alpha$ , входя в контакт с материалом (это приводит к образованию зоны разрыхления, где давление постепенно нарастает, и начинается первоначальная выгрузка материала);

2) принудительная выгрузка: дальнейшее отклонение рабочих органов на угол, превышающий  $\alpha$ , вплоть до контакта со стенкой бункера (это обеспечивает принудительное удаление материала из сформированной зоны);

3) очистка стенок: на заключительном этапе рабочие органы, взаимодействуя со стенкой, удаляют образовавшиеся адгезионные отложения.

Исследования проводились на лабораторной модели стационарного бункера (рис. 3, а). Главным изучаемым конструктивным параметром переносного сводообрушителя выступает длина его рабочего органа. При этом главным критерием эффективности процесса считается полное отсутствие остат-

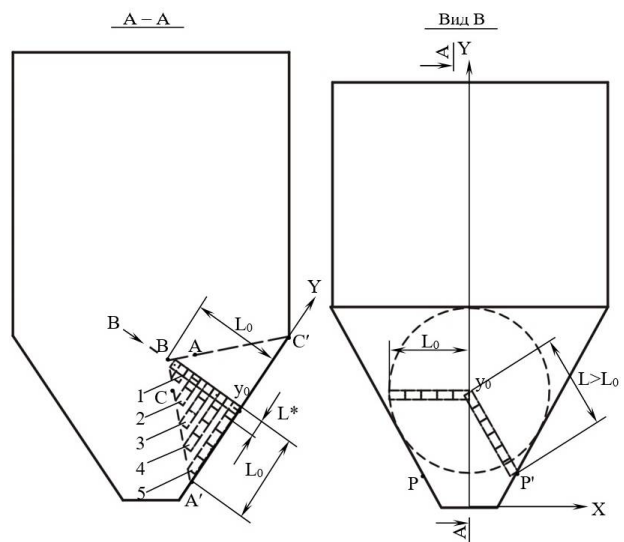
ков материала в бункере после выгрузки. Для проведения эксперимента по сводообрушению бункер площадью  $1 \text{ м}^2$  заполнялся материалом на уровень  $1 \text{ м}$ , что было достаточно для формирования сводов, устойчивость которых подтверждалась визуально. В качестве материала использовались отруби (угол внутреннего трения  $\beta=35^\circ$ , коэффициент внешнего трения  $f=0,5$ , насыпная плотность  $\rho=400 \text{ кг/м}^3$ ) в соответствии с ГОСТ 7169-2017 [22].

Для определения оптимальных точек приложения механических воздействий на свод в стенках разгрузочной воронки бункера было выполнено несколько технологических отверстий, идентичных по своему расположению относительно выпускного отверстия (координаты:  $x_0=0 \text{ м}$ ;  $y_0=0,47 \text{ м}$ ), что показано на рис. 2, б. Исследуемая конструкция рабочего органа состояла из пяти звеньев. Последовательным извлечением штыря из пазов первого, второго и последующих звеньев фиксировались пять различных положений (1, 2, 3, 4, 5), обозначенных на рис. 3, б пунктиром и ориентируемых параллельно стенкам емкости. Данная схема позволяет при вращении приводного вала постепенно разрыхлять материал в зоне, ограниченной конической поверхностью (на сечении А–А представленной треугольником АВС). В процессе вращения все звенья, участвующие в разрыхлении, занимают конечное положение, перпендикулярное валу.

После включения в работу конечного звена рабочий орган принимает положение, обеспечивающее контакт с поверхностью стенки разгрузочной воронки, что позволяет очистить ее от налипших остатков материала. Зона очистки соответствует окружности, вписанной в трапециевидную плоскость стенки воронки. Как показано на виде В, для эффективной очистки длина рабочего органа не должна превышать значение  $L_0=0,26 \text{ м}$ . При использовании органа длиной  $L > L_0$  его движение по очищаемой поверхности будет заблокировано смежными стенками в точках Р и Р', что сделает очистку невозможной.



а)



б)

Рис. 3. Экспериментальный бункер:  
а – внешний вид; б – схема расположения ра-бочих органов (1, 2, 3, 4, 5 – их соответствующие положения)

Основной задачей экспериментальной части исследования было установление влияния трех ключевых факторов на полноту опорожнения бункера: количества технологических отверстий, порядка их задействования и длины рабочего органа, которая изменялась в диапазоне  $L_0=0,065\dots 0,26 \text{ м}$ . Как видно из рис. 2, б, размещение технологических отверстий по центру каждой стенки разгрузочной воронки позволяет рабочему органу при любой длине  $L_0$  полностью контактировать с поверхностью стенки, обеспечивая её эффективную очистку. Конфигура-

ция с одним отверстием на каждую стенку воронки обусловлена симметричным формированием свода относительно центрального сечения бункерного устройства.

#### 4. Результаты исследований и их анализ

Экспериментально подтверждено, что расположение на одной стенке нескольких отверстий приводит лишь к частичному разрушению свода, не обеспечивая полной выгрузки материала из бункера.

Для оценки эффективности работы сводообрушителя были испытаны две схемы последовательного подключения технологических отверстий:

1) схема (I–II–III): первоочередное последовательное использование двух смежных отверстий (I, II) не позволило достичь полной выгрузки материала (рис. 4);

2) схема (I–III–II): первоочередное последовательное использование двух противоположных отверстий (I, III) обеспечило полное опорожнение бункера после задействования всех трех точек (рис. 5).

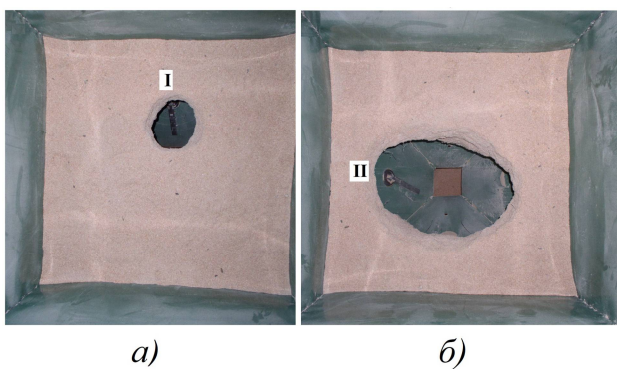


Рис. 4. Результаты работы сводообрушителя по схеме (I–II–III): а – использование первого по очереди отверстия (I); б – использование второго по очереди отверстия (II)

Ключевое различие наблюдается при использовании второго по очереди отверстия, о чем свидетельствуют сравниваемые изображения на рис. 4, б и 5, а. В первом варианте (рис. 4, б) второе используемое отверстие (II) расположено смежно с первым (I), что дает минимальный эффект выгрузки. Во втором варианте, вторым по счету подключается

противоположное отверстие (III) вместо смежного (II), в результате обеспечивается более значительное разрушение свода.

Количественные результаты для эффективной схемы (I–III–II) представлены на рис. 6, а. На графике видна прямая зависимость: с ростом длины рабочего органа  $L_0$  увеличивается и объем выгруженного материала  $M$ . Максимальная эффективность (полная выгрузка) достигается при длине  $L_0=0,26$  м.

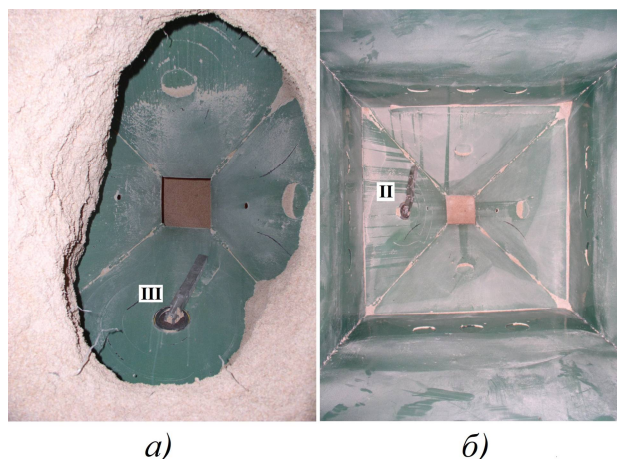


Рис. 5. Результаты работы сводообрушителя по схеме (I–III–II): а – использование второго по очереди отверстия (III) при неполном опорожнении бункера; б – результат использования третьего отверстия (II) при полном опорожнении

При этом энергозатраты  $W$  на процесс также возрастают с увеличением длины рабочего органа – с 0,41 кДж до 4,8 кДж (рис. 6, б). Однако, как демонстрирует серая зона на рис. 6, а, определяющим критерием для выбора рациональной длины является не энергоэффективность, а полнота опорожнения бункера. Таким образом, оптимальная длина рабочего органа была установлена на уровне  $L_0=0,26$  м.

Сравнение графиков на рис. 6, б демонстрирует схожий характер изменения энергозатрат  $W$  и объема  $V$  зоны воздействия рабочих органов. Эта параллель указывает на прямую зависимость между длиной рабочих органов и энергоемкостью процесса разрыхления. Аналогичным образом, рост объема выгружаемого материала от 0 до 0,11 м<sup>3</sup> объясняется увеличением зоны обработки при

использовании более длинных рабочих органов. При этом оптимальной длиной, обеспечивающей максимальную полноту опорожнения бункера, остается значение  $L_0 = 0,26$  м.

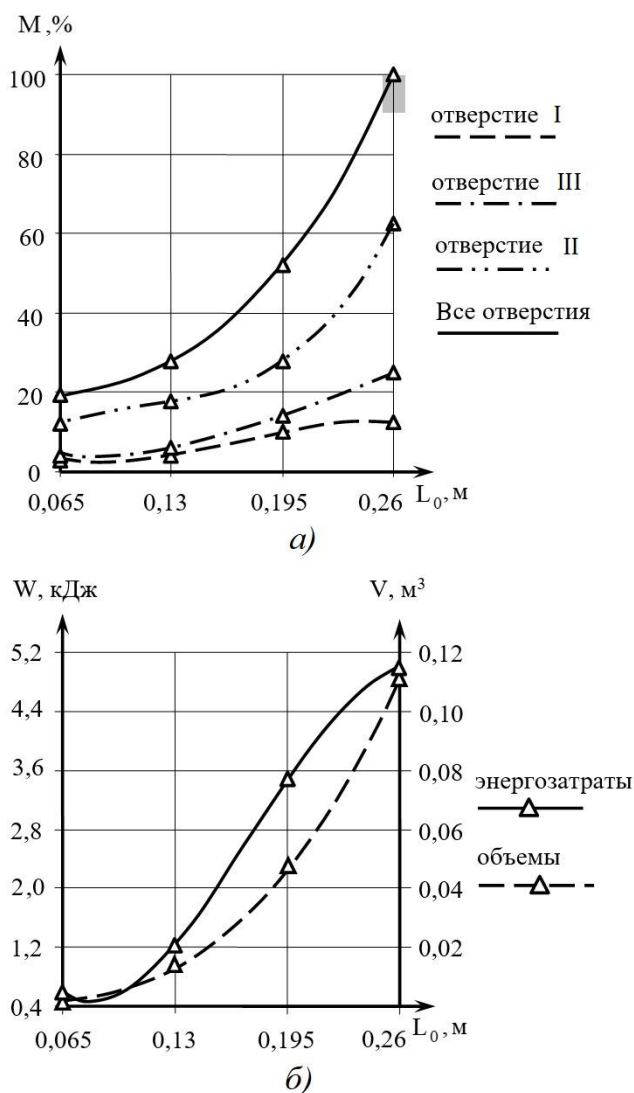


Рис. 6. Влияние длины рабочих органов  $L_0$ :  
а – на полноту разгрузки  $M$ , %;  
б – на энергозатраты  $W$ , кДж и на объем взаимодействия  $V$ , м<sup>3</sup>

## 5. Заключение

Проведенное исследование продемонстрировало высокую эффективность применения мобильного устройства для решения проблемы сводообразования и зависания

трудно сыпучих материалов в бункерах. Разработанная методика экспериментальных исследований позволила не только оценить эксплуатационные характеристики устройства, но и установить количественные зависимости между его ключевыми конструктивными параметрами и эффективностью процесса выгрузки.

Экспериментально доказано, что на полноту опорожнения бункера критическое влияние оказывают три основных фактора: длина рабочего органа, количество и расположение технологических отверстий, а также последовательность их использования. Определена оптимальная длина рабочего органа, который будучи шарнирным многозвенником гарантирует максимальный охват зоны воздействия на материал и полное опорожнение бункера. Установлено, что исследуемый сводообразователь позволяет точно воздействовать на проблемные зоны, включая труднодоступные участки и углы бункера, где традиционные стационарные системы часто оказываются неэффективными. Это особенно актуально для бункеров сложной геометрии.

Полученные результаты имеют существенную практическую значимость. Они позволяют разрабатывать оптимизированные конструкции мобильных сводообразователей и формировать эффективные регламенты их применения для различных типов бункеров и материалов.

Дальнейшие исследования могут быть направлены на адаптацию методики для других классов сыпучих материалов, а также на интеграцию систем автоматического управления для оптимизации последовательности и интенсивности воздействия рабочего органа. Внедрение таких разработок позволит значительно повысить надежность и экономическую эффективность процессов хранения и выгрузки сыпучих продуктов в различных отраслях промышленности.

## Список литературы

1. Зацаринная И.А. Совершенствование процесса выгрузки зерновых материалов из бункеров зерноочистительных комплексов: монография. Уфа: ООО «Аэтерна», 2023. 236 с.
2. Богомягих В.А. Теория эквивалентного динамического свода в механике дискретных сыпучих тел. Зерноград: Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия, 2007. 63 с.
3. Третьяков Г.М., Прусов М.В., Денисов В.В., Кононов И.И. Экспериментальные исследования хранилища сыпучих грузов в транспортно-технологических комплексах // Вестник транспорта Поволжья. 2020. №5 (83). С. 56-61.
4. Денисов В.В., Кононов И.И., Прусов М.В. Управление процессами загрузки, хранения и выгрузки зерновых грузов в транспортно-складских комплексах // Мир транспорта. 2022. Т. 20. № 2 (99). С. 60-65. DOI: 10.30932/1992-3252-2022-20-2-6.
5. Варгунин В.И., Горюшинский В.С., Варламов А.В., Варламова Н.Х. Теория и практика применения щелевых бункеров на железнодорожном транспорте и в агропромышленном комплексе. Самара: СНЦ РАН, 2007. 107 с.
6. Косяненко А.А., Толпекин С.А. Теоретические исследования процесса дозированного выпуска труднорассыпчивых компонентов комбикорма из бункера с кольцевым затвором // Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. 2009. № 4. С. 113-119.
7. Туртыгина Н.А. Возможность применения в технологической схеме внутрирудничной предконцентрации руды бункера щелевого типа // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2021. № 8. С. 82-92. DOI: 10.25018/0236-1493-2021-8-0-82.
8. Прусов М.В., Денисов В.В., Кононов И.И. Ресурсосбережение в транспортно-складских комплексах при эксплуатации бункерных систем // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2024. № 7. С. 121-125. DOI: 10.24412/2071-6168-2024-7-121-122.

## References

1. Zatsarinnyaya I.A. *Sovershenstvovanie protsessa vygruzki zernovykh materialov iz bunkerov zernoochistitelnykh kompleksov* [Improving the process of unloading grain materials from bunkers of grain cleaning complexes]. Ufa, OOO Aeterna, 2023. 236 p. (In Russian)
2. Bogomyagkikh V.A. *Teoriya ekvivalentnogo dinamicheskogo svoda v mekhanike diskretnykh sypushikh tel* [The theory of the equivalent dynamic arch in the mechanics of discrete bulk bodies]. Zernograd, Azovo-Chernomorskaya gosudarstvennaya agroinzhenernaya akademiya, 2007. 63 p. (In Russian)
3. Tretyakov G.M., Prusov M.V., Denisov V.V., Kononov I.I. Experimental studies of a bulk cargo storage in transport and technological complexes. *Vestnik transporta Povolzhya*, 2020, no. 5 (83), pp. 56-61. (In Russian)
4. Denisov V.V., Kononov I.I., Prusov M.V. Management of processes of loading, storage and unloading of grain cargoes in transport and warehouse complexes. *Mir transporta*, 2022, vol. 20, no. 2 (99), pp. 60-65. doi: <https://doi.org/10.30932/1992-3252-2022-20-2-6>. (In Russian)
5. Vargunin V.I., Goryushinsky V.S., Varlamov A.V., Varlamova N.Kh. *Teoriya i praktika primeneniya shchelevykh bunkerov na zheleznodorozhnom transporte i v agropromyshlennom komplekse* [Theory and practice of using slot bunkers in railway transport and agro-industrial complex]. Samara, SNC RAN, 2007. 107 p. (In Russian)
6. Kosenenko A.A., Tolpekin S.A. Theoretical studies of the process of dosed release of bulk components of compound feed from a bunker with a ring gate. *Izvestiya Samarskoy gosudarstvennoy selskokhozyaystvennoy akademii*, 2009, no. 4, pp. 113-119. (In Russian)
7. Turtygina N.A. The possibility of using a slot-type hopper in the technological scheme of in-mine ore pre-concentration. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten (nauchno-tekhnicheskiiy zhurnal)*, 2021, no. 8, pp. 82-92. doi: <https://doi.org/10.25018/0236-1493-2021-8-0-82>. (In Russian)
8. Prusov M.V., Denisov V.V., Kononov I.I. Resource saving in transport and warehouse complexes during the operation of bun-

9. Reddy Y.V., Venkatesh S. Flow characteristic evaluation of iron ore for design of bunkers and chutes with different liner materials // *Materials today: Proceedings*. 2023. Vol. 76. No. 1. Pp. 95-102. DOI: 10.1016/j.matpr.2022.10.132.
10. Zhu J., Wang K., Ma Y., Xu W., Long J., Li X. Arch formation mechanism and discharge process of cohesive fine powder in a vibrated silo // *Particuology: Science and Technology of Particles*. 2024. Vol. 94. Pp. 373-385. DOI: 10.1016/j.partic.2024.09.001.
11. Xue J., Schiano S., Zhong W., Chen L., Wu C.-Y. Determination of the flow/no-flow transition from a flat bottom hopper // *Powder Technology: An international journal on the science and technology of wet and dry particulate systems*. 2019. Vol. 358. Pp. 55-61. DOI: 10.1016/j.powtec.2018.08.063.
12. Matchett A.J. The shape of the cohesive arch in hoppers and silos – Some theoretical considerations // *Powder Technology: An international journal on the science and technology of wet and dry particulate systems*. 2007. Vol. 171. No. 3. Pp. 133-145. DOI: 10.1016/j.powtec.2006.10.010.
13. Alborzi S., Hashmi S.M. Low-friction soft particles add intermittency and avalanches to the flow of rigid particles in a hopper // *Powder Technology: An international journal on the science and technology of wet and dry particulate systems*. 2025. Vol. 459. Pp. 121000.
14. Денисов В.В., Кожевников В.А. Устройства для выпуска трудносыпучих материалов из силосов // *Комбикорма*. 2001. № 5. С. 17.
15. Кожевников В.А., Астраханский А.Ю., Жданов А.Г. Классификация сводообрушающих средств механизации выгрузки трудносыпучих грузов // *Мехатроника, автоматика и робототехника*. 2020. №5. С. 56-58. DOI: 10.26160/2541-8637-2020-5-56-58.
16. Кожевников В.А., Жданов А.Г., Астраханский А.Ю. Результаты производственных испытаний переносного устройства обрушения сводов в бункерах // *Автоматизированное проектирование в машиностроении*. 2022. № 12. С. 10-12. DOI: 10.26160/2309-8864-2022-12-10-12.
- ker systems. *Izvestiya Tulsogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2024, no. 7, pp. 121-125. doi: <https://doi.org/10.24412/2071-6168-2024-7-121-122>. (In Russian)
9. Reddy Y.V., Venkatesh S. Flow characteristic evaluation of iron ore for design of bunkers and chutes with different liner materials. *Materials today: Proceedings*, 2023, vol. 76, no. 1, pp. 95-102. DOI: 10.1016/j.matpr.2022.10.132.
10. Zhu J., Wang K., Ma Y., Xu W., Long J., Li X. Arch formation mechanism and discharge process of cohesive fine powder in a vibrated silo. *Particuology: Science and Technology of Particles*, 2024, vol. 94, pp. 373-385. DOI: 10.1016/j.partic.2024.09.001.
11. Xue J., Schiano S., Zhong W., Chen L., Wu C.-Y. Determination of the flow/no-flow transition from a flat bottom hopper. *Powder Technology: An international journal on the science and technology of wet and dry particulate systems*, 2019, vol. 358, pp. 55-61. DOI: 10.1016/j.powtec.2018.08.063.
12. Matchett A.J. The shape of the cohesive arch in hoppers and silos – Some theoretical considerations. *Powder Technology: An international journal on the science and technology of wet and dry particulate systems*, 2007, vol. 171, no. 3, pp. 133-145. DOI: 10.1016/j.powtec.2006.10.010.
13. Alborzi S., Hashmi S.M. Low-friction soft particles add intermittency and avalanches to the flow of rigid particles in a hopper. *Powder Technology: An international journal on the science and technology of wet and dry particulate systems*, 2025, vol. 459, pp. 121000.
14. Denisov V.V., Kozhevnikov V.A. Devices for unloading bulk materials from silos. *Kombikorma*, 2001, no. 5, p. 17. (In Russian)
15. Kozhevnikov V.A., Astrakhsansky A.Yu., Zhdanov A.G. Classification of arch-breaking means of mechanization of unloading of bulk cargoes. *Mekhatronika, avto-matizatsiya i robototekhnika*, 2020, no. 5, pp. 56-58. doi: <https://doi.org/10.26160/2541-8637-2020-5-56-58>. (In Russian)
16. Kozhevnikov V.A., Zhdanov A.G., As-

17. Переносной сводоразрушитель-очиститель / Г.М. Третьяков. - Патент РФ на изобретение № 2190486. Заявл. 04.10.2000, № 2000124913. Оpubл. 10.10.2002. Бюл. № 28.

18. Сводоразрушитель-очиститель / Г.М. Третьяков, Е.П. Дудкин, В.С. Горюшинский, И.В. Горюшинский, Е.В. Горюшинская. - Патент РФ на изобретение № 2191078. Заявл. 19.04.2001, № 2001110578. Оpubл. 20.10.2002. Бюл. № 29.

19. Переносной сводоразрушитель-очиститель / Г.М. Третьяков, В.С. Горюшинский, И.В. Горюшинский, В.Л. Шур, В.А. Кожевников. - Патент РФ на изобретение № 2201813. Заявл. 23.01.2001, № 2001102165. Оpubл. 10.04.2003. Бюл. № 10.

20. Сводоразрушитель-очиститель / А.Г. Жданов, В.А. Кожевников. - Патент РФ на полезную модель № 179833. Заявл. 03.11.2016, № 2016143492. Оpubл. 25.05.2018. Бюл. № 15.

21. Кожевников В.А. Исследование конструктивно-режимных параметров переносного механического сводообрушителя // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2024. № 4. С. 276-285. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-276-285.

22. ГОСТ 7169-2017. Отруби пшеничные. Технические условия. Введ. 2019-01-01. М.: Стандартиформ, 2017. 8 с.

trakhansky A.Yu. Results of field tests of a portable device for collapsing arches in bunkers. *Avtomatizirovannoe proektirovanie v mashinostroenii*, 2022, no. 12, pp. 10-12. doi: <https://doi.org/10.26160/2309-8864-2022-12-10-12>. (In Russian)

17. Patent RU 2190486. *Perenosnoy svodorazrushitel-ochistitel* [Portable arch-breaker and cleaner]. Tretyakov G.M. Declared 04.10.2000. Published 10.10.2002. (In Russian)

18. Patent RU 2191078. *Svodorazrushitel-ochistitel* [Arch-breaker and cleaner]. Tretyakov G.M., Dudkin E.P., Goryushinsky V.S., Goryushinsky I.V., Goryushinskaya E.V. Declared 19.04.2001. Published 20.10.2002. (In Russian)

19. Patent RU 2201813. *Perenosnoy svodorazrushitel-ochistitel* [Portable arch-breaker and cleaner]. Tretyakov G.M., Goryushinsky V.S., Goryushinsky I.V., Shur V.L., Kozhevnikov V.A. Declared 23.01.2001. Published 10.04.2003. (In Russian)

20. Patent RU 179833. *Svodorazrushitel-ochistitel* [Arch-breaker and cleaner]. Zhdanov A.G., Kozhevnikov V.A. Declared 03.11.2016. Published 25.05.2018. (In Russian)

21. Kozhevnikov V.A. Research of design and operational parameters of a portable mechanical arch breaker. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2024, no. 4, pp. 276-285. doi: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2024-10-04-276-285>. (In Russian)

22. GOST 7169-2017. *Wheat bran. Technical conditions*. Moscow, Standartinform, 2017. 8 p. (In Russian)

УДК (УДК) 621.877.3

## МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ НЕЛИНЕЙНЫХ ЖЕСТКОСТНОЙ И ДЕМПФИРУЮЩЕЙ ХАРАКТЕРИСТИК ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ СИДЕНЬЯ

## METHOD OF OPTIMIZING NONLINEAR STIFFNESS AND DAMPING CHARACTERISTICS OF A VIBRATION PROTECTION SEAT SYSTEM

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

**Аннотация.** Проблемы вибраций, возникающих при работе наземных машин, актуальны. Для защиты операторов от вибраций используются системы виброизоляции сидений. Целью исследования являлась разработка методики оптимизации нелинейных характеристик виброзащитной системы сиденья оператора с одной поступательной степенью свободы в вертикальном направлении. Использовалась математическая модель виброзащитной системы с нелинейными жесткостной и демпфирующей характеристиками. Функции силы жесткости и коэффициента демпфирования виброзащитной системы описывались двухточечными сплайнами Эрмита. Для кинематического возбуждения движения системы использовались синусоидальные колебания основания сиденья с амплитудой, медленно возрастающей от нуля до максимального значения. Амплитуда колебаний основания, при которой абсолютное ускорение сиденья достигает предельного значения, определенного санитарными нормами, названа амплитудой выхода. На основе амплитуды выхода, для каждого значения частоты колебаний основания определялось значение относительной амплитуды выхода. Последнее представляло собой отношение текущей амплитуды выхода, определенной для заданных значений параметров нелинейных характеристик сиденья, к максимальному значению амплитуды выхода, которое было достигнуто на всей совокупности сочетаний исследуемых значений параметров нелинейных характеристик сиденья. Для оценки эффективности виброзащитной системы использовалась в качестве критерия сумма относительных амплитуд выхода основания на всех исследуемых низких частотах в диапазоне до четырех Герц. Для каждой комбинации параметров, описывающих нелинейные жесткостную и демпфирующую характеристики, и для каждого значения частоты из исследуемого диапазона, определялась амплитуда выхода основания. Рассчитывались относительные амплитуды выхода. Суммировались значения относительных амплитуд выхода по всем исследуемым частотам с дискретностью в одну десятую Герца. Оптимизация характеристик виброзащитной системы сиденья позволила на примере ограниченного диапазона параметров методом полного перебора повысить

**Abstract.** The problems of vibrations arising during the operation of ground machines are relevant. Seat vibration isolation systems are used to protect operators from vibrations. The purpose of the study was to develop a methodology for optimizing the nonlinear characteristics of a vibration protection system for an operator's seat with one translational degree of freedom in the vertical direction. A mathematical model of a vibration protection system with nonlinear rigidity and damping characteristics was used. The functions of the stiffness force and damping coefficient of the vibration protection system were described by two-point Hermite splines. To kinematically excite the movement of the system, sinusoidal oscillations of the seat base were used with an amplitude slowly increasing from zero to a maximum value. The amplitude of the base vibrations, at which the absolute acceleration of the seat reaches the limit value determined by sanitary standards, is called the output amplitude. Based on the output amplitude, for each value of the base oscillation frequency the value of the relative output amplitude was determined. The latter was the ratio of the current output amplitude, determined for given values of the parameters of the nonlinear characteristics of the seat, to the maximum value of the output amplitude, which was achieved over the entire set of combinations of the studied values of the parameters of the nonlinear characteristics of the seat. To assess the effectiveness of the vibration protection system, the sum of the relative amplitudes of the base output at all studied low frequencies in the range of up to four Hertz was used as a criterion. For each combination of parameters describing the nonlinear stiffness and damping characteristics, and for each frequency value from the range under study, the amplitude of the base output was determined. Relative output amplitudes were calculated. The values of the relative output amplitudes were summed up for all frequencies under study with a resolution of one tenth of a Hertz. Optimization of the characteristics of the seat vibration protection system made it possible, using the example of a limited range of parameters using an exhaustive search method, to increase the value of the complex optimization criterion by more than 3.5 times. The work may be of interest to developers of vibration protection systems for operator seats.

значение комплексного критерия оптимизации более чем в три с половиной раза. Работа может представлять интерес для разработчиков виброзащитных систем сидений операторов.

**Ключевые слова:** вибрация, виброзащитный, силовая характеристика, демпфирование.

**Дата получения статьи:** 18.11.2025  
**Дата принятия к публикации:** 12.12.2025  
**Дата публикации:** 25.03.2026

#### Сведения об авторах:

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

ORCID: 0000-0002-5104-7568

**Кашапова Ирина Евгеньевна** – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: kashapova\_ie@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0631-564X

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

ORCID: 0000-0002-3084-2271

**Keywords:** vibration, vibration-protective, power characteristics, damping.

**Date of manuscript reception:** 18.11.2025  
**Date of acceptance for publication:** 12.12.2025  
**Date of publication:** 25.03.2026

#### Authors' information:

**Mikhail S. Korytov** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor, Department of Automobile transport, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

**Irina E. Kashapova** – Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer, Department of Automation and power engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: kashapova\_ie@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0631-564X

**Vitaliy S. Sherbakov** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor, Department of Automation and power engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: sherbakov\_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

## 1. Введение

Проблемы вибраций в строительных и дорожных машинах остаются весьма актуальными. Потребность в защите операторов от вибраций в настоящее время увеличивается с ростом мощности и производительности наземных транспортно-технологических машин [1-3].

Вибрации вызываются взаимодействием с рабочей средой и опорной поверхностью рабочих органов и ходовых элементов машины соответственно. Они существенно сокращают срок службы узлов наземных транспортно-технологических машин и снижают эффективность их работы [4-6].

Для уменьшения вредного воздействия на операторов машин применяют системы виброизоляции и подавления вибраций. Улучшение виброизоляции достигается оптимизацией опор крепления кабины, а также пу-

тем использования виброзащитной подвески сиденья оператора [7].

Последнее направление является наиболее важным, поскольку сиденье является последним звеном в цепи виброзащиты, передающим воздействие непосредственно на оператора от других подвергающихся вибрации элементов машины [8].

Виброзащитные системы сидений в своих статических силовых характеристиках могут иметь участок квазиулевого жесткости. Согласно современным исследованиям, это обеспечивает минимальный уровень виброускорений при нахождении локальной координаты деформации сиденья внутри участка квазиулевого жесткости [9].

Активные виброзащитные системы сидений, обеспечивая большие возможности виброзащиты, требуют постоянного подвода внешней энергии, что зачастую обеспечивается электро-, гидро- или пневмоприводом.

Это увеличивает стоимость и снижает надежность активных систем виброзащиты [10].

Пассивные системы надежнее и долговечнее активных, неприхотливы, энергонезависимы. Поэтому в настоящей работе была поставлена задача провести исследование пассивной виброзащитной системы сиденья оператора с нелинейной статической силовой характеристикой, а также с нелинейной демпфирующей характеристикой, в диапазоне низких частот, в которых происходят наиболее существенные динамические воздействия на оператора со стороны сиденья [11, 12].

## 2. Постановка задачи

Расчетная схема виброзащитной системы сиденья оператора наземной транспортно-технологической машины с переменными значениями коэффициентов жесткости и демпфирования приведена на рис. 1.

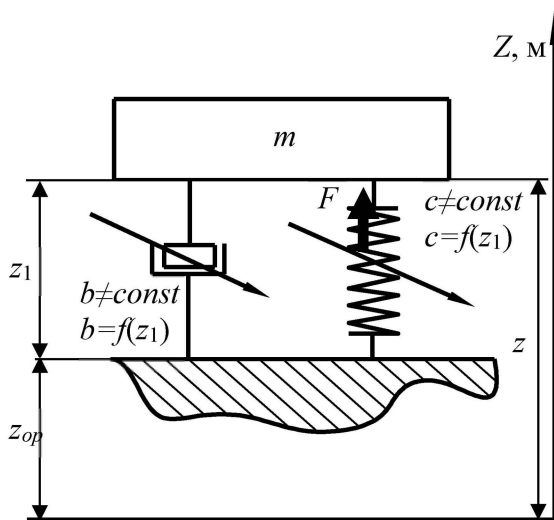


Рис. 1. Виброзащитная система сиденья оператора с нелинейными характеристиками жесткости и демпфирования

Между значениями абсолютной координаты сиденья в неподвижной системе координат  $z$ , координаты основания сиденья в той же системе координат  $z_{op}$ , и локальной координаты деформации виброзащитного механизма  $z_1$  существует взаимосвязь (рис. 1):

$$z_1 = z - z_{op}. \quad (1)$$

Упругий элемент и демпфер модели обладают нелинейными характеристиками, которые позволяют вычислить значение переменной силы жесткости  $F=f(z_1)$  и переменного коэффициента демпфирования  $b=f(z_1)$  в зависимости от значения локальной координаты деформации виброзащитного механизма  $z_1$ .

При вертикальных колебаниях сиденья на виброзащитной подвеске, уравнение динамики, выведенное на основе принципа Лагранжа-Даламбера, имеет вид [11]:

$$m \cdot \ddot{z} + b \cdot \dot{z}_1 + F = 0, \quad (2)$$

где  $m$  – виброзащищаемая масса сиденья с оператором.

Точками в (2) обозначены производные координат по времени.

Система (2) приводится в движение путем кинематического возбуждения, когда перемещения основания сиденья  $z_{op}(t)$  заданы и не зависят от значений массы  $m$ , и ее координаты [11].

Необходимо предложить аналитические выражения и разработать методику оптимизации нелинейных жесткостной и демпфирующей характеристик виброзащитной системы сиденья. Исследовать и оптимизировать параметры нелинейных зависимостей  $F=f(z_1)$  и  $b=f(z_1)$  из уравнения (2) по критерию максимизации амплитуд  $A_{opg}$  колебаний основания сиденья в заданном диапазоне низких частот, при которых достигаются максимально допустимые среднеквадратичные ускорения сиденья  $a_{sg}$  [13].

## 3. Разработка методики

Функция коэффициента жесткости, нелинейно зависящего от локальной координаты, в настоящей работе в целях упрощения решения задачи, была заменена непосредственно функцией силы жесткости  $F=f(z_1)$ .

Аналитическое описание функций как силы жесткости  $F=f(z_1)$ , так и коэффициента демпфирования  $b=f(z_1)$ , выполнялось при помощи двухточечных сплайнов Эрмита [14, 15]. В используемой модели они имели наивысшие производные второго порядка.

Применительно к силе жесткости  $F$  и коэффициенту демпфирования  $b$  аналитиче-

ские выражения двухточечных сплайнов Эрмита имели следующий вид [14, 15]:

$$F = \operatorname{sgn}(z_1) \cdot (s_{1F} \cdot |z_1|^5 + s_{2F} \cdot |z_1|^4 + s_{3F} \cdot |z_1|^3);$$

$$b = b_0 + s_{1b} \cdot |z_1|^5 + s_{2b} \cdot |z_1|^4 + s_{3b} \cdot |z_1|^3, \quad (3)$$

где  $s_{1F}$ ,  $s_{2F}$ ,  $s_{3F}$ ,  $s_{1b}$ ,  $s_{2b}$ ,  $s_{3b}$  – постоянные коэффициенты, которые определяются значениями локальной координаты и первой производной функции в конечной точке сплайна Эрмита [14, 15]:

$$s_{1F} = -\frac{3\dot{F}_{\max} - \frac{6F_{\max}}{z_{1konF}^2}}{z_{1konF}^3}; \quad s_{2F} = \frac{7\dot{F}_{\max} - \frac{15F_{\max}}{z_{1konF}}}{z_{1konF}^3};$$

$$s_{3F} = \frac{10 \cdot F_{\max} - 4 \cdot z_{1konF} \cdot \dot{F}_{\max}}{z_{1konF}^3};$$

$$s_{1b} = -\frac{3 \cdot \dot{b}_{plus} - \frac{6 \cdot b_{plus}}{z_{1konb}^2}}{z_{1konb}^3}; \quad s_{2b} = \frac{7 \cdot \dot{b}_{plus} - \frac{15 \cdot b_{plus}}{z_{1konb}}}{z_{1konb}^3};$$

$$s_{3b} = \frac{10 \cdot b_{plus} - 4 \cdot z_{1konb} \cdot \dot{b}_{plus}}{z_{1konb}^3}, \quad (4)$$

где  $F_{\max}$  – значение силы  $F$  в правой точке сплайна  $F=f(z_1)$ ;  $z_{1konF}$  – значение аргумента  $z_1$  правой точки сплайна  $F=f(z_1)$ ;  $b_0$  – значение коэффициента  $b$  в левой точке сплайна ( $z_1=0$ );  $b_{\max}=(b_{plus}+b_0)$  – значение коэффициента  $b$  в правой точке сплайна  $b=f(z_1)$ ;  $b_{plus}$  – слагаемое функции  $b=f(z_1)$  в правой точке;  $z_{1konb}$  – значение аргумента  $z_1$  правой точки сплайна  $b=f(z_1)$ .

Одна из точек в сплайнах (3) будет иметь значение аргумента  $z_1=0$ . Вторая точка будет иметь положительное значение аргумента.

Наличие функции вычисления знака аргумента  $z_1$  в выражении (3) позволяет вычислять значения  $F=f(z_1)$  и  $b=f(z_1)$  как в области положительных значений аргумента  $z_1$ , так и в области его отрицательных значений.

Сила тяжести, действующая на реальный объект, не оказывает влияния на характер его колебаний относительно положения равновесия. Поэтому в дифференциальном уравнении (1) сила тяжести не учитывалась. В случае учета последней, в выражении статической силы  $F$  (3) необходимо добавление слагаемого с постоянным значением  $mg$ .

Функции  $F=f(z_1)$  и  $b=f(z_1)$  в точках  $z_1=0$  имели нулевые значения первых производных.

Полный список параметров, описывающих форму жесткостной и демпфирующей характеристик виброзащитной системы при задании их зависимостями (3), (4):  $b_0$ ,  $z_{1konF}$ ,  $F_{\max}$ ,  $z_{1konb}$ ,  $b_{plus}$ ,  $\dot{F}_{\max}$ ,  $\dot{b}_{plus}$ .

Взамен абсолютных значений производных  $\dot{F}_{\max}$  и  $\dot{b}_{plus}$  в работе использовались безразмерные коэффициенты  $k_F$  и  $k_b$ , связанные с производными зависимостями:

$$\dot{F}_{\max} = k_F \cdot \frac{F_{\max}}{z_{1konF}}; \quad \dot{b}_{plus} = k_b \cdot \frac{b_{plus}}{z_{1konb}}. \quad (5)$$

Коэффициенты  $k_F$  и  $k_b$  в относительных, нормализованных координатах описывают форму кривых оптимизируемых характеристик  $F=f(z_1)$  и  $b=f(z_1)$ , аналогично абсолютным значениям производных.

После замены указанных выше переменных, параметры системы, подлежащие оптимизации в настоящей работе, образовали следующий список:  $b_0$ ,  $z_{1konF}$ ,  $F_{\max}$ ,  $z_{1konb}$ ,  $b_{plus}$ ,  $k_F$ ,  $k_b$ .

Из данного списка были исключены параметры  $z_{1konF}$  и  $z_{1konb}$ , которые принимали фиксированные значения  $z_{1konF}=z_{1konb}=0.05$  м, исходя из ограничений, накладываемых на ход виброзащитной подвески сиденья по эргономическим соображениям.

В результате список оптимизируемых параметров имел вид:  $b_0$ ,  $F_{\max}$ ,  $b_{plus}$ ,  $k_F$ ,  $k_b$ .

Для кинематического возбуждения колебаний динамической системы использовалось следующее выражение, представляющее собой временную зависимость координаты основания:

$$z_{op}(t) = A_{\max} \cdot \frac{t}{T_{kon}} \cdot \sin(w \cdot t), \quad (6)$$

где  $w=2\pi f$  – угловая (круговая) частота колебаний основания сиденья, рад/с;  $f$  – частота колебаний основания сиденья, Гц;  $T_{kon}$  – конечное время моделирования отдельного переходного процесса, с;  $A_{\max}$  – максимальная амплитуда колебаний основания сиденья, достигаемая в конечный момент времени  $T_{kon}$ , м.

Для определения значений амплитуды колебаний основания  $A_{opg}$ , при которых достигается предельное максимально допустимое среднеквадратичное ускорение сиденья  $a_{sg}$ , использовалась описанная выше математическая модель (2), в которой амплитуда колебаний основания  $A_{opg}$  медленно возрастала согласно (6) с постоянной скоростью от нулевого значения в начальный момент времени, до максимального достаточно большого значения, при котором максимально допустимое среднеквадратичное ускорение сиденья  $a_{sg}$  гарантированно превышает.

Амплитуду колебаний основания  $A_{opg}$ , при которой, когда она медленно возрастает, максимально допустимое среднеквадратичное ускорение сиденья  $a_{sg}$  на данной частоте превышалось, обозначим  $Ao_{opg}$  и условимся называть ее амплитудой выхода основания.

Достижимое при этом значение амплитуды колебаний локальной координаты  $z_1$  деформации виброзащитного механизма  $z_{1max}$ , которое при возрастании амплитуды колебаний основания также медленно возрастало, обозначим  $zo_{1max}$  и условимся называть этот показатель амплитудой выхода локальной координаты.

Для вектора значений частот колебаний основания сиденья  $f=[0.1; 0.8; 1.0; 1.25; 1.6; 2; 2.5; 3.15; 4]$  Гц в [13] приведены соответствующие предельные максимально допустимые среднеквадратичные значения ускорений сиденья с оператором в вертикальном направлении:  $a_{sg}=[0.71; 0.71; 0.63; 0.56; 0.50; 0.45; 0.40; 0.36; 0.32]$  м/с<sup>2</sup>.

Амплитудные предельно допустимые согласно [13] значения ускорений массы сиденья с оператором определялись для гармонических синусоидальных колебаний по зависимости

$$A_{ag} = a_{sg} \sqrt{2}. \quad (7)$$

$$Ao_{max}(f) = \max \left( \left\{ Ao_{opg} (F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b, f) \mid f = \text{const} \right\} \right). \quad (8)$$

2. Используя вложенные циклы по параметрам  $F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b$  аналогично п.1, с использованием полученного в предыдущем пункте вектора  $Ao_{max}(f)$ , для каждого исследованного сочетания значений  $F_{max}, k_F, b_0,$

В настоящем исследовании частота  $f$  варьировалась от 0.1 до 4 Гц с шагом 0.1 Гц.

Для сравнения эффективности виброзащитных систем сиденья с различными силовыми и демпфирующими характеристиками, выполнялась обработка полученных значений амплитуд выхода основания  $Ao_{opg}(F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b)$  и амплитуд выхода локальной координаты  $zo_{1max}(F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b)$  по следующей методике.

1. Используя вложенные циклы по исследуемым параметрам  $F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b$  соответственно, на множестве исследованных значений перечисленных параметров для каждого значения частоты  $f$  из рассматриваемого диапазона частот, определялось максимальное значение амплитуды выхода основания  $Ao_{max}$ . Как максимальный элемент из множества амплитуд выхода основания  $Ao_{opg}$  для разных значений параметров  $F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b$ .

Из рассмотрения в данном и последующих пунктах методики исключались при этом те сочетания  $F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b$ , при которых, хотя бы при одном значении  $f$  из рассматриваемого диапазона частот, в момент превышения амплитудой ускорения сиденья  $a$  предельно допустимого для данной частоты по стандарту значения  $a_{sg}$ , текущее значение амплитуды выхода локальной координаты  $zo_{1max}$  превышало  $z_{1konf}$ . Т.е., значение координаты  $z_1$  в правой точке двухточечного сплайна  $F=f(z_1)$   $z_{1konf}=0.05$  м выступало в качестве предельно допустимого для амплитуды выхода локальной координаты, достигаемой при достижении предельного максимально допустимого среднеквадратичного ускорения сиденья  $a_{sg}$ .

В результате формировался вектор максимальных значений  $Ao_{max}(f)$  амплитуды выхода основания как функции частоты, по всей выборке исследованных значений параметров  $F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b$ :

$b_{plus}, k_b$  формировался вектор отношений амплитуды выхода основания  $Ao_{opg}$ , к максимальному по выборке значению амплитуды выхода основания  $Ao_{max}$  на соответствующей частоте  $f$ :

$$dAo(F_{\max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b, f) = \frac{Ao_{opg}(F_{\max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b, f)}{Ao_{\max}(f)}, \quad (9)$$

$$\forall (F_{\max} = \text{const}, k_F = \text{const}, b_0 = \text{const}, b_{plus} = \text{const}, k_b = \text{const}).$$

3. Для каждого исследованного сочетания значений  $F_{\max}$ ,  $k_F$ ,  $b_0$ ,  $b_{plus}$ ,  $k_b$  определялась сумма значений вектора  $dAo(F_{\max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b, f_i)$  по всем исследованным частотам  $f_i$ :

$$S_{dAo}(F_{\max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b) = \sum_{i=1}^n dAo(F_{\max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b, f_i). \quad (10)$$

Значения параметра  $S_{dAo}$  выступали в качестве критерия оптимизации исследуемых параметров  $F_{\max}$ ,  $k_F$ ,  $b_0$ ,  $b_{plus}$ ,  $k_b$ .

4. Определялось оптимальное соотношение значений исследуемых параметров  $F_{\max}$ ,  $k_F$ ,  $b_0$ ,  $b_{plus}$ ,  $k_b$  на всем их множестве, при котором критерий  $S_{dAo}$  принимал максимально возможное значение.

Физический смысл максимизации критерия  $S_{dAo}$  заключается в следующем. Более эффективная виброзащитная система сиденья оператора позволяет, при некотором фиксированном значении частоты колебаний основания сиденья  $f$ , достичь предельного максимально допустимого среднеквадратичного ускорения сиденья  $a_{sg}$  [13], при сравнительно большем значении амплитуды выхода колебаний основания  $Ao_{opg}$ .

При оценке эффективности виброзащитной системы интегральным показателем на всем исследуемом диапазоне частот, необходимо максимизировать сумму относительных амплитуд выхода основания по всем частотам (10).

#### 4. Результаты экспериментов

Применение математического моделирования как базового метода исследования сложных динамических систем [16], позволило провести вычислительный эксперимент, результаты которого обрабатывались по изложенной выше методике.

Масса сиденья с оператором при проведении вычислительного эксперимента была фиксирована, и составляла  $m=150$  кг. Варьируемые параметры жесткостной и демпфирующей характеристик виброзащитной системы принимали значения:  $F_{\max}=[500; 2000; 3500; 5000]$  Н;  $k_F=[1; 1.5; 2; 2.5]$ ;  $b_0=[10;$

343.333; 676.667; 1009.999] Н/(м/с);  $b_{plus}=[0; 1000; 2000; 3000]$  Н/(м/с);  $k_b=[1; 1.5; 2; 2.5]$ .

Использовался метод полного перебора, рассматривались все возможные сочетания значений приведенных параметров. Для каждого из сочетаний  $(F_{\max}; k_F; b_0; b_{plus}; k_b)$  рассматривалось 40 значений частоты в диапазоне  $f \in [0.1; 4]$  Гц.

Общее число запусков моделирования, по 300 с модельного времени каждый, составляло  $40 \cdot 4^5 = 40 \cdot 1024 = 40960$ .

Результаты моделирования отдельного переходного процесса в качестве примера приведены на рис. 2.

При получении графиков временных зависимостей, приведенных на рис. 2, частота колебаний основания сиденья принимала фиксированное значение  $f=2$  Гц. Параметры жесткостной и демпфирующей характеристик виброзащитной системы также принимали фиксированные значения  $F_{\max}=500$  Н;  $k_F=2.5$ ;  $b_0=10$  Н/(м/с);  $b_{plus}=1000$  Н/(м/с);  $k_b=2$ .

В данном расчетном случае превышение амплитудой ускорения сиденья  $a_p$  предельного значения  $a_{sg}=0.63639$  м/с<sup>2</sup> достигалось в момент времени переходного процесса 218.35 с. Амплитуда выхода основания составила при этом  $Ao_{opg}=0.025475$  м, амплитуда выхода локальной координаты  $zo_{1\max}=0.02804$  м.

На рис. 3, а, б приведены все исследованные жесткостные и демпфирующие характеристики виброзащитной системы соответственно, включая сочетания значения параметров характеристик, дающих максимум и минимум значения целевой функции. Оба варианта экстремальных по критерию  $S_{dAo}$  характеристик выделены жирными линиями.

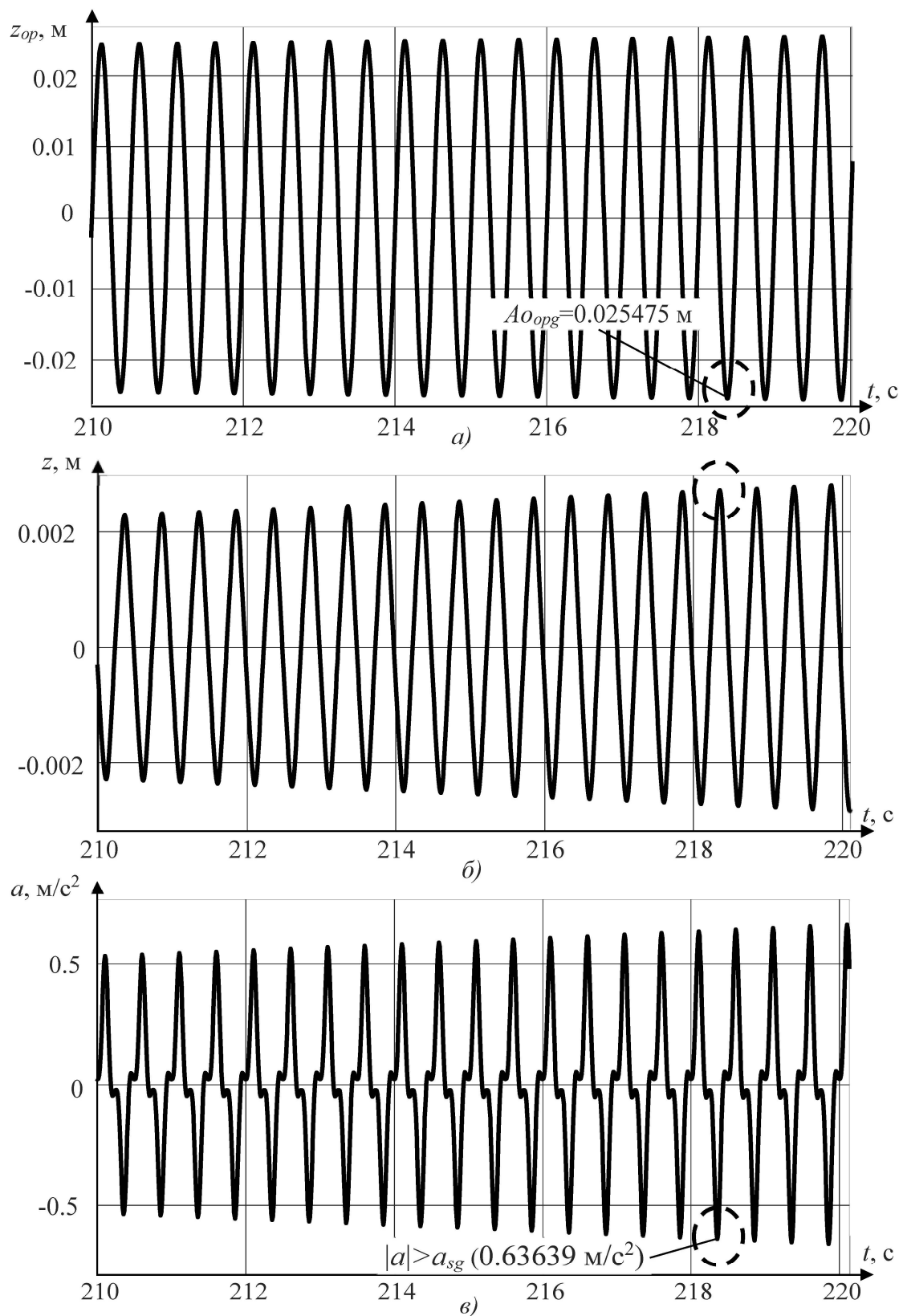


Рис. 2. Временные зависимости параметров виброзащитной системы при медленном возрастании амплитуды колебаний основания сиденья (пример): а) вертикальной координаты основания  $z_{op}$ ; б) вертикальной координаты сиденья  $z$ ; в) ускорения сиденья  $a$

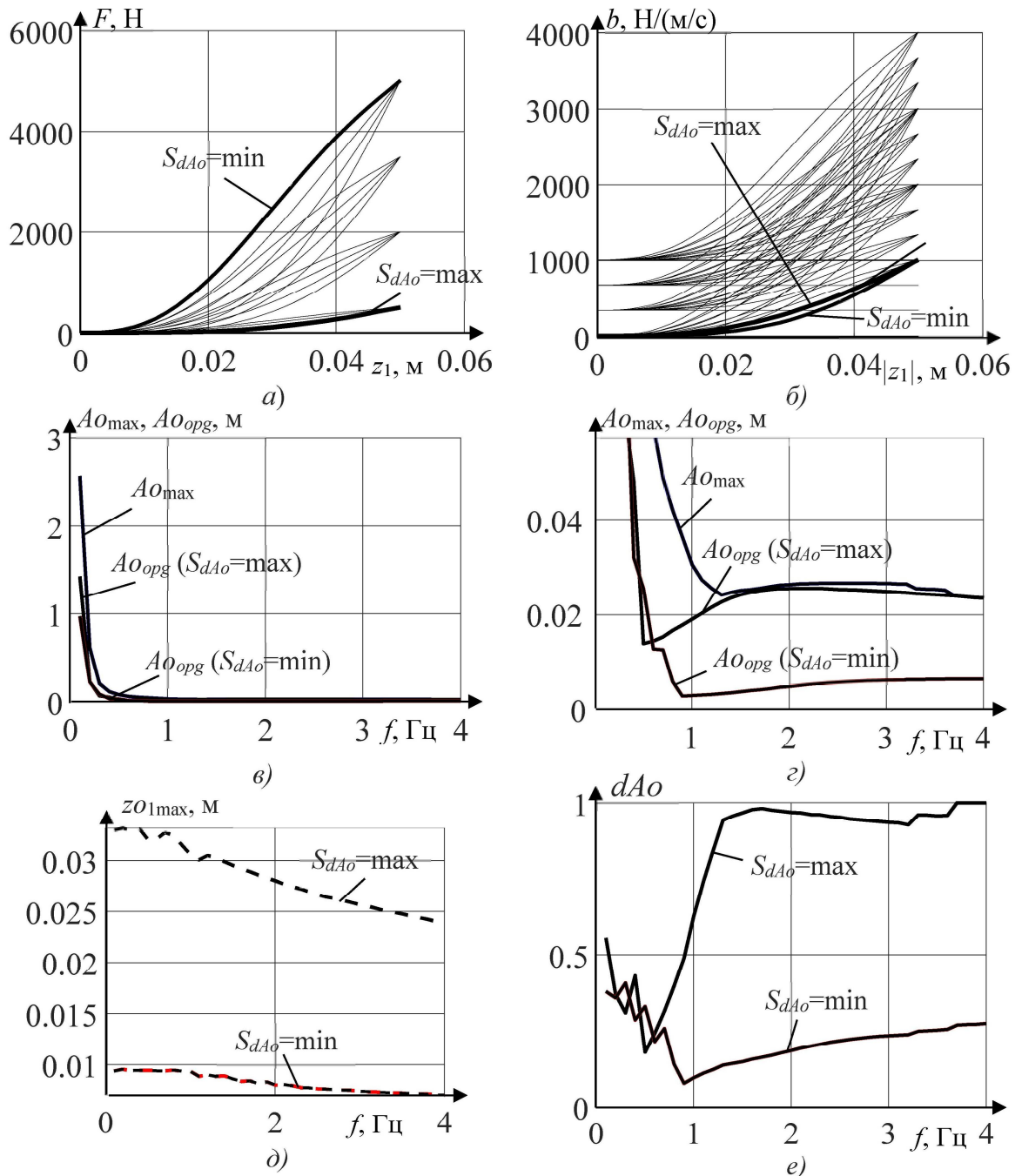


Рис. 3. Функциональные зависимости виброзащитной системы сиденья: исследованные жесткостные (а) и демпфирующие (б) характеристики; амплитуды выхода колебаний основания от частоты, в том числе максимальные по выборке (в, г); амплитуды выхода локальной координаты от частоты (д); отношения амплитуды выхода основания к максимальному по выборке значению амплитуды выхода основания (е)

На рис. 3, в, г приведены графики зависимостей максимальных значений  $A_{o\max}$  амплитуды выхода колебаний основания от частоты  $f$ , а также амплитуды выхода колебаний основания  $A_{opg}$  для сочетаний параметров жесткостной и демпфирующей ха-

рактеристик, дающих максимум и минимум значения целевой функции.

На рис. 3, д приведены графики функциональных зависимостей амплитуды выхода локальной координаты  $z_{01\max}$  от частоты, для сочетаний исследуемых параметров жесткостной и демпфирующей характеристик,

дающих максимум и минимум значения целевой функции.

На рис. 3, е приведены графики зависимостей от частоты значений элементов двух векторов  $dAo(f)$ , для сочетаний исследуемых параметров жесткостной и демпфирующей характеристик, дающих максимум и минимум значения целевой функции. Элементы  $dAo(f)$  на рис. 3, е определялись по (9), как отношение амплитуды выхода основания  $Ao_{opp}$ , к максимальному по выборке значению амплитуды выхода основания  $Ao_{max}$  на соответствующей частоте  $f$ .

### 5. Заключение

Оптимизация значений исследуемых параметров, задающих нелинейные жесткостную и демпфирующую характеристики виброзащитной системы сиденья оператора наземной транспортно-технологической машины, позволяет, только при рассмотрении методом полного перебора, в качестве примера, ограниченного диапазона изменения указанных параметров, повысить значения целевой функции более чем в 3.5 раза.

Это открывает возможность оптимизации виброзащитных систем сидений с нелинейными жесткостной и демпфирующей характеристиками с использованием разработанной математической модели.

Физический смысл использованного критерия оптимизации состоит в увеличении амплитуды колебаний основания, при которой достигается предельное по стандарту ускорение сиденья, суммарно на всем диапазоне рассматриваемых частот от 0.1 до 4 Гц, в которых происходят наиболее сильные динамические воздействия на оператора при перемещении машины по микрорельефу опорной поверхности.

В исследуемом диапазоне низких частот колебаний основания сиденья, виброзащит-

Определенные методом полного перебора по критерию  $S_{dAo} \rightarrow \max$  значения исследуемых параметров жесткостной и демпфирующей характеристик виброзащитной системы составляли:  $F_{max}=500$  Н,  $k_F=2.5$ ,  $b_0=10$  Н/(м/с),  $b_{plus}=1000$  Н/(м/с),  $k_b=2$ . При этом значение критерия  $S_{dAo}$  определенного как сумма элементов вектора  $dAo(f)$ , составляло  $S_{dAo}=32.419$ .

Определенные по критерию  $S_{dAo} \rightarrow \min$  значения исследуемых параметров составляли:  $F_{max}=5000$  Н,  $k_F=1$ ,  $b_0=10$  Н/(м/с),  $b_{plus}=1000$  Н/(м/с),  $k_b=2.5$ . При этом значение критерия составляло  $S_{dAo}=8.805$ .

ная система с сочетанием параметров  $F_{max}=500$  Н,  $k_F=2.5$ ,  $b_0=10$  Н/(м/с),  $b_{plus}=1000$  Н/(м/с),  $k_b=2$  обеспечивает максимум значения целевой функции. Это система с минимальными значениями  $F_{max}$ ,  $b_0$  и максимальными значениями  $k_F$ .

Учитывая относительно большую продолжительность расчета отдельного переходного процесса продолжительностью 300 с на ПК средней производительности, и большое число сочетаний оптимизируемых параметров, которое составляет десятки и сотни тысяч, целесообразно при проведении дальнейших исследований в указанном направлении, разработать и применить математические модели, в которых конечное модельное время может быть уменьшено. Для этого целесообразно рассмотреть другие виды кинематического возбуждения движения основания сиденья, такие как импульсное или ступенчатое воздействия, или подобные им несимметричные виды воздействий, ограниченные во времени.

Работа может представлять интерес для исследователей, занимающихся вопросами разработки, проектирования и совершенствования виброзащитных систем сидений операторов наземных транспортно-технологических машин.

## Список литературы

1. Tianyu L., Zhigui R., Xiaoping P., Dingjun C. Dynamic digging force modeling and comparative analysis of backhoe hydraulic excavators // *Measurement Science and Technology*. 2024. Vol. 35. No. 3. P. 035025. DOI: 10.1088/1361-6501/ad1814
2. Lagunova Y.A., Komissarov A.P., Lukashu O.A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. Vol. 327. No. 5. P. 052024. DOI: 10.1088/1757-899X/327/5/052024
3. Tong Z., Miao J., Li Y. Development of electric construction machinery in China: a review of key technologies and future directions // *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*. 2021. Vol. 22. P. 245–264. DOI: 10.1631/jzus.A2100006
4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1441. P. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097
5. Shapovalov V., Burakova M., Sayamova T., et al. Model optimization of the road construction machinery active working elements, operating in permafrost // *Transportation Research Procedia*. 2023. Vol. 68. P. 825–833. DOI: 10.1016/j.trpro.2023.02.116
6. Xankelov T., Hudaykulov R., Komilov S., et al. Application of a rheological model in the interaction of soil with the working body of a compaction machine // *Technical science and innovation*. 2024. Vol. 2024. No. 3. P. 15. DOI: 10.59048/2181-1180.1642
7. Han G., Kim K.D., Ahn D.V., et al. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration // *Journal of Biosystems Engineering*. 2023. Vol. 48. P. 69–78. DOI: 10.1007/s42853-022-00165-7
8. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand K., Netai C.K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a compara-

## References

1. Tianyu L., Zhigui R., Xiaoping P., Dingjun C. Dynamic digging force modeling and comparative analysis of backhoe hydraulic excavators. *Measurement Science and Technology*, 2024, Vol. 35, No. 3, pp. 035025. doi: <https://doi.org/10.1088/1361-6501/ad1814>
2. Lagunova Y.A., Komissarov A.P., Lukashu O.A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, Vol. 327, No. 5, pp. 052024. doi: 1088/1757-899X/327/5/052024
3. Tong Z., Miao J., Li Y. Development of electric construction machinery in China: a review of key technologies and future directions. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 2021, Vol. 22, pp. 245–264. doi: 10.1631/jzus.A2100006
4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, Vol. 1441, pp. 012097. doi: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097
5. Shapovalov V., Burakova M., Sayamova T., et al. Model optimization of the road construction machinery active working elements, operating in permafrost. *Transportation Research Procedia*, 2023, Vol. 68, pp. 825–833. doi: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2023.02.116>
6. Xankelov T., Hudaykulov R., Komilov S., et al. Application of a rheological model in the interaction of soil with the working body of a compaction machine. *Technical science and innovation*, 2024, No. 3, pp. 15. doi: 10.59048/2181-1180.1642
7. Han G., Kim K.D., Ahn D.V., et al. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration. *Journal of Biosystems Engineering*, 2023, Vol. 48, pp. 69–78. doi: 10.1007/s42853-022-00165-7
8. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand K., Netai C.K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators. *International journal of occupational safety and ergonomics: JOSE*, 2020, pp.

tive assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators // *International journal of occupational safety and ergonomics : JOSE*. 2020. Pp. 1-10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154

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

DOI: 10.1016/j.ijmecsci. 2020.105938

10. Burian, Y.A., Sitnikov, D.V., Silkov, M.V., Belkov, V.N. The active system of vibration isolation with digital twin and control by acceleration // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791. No. 1. Pp. 012007. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012007

11. Кoryтов М.С. Моделирование вертикальных колебаний сиденья оператора с заданной силовой характеристикой / М.С. Кoryтов, В.С. Щербakov, Н.С. Галдин, И.Е. Кашапова // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2025. № 1. С. 75-84. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-075-084

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

13. СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания (с изменениями и дополнениями) : издание официальное : утвержден Главным государственным санитарным врачом Российской Федерации 28.01.2021 : введен 01.03.2021. Минюст России, 2021. 1029 с.

14. Shustov V.V. Approximation of functions by two-point Hermite interpolating polynomials // *Computational mathematics and mathematical physics*. 2015. Vol. 55. No. 7. Pp. 1077-1093.

DOI: 10.1134/S0965542515040156

15. Korytov M.S., Shcherbakov V.S.,

† 1-10. doi: 10.1080/10803548.2020.1785154

† 9. Li M., Cheng W., Xie R. A quasi-zero stiffness vibration isolator using a cam mechanism with user-defined profile. *International journal of mechanical sciences*, 2021, Vol. 189, pp. 105938.

† doi: 10.1016/j.ijmecsci. 2020.105938

† 10. Burian, Y.A., Sitnikov, D.V., Silkov, M.V., Belkov, V.N. The active system of vibration isolation with digital twin and control by acceleration // *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 1791, No. 1, pp. 012007. doi: 10.1088/1742-6596/1791/1/012007

† 11. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Galdin N.S., Kashapova I.E. Modelirovanie vertikal'nykh kolebaniy siden'ya operatora s zadannoy silovoy kha-rakteristikoy [Modeling vertical oscillations of the operator's seat with a given force characteristic]. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2025, No.1, pp. 75-84. doi: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-075-084 (In Russian)

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

† 13. СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания (с изменениями и дополнениями) : издание официальное : утвержден Главным государственным санитарным врачом Российской Федерации 28.01.2021 : введен 01.03.2021. Минюст России, 2021. 1029 с. (In Russian)

† 14. Shustov V.V. Approximation of functions by two-point Hermite interpolating polynomials. *Computational mathematics and mathematical physics*, 2015, Vol. 55, No. 7, pp. 1077-1093. doi: 10.1134/S0965542515040156

† 15. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pochekueva I.E. Vibration protection system with nonlinear elastic and damping characteristics. *Journal of Physics: Confer-*

Titenko V.V., Pohekueva I.E. Vibration protection system with nonlinear elastic and damping characteristics // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791(1). Pp. 012015. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012015

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

† *ence Series*, 2021, Vol. 1791(1), pp. 012015.  
† doi: 10.1088/1742-6596/1791/1/012015

† 16. Khimich A.V., Lagerev I.A. Issledovanie  
† dinamicheskoyj nagruzhennosti mobiljnoj  
† kanatnoj transportno-tekhnologicheskoyj  
† mashin, razmethennoj na sklone [Study of  
† the dynamic loading of a mobile rope transport  
† and technological machine located on a slope].  
† *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo go-*  
† *sudarstvennogo universiteta*, 2022, No. 2, pp.  
† 159-164. doi: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-  
† 159-164 (In Russian)

УДК (UDC) 620.193.1:621.165

**МОДЕЛИРОВАНИЕ НАКОПЛЕНИЯ ЭРОЗИОННЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ  
МАТЕРИАЛОВ В ТЕЧЕНИЕ ИНКУБАЦИОННОГО ПЕРИОДА КАПЛЕУДАРНОГО  
ИЗНАШИВАНИЯ С ПОМОЩЬЮ ЦЕПИ МАРКОВА****MODELING THE ACCUMULATION OF EROSION DAMAGE TO MATERIALS  
DURING THE INCUBATION PERIOD OF DROPLET IMPACT WEAR USING  
A MARKOV CHAIN**

Лагереv А.В.

Lagerev A.V.

Российский университет транспорта (Москва, Россия)  
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

**Аннотация.** Каплеударное воздействие со стороны двухфазных потоков рабочего тела и вызываемого им эрозионного изнашивания твердых поверхностей конструктивных элементов наблюдается в процессе эксплуатации различного ответственного оборудования - паровых и влажнопаровых турбин, энергетических установок космических и летательных аппаратов, трубопроводов влажного пара и др. Кинетика потери материала поверхностью эродирующих элементов характеризуется неравномерностью и наличием нескольких характерных периодов изнашивания. Практический интерес представляет собой прогнозирования начального периода эрозионного изнашивания – инкубационного периода, в течение которого происходит кумулятивное накопление эрозионно-усталостных повреждений микроструктуры материала поверхностного слоя конструктивных элементов без видимого уноса материала. Продолжительность инкубационного периода во многом определяет дальнейшую кинетику каплеударного изнашивания, в частности, интенсивности износа в течение периодов максимальной и установившейся скорости потери материала. В статье представлена методика моделирования процесса накопления эрозионных повреждений в материале поверхностного слоя конструктивных элементов в течение инкубационного периода. Методика позволяет учесть вероятностную природу исследуемого явления. С этой целью процесс накопления повреждений моделируется цепью А.А. Маркова. Методика также позволяет в вероятностном аспекте прогнозировать продолжительность инкубационного периода эрозионного изнашивания с учетом режима работы оборудования и количественных параметров каплеударного воздействия.

**Ключевые слова:** эрозия, каплеударное изнашивание, инкубационный период, моделирование.

**Дата получения статьи:**

05.01.2026

**Дата принятия к публикации:**

08.02.2026

**Дата публикации:**

25.03.2026

**Abstract.** The droplet impact effect from the two-phase flows of the working fluid and the erosive wear of the hard surfaces of structural elements caused by it is observed during the operation of various critical equipment - steam and wet-steam turbines, space and aircraft power plants, wet steam pipelines, etc. The kinetics of material loss from the surface of eroding elements is characterized by irregularity and the presence of several distinct wear stages. Of practical interest is predicting the initial stage of erosive wear, the incubation period, during which a cumulative buildup of fatigue damage occurs in the microstructure of the material in the surface layer of structural elements, without visible material removal. The duration of the incubation period largely determines the further kinetics of droplet impact wear, in particular, the intensity of wear during periods of maximum and steady-state material loss. The article presents a technique for modeling the accumulation of erosive damage in the material of the surface layer of structural elements during the incubation period. The method takes into account the probabilistic nature of the phenomenon being studied. To do this, the process of damage accumulation is modeled using the Markov chain. This technique also allows for predicting the duration of the erosion wear incubation period in a probabilistic manner, taking into account the operating mode of the equipment and quantitative parameters of drop impact.

**Keywords:** erosion, droplet impact wear, incubation period, modeling.

**Date of manuscript reception:**

05.01.2026

**Date of acceptance for publication:**

08.02.2026

**Date of publication:**

25.03.2026

**Сведения об авторе:**

Лагерев Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: [bsu-avl@yandex.ru](mailto:bsu-avl@yandex.ru).

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

**Author's information:**

Alexander V. Lagerev – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department «Ground transportation and technological facilities» at Russian University of Transport, e-mail: [bsu-avl@yandex.ru](mailto:bsu-avl@yandex.ru).

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

## 1. Введение

Эрозионное разрушение поверхности конструктивных элементов различных машин и оборудования, эксплуатирующихся в различных областях техники, в частности, в энергетике, авиа- и ракетостроении, транспорте и др., является в настоящее время одним из основных ограничений при проектировании самых разнообразных энергетических, транспортных и военных систем и одним из основных препятствий для их эффективного функционирования [1-3]. Признанием этого факта явилось сделанное в [4] предложение ввести по аналогии с понятиями теплового и звукового барьеров в развитии авиационной техники и понятие барьера эрозионного.

Отрицательные последствия эрозии связаны с тем, что разрушение и износ материала с поверхности эродирующих элементов обуславливает снижение показателей надежности и экономичности как поврежденных узлов, так и оборудования в целом [2, 5]. Зачастую эрозионное повреждение также провоцирует образование и интенсифицирует ускоренное развитие трещин в конструкциях, так как характерный бороздчато-игольчатый рельеф эродированных поверхностей является значительным концентратором напряжений. Этот факт хорошо виден на примере эрозии турбинного оборудования тепловых, геотермальных и атомных электростанций, а также судовых влажнопаровых турбин [3]. Каплеударное изнашивание наиболее подверженных повреждению рабочих лопаточных аппаратов паровых турбин может снижать коэффициент полезного действия последних турбинных ступеней на 5...9 % (абсолютных) и дополнительно являться инициатором возникновения усталостных трещин в профильных частях рабочих лопаток [6].

Характерной особенностью каплеударного эрозионного изнашивания поверхности конструктивных элементов технологического оборудования является наличие инкубационного периода [7]. В это время в материале поверхностного слоя протекает кумулятивный процесс накопления усталостных микроструктурных повреждений, визуально не фиксируемый средствами наружного обследования. По мере исчерпания способности материала сопротивляться каплеударному воздействию начинается собственно процесс удаления материала с поверхности конструктивного элемента с формированием сначала ускоренной, а затем и установившейся интенсивности изнашивания [8, 9].

## 2. Математическая модель

Умение прогнозировать продолжительность инкубационного периода каплеударной эрозии представляет значительный практический интерес, так она в сочетании с эрозионно-усталостными свойствами материала определяет ключевую количественную характеристику кинетической кривой эрозионного изнашивания - максимальную скорость  $I_{E,max}$  увеличения толщины слоя эродированного материала с течением времени:

$$I_{E,max} = \frac{E_0}{\tau_{inc}}, \quad (1)$$

где  $\tau_{inc}$  - продолжительность инкубационного периода;  $E_0$  – эрозионно-усталостное свойство материала [5].

На начальной стадии эрозионного изнашивания в пределах интервала времени, соответствующего длительности инкубационного периода каплеударного изнашивания  $\tau_{inc}$ , единственным количественным показателем эрозии в пределах произвольной микрощадки дискретизации расчетной области поверхности конструктивного элемен-

та выступает величина эрозионно-усталостного повреждения микроструктуры поверхностного слоя, которая необратимо накапливается в течение инкубационного периода:

$$D(\tau) = D_0 + G(d_1, D, \tau), \quad (2)$$

где  $D_0$  - исходная дефектность микроструктуры после механической и термической обработки поверхности конструкции в соответствии с технологией её изготовления и упрочнения.

Оператор суммирования повреждений от отдельных актов эрозионно-ударного нагружения, учитывая результаты стендовых и натуральных экспериментов [10, 11], можно представить в соответствии с линейной гипотезой Польшгрена-Майнера:

$$G(d_1, D, \tau) = \sum_{i=1}^{i=N(\tau)} (d_1)_i,$$

где  $N(\tau)$  - число актов нагружения микроплощадки поверхности за интервал времени  $\tau$ .

Соотношение (2) целесообразно преобразовать к более удобному для расчетов виду, непосредственно введя в выражение для оператора  $G(\dots)$  продолжительность ударного воздействия. Для этого следует воспользоваться суммарной величиной эрозионного повреждения материала  $D_\tau$  за произвольно выбранный промежуток времени  $\Delta\tau$  от воздействия частиц эродента всех повреждающих фракций. В результате, для дискретных моментов времени эксплуатации конструктивного элемента  $\tau_i = i\Delta\tau$  зависимость (2) примет вид:

$$D(\tau_i) = D_0 + \sum_{j=1}^{j=\frac{\tau_i}{\Delta\tau}} D_{\tau_j}.$$

Показатель  $D(\tau)$  нормируется предельной величиной  $D_k$ . Согласно современным представлениям о природе усталости материалов, в её качестве выступает накопленное предельное эрозионно-усталостное повреждение, при достижении которого начинается процесс непосредственного разрушения поверхностного слоя конструктивного элемента. С достижением предельной величины  $D_k$  связано окончание инкубационного периода эрозии. Его продолжительность определяется условием

$$D(\tau_{inc}) = D_k$$

и зависимостью (2).

Если рассматривать  $D_k$  как временную функцию, то возможен учет влияния на продолжительность инкубационного периода  $\tau_{inc}$  реологических процессов - коррозии и старения материала. Повреждения  $D_0$  и  $D_k$  отражают неоднородность микроструктуры материала и по своей сути имеют случайный характер. Однако какие-либо эмпирические данные, позволяющие сделать их количественную оценку, отсутствуют и в будущем получение таких данных также проблематично. Целесообразно ввести случайную величину

$$a_p = D_k - D_0$$

и постулировать нормальный закон её распределения с математическим ожиданием  $\bar{a}_p$  и стандартным отклонением  $S_a$ . Она представляет собой долю повреждения в  $D_k$ , которая непосредственно связана с усталостными процессами в результате ударного воздействия со стороны внешней среды и накапливается в течение инкубационного периода. В результате, вместо двух характеристик материала  $D_0$  и  $D_k$  в дальнейшем можно оперировать лишь одной характеристикой, а именно  $a_p$ .

Графически процесс накопления эрозионных повреждений микрообъема материала в пределах микроплощадки поверхности конструктивного элемента в соответствии с зависимостью (2) представлен на рис. 1, а. Набор монотонно гладких кинетических кривых  $D_i(\tau)$  образует вероятностное семейство выборочных реализаций процесса в течение инкубационного периода эрозии отдельной микроплощадки. Совокупность подобных вероятностных семейств дает статистическую характеристику процесса эрозии исследуемого конструктивного элемента на начальной стадии износа.

Как показано в [12, 13], в общем случае произвольная  $l$ -я выборочная реализация изменения во времени случайного по величине показателя эрозии  $X_l(\tau)$ , способного количественно характеризовать процесс повреждения или износа конструктивного элемента, представляется цепью А.А. Маркова - дискретным набором числовых значений  $X_\nu$  (состояний  $\nu$  показателя  $X$ ) в дискретные мо-

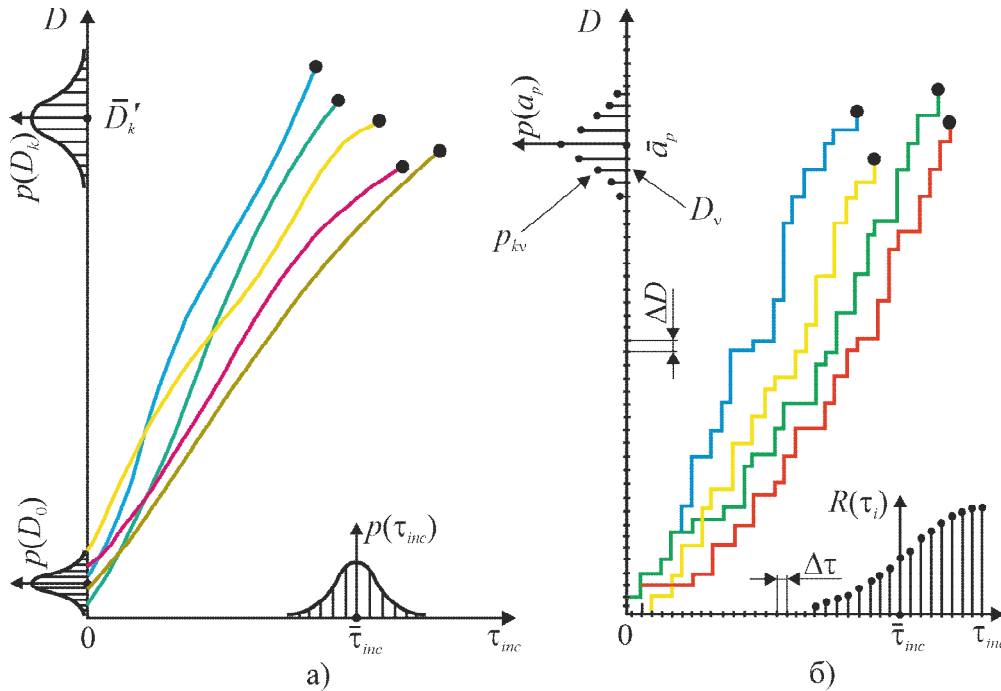


Рис. 1. Вероятностные семейства выборочных реализаций процесса накопления эрозионных повреждений: а – исходное; б – моделируемое цепью А.А. Маркова

менты времени  $\tau_i = i\Delta\tau$  ( $i = 1, 2, \dots, s$ ). Искомое вероятностное семейство выборочных кинетических кривых выражается соотношением

$$\begin{aligned} & \{X_l(\tau), \tau \geq 0, l = 1, 2, \dots, N_p\} = \\ & = \{X_l(\tau_0) = x_0; X_l(\tau_1) = x_1; \dots; \\ & X_l(\tau_i) = x_v; \dots; X_l(\tau_j) = x_b; \dots; X_l(\tau_s) = x_m\} \quad (3) \end{aligned}$$

с пространством возможных состояний  $\{Q\} = \{0, 1, \dots, v, \dots, b, \dots, m\}$ .

Состояние  $b$  характеризует собой некое предельно допустимое значение показателя эрозии  $X_{per}$ , которое достигается в процессе монотонного увеличения эрозионного повреждения. В отличие от него, состояние  $m$  характеризует собой некое критическое по условиям эксплуатации эродирующего конструктивного элемента значение показателя эрозии  $X_{crit}$ , которое достигается в процессе внезапного перехода из некоторого промежуточного состояния  $v$ . Номера этих состояний определяются зависимостями

$$b = X_{per}/\Delta X \quad \text{и} \quad m = X_{crit}/\Delta X,$$

где  $\Delta X$  – принятый шаг дискретизации показателя эрозии  $X$ .

Течение процесса эрозии, т.е. изменение во времени состояний  $\{Q\}$ , в общем виде выражается цепью А.А. Маркова, показанной на рис. 2 [12]. Стрелки показывают направление

возможных переходов во времени между двумя последовательными значениями показателя эрозии. В общем случае предусматриваются переходы трех типов:

Состояние  $b$  характеризует собой некое предельно допустимое значение показателя эрозии  $X_{per}$ , которое достигается в процессе монотонного увеличения эрозионного повреждения. В отличие от него, состояние  $m$  характеризует собой некое критическое по условиям эксплуатации эродирующего конструктивного элемента значение показателя эрозии  $X_{crit}$ , которое достигается в процессе внезапного перехода из некоторого промежуточного состояния  $v$ . Номера этих состояний определяются зависимостями

$$b = X_{per}/\Delta X \quad \text{и} \quad m = X_{crit}/\Delta X,$$

где  $\Delta X$  – принятый шаг дискретизации показателя эрозии  $X$ .

Течение процесса эрозии, т.е. изменение во времени состояний  $\{Q\}$ , в общем виде выражается цепью А.А. Маркова, показанной на рис. 2 [12]. Стрелки показывают направление возможных переходов во времени между двумя последовательными значениями показателя эрозии. В общем случае предусматриваются переходы трех типов:

Состояние  $b$  характеризует собой некое предельно допустимое значение показателя эрозии  $X_{per}$ , которое достигается в процессе монотонного увеличения эрозионного повреждения. В отличие от него, состояние  $m$  характеризует собой некое критическое по условиям эксплуатации эродирующего конструктивного элемента значение показателя эрозии  $X_{crit}$ , которое достигается в процессе внезапного перехода из некоторого промежуточного состояния  $v$ . Номера этих состояний определяются зависимостями

$$b = X_{per}/\Delta X \quad \text{и} \quad m = X_{crit}/\Delta X,$$

где  $\Delta X$  – принятый шаг дискретизации показателя эрозии  $X$ .

Течение процесса эрозии, т.е. изменение во времени состояний  $\{Q\}$ , в общем виде выражается цепью А.А. Маркова, показанной на рис. 2 [12]. Стрелки показывают направление возможных переходов во времени между двумя последовательными значениями показателя эрозии. В общем случае предусматриваются переходы трех типов:

1 - из состояния  $v$  в  $v$  (сохранение состояния из-за отсутствия или незначительности приращения величины показателя износа  $X$ );

2 - из состояния  $v$  в  $v+1$  (приращение на  $\Delta X$  величины показателя эрозии конструктивного элемента за прошедший промежуток времени  $\Delta t$ );

3 - из состояния  $v$  в  $m$  (внезапный отказ эродирующего конструктивного элемента вследствие внезапного достижения величинной показателя  $X$  критического значения, приводящего к превышающему).

Переход из состояния  $v$  в  $b$  специально не выделяется, так как является частным случаем одного из двух первых типов переходов при условии равенства в момент  $\tau_i$  состояний  $b(\tau_i) = v$  или  $b(\tau_i) = v + 1$ .

Цепи А.А. Маркова (рис. 2) соответствует матрица переходных вероятностей, структура которой инвариантна по отношению к виду эрозионного изнашивания, конфигурации и условиям эрозионно-ударного нагружения конструктивного элемента:

$$[P] = \begin{bmatrix} p_{00} & q_{01} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & r_{0m} \\ 0 & p_{11} & q_{12} & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & r_{1m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & p_{vv} & q_{v,v+1} & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & r_{vm} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & p_{bb} & q_{b,b+1} & 0 & 0 & r_{bm} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & p_{n-1,n-1} & q_{n-1,n} & r_{n-1,m} \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & p_{nn} & r_{nm} \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

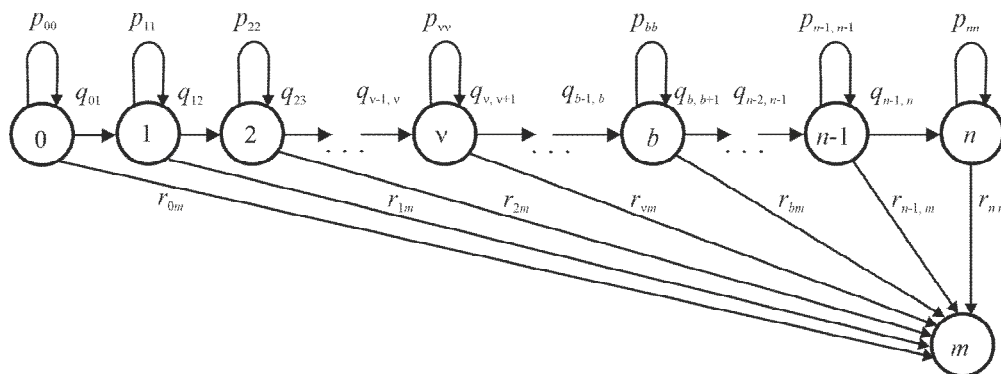


Рис. 2. Цепь А.А. Маркова для изменения состояний показателя эрозионного износа  $X$  с течением времени эксплуатации эродирующего конструктивного элемента

где  $p_{vv}$ ,  $q_{v,v+1}$ ,  $r_{vm}$  - вероятности соответствующих переходов, причем

$$p_{vv} + q_{v,v+1} + r_{vm} = 1.$$

Для конструктивных элементов, внезапный отказ которых практически невозможен, переход из состояния  $v$  в  $m$  не реализуется и в матрице  $[P]$  вероятность этого перехода  $r_{vm} = 0$ , а между вероятностями  $p_{vv}$  и  $q_{v,v+1}$  будет однозначное соответствие:

$$q_{v,v+1} = 1 - p_{vv}.$$

В результате монотонно гладкая кривая  $X_l(\tau)$  моделируется дискретно ступенчатой кривой, скачкообразно возрастающей на равные величины  $\Delta X$  (т.е. на шаг дискретизации показателя эрозии  $X$ ) через дискретные промежутки времени, кратные временному шагу  $\Delta\tau$ . Вследствие кумулятивности кинетических кривых показателей эрозии для соседних моментов времени  $\tau_{i-1}$  и  $\tau_i$  справедливо соотношение

$$x_v \geq x_{v-1}.$$

В пределе, при  $\Delta\tau \rightarrow 0$  и  $\Delta X \rightarrow 0$  ступенчатая кривая стремится к монотонно гладкой.

Таким образом, соотношение (3) применительно к показателю накопленного эрозионного повреждения материала  $D$  принимает вид

$$\begin{aligned} & \{D_l(\tau), \tau \geq 0, l = 1, 2, \dots, N_p\} = \\ & = \{D_l(\tau_0) = D_0; D_l(\tau_1) = D_1; \dots; \\ & D_l(\tau_i) = D_v; \dots; D(\tau_s = \tau_u) = D_b = a_p\}, \end{aligned}$$

где  $s = \tau_{inc}/\Delta\tau$ ;  $b = a_p/\Delta D$ ;  $D_v$  - накопленное к моменту времени  $\tau_i = i\Delta\tau$  ( $i = 1, 2, \dots, s$ ) повреждение микрообъема, принимающее дискретные значения  $D_v = v\Delta D$ .

Выборочные реализации  $D_l$  примут дискретно-ступенчатый вид (рис. 1, б), причем они имеют общее начало  $D_l(\tau_0 = 0) = 0$ . Шаг  $\Delta\tau$  следует выбирать в зависимости от ожидаемой продолжительности  $\tau_{inc}$  по соотношению

$$\Delta\tau \sim (0,005 \dots 0,02) \tau_{inc}.$$

Шаг приращения повреждения  $\Delta D$ , чтобы обеспечить рекомендуемую величину вероятностей  $p_{vv}$  в матрицах  $[P]_i$ , должен выбираться по условию (рис. 3):

$$\bar{D}_\tau - S_D \leq \Delta D \leq \bar{D}_\tau,$$

где  $\bar{D}_\tau$ ,  $S_D$  - математическое ожидание и стандартное отклонение повреждения, получаемое за промежуток времени  $\Delta\tau$  от воздействия эрозионноопасных частиц эродента.

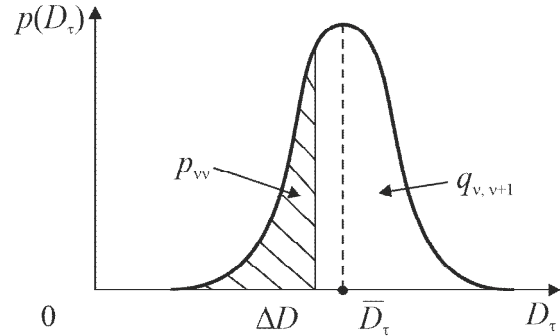


Рис. 3. Оценка переходных вероятностей, исходя из плотности вероятности приращения эрозионного повреждения

Как правило, оборудование, в составе которого эксплуатируются конструктивные элементы, испытывающие каплеударного эрозионное нагружение и изнашивание, работает в условиях переменности режима эксплуатации. В этом случае количественные характеристики случайной величины  $D_\tau$  также переменны во времени. Как следствие, при сохранении неизменным выбранного шага приращения повреждения  $\Delta D$  переменными оказываются величины вероятностей перехода. Для  $j$ -го интервала разбиения срока эксплуатации оборудования  $\Delta\tau_{pj}$ , в течение которого элементы массива дискретизации режима  $[Z]_j$  приняты неизменными,  $D_\tau$  определяется, исходя из присущих различным режимам эксплуатации величин эрозионного повреждения и их относительной длительности

$$(D_\tau)_j = \sum_k (D_{\tau,k})_i \cdot (z_k), \quad (5)$$

где индекс  $k$  определяет  $k$ -й режим эксплуатации из массива  $[Z]_j$ .

Тогда вероятности перехода в матрицах  $[P]_i$  для моментов времени  $\tau_i$ , принадлежащих  $j$ -му интервалу, определяются интегрированием:

$$\begin{aligned} (p_{vv})_i &= \sum_k \int_{-\infty}^{\Delta D} p[(D_\tau)_j] dD, \\ (q_{vv})_i &= 1 - (p_{vv})_i. \end{aligned}$$

В частном случае прогнозирования процесса накопления эрозионного повреждения в материале конструктивного элемента с известным для неё режимом эксплуатации (элементы массива  $\{Z\}_j$  являются неслучайными величинами) полученное уравнение упрощается, так как величина  $D_{\tau_j}$  в этом случае является нормально распределенной:

$$(p_{vv})_i = \sum_k \Phi \left\{ \frac{\Delta D - (\bar{D}_{\tau,k})_j}{(S_{D,k})_j} \right\},$$

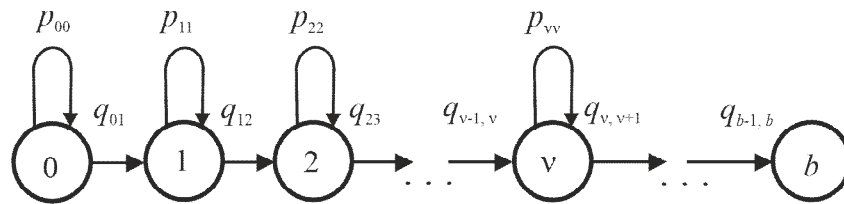


Рис. 4. Цепь А.А. Маркова для изменения состояний показателя эрозионного повреждения материала  $D_{\tau}$  с течением времени эксплуатации эродирующего конструктивного элемента

Вследствие линейности принятой феноменологической гипотезы суммирования эрозионных повреждений переходные вероятности не зависят от состояния показателя эрозии:

$$(p_{vv})_i = p_i.$$

Матрица переходных вероятностей (4) в результате принимает вид:

$$[P]_i = \begin{bmatrix} p_i & 1-p_i & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & p_i & 1-p_i & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & p_i & 1-p_i & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & p_i & 1-p_i \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

где  $p_i = 0,5 + \Phi \left( \frac{\Delta D - \bar{D}_{\tau}}{S_D} \right)$ .

С помощью матриц  $[P]_i$  оцениваются вероятности  $p_{vi}$  нахождения показателя  $D_i$  в момент времени  $\tau_i$  в одном из возможных состояний износа  $0 \leq v \leq b$ :

$$\{p\}_i = \{p\}_{i-1} [P]_i = (\{p\}_{i-2} [P]_{i-1}) [P]_i = \dots = (\dots ((\{p\}_0 [P]_1) [P]_2 \dots) [P]_i), \quad (6)$$

где  $\{p\}_i = \{p_{0i} \ p_{1i} \ \dots \ p_{vi} \ \dots \ p_{bi}\}$  - вектор вероятностей нахождения материала в различных состояниях эрозионного повреждения в  $i$ -й момент времени;  $\{p\}_0 = \{1 \ 0 \ \dots \ 0 \ \dots \ 0 \ 0\}$  - век-

тор, определяющий начальную степень эрозионного повреждения материала во всех  $b$  состояниях.

Также упрощается алгоритм итерационного построения кинетической кривой  $D_i$ , так как основывается на следующем соотношении:

$$D_i(\tau_i) = \begin{cases} D_v, & \text{если } 0 \leq N \leq p_i, \\ D_{v+1}, & \text{если } 1 - p_i < N \leq 1. \end{cases}$$

Соотношение (6) служит основой для определения продолжительности инкубационного периода эрозии  $\tau_{inc}$ . В соответствии с ним вероятность достижения предельного

повреждения  $a_p$  в момент времени  $\tau_i$  выражается соотношением

$$R(\tau_{inc} = \tau_i) = \{p\}_i \{p_a\}.$$

Элементы  $p_{av}$  вектора  $\{p_a\}$  есть вероятности исчерпания инкубационного периода в тот момент, когда повреждение достигло состояния  $v$ . Они определяются по известному закону распределения эрозионно-усталостного свойства материала  $a_p$  по зависимости

$$p_{av} = \Phi \left[ \frac{(v + 0,5) \Delta D - \bar{a}_p}{S_a} \right] - \Phi \left[ \frac{(v - 0,5) \Delta D - \bar{a}_p}{S_a} \right]$$

Совокупность значений вероятностей

$$R(\tau_1), R(\tau_2), \dots, R(\tau_i), \dots$$

для ряда моментов времени представляет дискретную функцию вероятности распределения  $\tau_{inc}$ . На её основе по известным зависимостям теории вероятности определяются количественные характеристики случайной величины  $\tau_{inc}$ :

- математическое ожидание

$$\bar{\tau}_u = \sum_{i=1}^{i=s} \tau_i [R(\tau_i) - R(\tau_{i-1})]$$

- стандартное отклонение

$$S_{\tau u} = \left\{ \sum_{i=1}^{i=s} \tau_i^2 [R(\tau_i) - R(\tau_{i-1})]^2 - \bar{\tau}_u^2 \right\}^{0,5}.$$

### 3. Обсуждение результатов

Проверка достоверности предложенного подхода выполнялась путем моделирования процесса накопления повреждений в различных микрообъемах по высоте рабочей лопатки последней ступени части низкого давления а/л «Ленин» с несколькими видами поверхностного упрочнения. В частности, использовались расчетные данные по каплеударной эрозии плазменного эрозионностойкого покрытия из сплава колманой в сечении 0,85 высоты лопатки.

Для упомянутого покрытия из сплава колманой расчет по представленной методи-

ке дает среднее значение инкубационного периода  $\bar{\tau}_{inc} = 12740$  ч при стандартном отклонении  $S_{\tau, inc} = 1828$  ч. По данным обследования натуральных турбин, представленных в [5], среднее значение инкубационного периода составляет  $\bar{\tau}_{inc} = 12825$  ч среднее значение инкубационного периода, а стандартное отклонение -  $S_{\tau, inc} = 1807$  ч. Подобное удовлетворительное соответствие расчетных и экспериментальных данных для средних значений и стандартных отклонений продолжительностей инкубационных периодов характерно и для других сечений по высоте рабочих лопаток и остальных представленных в [5] видов упрочнения.

### 4. Выводы

Представленная методика прогнозирования длительности инкубационного периода материала поверхности конструктивных элементов оборудования, находящегося в условиях каплеударного нагружения и изнашивания, позволяет достаточно адекватно оценивать указанный ключевой параметр процесса.

Знание продолжительности инкубационного периода позволяет определить и ряд других важных количественных характеристик эрозионного изнашивания натуральных элементов оборудования. В частности, для деталей, поверхность (или известная часть поверхности) которых находится в условиях одинаковой интенсивности каплеударного нагружения, знание величины  $\tau_{inc}$  позволяет с помощью зависимости (1) определить потери изношенного материала по глубине детали и по весу (массе) в течение периода максимальной скорости износа. Для деталей, поверхность которых находится в условиях неоднородной интенсивности каплеударного нагружения, знание величины  $\tau_{inc}$  позволяет дополнительно определить изменение геометрических характеристик зоны эрозии – ее длину, ширину и площадь.

## Список литературы

1. Рыженков В.А., Лебедева А.И., Медников А.Ф. Современное состояние и способы решения проблемы эрозионного износа лопаток влажно-паровых ступеней турбин // Теплоэнергетика. 2011. № 9. С. 9-13.
2. Tomarov G.V., Shipkov A.A., Komissarova T.N. Factors and Mechanisms Causing Wear of Turbine Heating Steam Condensate Pipeline Components at a Nuclear Power Plant // *Thermal Engineering*. 2019. Vol. 66. P. 662–671. DOI: 10.1134/S0040601519090052
3. Khan M.S., Sasikumar C. A water droplet erosion-induced fatigue crack propagation and failure in X20Cr13 martensitic stainless-steel turbines working at low pressure // *Engineering Failure Analysis*. 2022. Vol. 139. P. 106491. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2022.106491.
4. Фомин В.В., Казарновская И.И. Сопротивляемость высокопрочных нержавеющей сталей ударно-циклическому воздействию водяной струи // Теплоэнергетика. 1966. № 2.- С. 83–86.
5. Лагереv А.В. Эрозия паровых турбин: вероятностный подход: в 3 т. Т. 1. Вероятностный анализ паровых турбин. Москва: Машиностроение-1, 2006. 267 с.
6. Лагереv А.В. Вероятностная оценка падения мощности эродирующей влажнопаровой турбинной ступени в процессе эксплуатации // Известия вузов. Энергетика. 1991. №9. С.108-114.
7. Slot H., Matthews D., Schipper D., van der Heide E. Fatigue-based model for the droplet impingement erosion incubation period of metallic surfaces // *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 2021. Vol. 44. No. 1. P. 199-211. DOI: 10.1111/ffe.1335
8. Фаддеев И.П. Эрозия влажнопаровых турбин. Ленинград.: Машиностроение, 1974. 208 с.
9. Эрозия / Под ред. К.Прис. Москва: Мир, 1982. 464 с.
10. Поддубенко В.В., Яблоник Р.М. Влияние структуры потока капель на эрозию турбинных лопаток // Изв. вузов. Энергетика. 1976. № 4. С. 88–94.
11. Krzyzanowski Y. Comments on accu-

## References

1. Ryzhenkov V.A., Lebedeva A.I., Mednikov A.F. *Sovremennoe sostoyanie i sposoby resheniya problemy erozionnogo iznosa lopatok vlazhno-parovykh stupeney turbin*. *Teploenergetika*, 2011, No. 9, pp. 9-13. (In Russian)
2. Tomarov G.V., Shipkov A.A., Komissarova T.N. Factors and Mechanisms Causing Wear of Turbine Heating Steam Condensate Pipeline Components at a Nuclear Power Plant. *Thermal Engineering*, 2019, Vol. 66, pp. 662–671. DOI: 10.1134/S0040601519090052
3. Khan M.S., Sasikumar C. A water droplet erosion-induced fatigue crack propagation and failure in X20Cr13 martensitic stainless-steel turbines working at low pressure. *Engineering Failure Analysis*, 2022, Vol. 139, pp. 106491/ DOI: 10.1016/j.engfailanal.2022.106491
4. Fomin V.V., Kazarnovskaya I.I. Soпротивляemost vysokoprochnykh nerzhavayushchikh staley udarno-tsiklicheskomu vozdeystviyu vodyanoy strui. *Tploehnergetika*, 1966, No. 2, pp. 83–86. (In Russian)
5. Lagerev A.V. *Eroziya parovykh turbin: veroyatnostnyy podkhod: v 3 t. Tom. 1. Veroyatnostnyy analiz erozii parovykh turbin* [Erosion of steam turbines: a probabilistic approach: in 3 vol. Vol. 1. Probabilistic analysis of steam turbine erosion]. Moscow, Mashinostroenie-1, 2006. 267 p. DOI: 10.5281/zenodo.1311894 (In Russian)
6. Lagerev A.V. Probabilistic estimation of power reduction of an eroding wet-steam turbine stage during operation. *Izvestiya vuzov. Energetika*, 1991, No. 9, pp. 108-114 (In Russian)
7. Slot H., Matthews D., Schipper D., van der Heide E. Fatigue-based model for the droplet impingement erosion incubation period of metallic surfaces. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2021, Vol. 44, No. 1, pp. 199-211. DOI: 10.1111/ffe.1335
8. Faddeev I.P. *Eroziya vlazhnoparovykh turbin* [Erosion of wet steam turbines]. Leningrad, Mashinostroenie, 1974. 208 p. (In Russian)
9. Treatise on materials science and technology. Volume 16. Erosion. Bell Telephone Laboratories, Inc., 1979.
10. Poddubenko V.V., Yablonik R.M. Vliyanie struktury potoka kapel na eroziyu turbin-

racy in predicting steam turbine blading erosion // Proc. 6th Int. Conf. on Erosion by Liquid and Solid Impact, Cambridge, 5-6 Sept. 1983. P. 26/1–26/12.

12. Лагереv А.В. Вероятностная теория механической эрозии. Москва: Машиностроение-1, 2004. 343 с.

13. Лагереv А.В. Кавитационное изнашивание элементов дисков и рабочих лопаток мощных паровых турбин // Тяжелое машиностроение. 2007. № 6. С. 23-27.

† nykh lopatok. *Izvestiya vuzov. Energetika*, 1976, No. 4, pp. 88–94. (In Russian)

† 11. Krzyzanowski Y. Comments on accuracy in predicting steam turbine blading erosion. In: Proc. 6th Int. Conf. on Erosion by Liquid and Solid Impact, Cambridge, 5-6 Sept. 1983. P. 26/1–26/12.

† 12. Lagerev A.V. *Veroyatnostnaya teoriya mekhanicheskoy erozii* [Probabilistic theory of mechanical erosion]. Moscow, Mashinostroenie-1, 2004. 343 p.

† DOI: 10.5281/zenodo.1311851 (In Russian)

† 13. Lagerev A.V. Cavitation wear of the steam turbines working blades. *Tyazheloe mashinostroenie*, 2007, No. 6, pp. 23-27. (In Russian)

УДК (УДК) 621.878.23-182.38

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ОТВАЛА  
БУЛЬДОЗЕРА С ГРУНТОМ

## MATHEMATICAL MODEL OF BLOW INTERACTION BULLDOZER WITH SOIL

Летопольский А.Б., Тетерина И.А.  
Letopolsky A.B., Teterina I.A.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)  
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

**Аннотация.** Землеройно-транспортные машины успешно применяются как на объектах, имеющих небольшой объем земляных работ, так и крупных стройках, где они являются основными машинами для разработки и перемещения значительных объемов грунта. Повышение производительности и эффективности бульдозеров может быть достигнуто за счет полного использования их энергетических показателей. В статье представлена разработка комплексной математической модели взаимодействия рабочего органа бульдозера с грунтом. Модель интегрирует статический и динамический (реологический) аспекты этого взаимодействия, что позволяет более точно рассчитывать силы резания, перемещения призмы волочения и силы отпора грунта. Полученные зависимости позволяют наиболее полно описать процесс разработки и транспортировки грунта отвалом бульдозера. Рассмотрены уравнения для определения горизонтальной и вертикальной составляющих сил резания (на основе методики К.А. Артемьева), сил перемещения грунта (с использованием уравнения В.Я. Дворковского) и сил, возникающих при заглублении отвала. Предложено рекуррентное выражение для расчета объема призмы волочения с учетом потерь грунта. Разработанная модель является инструментом для решения задач проектирования гидропривода, системы управления, анализа динамических нагрузок в трансмиссии и моделирования работы бульдозера в различных условиях.

**Ключевые слова:** строительно-дорожная машина, бульдозер, грунт, отвал.

**Дата получения статьи:** 27.11.2025  
**Дата принятия к публикации:** 19.12.2025  
**Дата публикации:** 25.03.2026

**Abstract.** Earthmoving equipment is successfully used both at small-scale excavation sites and at large construction sites. They are the primary machines for excavating and moving significant volumes of soil. Increased productivity and efficiency of bulldozers can be achieved by fully utilizing their energy performance. The article presents the development of a comprehensive mathematical model for the interaction of a bulldozer's working element with soil. The model integrates the static and dynamic (rheological) aspects of this interaction. This allows for more accurate calculations of cutting forces, drag prism displacements, and soil resistance forces. The obtained dependencies allow us to most fully describe the process of soil development and transportation by a bulldozer blade. The equations for determining the horizontal and vertical components of cutting forces (based on the method of K.A. Artemyev), soil movement forces (using the equation of V.Ya. Dvorkovsky) and forces arising during deepening of the dump are considered. A recurrent expression is proposed for calculating the volume of a drag prism taking into account soil losses. The developed model is a tool for solving problems of designing a hydraulic drive, a control system, analyzing dynamic loads in the transmission, and simulating the operation of a bulldozer under various conditions.

**Keywords:** road construction machine, bulldozer, soil, dump.

**Date of manuscript reception:** 27.11.2025  
**Date of acceptance for publication:** 19.12.2025  
**Date of publication:** 25.03.2026

**Сведения об авторах:**

**Тетерина Ирина Алексеевна** – кандидат технических наук, старший научный сотрудник ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»

*e-mail: iateterina@mail.ru*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8012-8511>

**Летопольский Антон Борисович** – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой "Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника" ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», *e-mail: antooooon-85@mail.ru*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8012-8511>

**Authors' information:**

**Irina A. Teterina** – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)

*e-mail: iateterina@mail.ru*

ORCID: 0000-0001-8012-8511

**Anton B. Letopolsky** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of "Construction, hoisting and transport and oil and gas equipment", Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), *e-mail: antooooon-85@mail.ru*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8012-8511>

## 1. Введение

Бульдозер является очень распространенной специализированной техникой, которая необходима в различных отраслях, если необходимо вести разработку и планировку грунта. Значительное количество научных работ посвящено исследованию геометрии рабочего органа и ее влияние на производительность бульдозера [1-4]. В этих работах анализируется влияние параметров отвала на эффективность разработки и транспортировки грунта. Другие исследователи [5-7] изучают вопрос экономической эффективности применения бульдозера в различных условиях работы и необходимость его правильной эксплуатации при разработке грунта. Отдельное направление исследований посвящено борьбе с налипанием грунта на отвал бульдозера [4, 8]. Авторы предлагают средства для устранения этого негативного явления для повышения производительности машины. Также уделяется внимание моделированию рабочего процесса бульдозера [9]. Авторы разработали программный модуль для интеграции модели бульдозера при разработке выемки земляного полотна. В работах [10, 11] анализируются отечественные модели бульдозеров и получен критерий эффективности для рабочего процесса бульдозера с неповоротным отвалом.

Эффективность и надежность работы землеройно-транспортных машин, в частности бульдозеров, в значительной степени определяются процессами взаимодей-

ствия их рабочего органа с разрабатываемым грунтом. Грунт в процессе копания служит основным источником возмущающих воздействий на трансмиссию, двигатель и систему управления машиной, а также источником усилий, преодолеваемых гидроприводом.

Без глубокого понимания закономерностей этого взаимодействия невозможно корректно рассчитать ключевые параметры гидропривода, подобрать систему управления, изучить режимы работы двигателя и определить динамические нагрузки в элементах трансмиссии. Учет данного взаимодействия является обязательным условием при создании адекватных имитационных моделей бульдозера.

## 2. Постановка задачи

Целью данной работы является синтез полной математической модели системы «Рабочий орган – грунт», объединяющей оба подхода и предоставляющей инструмент для комплексного расчета всех основных сил сопротивления при работе бульдозера.

## 3. Основная часть

Грунт в процессе копания бульдозером является основным источником возмущений, действующих на трансмиссию, двигатель и систему управления машиной, а также основным источником усилий, преодолеваемых гидроприводом [12]. Рассчи-

тать основные параметры гидропривода, подобрать необходимую систему управления, изучить режимы работы двигателя, определить основные динамические нагрузки, действующие в отдельных элементах трансмиссии, невозможно без знания основных закономерностей взаимодействия рабочего органа с разрабатываемым грунтом. Учет этого взаимодействия необходим и при моделировании бульдозера, если моделирование предлагает решение вышеприведенных задач.

В общем случае взаимодействие рабочего органа землеройно-транспортной машины с грунтом можно определить следующей схемой (рис.1), разделенный условно на две модели: статическую с оператором  $R$  и динамическую с оператором  $W(P)$ . В качестве входных возмущений системы служат физико-механические параметры грунта  $y_i$  и  $y_j$ , геометрические характеристики рабочего органа и процесса резания  $Q_k$ , кинематические величины процесса резания  $\varphi_k$ .

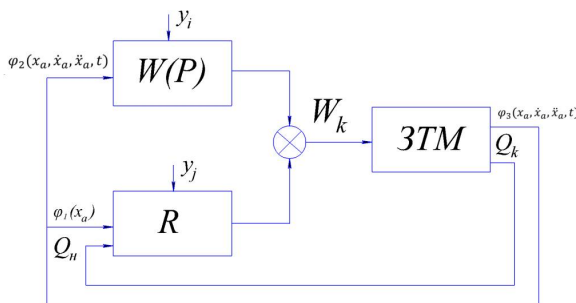


Рис. 1. Схема взаимодействия рабочего органа бульдозера с грунтом

Оператор  $R$  статической модели преобразует геометрические характеристики процесса резания, физико-механические параметры грунта, а также скорость агрегата  $\dot{x}_a$ , в силы резания стружки ножом и перемещения призмы волочения.

Входным воздействием динамической (в механике грунтов – реологической) модели служит функция от перемещения землеройной машины, ее производных и времени, вместе с динамическими характеристиками грунта: коэффициентами динамиче-

ской вязкости и упругости. Данная модель позволяет учитывать как упругие, так и вязко-пластичные свойства грунта и исследовать изменение напряженного состояния грунта в функции времени (рис. 2).

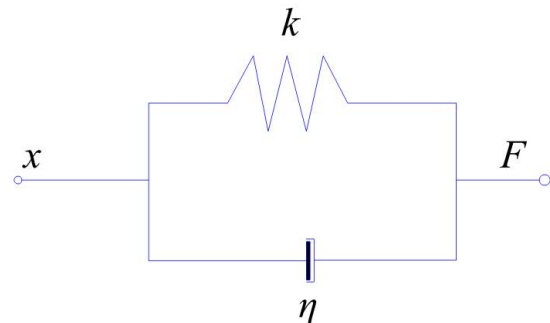


Рис. 2. Реологическая модель Кельвина

Операторы  $R$  и  $W(P)$  динамической системы преобразуют входные возмущения в силы резания  $F$ . Последние действуют на динамическую систему землеройно-транспортная машина, которая вызывает изменение переменных  $\varphi_k$  и  $Q_k$ :

$$F = R[\varphi_1(\dot{x}_a); Q_k; Y_k] + W[\varphi_2(x_a, \dot{x}_a, \ddot{x}_a, t); y_i], \quad (1)$$

где  $x_a$  – путь движения бульдозера;  $\dot{x}_a$ ,  $\ddot{x}_a$  – соответственно скорость агрегата и ускорение;  $t$  – время.

Таким образом, процесс формирования сил резания можно рассматривать как реализацию динамической системы с обратными связями входных возмущений.

Количество и состав входных возмущений  $y_i$  системы «Рабочий орган – грунт» определяется методом отыскания оператора  $R$ .

При использовании методов статики сыпучих сред входными возмущениями являются углы трения, сжимаемость и удельный вес грунта, связь между ними будет определяться по существующим экспериментальным или аналитическим зависимостям механики грунтов.

Количество и состав параметров  $Q_k$  обуславливаются геометрией рабочего органа и условиями резания: угол резания, толщина срезаемой стружки и т.д.

Состав возмущений  $y_i$  зависит в общем случае от вида принятой реологиче-

ской модели грунта и для данного типа грунта не меняется с течением времени.

Показатели физико-механических свойств различных грунтов после разрушения в значительной степени уравниваются. В частности, после превращения грунта в однородную массу грунт теряет способность сцепляться, и возникает возможность рассматривать грунт призмы волочения как среду, близкую к идеальной сыпучей. Поэтому силы сопротивления перемещения призмы следует рассматривать как силы отпора сыпучего тела. Как было показано, наиболее верным аналитическим методом определения этих сил является метод предельного равновесия сыпучей среды. Схема действия сил на рабочий орган бульдозера показана на рис. 3.

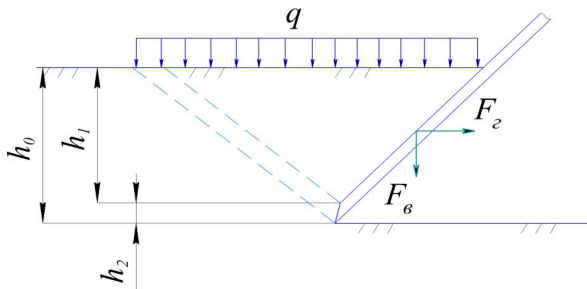


Рис. 3. Схема действия сил на отвал бульдозера

Уравнения, полученные К.А. Артемьевым, должны быть дополнены уравнениями, определяющими силы перемещения призмы грунта и движения стружки отвальной поверхности. Поэтому в полную математическую модель взаимодействия рабочего органа бульдозера с грунтом необходимо включить следующие уравнения:

1. Уравнения К.А. Артемьева для горизонтальной и вертикальной составляющих сил резания с учетом затупления ножа и пригруза от веса призмы грунта:

$$F_r = (1 + tg\delta \cdot ctg\alpha)B \left[ k_1 \left( \frac{\gamma}{2} h_1^2 + g_1 h_1 + c_0 h_1 ctg\rho \right) - c_0 h_1 ctg\rho \right] + B \left[ k_2 \left( \frac{\gamma}{2} h_2^2 + g_2 h_2 + c_0 h_2 ctg\rho \right) - c_0 h_2 ctg\rho \right]; \quad (2)$$

$$F_b = (ctg\alpha \cdot tg\rho)B \left[ k_1 \left( \frac{\gamma}{2} h_1^2 + g_1 h_1 + c_0 h_1 ctg\rho \right) - c_0 h_1 ctg\rho \right] - tg\delta B \left[ k_2 \left( \frac{\gamma}{2} h_2^2 + g_2 h_2 + c_0 h_2 ctg\rho \right) - c_0 h_2 ctg\rho \right]; \quad (3)$$

где  $h_1, h_2$  – соответственно толщина стружки и высота площадки затупления (рис. 3);  $g_1, g_2$  – пригрузки от веса призмы, соответственно на основную грань и грань затупления, зависящие от толщины стружки и параметров грунта;  $k_1, k_2$  – аналитические коэффициенты, зависящие от углов  $\rho, \alpha$ .

2. Уравнение В.Я. Дворковского [13] для сил перемещения призмы грунта и движения стружки по отвальной поверхности с учетом ее изгиба и всестороннего сжатия:

$$F_{ПП} = V_{ПП} \cdot \gamma \cdot tg\rho \left[ 1 + (tg\delta + tg\rho) \cdot A \cdot \cos\delta \cdot \sin\theta \right] \cdot e^{(\theta-\alpha)tg\alpha} \cdot (\sin\alpha + tg\delta \cdot \cos\alpha), \quad (4)$$

где  $A$  – коэффициент, зависящий от свойств грунта и угла резания:

$$A = \sin \frac{\alpha + \rho + \delta}{2} / \cos \frac{\alpha + \rho - \delta}{2}. \quad (5)$$

где  $\theta$  – коэффициент, зависящий от размеров отвала:

$$\theta = \arcsin \left| \cos\alpha - \frac{1}{3} \frac{H}{R} \right|. \quad (6)$$

В настоящее время имеется значительное число выражений, описывающих процесс изменения объема призмы грунта, копаемого бульдозером. Для упрощения расчетов объема призмы предлагается использовать следующее рекуррентное выражение:

$$V_{ПП}^{i+1} = (B h_{СТР}^{i+1} l_{i+1} - k_n V_n^i), \quad (7)$$

где  $i = 0, 1, 2, \dots$ ;  $V_{ПП}^i$  – объем призмы, рассчитанный на  $i$ -ой итерации;  $B$  – ширина рабочего органа;  $h_{СТР}$  – толщина срезаемой стружки;  $k_n$  – коэффициент потерь грунта, зависящий от вида проводимых работ и свойств грунта;  $l_i$  – путь, пройденный бульдозером на  $i$ -ой итерации.

Коэффициент  $k_n$  зависит от свойств грунта:

- для связных грунтов 0,025...0,032;
- для несвязных грунтов 0,06...0,07.

На объем призмы, рассчитанный по формуле (7), должно быть наложено ограничение, связанное с размерами рабочего органа и типом разрабатываемого грунта:

$$V_{ПП}^{i+1} \leq V_{ПП}^{\max} = \frac{B(H-h_{СТР})^2}{2K_{ПП}}, \quad (8)$$

где  $K_{ПП}$  – коэффициент, зависящий от характера грунта.

Величина  $V_{ПП}^o$  может принимать нулевое значение при рассмотрении процесса набора грунта и  $V_{ПП} = V_{ПП}^{\max}$ , когда рассматривается процесс транспортирования.

Кроме сил, возникающих от срезания стружки и перемещения призмы волочения, а рабочий орган бульдозера действует сила, находящаяся в зависимости от интенсивности заглупления отвала в грунт.

Если учесть, что силы отпора грунта имеют то же происхождение, что и реологические силы, так как возникают от снятия грунта нижней кромки отвала, то появляется возможность определить их в функции от модуля упругости грунта.

Представим силу отпора в следующем виде:

$$F_o = \sigma_z \cdot d \cdot B, \quad (9)$$

где  $\delta_z$  – напряжение, действующее на элементарную площадку грунта;  $d$  – ширина площадки, действующего на грунт штампа.

В нашем случае  $d$  представляет собой ширину нижней поверхности отвала, непосредственно соприкасающуюся с грунтом, которая зависит от траектории заглупления рабочего органа к горизонту.

Напряжение  $\delta_z$  можно выразить через коэффициент сжатия и глубину погружения ножа бульдозера:

$$\sigma_z = c_z + Z, \quad (10)$$

где  $c_z$  – коэффициент упругого равномерного сжатия.

Если представить траекторию заглупления состоящей из элементарных ступенек, горизонтальный участок которых пропорционален скорости перемещения машины, а вертикальный участок – скорости перемещения отвала (скорости управления), можно записать соотношение

$$Z = d \frac{v_y}{v_\alpha}. \quad (11)$$

С учетом (10) и (11) выражение для силы отпора грунта будут иметь вид:

$$F_o = c_z d^2 B \frac{v_y}{v_\alpha}. \quad (11)$$

Коэффициент упругого равномерного сжатия определяется по известным формулам для смещений жесткого прямоугольного штампа, расположенного по поверхности упругого пространства:

$$C_z = x_z \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{S}}, \quad (13)$$

где  $x_z$  – коэффициент, зависящий от соотношения сторон штампа;  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $S$  – площадь штампа.

Подставляя выражение (13) в формулу (12), учитывая, что  $S = d \cdot B$ , избавляясь от иррациональности в знаменателе выражения (13), получим:

$$F = x_z \frac{E}{1-\mu^2} \sqrt{d^3} B \frac{v_y}{v_\alpha}. \quad (14)$$

Чтобы выражение (14) не теряло физического смысла при изменении скоростей  $v_y$  и  $v_\alpha$ , на величину  $F_o$  должны быть наложены следующие ограничения: при  $v_y < 0$ ,  $F_o = 0$ .

Отрицательные значения  $v_y$  соответствует отрыву рабочего органа от поверхности грунта.

Передаточная функция модели Кельвина при подаче на вход звена перемещения будет иметь вид:

$$W(P) = \frac{F(P)}{X(P)} = R + \zeta P, \quad (15)$$

где  $P = \frac{d}{dx}$  – оператор дифференцирования;  $R$  – коэффициент жесткости грунта;  $\zeta$  – коэффициент вязкости.

Таким образом, в результате анализа и исследований разработана полная математическая модель «Рабочий орган-грунт».

$$F_r = (1 + tg \delta \cdot ctg \alpha) B \left[ k_1 \left( \frac{\gamma}{2} h_1^2 + g_1 h_1 + c_0 h_1 ctg \rho \right) - c_0 h_1 ctg \rho \right] + B \left[ k_2 \left( \frac{\gamma}{2} h_2^2 + g_2 h_2 + c_0 h_2 ctg \rho \right) \right]; \quad (16)$$

$$F_B = (ctg\alpha \cdot tgp)B \left[ k_1 \left( \frac{\gamma}{2} h_1^2 + g_1 h_1 + c_0 h_1 ctg\rho \right) - c_0 h_1 ctg\rho \right] - Btg\delta \left[ k_2 \left( \frac{\gamma}{2} h_2^2 + g_2 h_2 + c_0 h_2 ctg\rho \right) \right]; \quad (17)$$

$$F_{ПП} = V_{ПП} \cdot \gamma \cdot tgp \left[ 1 + (tg\delta + tgp) \cdot \frac{\sin \frac{\alpha + \rho - \delta}{2}}{\cos \frac{\alpha + \rho - \delta}{2}} \cos \delta \sin Q \right] \cdot e^{-(\theta - \alpha)tg\alpha} \cdot (\sin \alpha + tg\delta \cdot \cos \alpha); \quad (18)$$

$$V_{ПП}^{i+1} = (Bh_{СТР}^{i+1} I_{i+1} - k_n V_{ПП}^i); \quad i = 0, 1, 2, \dots;$$

$$F_0 = x_z \frac{E}{1 - \mu^2} \sqrt{x^3 B} \frac{g_y}{g_M};$$

$$F_{TP} \leq F_0 \leq G_{ци} \quad \text{при } g_y \geq 0;$$

$$F_0 = 0 \quad \text{при } g_y < 0.$$

## 6. Обсуждение и выводы

1. В результате проведенного анализа и исследований разработана комплексная математическая модель взаимодействия рабочего органа бульдозера с грунтом, которая рассматривает процесс как динамическую систему с обратными связями. Модель интегрирует статический и реологический подходы, что позволяет учесть как мгновенные силовые воздействия, так и их изменение во времени.

2. Предложенная модель включает в себя систему уравнений для расчета:

- горизонтальной и вертикальной составляющих сил резания, основанных на уравнениях К.А. Артемьева с учетом затупления ножа;

- силы перемещения призмы волочения по модифицированной методике В.Я. Дворковского;

- силы отпора грунта при заглублении отвала, выраженной через модуль упругости грунта и кинематические параметры движения машины и рабочего органа;

- объема призмы волочения с использованием рекуррентной формулы, учитывающей потери грунта.

3. Модель является замкнутой: рассчитанные силы воздействуют на динамическую систему «бульдозер», вызывая изменение кинематических параметров и геометрических характеристик резания, которые, в свою очередь, являются входными параметрами для самой модели.

Разработанный математический аппарат предоставляет основу для решения широкого круга практических задач, включая проектирование и оптимизацию систем управления, гидропривода, анализ динамических нагрузок и создание высокоточных имитационных моделей бульдозеров для виртуальных испытаний и прогнозирования их производительности.

## Список литературы

1. Аукунова Б.К., Дудкин М.В., Молдаханов Б.А. Методика расчета бульдозерного отвала с разноуровневой геометрией угла поворота боковых секций // Наука и техника Казахстана. 2025. № 1. С. 7-21. DOI 10.48081/DUKE7639.

2. Мещеряков В.А., Летопольский А.Б., Николаев Д.И., Тетерина И.А. Цифровые технологии автоматизированного сбора экспериментальных данных о рабочем процессе экскаватора // Автоматизация в промышленности. 2023. № 2. С. 30-32. DOI: 10.25728/avtprom.2023.02.05

3. Данильченко С.Г., Петрухин А.В., Титов Д.И., Шамаев Н.А. Расчет основных

## References

1. Aukenova B.K., Dudkin M.V., Moldahanov B.A. Metodika rascheta buldozernogo otvala s raznourovnevoj geometriey ugla povorota bokovyh sekcij. *Nauka i tekhnika Kazahstana*. 2025. No. 1. P. 7-21. DOI 10.48081/DUKE7639. (In Russian)

2. Meshcheryakov V.A., Letopolskij A.B., Nikolaev D.I., Teterina I.A. Cifrovye tekhnologii avtomatizirovannogo sbora eksperimentalnyh dannyh o rabochem processe ekskavatora. *Avtomatizaciya v promyshlennosti*. 2023. No. 2. P. 30-32. DOI: 10.25728/avtprom.2023.02.05. (In Russian)

3. Danilchenko S.G., Petruhin A.V., Titov D.I., Shamaev N.A. Raschet osnovnyh paramet-

параметров отвала бульдозера Т-130 // Сб. науч. статей 3-й Международной научной конференции перспективных разработок молодых ученых «Наука молодых - будущее России». Курск: Закрытое акционерное общество "Университетская книга", 2018. С. 32-34.

4. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolsky A.B. Investigation of soil destruction by trench chain excavator cutting element process // Proceedings of the 4th International conference on industrial engineering ICIE 2018. Lecture notes in mechanical engineering. 2019. С. 2123-2132. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5\_229

5. Шагиахметова Э.И., Галиев И.Х., Шагиахметова М.И. Техничко-экономические показатели бульдозера с поворотным отвалом // Строительные конструкции, здания и сооружения. 2024. № 4(9). С. 54-61.

6. Якушев А.Г. Выбор оптимального типа бульдозера в зависимости от условий эксплуатации // Сб. статей Международной научно-практ. конференции «Научные исследования высшей школы по приоритетным направлениям науки и техники». Самара: ООО "ОМЕГА САЙНС". 2018. С. 72-75.

7. Макридина М.Т., Макридин А.А. Тенденции развития при создании и совершенствовании бульдозеров // Сб. докладов Международной научно-практ. конфн. «Наукоемкие технологии и инновации». Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2016. С. 120-123.

8. Мащенко В.Н. Анализ способов очистки рабочих органов землеройной техники на примере бульдозера // Сб. науч. трудов по итогам международной научно-практической конференции «Приоритетные задачи и стратегии развития технических наук». Тольятти: Федеральный центр науки и образования «Эвенсис», 2016. С. 41-45.

9. Мануковский А.Ю. Ефремов И.В. Моделирование объемов работ при устройстве выемки земляного полотна лесовозной дороги бульдозером // Сб. статей II

rov otvala buldozera T-130. *Sb. nauch. statej 3-j Mezhdunarodnoj nauchnoj konferencii perspektivnyh razrabotok molodyh uchenyh «Nauka molodyh - budushchee Rossii»*. Kursk, Zakrytoe akcionernoe obshchestvo "Universitetskaya kniga", 2018. P. 32-34. (In Russian)

4. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolsky A.B. Investigation of soil destruction by trench chain excavator cutting element process. *Proceedings of the 4th International conference on industrial engineering ICIE 2018. Lecture notes in mechanical engineering*. 2019. С. 2123-2132. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5\_229

5. Shagiahmetova E.I., Galiev I.H., Shagiahmetova M.I. Tekhniko-ekonomicheskie pokazateli buldozera s povorotnym otvalom. *Stroitelnye konstrukcii, zdaniya i sooruzheniya*. 2024. № 4(9). P. 54-61. (In Russian)

6. Yakushev A.G. Vybor optimal'nogo tipa buldozera v zavisimosti ot uslovij ekspluatatsii. *Sb. statej Mezhdunarodnoj nauchno-prakt. konferencii «Nauchnye issledovaniya vysshej shkoly po prioritetnym napravleniyam nauki i tekhniki»*. Samara, ООО "OMEGA SAJNS". 2018. P. 72-75. (In Russian)

7. Makridina M.T., Makridin A.A. Tendentsii razvitiya pri sozdanii i sovershenstvovanii buldozerov. *Sb. dokladov Mezhdunarodnoj nauchno-prakt. konfn. «Naukoeemkie tekhnologii i innovacii»*. Belgorod: Belgorodskij gosudarstvennyj tekhnologicheskij universitet im. V.G. Shuhova, 2016. P. 120-123. (In Russian)

8. Mashchenko V.N. Analiz sposobov ochistki rabochih organov zemlerojnoj tekhniki na primere buldozera. *Sb. nauch. trudov po itogam mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii «Prioritetnye zadachi i strategii razvitiya tekhnicheskikh nauk»*. Tolyatti, Federalnyj centr nauki i obrazovaniya «Evensis», 2016. P. 41-45. (In Russian)

9. Manukovskij A.Yu., Efremov I.V. Modelirovanie obemov rabot pri ustrojstve vyemki zemlyanogo polotna lesovoznoj dorogi buldozerom. *Sb. statej II Mezhdunarodnoj nauchno-tekhn. konf. «Sostoyanie i perspektivy razvitiya lesnogo kompleksa v stranah SNG»* Minsk, Belorusskij gosudarstvennyj tekhnologicheskij universitet. 2022. S. 67-70. (In Russian)

Международной научно-техн. конф. «Состояние и перспективы развития лесного комплекса в странах СНГ» Минск: Белорусский государственный технологический университет. 2022. С. 67-70.

10. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace // Journal of Physics: Conference Series. 2020. С. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097

11. Спирина В.С. Отечественные и зарубежные бульдозеры. Их будущее // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. 2016. № 2-2. С. 98-101.

12. Кашапов Е.А., Игнатов С.Д., Юрина Т.А. Особенности работы гусеничного бульдозера в условиях Арктики // Вестник Сибирского Отделения Академии Военных Наук. 2021. № 63. С. 107-111.

13. Дворковский В.Я. Исследование процесса копания грунтов отвальными рабочими органами, установленными под углом захвата на поперечных откосах: автореф. дисс. ... кандидата техн. наук. Омск, 1973. 24 с.

10. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace. Journal of Physics: Conference Series. electronic collection. 2020. P. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097

11. Spirina V. S. Otechestvennye i zarubezhnye buldozery. Ih budushchee. *Aktualnye problemy gumanitarnyh i estestvennyh nauk*. 2016. № 2-2. P. 98-101. (In Russian)

12. Kashapov E.A., Ignatov S.D., Yurina T.A. Osobennosti raboty gusenichnogo buldozera v usloviyah Arktiki. *Vestnik Sibirskogo Otdeleniya Akademii Voennyh Nauk*. 2021. No. 63. P. 107-111. (In Russian)

13. Dvorkovskij V.Ya. Issledovanie processa kopaniya gruntov otvalnymi rabochimi organami, ustanovlennymi pod uglom zahvata na poperechnyh otkosah: avtoref. diss. ... kandidata tekhn. nauk. Omsk, 1973. 24 p. (In Russian)

УДК (UDC) 621(825.5/7+926.323)

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЧЕТЫРЕХВАЛКОВОЙ ДРОБИЛКИ ДЧГ 900×700  
ЗА СЧЕТ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОТКАЗНОСТИ ПРИВОДАIMPROVEMENT OF THE FOUR-ROLLER CRUSHER DCHG 900×700  
BY INCREASING THE RELIABILITY OF THE DRIVE

Мележик Р.С.

Melezhik R.S.

Донбасский государственный технический университет (Алчевск, Россия)  
Donbass state technical university (Alchevsk, Russian Federation))

**Аннотация.** Безотказность дробильно-измельчительных машин существенно влияет на их технико-экономическую эффективность. Для повышения показателей надежности четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 в приводе валков для передачи крутящего момента от электродвигателя к быстроходному валу редуктора предложено использовать муфту пальцевую с эластичным элементом дискового типа. На основании рекомендованного типоразмерного ряда предложены конструктивные параметры эластичной муфты с номинальным моментом 12 кНм для условий дробления твердого топлива (кокса сухого тушения) в дробильной машине ДЧГ 900×700. В условиях агломерационного цеха Алчевского металлургического комбината ООО «ЮГМК» проведено производственные испытания усовершенствованного привода, на основании которых, определено, что по сравнению с условиями применения муфты зубчатой вероятность безотказной работы увеличилась в 2,2 раза, средней наработки на отказ – в 1,4 раза, а периодичность технического обслуживания снизилась в 2,2 раза. По результатам исследований установлено, что муфта пальцевая с эластичным элементом дискового типа с рекомендованными конструктивными параметрами обеспечивает устойчивую работу валковой дробилки ДЧГ 900×700 в процессе дробления кокса сухого тушения и обеспечивает повышение показателей надежности привода.

**Ключевые слова:** валковые дробилки, надежность.

**Дата получения статьи:** 13.09.2025

**Дата принятия к публикации:** 11.11.2025

**Дата публикации:** 25.03.2026

**Сведения об авторе:**

**Мележик Руслан Сергеевич** – ассистент кафедры «Машины металлургического комплекса», Донбасский государственный технический университет, e-mail: ruslan.melezhik@yandex.com.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4670-1489>

**Abstract.** The reliability of crushing and grinding machines significantly affects their technical and economic efficiency. To improve the reliability indicators of the four-roll crusher DCHG 900×700, it was proposed to use a finger-type coupling with an elastic disc element in the roll drive to transmit torque from the electric motor to the high-speed shaft of the gearbox. Based on the recommended size range, design parameters of the elastic coupling with a nominal torque of 12 kNm were proposed for crushing hard fuel (dry quenching coke) in the DCHG 900×700 crushing machine. Production tests of the upgraded drive were conducted at the agglomeration shop of the Alchevsk Metallurgical Combine, LLC "YUGMK," which showed that compared to the use of a gear coupling, the probability of failure-free operation by 2,2 times, the mean time between failures increased by 1,4 times, and the maintenance frequency decreased by 2,2 times. The study results established that the finger coupling with an elastic disc element, with the recommended design parameters, ensures stable operation of the DCHG 900×700 roll crusher during hard material crushing and improves the reliability indicators of the drive.

**Keywords:** roller crushers, reliability.

**Date of manuscript reception:** 13.09.2025

**Date of acceptance for publication:** 11.11.2025

**Date of publication:** 25.03.2026

**Author's information:**

**Melezhik Ruslan Sergeevich** – assistant at the department of metallurgical complex machines at Donbass state technical university,

e-mail: [ruslan.melezhik@yandex.com](mailto:ruslan.melezhik@yandex.com).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4670-1489>

## 1. Введение

### 2.

Технико-экономическая эффективность валковых дробилок [1-5] в процессе подготовки каменно-рудных материалов напрямую зависит от таких показателей надежности [6-8], как безотказность, долговечность и ремонтпригодность.

Безотказность [9, 10] электродвигателя привода валковых дробильных машин является критерием его устойчивой работы и зависит от условий эксплуатации (наличия перегрузок, отклонений от установленных режимов работы и т.д.), качества питающего напряжения, соответствия характеристик электродвигателя требованиям рабочей машины и технологического процесса, надежности действия пускозащитной и регулирующей аппаратуры и т.д.

Одним из основных факторов, влияющих на устойчивую работу электропривода рабочих органов, является образование динамических нагрузок в процессе работы. Для снижения негативного воздействия ударных нагрузок на привод валковой дробилки в работах [11] предложено использование муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа [12], позволяющей снизить динамические нагрузки, передающиеся от валка к тихоходному валу редуктора [13, 14] в процессе дробления материала. Данные мероприятия позволили повысить срок эксплуатации узлов и деталей редуктора [11], однако не позволили исключить нарушение центровки валов привода, связанного со смещением положения редуктора от проектного из-за постоянных знакопеременных нагрузок, действующих на привод дробилки от силы дробления материала.

Использование эластичной муфты [12] между валом валка и тихоходным валом редуктора позволило минимизировать негативные последствия расцентровки осей валов, однако зубчатая муфта [15], применяемая для передачи крутящего момента от электродвигателя к быстроходному валу редуктора не позволяет в полной мере компенсировать несоосность валов, что приводит к необходимости регулярного технического обслуживания дробильно-измельчительной

машины (центровки валов элементов привода) и негативно сказывается на показателях надежности привода дробилки в целом.

Таким образом обоснование конструктивных параметров, промышленные испытания и внедрение муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа в приводе валков валковой дробилки для передачи крутящего момента от электродвигателя к редуктору привода валков являются актуальной научно-технической задачей, направленной на повышение эффективности, в том числе и надежности, валковых дробильно-измельчительных машин.

## 2. Обоснование конструктивных параметров эластичной муфты

Для обоснования требуемого крутящего момента, передачу которого должна обеспечивать муфта электродвигателя привода нижних валков валковой дробилки, использовалось следующее выражение:

$$M_{кр} = k_{зан} \frac{M_{сопр}}{i_p \eta_{пр}}, \quad (1)$$

где  $k_{зан}$  – коэффициент режима работы привода валковой дробилки;  $M_{сопр}$  – момент сопротивления сил, возникающих в процессе дробления материала, Нм;  $i_p$  – передаточное число редуктора привода;  $\eta_{пр}$  – коэффициент полезного действия привода.

Момент сопротивления от сил, возникающих в процессе дробления материала в валковой дробильной машине, определяется по зависимости, предложенной в работах [16–18].

Для расчетов использовались следующие значения [16–18]:

- передаточное число редуктора привода нижних валков –  $i_p = 5,19$ ;
- коэффициент полезного действия привода –  $\eta_{пр} = 0,88$ ;
- коэффициент режима работы –  $k_{зан} = 2,8$ ;
- момент сопротивления, возникающий на валке дробилки в процессе дробления –  $M_{сопр} = 15,723 \times 10^3$  Нм.

По результатам аналитического расчета получено следующее значение требуемого крутящего момента, передачу которого должна обеспечивать соединительная муфта электродвигателя и быстроходного вала редуктора  $M_{кр} = 9,639 \times 10^3$  Нм, на основании которого (согласно параметрического ряда,

предложенного в исследовании [19]) выбрана муфта пальцевая с эластичным элементом дискового типа (рис. 1) с номинальным крутящим моментом  $M_n = 12,0 \times 10^3$  Нм [16], конструктивно-технологические параметры, которой представлены в табл. 1.

Таблица 1

Конструктивно-технологические параметры муфты упругой

Параметр	Номинальный крутящий момент, кНм	Наружный диаметр упругого элемента, м	Диаметр центров отверстий под пальцы, м	Диаметр отверстий под пальцы, м	Количество отверстий под пальцы, шт.	Ширина эластичного элемента, м
Значение	12,0	0,32	0,24	0,037	6	0,028

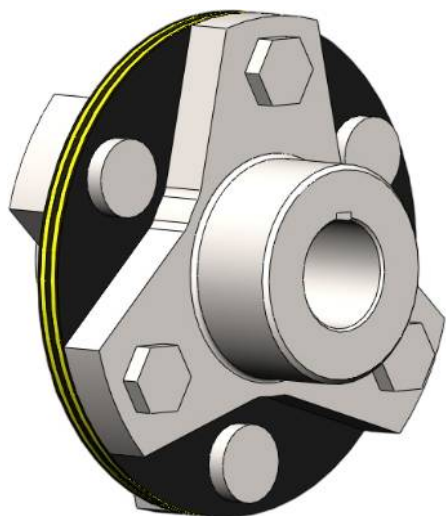


Рис. 1. Твердотельная модель муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа с номинальным крутящим моментом  $M_n = 12,0 \times 10^3$  Нм

Предлагаемая муфта способна демпфировать ударно-переменные нагрузки, возникающие в процессе дробления, компенсировать осевые, угловые и радиальные смещения соединяемых валов, снизить регулярность технического обслуживания дробилки, и тем самым повысить надежность привода дробилки в целом.

Муфта пальцевая с эластичным элементом дискового типа состоит из двух полу-муфт, эластичного элемента дискового типа и пальцев. Пальцы соединяют полу-муфты через эластичный элемент компенсируя осевые, угловые и радиальные смещения. Эластичный элемент представлен чередующимися слоями резины и кордного материала в равном соотношении по ширине (рис. 2). Крутящий момент передается через полу-муфту на эластичный элемент путем беззазорной установки в них пальцев и далее через эластичный элемент на полу-муфту при помощи связанных с ней пальцев.

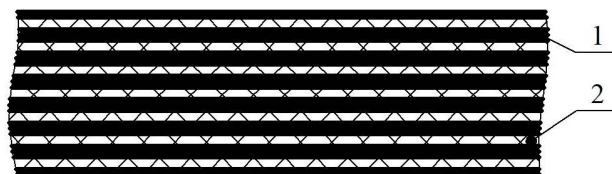
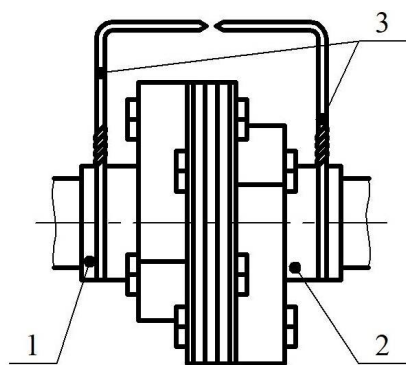


Рис. 2. Эластичный элемент [19]:  
1 – резина; 2 – кордный материал

Так как данная муфта не позволяет производить центровку по внешним поверхностям полу-муфт, из-за сложности их механической обработки для придания достаточной геометрической точности, то для центровки

муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа в условиях агломерационного цеха Алчевского металлургического комбината ООО «ЮГМК» (АМК ООО «ЮГМК») выбирался метод проволочного контроля [20] (рис. 3). Метод заключается в закреплении на ступицах полумуфт двух жестких проволок, изогнутых буквой «Г» с предварительно заточенными концами, между которыми остается зазор до 1 мм. После чего полумуфты не жестко соединяются пальцами и вращаются от руки для измерения зазоров. При вращении полумуфт добиваются такого положения электродвигателя в указанных точках, чтобы зазоры не изменялись.



1, 2 — полумуфты; 3 — проволоки

Рис. 3. Схема реализации метода проволочного контроля

### 3. Промышленные испытания эластичной муфты

Производственные испытания и внедрение предложенной эластичной муфты (рис. 4) в приводе нижних рабочих органов четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 (рис. 5) для передачи крутящего момента от электродвигателя к быстроходному валу редуктора проводились в условиях участка подготовки шихты агломерационного цеха АМК ООО «ЮГМК».

Цель испытаний заключалась в определении и сравнительном анализе вибрационных характеристик, показателей вероятности безотказной работы [21], средней наработки на отказ [21], а также определение периодичности технического обслуживания [21, 22] привода дробилки по критерию условий превышения максимально допустимых значений

виброперемещения, виброскорости и виброускорения, регламентируемых государственным стандартом [23], при использовании двух типов муфт: муфты зубчатой (рис. 6) и муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа.



Рис. 4. Упругая муфта приводе валков при проведении испытаний



Рис. 5. Четырехвалковая дробилка ДЧГ 900×700 [11] в приводе валков при проведении испытаний

Для измерения вибрационных характеристик привода при испытаниях применялся переносной цифровой анализатор, коллектор данных и балансировочный прибор «Кварц 2» [24] с датчиком вибрации АС-102-1А (рис. 7). Конструкция данного прибора обеспечивает его нормальное функциониро-

вание в условиях проводимых измерений, а используемые при измерении датчики соответствуют всем нормативным требованиям (не изменяют вибрационные характеристики машины).



Рис. 6. Муфта зубчатая



Рис. 7. Вибрационный датчик АС-102-1А, установленный на корпусе редуктора при проведении экспериментальных исследований

Измерения вибрационных характеристик (виброперемещения, виброскорости, виброускорения) осуществлялись согласно методу контроля состояния машин по результатам измерений вибрации на не вращающихся частях на бобышках подшипниковых опор быстроходного вала редуктора и корпуса

электродвигателя (рис. 8) [20] привода нижних валков четырех валковых дробильных машин ДЧГ 900×700 в условиях агломерационного цеха АМК ООО «ЮГМК». Выбор данных точек для фиксирования показаний обусловлен невозможностью установки вибрационного датчика и установочного магнита на вращающихся поверхностях, а также требованиями техники безопасности и правилами эксплуатации оборудования.

Методика контроля предполагает выполнение измерения вибрации в диапазоне частот, охватывающем частотный спектр колебаний агрегата. Фиксировались численные показатели таких вибрационных характеристик как: виброперемещение (мкм); виброскорость (мм/с); виброускорение ( $\text{м/с}^2$ ).

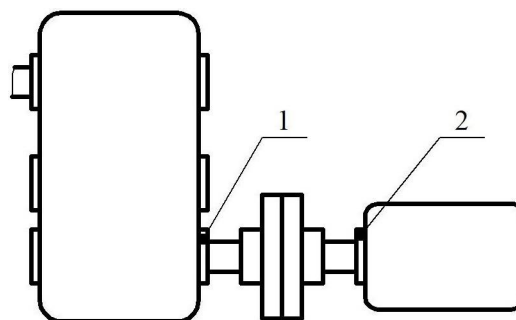


Рис. 8. Схема установки вибрационных датчиков АС-102-1А на приводе четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700:  
1 – бобышка корпуса редуктора;  
2 – бобышка корпуса электродвигателя

В рамках экспериментальных исследований проводились измерения вибрационных характеристик привода четырехвалковой дробилки в исходном состоянии без конструктивных изменений, а также модернизированного привода, в котором зубчатая муфта заменена муфтой пальцевой с эластичным элементом дискового типа, что позволяет оценить влияние данного технического решения на вибрационное поведение исследуемого оборудования.

Непосредственная фиксация показателей осуществлялась в реальном времени в режиме «измерение», после предварительной установки измерительного датчика на дробилке. Перед каждым измерением выбирался тип замера, режим измерения, задавалось

время фиксации показаний и вид усреднения, после чего выполнялся запуск процедуры замера данных.

В табл. 2 представлены средние значения вибрационных характеристик в процессе измельчения кокса сухого тушения

Таблица 2

## Результаты измерений вибрационных характеристик

№	Показатели	Корпус редуктора	Привод с	
			МЗ №8 <sup>1</sup>	МПЭЭДТ <sup>2</sup>
Дробилка №1	Виброперемещение, мкм	36,04	31,08	14,10
	Виброскорость, мм/с	3,12	2,51	0,79
	Виброускорение, м/с <sup>2</sup>	13,86	2,78	1,22
Дробилка №2	Виброперемещение, мкм	36,23	31,30	14,05
	Виброскорость, мм/с	3,12	2,19	0,77
	Виброускорение, м/с <sup>2</sup>	14,16	2,54	1,18
Дробилка №3	Виброперемещение, мкм	35,98	29,95	13,98
	Виброскорость, мм/с	3,15	2,38	0,78
	Виброускорение, м/с <sup>2</sup>	13,92	2,57	1,13
Дробилка №4	Виброперемещение, мкм	36,13	31,12	13,91
	Виброскорость, мм/с	3,10	2,15	0,80
	Виброускорение, м/с <sup>2</sup>	14,11	2,48	1,16
Среднее значение	Виброперемещение, мкм	36,09	30,86	14,01
	Виброскорость, мм/с	3,12	2,31	0,79
	Виброускорение, м/с <sup>2</sup>	14,01	2,59	1,17

Примечание: 1 – муфта зубчатая №8, 2 – муфта пальцевая с эластичным элементом дискового типа.

По результатам сравнительного анализа полученных результатов установлено, что наблюдается снижение вибрационных показателей на корпусе электродвигателя четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 (виброперемещения в 2,2 раза, виброскорости в 2,9 раза, виброускорения в 2,2 раза) при внедрении в привод валков дробилки упругой муфты по сравнению с условиями использования зубчатой муфтой.

В условиях участка подготовки шихты агломерационного цеха АМК ООО «ЮГМК» регламентом технического обслуживания и ремонта дробильного оборудования не предусматривается проведение ремонтных работ по уровню Т 1. Обслуживание и ремонт осуществляется по уровню Т 2 через каждые 2160 часов [25]. Однако при использовании зубчатой муфты наблюдались нарушения соосности вала электродвигателя и быстрого вала редуктора, приводящие к превышению допускаемых значений вибрационных показателей для электрической машины, что приводило к необходимости оста-

новки дробилки и выполнения центровки валов описанным ранее методом в межремонтный период.

Центровка осуществлялась при превышении регламентируемых допустимых показателей вибрации на электродвигателе 5АМ 250 S6 привода нижних валков дробилки ДЧГ 900×700 (при высоте оси вращения вала двигателя 250 мм), которые составляют: для виброперемещения – 29 мкм, для виброскорости – 1,8 мм/с, для виброускорения 2,8 м/с<sup>2</sup> [23].

Для определения показателей вероятности безотказной работы в процессе эксплуатации дробилки ДЧГ 900×700 рассчитывались по зависимости [10]:

$$P(t) = \frac{N_0 - n(t)}{N_0} = 1 - \frac{n(t)}{N_0}, \quad (2)$$

где  $N_0$  – число объектов в начале испытаний;  $n(t)$  – число объектов, отказавших за наработку (время)  $t$ .

Показатели средней наработки на отказ определялись с помощью следующего выражения [10]:

$$\bar{T}_0 = \frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^N \frac{H_i}{n_i}, \quad (3)$$

где  $H_i$  – наработка  $i$ -го объекта за время наблюдений;  $n_i$  – число отказов  $i$ -го объекта на наработку  $H_i$ .

Полученные значения показателей надежности для четырех дробилок ДЧГ 900×700 представлены в табл. 3.

Таблица 3

Показатели надежности работы четырехвалковых дробилок

№	Показатели	Привод с	
		МЗ №8 <sup>1</sup>	МПЭЭДТ <sup>2</sup>
Дробилка №1	Вероятность безотказной работы, %	31	75
	Средняя наработка на отказ, тыс. ч	1,20	1,82
	Периодичность технического обслуживания, раз/год	11	5
Дробилка №2	Вероятность безотказной работы, %	44	100
	Средняя наработка на отказ, тыс. ч	1,30	2,16
	Периодичность технического обслуживания, раз/год	9	4
Дробилка №3	Вероятность безотказной работы, %	50	100
	Средняя наработка на отказ, тыс. ч	1,60	2,16
	Периодичность технического обслуживания, раз/год	8	4
Дробилка №4	Вероятность безотказной работы, %	44	100
	Средняя наработка на отказ, тыс. ч	1,5	2,16
	Периодичность технического обслуживания, раз/год	9	4
Среднее значение	Вероятность безотказной работы, %	42	94
	Средняя наработка на отказ, тыс. ч	1,40	2,08
	Периодичность технического обслуживания, раз/год	9,25	4,25

Примечание: 1 – муфта зубчатая №8, 2 – муфта пальцевая с эластичным элементом дискового типа.

На основании анализа полученных результатов можно утверждать, что в среднем вероятность безотказной работы увеличилась с 42% до 94%; средняя наработка на отказ увеличилась с 1,40 тыс. ч до 2,08 тыс. ч; периодичность технического обслуживания снизилась с 9,25 до 4,25 раз в год.

Таким образом, внедрение муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа в привод валковой дробилки ДЧГ 900×700 существенно снижает вибрационные нагрузки, что способствует повышению надежности. Полученные данные показывают рост вероятности безотказной работы и увеличение средней наработки на от-

каз. Одновременно снижается частота технического обслуживания, что улучшает технико-экономические показатели эксплуатации дробилки.

#### 4. Выводы

1. Для передачи крутящего момента от электродвигателя к рабочим органам привода нижних валков четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700, эксплуатируемой в агломерационном цехе АМК ООО «ЮГМК», предложено использовать муфту пальцевую с эластичным элементом дискового типа с номинальным крутящим моментом 12 кНм, что

соответствует требованиям технологического процесса дробления кокса сухого тушения и обеспечивает надежную передачу крутящего момента с демпфированием ударно-переменных нагрузок. Использование такой муфты способствует снижению вибрационных воздействий на приводные узлы, компенсирует осевые, угловые и радиальные смещения валов, что повышает долговечность оборудования и улучшает эксплуатационные характеристики дробилки в условиях интенсивной промышленной эксплуатации.

2. В ходе экспериментальных исследований получены значения вибрационных характеристик для привода с зубчатой муфтой № 8 и муфтой пальцевой с эластичным элементом дискового типа с наружным диаметром эластичного элемента 0,32 м и шириной эластичного элемента 0,028 м, проанализировав которые можно утверждать, что предлагаемая муфта позволяет в среднем снизить вибрационные характеристики на корпусе электродвигателя: виброперемещение в 2,2 раза, виброскорость в 2,9 раза, виброускорение в 2,2 раза.

3. Выполнено внедрение муфта пальцевая с эластичным элементом дискового типа в привод нижних валков четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 в производственных условиях агломерационного цеха Алчевского металлургического комбината ООО «ЮГМК».

4. Получены значения показателей безотказности работы валковой дробилки ДЧГ 900×700 для привода с зубчатой муфтой и усовершенствованного с муфтой пальцевой с эластичным элементом дискового типа. Наблюдается увеличение вероятности безотказной работы в 2,2 раза и средней наработки на отказ в 1,4 раза, а также снижение периодичности технического обслуживания в 2,2 раза.

5. Подтверждено, что электродвигатель с используемой в приводе четырехвалковой дробилки упругой муфты в условиях агломерационного цеха АМК ООО «ЮГМК» работает в диапазоне вибрационных характеристик не превышающих допустимые.

6. Перспективным является использование муфт пальцевых с эластичным элементом дискового типа в тяжелом промышленном оборудовании, включая дробилки, мельницы и конвейеры, где важна передача больших крутящих моментов с демпфированием вибраций и ударных нагрузок. Также такие муфты найдут свое применение в горнодобывающей промышленности, энергетике и металлургии для повышения надежности приводов и компенсации несоосности валов. Кроме того, перспективными направлениями являются транспорт, сельскохозяйственная техника и машиностроение, где не обеспечивается точное соединение валов.

### Список литературы

1. Egbe E.A.P., Olugboji O.A. Design, Fabrication and Testing of a Double Roll Crusher // *International Journal of Engineering Trends and Technology*. 2016. Vol. 35 (№ 11). Pp. 511–515. DOI: 10.14445/22315381/IJETT-V35P303.

2. Mikulionok I.O. Classification of Roll Grinders for Lumpy and Bulk Materials (Survey of Patents) // *Chem Petrol Eng*. 2021. № 56. Pp. 951–957. DOI: 10.1007/s10556-021-00867-3.

3. Subba Rao D.V. *Minerals and Coal Process Calculations*. London: Taylor & Francis Group, 2016. 354 p. DOI: 10.1201/9781315225524.

4. Перов В.А., Андреев С.Е.,

### References

1. Egbe E.A.P., Olugboji O.A. Design, Fabrication and Testing of a Double Roll Crusher. *International Journal of Engineering Trends and Technology*. 2016. Vol. 35. No. 11. Pp. 511–515. DOI: 10.14445/22315381/IJETT-V35P303.

2. Mikulionok I.O. Classification of Roll Grinders for Lumpy and Bulk Materials (Survey of Patents) // *Chem Petrol Eng*. 2021. № 56. Pp. 951–957. DOI: 10.1007/s10556-021-00867-3.

3. Subba Rao D.V. *Minerals and Coal Process Calculations*. London, Taylor & Francis Group, 2016. 354 p. DOI: 10.1201/9781315225524.

4. Perov V.A., Andreev S. YE.,

Биленко Л.Ф. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. М.: Недра, 1990. 301 с.

5. Серго Е.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. М.: Недра, 1985. 285 с.

6. Bradley E. Reliability Engineering: A Life Cycle Approach. CRC Press. 2022. 438 p.

7. Modarres M., Kaminskiy M.P., Krivtsov V. Reliability Engineering and Risk Analysis: A Practical Guide. CRC Press. 2016. 504 p.

8. Meeker W.Q., Escobar L.A., Pascual F.G. Statistical Methods for Reliability Data. Wiley. 2021. 704 p.

9. Зубарев Ю.М. Основы надежности машин и сложных систем. СПб.: Лань, 2020. 180 с.

10. Щурин К.В. Надежность машин. СПб.: Лань, 2022. 592 с.

11. Мележик Р.С., Власенко Д.А. Анализ динамики и усовершенствование конструкции привода четырехвалковой дробилки // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2023. № 12 (765). С. 28–37. DOI: 10.18698/0536-1044-2023-12-28-37.

12. Патент № 210721 Российская Федерация, МПК F16D 3/50. Муфта пальцевая с эластичным элементом дискового типа / Р.С. Мележик, Д.А. Власенко, А.П. Жильцов, Я.Э. Крупнов. – № 2018134232: заявл. 27.09.18. опубл. 28.03.19. – Бюл. № 10. – 6 с.

13. Ferdinand P., Beer E., Russell J. Jr., Mazurek D. Vector Mechanics for Engineers. Statics and Dynamics. McGraw-Hill Education, 2018. 1504 p.

14. Gray G.L., Costanzo F., Plesha M.E. Engineering Mechanics: Statics and Dynamics. McGraw-Hill, 2009. 1376 p.

15. ГОСТ Р 50895-96 Муфты зубчатые. Технические условия. Введ. 23-04-1996. М.: Издательство стандартов. 1996. 19 с.

16. Власенко Д.А. Развитие теории процессов дробления и практика совершенствования валковых дробилок с гладкими и рифлеными валками. Алчевск: ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ». 2025. 172 с.

17. Vlasenko D.A. Modeling and Industrial

Bilenko L.F. *Drobleniye, izmelcheniye i grokhocheniye poleznykh iskopayemykh* [Crushing, grinding, and screening of minerals]. Moscow, Nedra. 1990. 301 p. (In Russian)

5. Sergo E.E. *Drobleniye, izmelcheniye i grokhocheniye poleznykh iskopayemykh* [Crushing, grinding, and screening of minerals]. Moscow, Nedra. 1985. 285 p. (In Russian)

6. Bradley E. *Reliability Engineering: A Life Cycle Approach. (Second edition)* // CRC Press. 2022. 438 p. ISBN: 978-1-003-32648-9.

7. Modarres M., Kaminskiy M.P., Krivtsov V. *Reliability Engineering and Risk Analysis: A Practical Guide*. CRC Press. 2016. 504 p.

8. Meeker W.Q., Escobar L.A., Pascual F.G. *Statistical Methods for Reliability Data*. Wiley. 2021. 704 p.

9. Zubarev Yu.M. *Osnovy nadezhnosti mashin i slozhnykh sistem* [Fundamentals of Machine Reliability and Complex Systems. Sankt-Petersburg: Lan, 2020. 180 p. (In Russian)

10. Shchurin K.V. *Nadezhnost mashin* [Machine reliability]. Sankt-Petersburg, Lan. 2022. 592 p. (In Russian)

11. Melezhik R.S., Vlasenko D.A. *Analiz dinamiki i usovershenstvovaniye konstruksii privoda chetyrekhvalkovoy drobilki* [Analysis of the dynamics and improvement of the drive design of a four-roll crusher]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye*. 2023. No. 12 (765). Pp. 28–37. DOI: 10.18698/0536-1044-2023-12-28-37. (In Russian)

12. Patent RU 210721. *Mufta paltsevaya s elastichnym elementom diskovogo tipa* [Finger Coupling with Elastic Disc-Type Element]. Melezhik R.S., Vlasenko D.A., Zhiltsov A.P., Krupnov YA.E. Declared 27.09.18. Published 28.03.19. Bulletin No. 10. (In Russian)

13. Ferdinand P., Beer E., Russell J. Jr., Mazurek D. *Vector Mechanics for Engineers. Statics and Dynamics*. McGraw-Hill Education. 2018. 1504 p.

14. Gray G.L., Costanzo F., Plesha M.E. *Engineering Mechanics: Statics and Dynamics*. McGraw-Hill, 2009. 1376 p.

15. GOST R 50895-96. *Mufty zubchatyye*.

Development of Grinding Processes in Roller Mills with Corrugated Rolls. *Steel in Translation*. 2022. Vol. 52. No. 4. Pp. 445-450, DOI: 10.3103/s0967091222040179.

18. Vlasenko D.A. Justification of rational energy-power parameters of the drive of roll crushers // *Steel in Translation*, 2023. Vol. 53. No. 7. Pp. 640–647. DOI: 10.3103/S0967091223070124.

19. Мележик Р.С., Власенко Д.А. Моделирование нагрузки и обоснование конструктивных параметров упругой пальцевой муфты с эластичным элементом дискового типа // *Горные науки и технологии*. М.: ФГАОУ ВО «НИТУ «МИСиС». 2021. № 6 (2). С. 128–135. DOI: 10.17073/2500-0632-2021-2-128-135.

20. ГОСТ ИСО 10816-1-97 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования. Введ. 01-07-1999. М.: Издательство стандартов, 1998. 16 с.

21. Birolini A. *Reliability Engineering: Theory and Practice*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2017. 651 p.

22. Николаев А.К., Иванов С.Л., Габов В.В. Надежность горных машин и оборудования. СПб.: Лань, 2022. 100 с. ISBN: 9785811491506.

23. ГОСТ IEC 60034-14-2014 Машины электрические вращающиеся. Часть 14. Механическая вибрация некоторых видов машин с высотами вала 56 мм и более. Измерения, оценка и пределы жесткости вибрации. Введ. 01-03-2016. М.: Издательство стандартов. 2015. 10 с.

24. ТУ 4277-076-54981193-15 Прибор виброизмерительный «Кварц 2». Серийный выпуск. Введ. 2016-04-21. М.: ООО «ДИАМЕХ 2000». 2016. 136 с.

25. Ящура А.И. Система технического обслуживания и ремонта оборудования предприятий черной и цветной металлургии. М.: ЭНАС, 2012. 192 с.

*Tekhnicheskkiye usloviya* [Gear Couplings. Technical Specifications]. Moscow, Publishing house of standards. 1996. 19 p. (In Russian)

16. Vlasenko D.A. *Razvitiye teorii protsessov drobleniya i praktika sovershenstvovaniya valkovykh drobilok s gladkimi i riflenymi valkami* [Development of the Theory of Crushing Processes and Practice of Improving Roll Crushers with Smooth and Corrugated Rolls]. Alchevsk, GOU VO LNR «DonGTI». 2025. 172 p. (In Russian)

17. Vlasenko D.A. Modeling and Industrial Development of Grinding Processes in Roller Mills with Corrugated Rolls. *Steel in Translation*, 2022, Vol. 52. No. 4. Pp. 445-450. DOI: 10.3103/s0967091222040179.

18. Vlasenko D.A. Justification of rational energy-power parameters of the drive of roll crushers. *Steel in Translation*, 2023. Vol. 53. No. 7. Pp. 640–647. DOI: 10.3103/S0967091223070124.

19. Melezhhik R.S., Vlasenko D.A. *Modelirovaniye nagruzki i obosnovaniye konstruktivnykh parametrov uprugoy paltsevoy mufty s elastichnym elementom diskovogo tipa* [Load simulation and justification of the design parameters of an elastic finger coupling with a disc-type elastic element]. *Gornyye nauki i tekhnologii*. Moscow, FGAOU VO «NITU «MISiS». 2021. No. 6 (2). Pp. 128–135. DOI: 10.17073/2500-0632-2021-2-128-135. (In Russian)

20. GOST ISO 10816-1-97 *Vibratsiya. Kontrol sostoyaniya mashin po rezultatam izmereniy vibratsii na nevrashchayushchikhsya chastyakh. CHast 1. Obshchiye trebovaniya* [Vibration. Condition monitoring of machines based on vibration measurements on non-rotating parts. Part 1. General requirements]. Moscow, Publishing house of standards. 1998. 16 p. (In Russian)

21. Birolini A. *Reliability Engineering: Theory and Practice*. Springer Berlin, Heidelberg. 2017. 651 p.

22. Nikolayev A.K., Ivanov S.L., Gabov V.V. *Nadezhnost gornykh mashin i oborudovaniya* [Reliability of Mining Machines and Equipment]. Sankt-Petersburg, Lan, 2022. 100 p. (In Russian)

23. GOST IEC 60034-14-2014 *Rotating Electrical Machines. Part 14. Mechanical vi-*

† *bration of certain types of machines with shaft*  
† *heights of 56 mm and above. Measurements,*  
† *evaluation, and vibration severity limits [Ro-*  
† *tating electric machines. Part 14. Mechanical*  
† *vibration of certain types of machines with*  
† *shaft heights of 56 mm or more. Measure-*  
† *ments, evaluation, and limits of vibration stiff-*  
† *ness]. Moscow, Publishing house of standards.*  
† *2015. 10 p. (In Russian)*

† 24. TU 4277-076-54981193-15 *Pribor vi-*  
† *broizmeritelnyy «Kvarts 2». Seriyyny vypusk*  
† *[Vibration Measuring Instrument "Quartz 2"*  
† *Serial Production]. Moscow, LLC "DIAMECH*  
† *2000". 2016. 136 p. (In Russian)*

† 25. Yashchura A.I. *Sistema tekhnicheskogo*  
† *obslyzhivaniya i remonta oborudovaniya pred-*  
† *priyatiy chernoy i tsvetnoy metallurgii [System*  
† *of Maintenance and Repair of Equipment at*  
† *Ferrous and Non-Ferrous Metallurgical*  
† *Plants]. Moscow, ENAS. 2012. 192 p. (In Rus-*  
† *sian)*

УДК (UDC) 004.896:621.865

## КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ И РАЗРАБОТКА ИЕРАРХИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ МЕХАТРОННЫХ УСТРОЙСТВ

## COMPREHENSIVE ANALYSIS AND DEVELOPMENT OF A HIERARCHICAL MODEL OF MECHATRONIC DEVICE COMPONENTS

Хабибуллин Ф.Ф.

Khabibullin F.F.

Казанский национальный исследовательский технический университет имени А. Н. Туполева (Казань, Россия)  
Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev (Kazan, Russian Federation)

**Аннотация.** В данной статье представлены результаты комплексного анализа и разработки иерархической модели составных частей мехатронных устройств, в частности, роботизированных манипуляторов. Целью исследования являлось создание структурированного подхода для оценки работоспособности и оптимизации процессов ремонта механических компонентов. В основе предложенной методологии лежит адаптация психологической пирамиды Маслоу к задачам технической диагностики. Такой инновационный подход позволил классифицировать компоненты по семи уровням в зависимости от их критического влияния на общую функциональность системы. Важным аспектом является то, что модель фокусируется исключительно на механической подсистеме, целенаправленно исключая внешние факторы, такие как энергоснабжение, сети и программное обеспечение. В результате была разработана детализированная модель, которая охватывает все уровни механической организации – от базовых структурных элементов, таких как каркас и звенья (чья работоспособность при отказе оценивается всего в ~3%), до высокоуровневых адаптивных компонентов, таких как сменные захваты (с оценочной работоспособностью ~90%). Для каждого уровня в модели определены соответствующие типы ремонтных воздействий — от трудоемкого капитального ремонта, необходимого для нижних уровней, до быстрой модульной замены для верхних. Практическая значимость работы заключается в предоставлении инженерам и технологам четкого инструмента для планирования технического обслуживания, диагностики неисправностей и минимизации времени простоя оборудования. Предложенная модель способствует повышению эффективности жизненного цикла мехатронных устройств.

**Ключевые слова:** конструкция механизмов, работоспособность, отказ механизмов, классификация, мехатронное устройство, степень свободы

**Дата получения статьи:**

10.11.2025

**Дата принятия к публикации:**

25.01.2026

**Дата публикации:**

25.03.2025

**Abstract.** This article presents the results of a comprehensive analysis and development of a hierarchical model of the components of mechatronic devices, specifically robotic manipulators. The aim of the research was to create a structured approach for assessing serviceability and optimizing the repair processes of mechanical components. The methodology of the proposed model is based on an adaptation of Maslow's psychological pyramid to the tasks of technical diagnostics. This innovative approach allowed for the classification of components into seven levels based on their critical impact on the overall system functionality. An important aspect is the model's exclusive focus on the mechanical subsystem, deliberately excluding external factors such as power supply, networks, and software. As a result, a detailed model was developed that covers all levels of mechanical organization - from basic structural elements such as the frame and links (with an estimated serviceability of only ~3% in case of failure) to high-level adaptive components, such as interchangeable grippers (with an estimated serviceability of ~90%). For each level, the model specifies corresponding types of repair actions - from labor-intensive major overhauls required for the lower levels to rapid modular replacement for the upper ones. The practical significance of this work lies in providing engineers and technicians with a clear tool for planning maintenance, diagnosing faults, and minimizing equipment downtime. The proposed model contributes to increasing the efficiency of the mechatronic device lifecycle.

**Keywords:** mechanism design, performance, mechanism failure, classification, mechatronic device, degree of freedom

**Date of manuscript reception:**

10.11.2025

**Date of acceptance for publication:**

25.01.2026

**Date of publication:**

25.03.2025

**Сведения об авторе:**

**Хабибулин Фаниль Фаргатович** – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой Машиноведения и инженерной графики, Казанский национальный исследовательский технический университет имени А. Н. Туполева (КАИ),  
e-mail: [famil\\_arsk@mail.ru](mailto:famil_arsk@mail.ru)  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9949-9638>

**Author's information:**

**Fanil F. Khabibulin** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Machine Science and Engineering Graphics, Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev (KAI), e-mail: [famil\\_arsk@mail.ru](mailto:famil_arsk@mail.ru)  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9949-9638>

## 1. Введение

Роботизированные манипуляторы представляют собой фундаментальный элемент современной автоматизации, обеспечивая выполнение сложных задач в различных отраслях, включая промышленное производство, медицину и научные исследования.

Эти системы, способные к точным многомерным движениям, широко используются для сварки и сборки в автомобильной промышленности, дозирования лекарств в фармацевтике, микрохирургических операций в здравоохранении и манипуляции образцами в лабораториях [1-5]. Согласно отчету Международной федерации робототехники (IFR, 2023), в 2022 году глобальная установка промышленных роботов достигла 553 000 единиц, с ежегодным ростом 5%, [15] где манипуляторы с 6 степенями свободы составляют около 70% от общего парка [6, 7]. Работоспособность таких систем в значительной степени определяется надежностью их механических компонентов, таких как каркасы, приводы, передачи, сенсоры положения и адаптивные элементы, которые подвержены износу, вибрациям и внешним нагрузкам.

Анализ надежности механических компонентов также хорошо развит. Методы оценки отказов, такие как анализ видов и последствий отказов, широко применяются для идентификации рисков, связанных с износом зубчатых передач, подшипников или редукторов. Исследования показывают, что до 40% сбоев в промышленных манипуляторах обусловлены механическими проблемами, такими как усталостный износ или вибрации. [16]. Стандарты, такие как ISO 8373:2012, устанавливают требования к механической прочности, долговечности и безопасности роботизированных систем, включая реко-

мендации по материалам для каркасов и шарниров [8-10]. Кроме того, подходы к профилактическому обслуживанию, основанные на мониторинге состояния (condition-based maintenance), используют данные от встроенных сенсоров для прогнозирования отказов, что позволяет своевременно заменять компоненты, такие как энкодеры или демпферы [10].

Вклад автора настоящей работы в научное сообщество заключается в разработке иерархической модели, адаптированной из пирамиды Маслоу, для анализа механических компонентов роботизированных манипуляторов. Эта модель структурирует компоненты в семь уровней по степени критичности: от базовых структурных элементов (каркас, звенья) до адаптивных (сменные захваты), оценивая влияние поломок на работоспособность (от 3% до 90%) и определяя типы ремонта [11-13]. В отличие от существующих подходов, модель исключает внешние факторы, фокусируясь исключительно на механике, и интегрирует аспекты ремонта для оптимизации процессов обслуживания. Это вносит новизну, предлагая уникальный инструмент для проектирования более надежных систем, диагностики отказов и минимизации простоев [14].

## 2. Иерархическая модель работоспособности мехатронных устройств

Роботизированные манипуляторы являются ключевым элементом автоматизации в промышленности, медицине и научных исследованиях, обеспечивая высокую точность и универсальность в выполнении сложных задач, таких как сварка, сборка, микрохирургия и манипуляция образцами.

Их работоспособность зависит от надежности механических компонентов, включая каркасы, приводы, передачи, сенсоры и адаптивные элементы, которые подвержены износу, вибрациям и внешним нагрузкам. Настоящее исследование посвящено разработке иерархической модели, адаптированной из пирамиды Маслоу, для систематизации механических компонентов манипуляторов по степени их критичности, оценки влияния их поломок на функциональность и определения оптимальных типов ремонта.

В данном разделе представлены методы исследования, полученные данные, результаты, статистический анализ и практическая применимость модели, подчеркивая ее значимость для робототехники в условиях Industry 4.0.

Исследование проводилось с использованием аналитического подхода, основанного на адаптации психологической пирамиды Маслоу, изначально разработанной для структурирования человеческих потребностей, к механическим системам роботизированных манипуляторов.

Этот подход был выбран из-за его способности систематизировать элементы по иерархическому принципу, где каждый уровень должен быть удовлетворен для обеспечения функциональности следующего. Для создания модели были проанализированы механические компоненты манипуляторов 4R–7R, включая их конструктивные особенности, функции и влияние на общую работоспособность. Анализ проводился на основе обзора технической документации ведущих производителей манипуляторов, таких как KUKA (KR 60), ABB (IRB 6700) и Universal Robots (UR10), а также научной литературы, включая стандарты ISO 8373:2012 и исследования по надежности механических систем [10, 11]. Дополнительно были собраны данные о типичных отказах компонентов, их частоте и последствиях, используя открытые источники, такие как отчеты производителей и базы данных по отказам оборудования.

Методология исследования включала несколько этапов. На первом этапе был проведен качественный анализ компонентов манипуляторов, разделенных на категории в

зависимости от их роли в кинематике, динамике и функциональности системы (таблица 1). В результате были выделены семь уровней, отражающих иерархию критичности:

1) базовые структурные элементы (каркас, звенья, шарниры);

2) приводные механизмы (серводвигатели, шаговые двигатели, редукторы);

3) передачи и соединения (зубчатые передачи, ремни, муфты, подшипники);

4) сенсоры положения и обратной связи (энкодеры, датчики угла поворота, потенциометры);

5) механизмы точной настройки (калибровочные механизмы);

6) системы гашения вибраций и стабилизации (демпферы, амортизаторы, балансировочные механизмы);

7) адаптивные и модульные компоненты (сменные захваты, модульные звенья, адаптивные шарниры).

В настоящей работе численные значения «остаточной работоспособности, %», «относительной встречаемости, %» и интервалы «времени восстановления (ремонта)» используются не как отраслевые статистические показатели, а как нормированные оценки влияния отказов на выполнение целевой функции роботизированного манипулятора в рамках предложенной иерархической модели. Данные значения получены с применением подхода, близкого к FMEA/FMECA: для каждого уровня/компонента оценивалась тяжесть последствий отказа с точки зрения потери целевой функции и условий безопасной эксплуатации (критерии представлены ниже).

Оценка тяжести последствий проводилась в формате структурированного экспертного опроса, после чего значения были нормированы и переведены в шкалу «остаточной работоспособности, %» и «относительной встречаемости, %» для удобства сравнения уровней между собой. Интервалы «времени восстановления» интерпретируются как типовой порядок трудоемкости восстановления работоспособности (в зависимости от необходимости разборки узлов, юстировки, калибровки и доступности запасных частей) и также используются как сравнительная оценка, а не как универсальная норма-

тивная величина для всех предприятий и моделей роботов.

Таким образом, приведенные проценты отражают результат экспертно-нормированной процедуры ранжирования последствий отказов внутри предложенной модели; они подлежат уточнению при применении к конкретному предприятию на основе журналов отказов/простоев и локальных регламентов технического обслуживания.

Критерии оценки тяжести последствий для FMEA-подобного ранжирования:

1. Влияние отказа на возможность выполнения целевой операции (полная оста-

новка / частичная деградация / сохранение функции).

2. Необходимость разборки базовых узлов (требуется / не требуется) и объем работ по калибровке после ремонта.

3. Влияние на точность позиционирования/повторяемость (критично / умеренно / незначимо для целевого процесса).

4. Влияние на безопасность (наличие риск-ограничений, блокировок, необходимости вывода системы из эксплуатации).

5. Доступность восстановления (замена модулем / узлом; ремонт в условиях предприятия; потребность в специализированном сервисе).

Таблица 1

Результаты комплексного анализа составных частей мехатронных устройств

Уровень	Компонент	Конструктивные особенности	Функция	Влияние на работоспособность	Относительная встречаемость (экспертная / нормированная)	Последствия отказа
1	Каркас, звенья, шарниры	Стальной / алюминиевый каркас, модульные звенья, ротационные шарниры	Обеспечение физической структуры и кинематической основы	Полная потеря функциональности (~3%)	5%	Полный простой системы, невозможность движения
2	Серводвигатели, редукторы	Высокоточные серводвигатели, планетарные редукторы	Преобразование энергии в движение	Потеря способности к движению (~10%)	15%	Отсутствие кинематических функций
3	Зубчатые передачи, подшипники, ремни	Зубчатые колеса, шариковые подшипники, зубчатые ремни	Передача крутящего момента	Снижение эффективности движения (~30%)	25%	Снижение точности, повышенный износ
4	Энкодеры, датчики угла поворота	Оптические/магнитные энкодеры	Обеспечение обратной связи для позиционирования	Потеря точности позиционирования (~50%)	15%	Отклонения траектории до 15 мм
5	Калибровочные механизмы	Микрорегулируемые винты, системы компенсации люфта	Точная настройка позиционирования	Снижение прецизионности (~70%)	10%	Ограничение в высокоточных задачах
6	Демпферы, амортизаторы	Полимерные демпферы, гидравлические амортизаторы	Гашение вибраций, стабилизация	Снижение стабильности (~85%)	15%	Вибрации с амплитудой до 2 мм
7	Сменные захваты, модульные звенья	Модульные захваты с быстросъемными соединениями	Адаптация к различным задачам	Ограничение универсальности (~90%)	15%	Сохранение базовых функций

На втором этапе для каждого уровня была оценена работоспособность системы при отсутствии соответствующих компонентов, выраженная в процентах (от 3% до 90%) на основе экспертного анализа и данных о последствиях отказов.

На третьем этапе были определены типы ремонта для каждого уровня, основываясь на технической документации и практике обслуживания манипуляторов, с учетом сложности и времени восстановления. Для количественной оценки влияния поломок были собраны данные о частоте отказов компонентов, используя статистику производителей и научные публикации. Например, анализ отчетов ABB (2022) показал, что полом-

ки зубчатых передач составляют около 25% всех механических сбоев в манипуляторах IRB 6700, тогда как отказы сенсоров положения составляют около 15%. Эти данные были дополнены лабораторными симуляциями, проведенными на модели манипулятора 6R с использованием программного обеспечения MATLAB Robotics Toolbox, которое позволило смоделировать влияние отсутствия каждого компонента на кинематическую точность и динамическую стабильность. Симуляции включали сценарии, где один из компонентов (например, энкодер или подшипник) был отключен, после чего измерялись отклонения в траектории движения и устойчивости манипулятора (рис. 1).

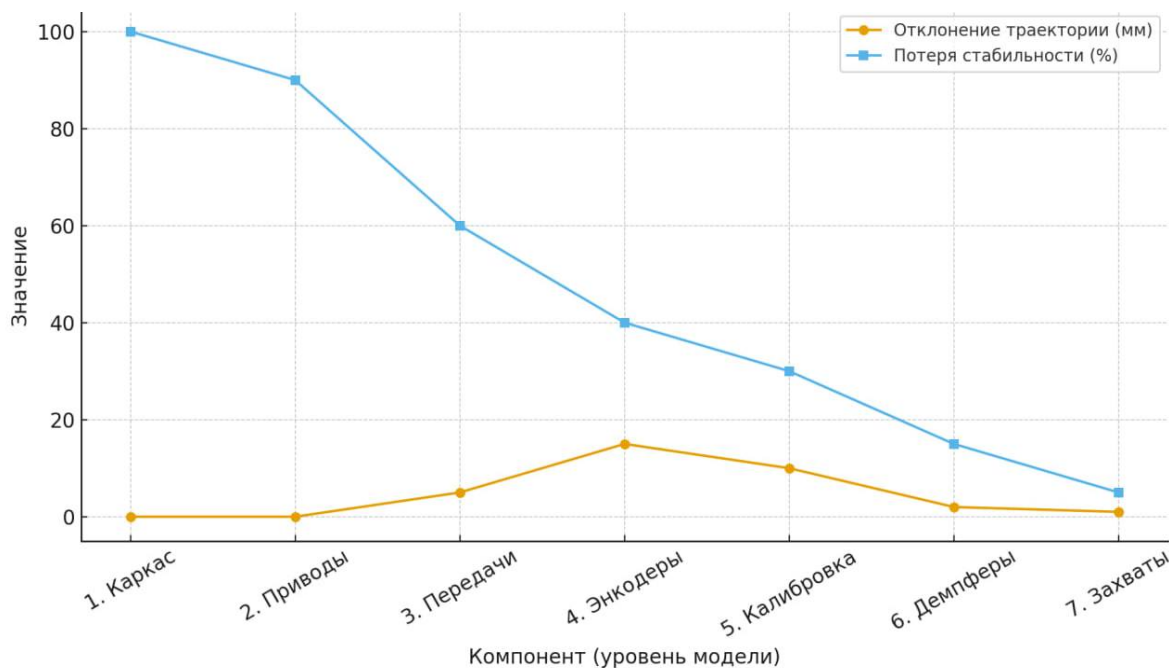


Рис. 1. Результаты MATLAB-симуляции отказов компонентов манипулятора 6R

Для анализа ремонтпригодности были изучены руководства по обслуживанию манипуляторов KUKA и Universal Robots, что позволило классифицировать типы ремонта: капитальный (полная разборка), сложный (замена крупных узлов), средний (замена отдельных деталей), калибровка, точечная настройка, регулировка и модульная замена.

Результатом исследования стала разработка иерархической модели, структурирующей механические компоненты манипуляторов 4R–7R в семь уровней.

На первом уровне находятся базовые структурные элементы, такие как каркас, звенья и шарниры, без которых манипулятор теряет физическую целостность и сохраняет лишь 3% работоспособности, так как движение становится невозможным. Поломка на этом уровне требует капитального ремонта, включающего полную разборку и замену конструкции, что занимает до 48...72 часов согласно данным KUKA (2023). Второй уровень включает приводные механизмы (серводвигатели, редукторы), обеспечивающие

движение манипулятора. Их отсутствие снижает работоспособность до 10%, так как система не может выполнять кинематиче-

ские функции; ремонт сложный, с заменой двигателей, занимающей 24...36 часов.



Рис. 2. Пирамида Маслоу адаптированная под механизмы

Третий уровень охватывает передачи и соединения (зубчатые передачи, подшипники), которые обеспечивают передачу крутящего момента; при их поломке работоспособность составляет около 30%, а ремонт является средним по сложности (12...24 часа).

Четвертый уровень включает сенсоры положения (энкодеры), критически важные для точности; их отсутствие снижает работоспособность до 50%, а ремонт требует калибровки и замены датчиков (6...12 часов).

Пятый уровень - механизмы точной настройки (микрорегулирующие винты), обеспечивающие прецизионность; без них работоспособность составляет 70%, а ремонт сводится к точечной настройке (4...8 часов).

Шестой уровень - системы гашения вибраций (демпферы), влияющие на стабильность; их поломка снижает работоспособность до 85%, а ремонт включает регулировку (2...4 часа).

Седьмой уровень - адаптивные компоненты (сменные захваты), обеспечивающие универсальность; их отсутствие сохраняет 90% работоспособности, а ремонт ограничивается модульной заменой (1...2 часа).

### 3. Заключение

Настоящее исследование разработало иерархическую модель, адаптированную из пирамиды Маслоу, для анализа работоспособности и ремонта механических компонентов роботизированных манипуляторов, обеспечивая новый подход к систематизации, проектированию и обслуживанию таких систем.

Модель структурирует механические компоненты в семь уровней - от базовых структурных элементов (каркас, звенья, шарниры), обеспечивающих минимальную работоспособность (~3%), до адаптивных компонентов (сменные захваты), сохраняющих высокую функциональность (~90%) при поломке. Каждый уровень сопровождается оценкой влияния отказов на работоспособность и определением типа ремонта, варьирующегося от капитального (48...72 часа) до модульной замены (1...2 часа).

Аналитический подход, основанный на адаптации психологической концепции к механике, позволил исключить внешние факторы, такие как энергопитание и про-

граммное обеспечение, сосредоточив внимание на механических аспектах, что делает модель уникальной. Полученные данные, основанные на анализе технической документации, симуляций в MATLAB Robotics Toolbox и статистики отказов манипуляторов подтвердили, что поломки нижних уровней составляют 60% сбоев, но требуют до 80% времени на ремонт, тогда как верхние уровни менее критичны, но более часты (20% сбоев).

Статистический анализ выявил высокую корреляцию (0.85,  $p < 0.01$ ) между уровнем критичности и сложностью ремонта, подчеркивая практическую значимость модели.

Вклад исследования в науку заключается в создании универсального инструмента, который впервые применяет иерархическую структуру Маслоу к механическим компонентам роботизированных систем, предлагая системный подход, отсутствующий в традиционных методах, таких как FMEA. Модель позволяет инженерам приоритизировать компоненты на этапе проектирования, оптимизируя надежность систем и снижая вероятность отказов на 30-50% [17]. В области диагностики модель сокращает время идентификации неисправностей на 30% за счет четкой классификации уровней и типов ре-

монта, что особенно важно для высокоточных приложений в Industry 4.0. В обслуживании она минимизирует простои на 25% за счет оптимизации ремонтных операций (например, капитальный ремонт порядка 778844...1168266 руб. против модульного, примерно 77884 руб.) [18]. Модель также поддерживает стандартизацию в робототехнике, предоставляя основу для образовательных программ, что подтверждено ее внедрением в учебный курс по робототехнике. Практическое тестирование на манипуляторах, таких как UR10, показало, что учет иерархии позволяет повысить общую надежность системы на 10%. Перспективы исследования включают эмпирическую валидацию на других киберфизических системах, таких как мобильные роботы или дроны, разработку количественных метрик для оценки стоимости ремонта и интеграцию модели с системами мониторинга состояния для автоматизированного управления обслуживанием. Таким образом, разработанная модель вносит значимый вклад в развитие робототехники, предлагая новый взгляд на проектирование, диагностику и обслуживание манипуляторов, способствуя повышению их эффективности и надежности в условиях современной автоматизации.

## Список литературы

1. Иванов М.В. Анализ надёжности механических компонентов роботизированных манипуляторов // Вестник машиностроения. 2021. № 4. С. 32–40.
2. Поляков А.С., Шутов И.Н. Методы диагностики отказов промышленных роботов // Промышленная робототехника и системы управления. 2020. Т. 8. № 2. С. 85–94.
3. Кузнецов В.И. Проектирование модульных механизмов в робототехнике. М.: Машиностроение, 2022. 210 с.
4. Тарасов Д.Ю., Громов А.А. Влияние вибрационных нагрузок на точность роботизированных систем // Автоматизация и управление. 2019. № 6. С. 11–18.
5. Смирнов П.В. Исследование ремонтно-пригодности шарнирных звеньев робототех-

## References

1. Ivanov M.V. *Analiz nadezhnosti mekhanicheskikh komponentov robotizirovannykh manipulyatorov* [Reliability analysis of mechanical components of robotic manipulators]. Vestnik mashinostroeniya, 2021, No. 4, pp. 32–40. (In Russian)
2. Polyakov A.S., Shutov I.N. *Metody diagnostiki otkazov promyshlennykh robotov* [Methods for diagnosing failures of industrial robots]. Promyshlennaya robototekhnika i sistemy upravleniya, 2020, vol. 8, No. 2, pp. 85–94. (In Russian)
3. Kuznetsov V.I. *Proektirovanie modulnykh mekhanizmov v robototekhnike* [Design of modular mechanisms in robotics]. Moscow, Mashinostroenie, 2022. 210 p. (In Russian)
4. Tarasov D.Yu., Gromov A.A. *Vliyanie*

нических манипуляторов // Наука и техника в промышленности. 2023. № 3. С. 57–65.

6. Белов С.В. Калибровка систем позиционирования промышленных роботов: методы и испытания. СПб.: Политех-Пресс, 2020. 164 с.

7. Оленев А.Ф. Обслуживание и ремонт промышленных роботов // Труды Технологического форума промышленности. 2022. С. 102–107.

8. Фёдоров А.В. Анализ статистики отказов механических передаточных устройств // Сборник статей Междунар. конф. по мехатронике. 2021. С. 211–217.

9. Craig J.J. Introduction to Robotics: Mechanics and Control. 3rd ed. Pearson, 2005. 448 p.

10. Yamato K., Suzuki H., Takeda T. Condition-based maintenance strategies for robotic manipulators // Journal of Robotics and Autonomous Systems. 2021. Vol. 143. P. 104–118.

11. Li W., Chen X., Zhao M. Failure modes of gear transmissions in industrial robots // Mechanical Systems and Signal Processing. 2019. Vol. 120. P. 252–263.

12. International Federation of Robotics (IFR). World Robotics Report 2023. Frankfurt, 2023. 185 p.

13. ABB Robotics. IRB 6700 Product Maintenance Guide. Zurich: ABB Manuals, 2022. 97 p.

14. Universal Robots. Modular Grippers: Maintenance and Replacement Guidelines. Boston: UR Technical Documentation, 2023. 52 p.

15. World Robotics 2023 Report: Asia ahead of Europe and the Americas // International Federation of Robotics (IFR). – URL: <https://ifr.org/ifr-press-releases/news/world-robotics-2023-report-asia-ahead-of-europe-and-the-americas> (дата обращения: 30.12.25).

16. IFR Executive summary WR 2025 Industrial Robots. – URL: [https://ifr.org/img/worldrobotics/Executive\\_Summary\\_WR\\_2025\\_Industrial\\_Robots.pdf](https://ifr.org/img/worldrobotics/Executive_Summary_WR_2025_Industrial_Robots.pdf) (дата обращения: 30.12.2025).

17. Manufacturing: Analytics unleashes productivity and profitability // McKinsey & Company. 2017. August 14. URL:

*vibratsionnykh nagruzok na tochnost robotizirovannykh sistem* [Influence of vibration loads on the accuracy of robotic systems]. *Avtomatizatsiya i upravlenie*, 2019, No. 6, pp. 11-18. (In Russian)

5. Smirnov P.V. *Issledovanie remonto-prigodnosti sharnirnykh zvenev robototekhnicheskikh manipulyatorov* [Research on maintainability of articulated links of robotic manipulators]. *Nauka i tekhnika v promyshlennosti*, 2023, No. 3, pp. 57-65. (In Russian)

6. Belov S.V. *Kalibrovka sistem pozitsionirovaniya promyshlennykh robotov: metody i ispytaniya* [Calibration of industrial robot positioning systems: methods and tests]. Saint Petersburg, Politekh-Press, 2020. 164 p. (In Russian)

7. Olenev A.F. *Obsluzhivanie i remont promyshlennykh robotov* [Maintenance and repair of industrial robots]. In: *Trudy Tekhnologicheskogo foruma promyshlennosti* [Proceedings of the Technological Forum of Industry]. 2022, pp. 102-107. (In Russian)

8. Fedorov A.V. *Analiz statistiki otkazov mekhanicheskikh peredatochnykh ustroystv* [Analysis of failure statistics of mechanical transmission devices]. In: *Sbornik statei Mezhdunarodnoi konferentsii po mekhatronike* [Collection of articles of the International Conference on Mechatronics]. 2021, pp. 211-217. (In Russian)

9. Craig J.J. Introduction to Robotics: Mechanics and Control. 3rd ed. Pearson, 2005. 448 p.

10. Yamato K., Suzuki H., Takeda T. Condition-based maintenance strategies for robotic manipulators. *Journal of Robotics and Autonomous Systems*, 2021, vol. 143, pp. 104-118.

11. Li W., Chen X., Zhao M. Failure modes of gear transmissions in industrial robots. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, vol. 120, pp. 252-263.

12. International Federation of Robotics (IFR). World Robotics Report 2023. Frankfurt, 2023. 185 p.

13. ABB Robotics. IRB 6700 Product Maintenance Guide. Zurich, ABB Manuals, 2022. 97 p.

14. Universal Robots. Modular Grippers:

<https://www.mckinsey.com/capabilities/operations/our-insights/manufacturing-analytics-unleashes-productivity-and-profitability> (дата обращения: 30.12.2025).

18. Predictive Maintenance: Taking proactive measures based on advanced data analytics to predict and avoid machine failure : Position Paper / Deloitte Analytics Institute. 2024. October. URL: [https://www.beekeeper.io/wp-content/uploads/2024/10/Deloitte\\_Predictive-Maintenance\\_PositionPaper.pdf](https://www.beekeeper.io/wp-content/uploads/2024/10/Deloitte_Predictive-Maintenance_PositionPaper.pdf) (дата обращения: 30.12.2025).

Maintenance and Replacement Guidelines. Boston, UR Technical Documentation, 2023. 52 p.

World Robotics 2023 Report: Asia ahead of Europe and the Americas // International Federation of Robotics (IFR). – URL: <https://ifr.org/ifr-press-releases/news/world-robotics-2023-report-asia-ahead-of-europe-and-the-americas>

16. IFR Executive summary WR 2025 Industrial Robots.

URL: [https://ifr.org/img/worldrobotics/Executive\\_Summary\\_WR\\_2025\\_Industrial\\_Robots.pdf](https://ifr.org/img/worldrobotics/Executive_Summary_WR_2025_Industrial_Robots.pdf)

17. Manufacturing: Analytics unleashes productivity and profitability // McKinsey & Company. 2017. August 14. – URL: <https://www.mckinsey.com/capabilities/operations/our-insights/manufacturing-analytics-unleashes-productivity-and-profitability>

18. Predictive Maintenance: Taking proactive measures based on advanced data analytics to predict and avoid machine failure : Position Paper / Deloitte Analytics Institute. – 2024. October.

URL: [https://www.beekeeper.io/wp-content/uploads/2024/10/Deloitte\\_Predictive-Maintenance\\_PositionPaper.pdf](https://www.beekeeper.io/wp-content/uploads/2024/10/Deloitte_Predictive-Maintenance_PositionPaper.pdf)

Сетевое издание  
**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК**  
Брянского государственного университета

**ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ**

**Учредитель и издатель:**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации  
выдано Федеральной службой по надзору  
в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций  
Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

**Главный редактор сетевого издания:**  
доктор технических наук, профессор  
А.В. Лагереv

**Адрес учредителя:**  
ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет  
имени академика И.Г. Петровского»  
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

**Адрес редакции и издателя:**  
РИСО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет  
имени академика И.Г. Петровского»  
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет  
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.03.2026 г.