

ISSN 2071-7296 (Print)
ISSN 2658-5626 (Online)



научный рецензируемый журнал

• **ВЕСТНИК** The Russian Automobile
and Highway Industry Journal
СИБАДИ •

“Vestnik SibADI”

Том 20, № 2. 2023
Vol.20, No. 2. 2023

наука
science

creation
творчество

образование
education

innovations
инновации

technology
технологии

tradition
традиции

ISSN 2071-7296 (Print)
ISSN 2658-5626 (Online)
DOI: 10.26518/2071-7296

ВЕСТНИК СИБАДИ

THE RUSSIAN AUTOMOBILE AND HIGHWAY INDUSTRY JOURNAL

DOI: 10.26518/2071-7296-2023-20-2

ТОМ 20, № 2. 2023

VOL. 20, No. 2. 2023

Сквозной номер выпуска – 90

Continuous issue – 90

Учредитель и издатель:

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования «Сибирский государственный
автомобильно-дорожный
университет (СибАДИ)»

644080, г. Омск, проспект Мира, 5
Тел. +7 (3812) 65-03-23;

АДРЕС РЕДАКЦИИ

644080, г. Омск, проспект Мира, 5
Тел. +7 (3812) 60-71-26;

Издается с 2004 года

Периодичность издания – 6 раз в год

Подписной индекс в каталоге

ООО «Урал-Пресс» 66000

Founder and Publisher:

Federal State Budgetary Educational Institution of
Higher Education Siberian State Automobile and
Highway University (SibADI)

644080, Omsk, 5, Mira Ave.
Phone: +7 (3812) 65-03-23

EDITORIAL POSTAL ADDRESS

644080, Omsk, 5, Mira Ave.
Phone: +7 (3812) 60-71-26

Published since 2004
by 6 issues per year

Subscription index is 66000
in the Ural-Press catalog

www.vestnik.sibadi.org
e-mail: vestnik_sibadi@sibadi.org

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», 2023

Научный рецензируемый журнал «Вестник СибАДИ» предназначен для информирования научной общественности о результатах научных исследований актуальных в международном сообществе проблем, имеющих теоретическую и практическую значимость. Страницы нашего издания открыты для всех авторов, которые серьезно занимаются научными исследованиями по тематике журнала.

Журнал входит 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 научным специальностям и соответствующим им отраслям науки:

- 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы (технические науки),
- 2.9.1. Транспортные и транспортно-технологические системы страны, ее регионов и городов, организация производства на транспорте (технические науки),
- 2.9.4. – Управление процессами перевозок (технические науки),
- 2.9.5. – Эксплуатация автомобильного транспорта (технические науки),
- 2.1.1. – Строительные конструкции, здания и сооружения (технические науки),
- 2.1.5. – Строительные материалы и изделия (технические науки),
- 2.1.7. – Технология и организация строительства (технические науки),
- 2.1.8. – Проектирование и строительство дорог, метрополитенов, аэродромов, мостов и транспортных тоннелей (технические науки).

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Роскомнадзор), регистрационный номер СМИ ПИ № ФС 77-73591 от 31.08. 2018 г. Входит в перечень ведущих периодических изданий, рекомендованных ВАК решением президиума ВАК от 25.02.2011 г.; в соответствии с распоряжением Минобрнауки России от 28 декабря 2018 г. № 90 – р включен в новый перечень. С 2017 г. всем номерам и статьям журнала присваиваются идентификаторы цифровых объектов (DOI). Редакция осуществляет рецензирование (двухстороннее «слепое») всех поступающих в редакцию материалов с целью взыскательной экспертной оценки, а также проверку статей на плагиат.

Этот журнал предоставляет непосредственный открытый доступ к своему контенту исходя из следующего принципа: свободный открытый доступ к результатам исследований способствует увеличению глобального обмена знаниями. Политика открытого доступа соответствует определению Будапештской инициативы открытого доступа (BOAI) и означает, что статьи доступны в открытом доступе в сети Интернет, что позволяет всем пользователям читать, загружать, копировать, распространять, распечатывать, искать или ссылаться на полные тексты этих статей, сканировать их для индексации, передавать в качестве данных для программного обеспечения или использовать их для любых других законных целей без финансовых, юридических или технических барьеров, за исключением тех, которые неотделимы от получения доступа к самому Интернету. Для получения дополнительной информации обратитесь к Будапештской декларации (<https://www.budapestopenaccessinitiative.org/>).

Журнал индексируется и архивируется:

- в Российском индексе научного цитирования (РИНЦ);
- в международной базе Dimensions;
- международной интерактивной справочно-библиографической системе EBSCO;
- международной реферативной базе периодических печатных изданий Ulrichsweb Global Serials Directory;
- международной базе открытых публикаций Google Академия;
- международной электронно-библиотечной системе The European Library;
- научном информационном пространстве «Соционет»;
- электронном каталоге научно-технической литературы ВИНТИ РАН;
- научной электронной библиотеке «Киберленинка»;
- Directory of Open Access Journals (DOAJ SEAL);
- CNKI scholar.

Журнал является членом:

Ассоциации научных редакторов и издателей (АНРИ), CrossRef

Материалы журнала доступны по лицензии Creative Commons Attribution 4.0 License



Подписано в печать 21.04.2023. Дата выхода в свет 18.05.2023. Формат 60×84 1/8 Гарнитура Arial. Печать оперативная. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 27,25 Тираж 500 экз. Заказ 500 экземпляров. Свободная цена. Отпечатано в типографии Издательско-полиграфический комплекс Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», г. Омск, Россия
Контент доступен под лицензией CC BY.
Поступившие в редакцию материалы не возвращаются.
Гонорары не выплачиваются.
Все статьи публикуются бесплатно.

Исключительное право на оригинал-макет и оформление принадлежит учредителю журнала, право авторства на статьи – авторам.

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», 2023

"The Russian Automobile and Highway Industry Journal" is intended to inform the scientific community about the results of scientific research of urgent problems with theoretical and practical importance in the International Community. The pages of our journal are open to all authors who are seriously engaged in scientific work.

The Journal is included in the list of peer-reviewed scientific journals published by the Higher Attestation Commission, in which major research results of the dissertations of Candidates of Science (Ph.D) and Doctors of Science (D.Sc.) are published. Scientific specialties and corresponding branches of sciences are

2.5.11. – Ground transport and technological systems and complexes (technical sciences),

2.9.1. – Transport and transport-technological systems of the country, regions and cities, organization of the transport production (Technical Sciences),

2.9.4. – Management of the transportation process (Technical Sciences),

2.9.5. – Operation of automobile transport (Technical Sciences),

2.1.1. – Building structures, buildings and facilities (Technical Sciences),

2.1.5. – Building materials and products (Technical Sciences),

2.1.7. – Technology and organization of construction (Technical Sciences),

2.1.8. – Design and construction of roads, subways, airfields, bridges and transport tunnels (Technical Sciences).

The journal is the periodical scientific edition registered as mass media. Certificate of registration media is PI NUMBER FS – 77-73591 dated on 31.08.2018 and is issued by the Federal Service of Supervision in the sphere of information technologies and mass communications (Roskomnadzor). The peer-reviewed scientific The Russian Automobile and Highway Industry Journal is included in the list of leading periodicals and recommended by the Higher Attestation Commission by a decision of the Presidium of the Higher Attestation Commission on 25.02.2011. In accordance with the order of The Ministry of Education and Science of Russia dated by December 28, 2018, No. 90 is included in the new list. Since 2017, all issues and articles of the journal have been assigned by Digital Object Identifiers (DOIs), the data of which are available in electronic version on the vestnik.sibadi.org site. The Editorial Office send submitted materials to reviewing (double-blind reviewing) with the aim of the qualified peer-reviewing and of the manuscripts' verification for plagiarism.

This journal provides direct open access to its content based on the following principle: free open access to research results enhances global knowledge sharing.

The Open Access Policy meets the definition of the Budapest Open Access Initiative (BOAI) and means that articles are available for public access on the Internet, allowing all users to read, download, copy, distribute, print, search or link to the full text of these articles, scan them for indexing, transmit them as data for software or use them for any other lawful purpose without financial, legal or technical barriers, except those that are inseparable from access to the Internet itself. For more information please refer to the Budapest Declaration (<https://www.budapestopenaccessinitiative.org/>).

The journal is indexed and archived:

in Russian Index of Scientific Citations;

Dimensions;

EBSCO;

Ulrichsweb Global Serials Directory;

Google scholar

The European Library;

SOCIONET;

VINITI RAS;

Cyberlenika;

The Directory of Open Access Journals (DOAJ SEAL);

CNKI scholar.

The Journal is a member of

the Association of Scientific Editors and Publishers (ASEP), CrossRef

The Journal's materials are available under the Creative Commons 4.0 License



Signed in print on 21.04.2023. Publication date is 18.05.2023. Format is 60 × 84 1/8.

Headset is Arial, operational printing, offset paper, 27,25 conditionally printed sheets, 500 copies. Free of charge. Printed at the Printing and Publishing Complex of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)", Omsk, Russia

Content is available under license CC BY.

Received materials are not returned. Fees are not paid. All articles are published free of charge.

The sole right to the original layout and design belongs to the founder of the journal, the right of authorship to the articles belongs to the authors.

© Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)", 2023

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор Жигadlo Александр Петрович, д-р пед. наук, канд. техн. наук, доц., член-кор. АВН, ректор Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», г. Омск, Россия
Scopus Author ID 57202984669, **ORCID ID** 0000-0002-8883-3167

Транспортное, горное и строительное машиностроение

Трояновская Ирина Павловна, д-р техн. наук, проф. Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет), Челябинск, Россия.
Scopus ID 57170706600, **Researcher ID** H-7490-2017, **ORCID** 0000-0003-2763-0515

Корытов Михаил Сергеевич, д-р техн. наук, доц., проф. Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», г. Омск, Россия
Scopus Author ID 57035238500, **Researcher ID** B-5667-2015, **ORCID ID** 0000-0002-5104-7568

Транспорт

Витвицкий Евгений Евгеньевич, д-р техн. наук, проф., Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», г. Омск, Россия
Scopus Author ID 57193406974, **Researcher ID** N-9779-2017, **ORCID ID** 0000-0002-0155-8941

Трофимова Людмила Семеновна, д-р техни. наук, доц. Федеральное государственное бюджетное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», г. Омск, Россия.
Scopus Author ID 57212171087, **ORCID ID** 0000-0001-7312-1557

Строительство и архитектура

Ефименко Сергей Владимирович, д-р техн. наук, доц., проректор по научной работе ФГБОУ ВО «Томский государственный архитектурно-строительный университет», г. Томск, Россия.
Scopus Author ID 56487412400, **Researcher ID** AAB-7416-2020, **ORCID ID** 0000-0001-7064-1418

Бурьянов Александр Федорович, д-р техн. наук, доц., исполнительный директор, НО «Российская Гипсовая Ассоциация», г. Москва, Россия
Scopus Author ID 55975665000; **Researcher ID** AAE-4850-2022, **ORCID ID** 0000-0002-3331-9443

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Боброва Татьяна Викторовна, д-р техн. наук, проф., Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», г. Омск, Россия
Scopus Author ID 57201362187, **Researcher ID** Y-3916-2018, **ORCID** 0000-0002-0292-4421

Боровик Виталий Сергеевич, д-р техн. наук, проф., Волгоградский научно-технический центр, г. Волгоград, Россия
Scopus Author ID 57192819653, **SPIN-код** 3552-6019, **ORCID ID** 0000-0002-2409-4078

Винников Юрий Леонидович, д-р техн. наук, проф., Полтавский национальный технический университет им. Юрия Кондратюка, г. Полтава, Украина
Scopus Author ID 6603741286, **Researcher ID** P-7880-2015, **ORCID ID** 0000-0003-2164-9936

Горынин Глеб Леонидович, д-р физ.-мат. наук, проф., ФГБОУ ВО «СурГУХМАО-ЮГРЫ», г. Сургут, Россия
Scopus Author ID 10040194400, **Researcher ID** AAM-4262-2021, **ORCID ID** 0000-0001-7843-7278

Гумаров Гали Сагингалиевич, д-р техн. наук, проф., член-кор. Российской Академии Естествознания, Евразийский национальный университет им. Л.Н. Гумилева, г. Астана, Республика Казахстан

Данилов Борис Борисович, д-р техн. наук, Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, г. Новосибирск, Россия.
Scopus Author ID 7003684882, **Researcher ID** E-2362-2014, **ORCID ID** 0000-0002-6685-9606

Ефименко Владимир Николаевич, д-р техн. наук, проф., Томский государственный архитектурно-строительный университет, г. Томск, Россия
Scopus Author ID 56487473100

Жусупбеков Аскар Жагпарович, д-р техн. наук, проф., член-кор. Национальной инженерной академии Республики Казахстан, ЕНУ им. Л.Н. Гумилева, г. Астана, Казахстан.
Scopus Author ID 6507768437, **Researcher ID** E-4049-2015, **ORCID ID** 0000-0001-6154-1263

Зырянов Владимир Васильевич, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой «Организация перевозок и дорожного движения» Донского государственного технического университета, г. Ростов-на-Дону
Scopus Author ID 26424901100, **Researcher ID** A-5063-2014, **ORCID ID** 0000-0002-5567-5457

Кондаков Сергей Владимирович, д-р техн. наук, доц., проф. кафедры «Колесные и гусеничные машины». Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет), Челябинск, Россия.
Scopus Author ID 56556574700, **Researcher ID** M-5466-2018, **ORCID** 0000-0001-6818-1694

Копаница Наталья Олеговна, д-р техн. наук, проф., проф. кафедры «Строительные материалы и технологии». Томский государственный архитектурно-строительный университет, г. Томск, Россия.
Scopus Author ID 6506597418, **Researcher ID** A-8158-2016, **ORCID ID** 0000-0002-0991-8550

Корнеев Сергей Васильевич, д-р техн. наук, проф., Омский государственный технический университет (ОмГТУ), г. Омск, Россия
Scopus Author ID 7006776195, **Researcher ID** V-8864-2018

Кортаев Дмитрий Николаевич, д-р техн. наук, доц., проф. Российский государственный геологоразведочный университет им. Серго Орджоникидзе, г. Москва, Россия.
Scopus Author ID 6506823308, **Researcher ID** T-5750-2017, **ORCID ID** 0000-0002-5957-4135

Корягин Марк Евгеньевич, д-р техн. наук, доц., ФГБОУ ВО «Сибирский государственный университет путей сообщения», г. Новосибирск, Россия
Scopus Author ID 12794946600, **Researcher ID** M-1500-2013, **ORCID ID** 0000-0002-1976-7418

Курганов Валерий Максимович, д-р техн. наук, проф., ФГБОУ ВО «Тверской государственный университет», г. Тверь, Россия
ORCID 0000-0001-8494-2852, **Scopus Author ID** 6506823308, **Researcher ID** T-5750-2017

Леонович Сергей Николаевич, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь
Scopus Author ID 55887733300, **Researcher ID** A-4757-2016, **ORCID ID** 0000-0002-4026-820X

Лесовик Валерий Станиславович, д-р техн. наук, проф., член-кор. РААСН, БГТУ им. Шухова, г. Белгород, Россия
Scopus Author ID 55887733300, **Researcher ID** A-4757-2016
ORCID ID 0000-0002-2378-3947

Макеев Сергей Александрович, д-р техн. проф. наук
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Сибирский
государственный автомобильно-дорожный университет
(СибАДИ)», г. Омск, Россия
Scopus Author ID 57200729552, **Researcher ID** AAU-8361-
2020, **ORCID ID** 0000-0002-2915-982X

Матвеев Сергей Александрович, д-р техн. наук, проф.,
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Сибирский
государственный автомобильно-дорожный университет
(СибАДИ)», г. Омск, Россия
Scopus Author ID 56297305000, **Researcher ID** Y-3137-2018
ORCID ID 0000-0001-7362-0399

Маткеримов Таалайбек Ысманалиевич, д-р техн. наук,
проф., КГТУ им. И. Раззакова, г. Бишкек, Киргизская
Республика
Researcher ID P-2811-2017, **ORCID ID** 0000-0001-5393-7700

Мещеряков Виталий Александрович, д-техн. наук,
доц., проф. Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Сибирский государственный автомобильно-дорожный
университет (СибАДИ)», г. Омск, Россия
Scopus Author ID 7006700218, **Researcher ID** H-2077-2016,
ORCID ID 0000-0001-9913-2078

Мочалин Сергей Михайлович, д-р техн. наук, проф.,
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Сибирский
государственный автомобильно-дорожный университет
(СибАДИ)», г. Омск, Россия
Scopus Author ID 6507433262, **Researcher ID** D-7301-2017,
ORCID ID 0000-0003-3651-0961

Немировский Юрий Владимирович, д-р физ.-мат. наук,
проф. Федеральное государственное бюджетное учреждение
науки «Институт теоретической и прикладной механики им.
С. А. Христиановича» Сибирского отделения Российской
академии наук, г. Новосибирск, Россия
Scopus Author ID 12759501600, **Researcher ID** M-8151-2017,
ORCID ID 0000-0002-4281-4358

Новиков Александр Николаевич, д-р техн. наук, проф.,
Директор Политехнического института имени
Н.Н. Поликарпова ФГБОУ ВО «Орловский государственный
университет им. И.С. Тургенева» г. Орел, Россия
Scopus Author ID 57077906200, **Researcher ID** B-9082-2016,
ORCID ID 0000-0001-5496-4997

Перегуд Яна Арнольдовна д-р экон. наук, проф. Высшая
школа экономики в Варшаве (SGH), г. Варшава, Польша
Scopus Author ID 26649146500, **Researcher ID** A-1858-2014,
ORCID ID 0000-0003-1774-5220

Плачиди Лука Л. доктор наук, доцент инженерного
факультета Международного дистанционного университета
UNINETTUNO, г. Рим, Италия
Scopus Author ID 57199322424, **ORCID ID** 0000-0002-1461-
3997

Подшивалов Владимир Павлович, д-р техн. наук, проф.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
ORCID ID 0000-0002-2529-6018, **Researcher ID** E-4066-2018

Пономарев Андрей Будимирович, д-р техн. наук,
профессор, Пермский национальный исследовательский
политехнический университет, г. Пермь, Россия
Scopus Author ID 6603146403, **Researcher ID** A-8668-2013,
ORCID ID 0000-0001-6521-9423

Рассоха Владимир Иванович, д-р техн. наук, доц., проф.,
ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет»,
г. Оренбург, Россия
Scopus Author ID 57193742928, **Researcher ID** M-3242-2017,
ORCID ID 0000-0002-7836-2242

Савельев Сергей Валерьевич, д-р техн. наук, доц., проф.
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Сибирский

государственный автомобильно-дорожный университет
(СибАДИ)», г. Омск, Россия
Scopus Author ID 57159787800, **Researcher ID** A-4081-2019,
ORCID ID 0000-0002-4034-2457

Ваклав Скала, профессор Университет Западной Богемии,
г. Пльзень, Чехия
Scopus Author ID 7004643209, **Researcher ID** F-9141-2011,
ORCID ID 0000-0001-8886-4281

Трофименко Юрий Васильевич, д-р техн. наук, проф.,
Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет (МАДИ) г. Москва, Россия
Scopus Author ID 56098551600, **Researcher ID** N-7846-2018,
ORCID ID 0000-0002-3650-5022

Хмара Леонид Андреевич, д-р техн. наук, проф.,
Приднепровская государственная академия Строительства и
Архитектуры, г. Днепрпетровск, Украина
Scopus Author ID 6505880056

Чекардовский Михаил Николаевич, д-р техн. наук, проф.
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Тюменский
индустриальный университет», г. Тюмень, Россия
Scopus Author ID 57192297387, **Researcher ID** C-3414-2019,
ORCID ID 0000-0002-7166-1936

Чулкова Ирина Львовна, д-р техн. наук, проф.,
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Сибирский
государственный автомобильно-дорожный университет
(СибАДИ)», г. Омск, Россия
Scopus Author ID 12645632400,
ORCID ID 0000-0003-4451-2297

Шаршембиев Жыргалбек Сабырбекович, д-р техн. наук,
проф., Кыргызский Национальный аграрный университет
имени К.И. Скрябина, г. Бишкек, Киргизская Республика
Scopus Author ID 57216812633, **Author ID в РИНЦ** 595504

Щербаков Виталий Сергеевич, д-р техн. наук, проф.,
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Сибирский
государственный автомобильно-дорожный университет
(СибАДИ)», г. Омск, Россия
Scopus Author ID 57034922100, **Researcher ID** N-1716-2017,
ORCID ID 0000-0002-3084-2271

Чжаньпин, Ph.-D., профессор Мичиганского
технологического университета, Хаутон, США.
Scopus Author ID 14420403300, **Researcher ID** P-4406-2015,
ORCID ID 0000-0002-9103-6599

Эдвин Козневски, д-р техн. наук, проф., Белостокский
технический университет г. Белосток, Польша
Scopus Author ID 9843546900, **Researcher ID** N-3447-2017,
ORCID ID 0000-0001-7052-9602

Якунина Наталья Владимировна, д-р техн. наук, доц.,
проф., ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный
университет», г. Оренбург, Россия
Scopus Author ID 55673113100, **Researcher ID** E-9038-2015,
ORCID ID 0000-0002-8952-2694

Якунин Николай Николаевич, д-р техн. наук, проф., ФГБОУ
ВО «Оренбургский государственный университет»,
г. Оренбург, Россия
Scopus Author ID 6603541652, **Researcher ID** E-9035-2015,
ORCID ID 0000-0001-6282-2331

Куприна Татьяна Васильевна редактор-ответственный
секретарь
e-mail: vestnik_sibadi@sibadi.org

Садина Елена Викторовна директор издательско-
полиграфического комплекса СибАДИ
e-mail: sadina.elena@gmail.com

Ланкина Наталья Константиновна переводчик
e-mail: lankinank@yandex.ru

Соболева Оксана Андреевна корректор
e-mail: riosibadi@gmail.com

EDITORIAL TEAM

Editor-in-chief Alexandr P. Zhigadlo, Dr. of Sci. (Pedagogy), Cand. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Corresponding Member of Academy of Military Science, Rector of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "the Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)", Omsk, Russia

Scopus Author ID 57202984669,
ORCID ID 0000-0002-8883-3167

Transport, mining and mechanical engineering

Irina P. Troyanovskaya, Dr. of Sci. (Engineering), Professor of South Ural State University (national research university), Chelyabinsk, Russia

Scopus ID 57170706600, **Researcher ID** H-7490-2017,
ORCID ID 0000-0003-2763-0515

Mikhail S. Korytov, Dr. of Sci. (Engineering), Professor of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "the Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)", Omsk, Russia

Scopus Author ID 57035238500, **Researcher ID** B-5667-2015,
ORCID ID 0000-0002-5104-7568

Transport

Evgeniy E. Vitvitskiy, Dr. of Sci. (Engineering), Professor of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "the Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)", Omsk, Russia

Scopus Author ID 57193406974, **Researcher ID** N-9779-2017,
ORCID ID 0000-0002-0155-8941

Liudmila S. Trofimova, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "the Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)", Omsk, Russia

Scopus Author ID 57212171087, **ORCID ID** 0000-0001-7312-1557

Construction and architecture

Sergey V. Efimenko, Dr. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Vice-Rector for Science Federal State Educational Institution of Higher Education «Tomsk State University of Architecture and Building», Tomsk, Russia

Scopus Author ID 56487412400,
Researcher ID AAB-7416-2020,
ORCID ID 0000-0001-7064-1418

Aleksandr F. Buryanov, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Executive Director, NO Russian Gypsum Association, Moscow, Russia

Scopus Author ID 55975665000,
Researcher ID AAE-4850-2022, **ORCID ID** 0000-0002-3331-9443

EDITORIAL BOARD

Tatiana V. Bobrova, Dr. of Sci. (Engineering), Professor of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "the Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)", Omsk, Russia

Scopus Author ID 57201362187, **Researcher ID** Y-3916-2018,
ORCID ID 0000-0002-0292-4421

Vitaliy S. Borovik, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Volgograd Science and Technology Center, Volgograd, Russia

Scopus Author ID 57192819653, **SPIN-код** 3552-6019,
ORCID ID 0000-0002-2409-4078

Yuriy L. Vinnikov, Dr. of Sci. (Engineering), Poltava National Technical University named after Yuri Kondratyuk, Poltava, Ukraine

Scopus Author ID 6603741286, **Researcher ID** P-7880-2015,
ORCID ID 0000-0003-2164-9936

Gleb L. Gorynin, Dr. of Sci. (Physics and Mathematics), Professor of the «SurGUKMAO-Yugra», Surgut, Russia

Scopus Author ID 10040194400, **Researcher ID** AAM-4262-2021,
ORCID ID 0000-0001-7843-7278

Gali S. Gumarov, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Corresponding Member of the Russian Academy of Natural History, Eurasian National University named after L.N. Gumilev, Astana, Republic of Kazakhstan

Boris B. Danilov, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Head of the Department of Mining and Construction Geotechnics, Mining Institute of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, Novosibirsk, Russia

Scopus Author ID 7003684882, **Researcher ID** E-2362-2014,
ORCID ID 0000-0002-6685-9606

Vladimir N. Efimenko, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Tomsk State University of Architecture and Civil Engineering, Tomsk, Russia

Scopus Author ID 56487473100

Askar Zh. Zhusupbekov, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Corresponding Member of the National Engineering Academy of the Republic of Kazakhstan, ENU named after L.N. Gumilev, Astana, Kazakhstan

Scopus Author ID 6507768437, **Researcher ID** E-4049-2015,
ORCID ID 0000-0001-6154-1263

Vladimir V. Zyryanov, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Don State Technical University, Rostov on Don

Scopus Author ID 26424901100, **Researcher ID** A-5063-2014,
ORCID ID 0000-0002-5567-5457

Sergey V. Kondakov, Dr. of Sci. (Engineering), Professor of South Ural State University (national research university), Chelyabinsk, Russia

Scopus Author ID 56556574700, **Researcher ID** M-5466-2018,
ORCID ID 0000-0001-6818-1694

Natalia O. Kopanitsa, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Tomsk State University of Architecture and Civil Engineering, Tomsk, Russia

Scopus Author ID 6506597418, **Researcher ID** A-8158-2016,
ORCID ID 0000-0002-0991-8550

Sergey V. Korneev, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Scopus Author ID 7006776195, **Researcher ID** V-8864-2018

Dmitriy N. Korotaev, Dr. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Sergo Ordzhonikidze Russian State Geological Exploration University, Moscow, Russia

Scopus Author ID 6506823308, **Researcher ID** T-5750-2017,
ORCID ID 0000-0002-5957-4135

Mark E. Koryagin, Dr. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Siberian State Transport University, Novosibirsk, Russia

Scopus Author ID 12794946600, **Researcher ID** M-1500-2013,
ORCID ID 0000-0002-1976-7418

Valeriy M. Kurganov, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Tver State University, Tver, Russia

Scopus Author ID 57196729393, **Researcher ID** A-6227-2017,
ORCID ID 0000-0001-8494-2852

Sergey N. Leonovich, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Belarusian National Technical University, Minsk, the Republic of Belarus

Scopus Author ID 55887733300, **Researcher ID** A-4757-2016,
ORCID ID 0000-0002-4026-820X

Valeriy S. Lesovik, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Corresponding Member of RAASN, BSTU named after V.G. Shukhov, Belgorod, Russia

Scopus Author ID 55887733300, **Researcher ID** A-4757-2016
ORCID ID 0000-0002-2378-3947

Sergey A. Makeev, Dr. of Sci. (Engineering), Professor of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "the Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)", Omsk, Russia

ORCID ID 0000-0002-2915-982X, **Scopus Author ID** 57200729552,
Researcher ID AAU-8361-2020

Sergey A. Matveev, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "the Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)", Omsk, Russia

Scopus Author ID 56297305000, **Researcher ID** Y-3137-2018,
ORCID ID 0000-0002-7836-2242

Taalaibek I. Matkerimov, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, KSTU named after I. Razzakova, Bishkek, Kyrgyz Republic
Researcher ID P-2811-2017, **ORCID ID** 0000-0001-5393-7700

Vitaliy A. Meshcheryakov, Dr. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Professor of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "the Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)", Omsk, Russia
Scopus Author ID 7006700218, **Researcher ID** H-2077-2016, **ORCID ID** 0000-0001-9913-2078

Sergey M. Mochalin, Dr. of Sci. (Engineering), Professor of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "the Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)", Omsk, Russia
Scopus Author ID 6507433262, **Researcher ID** D-7301-2017, **ORCID ID** 0000-0003-3651-0961

Yuriy V. Nemirovsky, Dr. of Sci. (Physics and Mathematics), Professor of the Federal State Budgetary Institution of Science «The Institute of Theoretical and Applied Mechanics named after S.A. Khristianovich» of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, Novosibirsk, Russia
Scopus Author ID 12759501600, **Researcher ID** M-8151-2017, **ORCID ID** 0000-0002-4281-4358

Alexandr N. Novikov, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, Russia
Scopus Author ID 57077906200, **Researcher ID** B-9082-2016, **ORCID ID** 0000-0001-5496-4997

Yana A. Peregood, Dr. of Sci. (Economics), Professor, Higher School of Economics in Warsaw, Warsaw, Poland
Scopus Author ID 26649146500, **Researcher ID** A-1858-2014, **ORCID ID** 0000-0003-1774-5220

Luca Placidi, Dr. of Sci. (Engineering), Associated Professor, International Telematic University (UNINETTUNO), Rome, Italy
Scopus Author ID 57199322424, **ORCID ID** 0000-0002-1461-3997

Vladimir P. Podshivalov, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Belarusian National Technical University, Minsk, the Republic of Belarus
ORCID ID 0000-0002-2529-6018, **Researcher ID** E-4066-2018

Andrey B. Ponomarev, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Head of the Department of Construction Production and Geotechnics, Perm National Research Technical University, Perm, Russia
Scopus Author ID 6603146403, **Researcher ID** A-8668-2013, **ORCID ID** 0000-0001-6521-9423

Vladimir I. Rassokha, Dr. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Professor, Orenburg State University, Orenburg, Russia
Scopus Author ID 57193742928, **Researcher ID** M-3242-2017, **ORCID ID** 0000-0002-7836-2242

Sergey V. Saveliyev, Dr. of Sci. (Engineering), Associate Professor, of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "the Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)", Russia
Scopus Author ID 57159787800, **ORCID ID** 0000-0002-4034-2457, **Researcher ID** A-4081-2019

Václav Skala, Professor of the West Bohemia University, Plsen, Czech Republic
Scopus Author ID 7004643209, **Researcher ID** F-9141-2011, **ORCID ID** 0000-0001-8886-4281

Yuriy V. Trofimenko, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI) Moscow, Russia
Scopus Author ID 56098551600, **Researcher ID** N -7846-2018, **ORCID ID** 0000-0002-3650-5022

Leonid A. Khmara, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Pridneprovskaya State Academy of Construction and Architecture, Dnepropetrovsk, Ukraine
Scopus Author ID 6505880056

Vasiliy G. Khomchenko, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Omsk State Technical University, Omsk, Russia
Scopus Author ID 6603880234, **Researcher ID** P-8539-2015, **ORCID ID** 0000-0003-3151-7937

Mikhail N. Chekardovskiy, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Tyumen Industrial University, Tyumen, Russia
Scopus Author ID 57192297387, **Researcher ID** C-3414-2019, **ORCID ID** 0000-0002-7166-1936

Irina L. Chulkova, Dr. of Sci. (Engineering), Professor of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "the Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)", Omsk, Russia
Scopus Author ID 12645632400, **ORCID ID** 0000-0003-4451-2297

Zhirkalbek S. Sharshembiev, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Kyrgyz National Agrarian University named after K.I. Scriabin, Bishkek, Kyrgyz Republic,
Scopus Author ID 57216812633, **Author ID** в РИНЦ 595504

Vitaliy V. Shcherbakov, Dr. of Sci. (Engineering), Professor of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "the Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)", Omsk, Russia
Scopus Author ID 57034922100, **Researcher ID** N-1716-2017, **ORCID ID** 0000-0002-3084-2271

Zhanping You, Professor, Michigan Technological University, Houghton, USA
Scopus Author ID 14420403300, **ORCID ID** 0000-0002-9103-6599, **Researcher ID** P-4406-2015

Edwin Koźniewski, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Białystok, Poland
Scopus Author ID 9843546900, **Researcher ID** N-3447-2017, **ORCID ID** 0000-0001-7052-9602

Natalia V. Yakunina, Dr. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Professor, Orenburg State University, Orenburg, Russia
Scopus Author ID 55673113100, **Researcher ID** E-9038-2015, **ORCID ID** 0000-0002-8952-2694

Nikolai N. Yakunin, Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Orenburg State University, Orenburg, Russia
Scopus Author ID 6603541652, **Researcher ID** E-9035-2015, **ORCID ID** 0000-0001-6282-2331

Tatyana V. Kuprina
Executive Journal Secretary
e-mail: vestnik_sibadi@sibadi.org

Elena V. Sadina
Director of the Publishing and Printing Complex
e-mail: sadina.elena@gmail.com

Natalia K. Lankina
Journal Interpreter
e-mail: lankinank@yandex.ru

Oksana A. Soboleva
Journal Corrector
e-mail: riosibadi@gmail.com

РАЗДЕЛ I. ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ И СТРОИТЕЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

М. С. Корытов, И. Е. Кашапова, В. С. Щербаков

**МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ СИДЕНЬЯ АВТОГРЕЙДЕРА
С КВАЗИНУЛЕВОЙ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ 180**

В. А. Николаев

**КОНСТРУКТИВНАЯ КОМПОНОВКА МАЛОГО РОТОРА ПРЯМОТОЧНОГО
РОТОРНОГО РЫХЛИТЕЛЯ 194**

Д. В. Фурманов, Л. М. Шамахов, Н. Э. Лысаков

**ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА РЕЖУЩЕГО ЭЛЕМЕНТА ДОРОЖНОЙ ФРЕЗЫ
НА СИЛУ СОПРОТИВЛЕНИЯ РЕЗАНИЮ АСФАЛЬТОБЕТОНА 204**

РАЗДЕЛ II. ТРАНСПОРТ

В. В. Донченко, А. Н. Шумский

**АНАЛИЗ МЕТОДОВ УЧЕТА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ
В ТРАНСПОРТНОМ ПОТОКЕ РЕГУЛИРУЕМОГО ПЕРЕКРЕСТКА 218**

Б. В. Журавский

**ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ
ТОПЛИВНОЙ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ
НА СОВОКУПНОСТЬ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ..... 230**

С. В. Пашукевич

ОБРАЗОВАНИЕ И ВЛИЯНИЕ САЖИ НА МОТОРНЫЕ МАСЛА..... 248

А. С. Янута, Ю. В. Штефан, В. К. Фёдоров, Н. И. Корнейчук

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЭЛЕКТРОЛИТИЧЕСКОГО ПОКРЫТИЯ СПЛАВА
ЖЕЛЕЗО-ХРОМ ИЗ СУЛЬФАТНО-ХЛОРИДНОГО ЭЛЕКТРОЛИТА
ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН 260**

РАЗДЕЛ III. СТРОИТЕЛЬСТВО И АРХИТЕКТУРА

Н. И. Брызгалов, А. Ф. Кемалов

**ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМЫ ОБЪЕМНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ
АСФАЛЬТОБЕТОННОЙ СМЕСИ ПО ТЕХНОЛОГИИ SUPERPAVE
И ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАРКИ PG БИТУМНОГО ВЯЖУЩЕГО 278**

PART I. TRANSPORT, MINING AND MECHANICAL ENGINEERING

Mikhail S. Korytov, Irina E. Kashapova, Vitalii S. Shcherbakov

OPTIMIZATION METHOD FOR MAIN PARAMETERS OF VIBRATION PROTECTION SYSTEM IN MOTOR GRADER SEAT WITH QUASI-ZERO STATIC CHARACTERISTIC	181
--	------------

Vladimir A. Nikolaev

CONSTRUCTIVE LAYOUT FOR SMALL ROTOR OF STRAIGHT-FLOW ROTARY RIPPER	195
---	------------

Denis V. Furmanov, Leonid M. Shamakhov, Nikita E. Lysakov

WEAR OUT EFFECT FOR CUTTING ELEMENT OF MILLING MACHINE ON ASPHALT CONCRETE CUTTING STRENGTH.....	205
---	------------

PART II. TRANSPORT

Vadim V. Donchenko, Aleksandr N. Shumskiy

ANALYSIS OF METHODS FOR ACCOUNTING CARGO VEHICLES IN TRAFFIC FLOW OF A REGULATED CROSSROAD	219
---	------------

Boris V. Zhuravsky

INFLUENCE OF STRUCTURAL PARAMETERS OF ELECTRO-HYDRAULIC DIESEL FUEL INJECTOR ON SET OF DIAGNOSTIC PARAMETERS	231
---	------------

Sophia V. Pashukevich

SOOT FORMATION AND EFFECT ON ENGINE OILS	249
---	------------

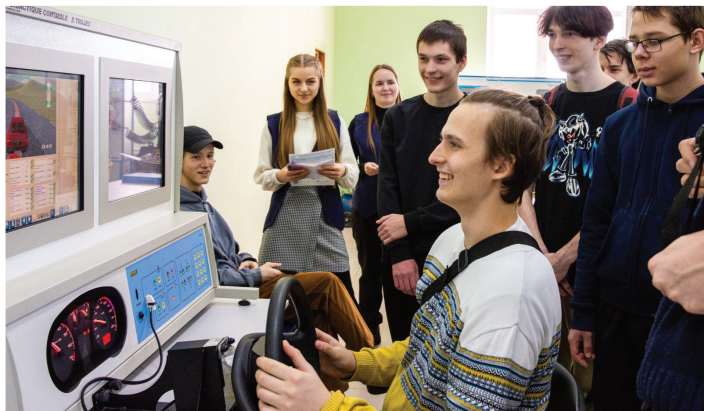
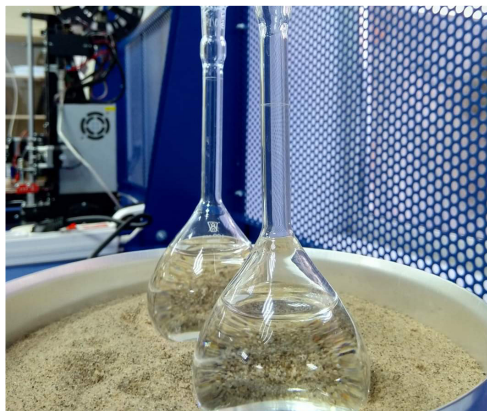
Anton S. Lanuta, Yuri V. Shtefan, Valerii K. Fiodorov, Nikolai I. Korneichuk

ELECTROLYTIC COATING OF IRON-CHROMIUM ALLOY OF SULPHATE-CHLORIDE ELECTROLYTE IN MACHINE PARTS RECOVERY PROCESS MODELLING	261
---	------------

PART III. CONSTRUCTION AND ARCHITECTURE

Nikolai I. Bryzgalov, Alim F. Kemalov

FEATURES OF DIMENSIONAL DESIGN SYSTEM FOR ASPHALT CONCRETE MIX ON SUPERPAVE TECHNOLOGY AND BITUMINOUS BINDER OF PG GRADE DETERMINATION	279
---	------------



**РАЗДЕЛ I.
ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ
И СТРОИТЕЛЬНОЕ
МАШИНОСТРОЕНИЕ**



**PART I.
TRANSPORT,
MINING AND MECHANICAL
ENGINEERING**

Научная статья

УДК 62-752.2

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-180-193>

EDN: WKLVVO



МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ СИДЕНЬЯ АВТОГРЕЙДЕРА С КВАЗИНУЛЕВОЙ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ

М. С. Корытов*, И. Е. Кашапова, В. С. Щербаков*Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ),
г. Омск, Россия**kms142@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-5104-7568>**iriska-97-17-13@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-0631-564X>**sherbakov_vs@sibadi.org, <https://orcid.org/0000-0002-3084-2271>***ответственный автор*

АННОТАЦИЯ

Введение. Одной из актуальных задач, стоящей перед разработчиками наземных транспортно-технологических машин, является уменьшение вибрационных воздействий на человека-оператора. Вибрационные воздействия вызваны в основном взаимодействием рабочих органов с рабочей средой и ходового оборудования машин с микрорельефом опорной поверхности, по которой движется машина. Для уменьшения вибрационных воздействий применяются виброзащитные системы кабины и сиденья оператора. Перспективны конструкции виброзащитных систем сидений с эффектом квазинулевой жесткости. Предложена конструкция пассивной виброзащитной системы сиденья оператора на основе параллелограммного механизма, которая позволяет обеспечить указанный эффект квазинулевой жесткости. Для практического применения разработанной виброзащитной системы сиденья необходимо решить задачу назначения и оптимизации ее основных конструктивных параметров.

Материалы и методы. В качестве целевой функции при оптимизации конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья было принято среднеквадратичное вертикальное ускорение сиденья в неподвижной системе координат. Для разработанной расчетной схемы виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма были выделены независимые конструктивные параметры, оказывающие влияние на среднеквадратичное вертикальное ускорение сиденья. Чтобы уменьшить размерность задачи, часть параметров была связана алгебраическими зависимостями или зафиксирована. Необходимость уменьшения числа независимых варьируемых параметров была обусловлена сравнительно большим временем моделирования отдельного процесса перемещения машины по микрорельефу опорной поверхности при помощи разработанной комплексной имитационной математической модели автогрейдера с виброзащитными опорами кабины оператора и с виброзащитным механизмом сиденья оператора. В качестве независимых были выделены горизонтальная длина звена параллелограмма, коэффициент вязкости демпфера механизма и горизонтальный размер от оси вращения до ограничивающих роликов механизма.

Результаты. Была разработана методика выбора и оптимизации конструктивных параметров виброзащитного механизма, представленная в виде блок-схемы, включающая в себя этап локальной оптимизации коэффициента вязкости демпфера и горизонтального размера от оси до ограничивающих роликов Симплекс-методом. Получения каждого отдельного значения целевой функции при локальной оптимизации выполнялось путем обработки результатов дискретных значений ускорения сиденья, полученных моделированием перемещения машины на имитационной математической модели. Приводятся примеры применения разработанной методики с различными наборами исходных данных.

Обсуждение и заключение. Применение разработанной методики позволяет однозначно определить значения конструктивных параметров виброзащитной системы на основе параллелограммного механизма, в том числе геометрические размеры, коэффициент вязкости демпфера, а также в качестве вторичных выходных параметров жесткость и размеры пружины растяжения механизма.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: вибрации, виброзащита, параллелограммный механизм, методика, квазинулевая жесткость

© Корытов М. С., Кашапова И. Е., Щербаков В. С., 2023

Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

БЛАГОДАРНОСТИ: авторы статьи выражают благодарность за нелегкий труд и экспертное мнение рецензенту, работавшему с данной статьей.

Статья поступила в редакцию 02.02.2023; одобрена после рецензирования 01.03.2023; принята к публикации 21.04.2023.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Корытов М. С., Кашапова И. Е., Щербakov В. С. Методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы сиденья автогрейдера с квазинулевой статической характеристикой // Вестник СибАДИ. 2023. Т. 20, № 2 (90). С. 180-193. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-180-193>

Origin article

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-180-193>

EDN: WKLWVO

OPTIMIZATION METHOD FOR MAIN PARAMETERS OF VIBRATION PROTECTION SYSTEM IN MOTOR GRADER SEAT WITH QUASI-ZERO STATIC CHARACTERISTIC

Mikhail S. Korytov*, Irina E. Kashapova, Vitalii S. Shcherbakov
Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),
Omsk, Russia

kms142@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-5104-7568>

iriska-97-17-13@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-0631-564X>

sherbakov_vs@sibadi.org, <https://orcid.org/0000-0002-3084-2271>

*corresponding author

ABSTRACT

Introduction. One of the urgent tasks facing the developers of land transport and technological machines is to reduce the vibration effects on the human operator. Vibration impacts are caused mainly by the interaction of the working bodies with the working environment and the running equipment of machines with the microrelief of the supporting surface on which the machine moves. To reduce vibration impacts, vibration protection systems of the cab and operator's seat are used. The designs of vibration protection systems of seats with the effect of quasi-zero stiffness are promising. The design of a passive vibration protection system of an operator's seat based on a parallelogram mechanism, which makes it possible to provide the specified effect of quasi-zero stiffness, is proposed. For practical application of the developed vibration protection system of a seat, it is necessary to solve the problem of assignment and optimization of its main design parameters.

Materials and methods. RMS vertical acceleration of a seat in a stationary coordinate system was taken as the target function for optimizing the design parameters of the vibration protection system of a seat. For the developed calculation scheme of the seat vibration protection system based on a parallelogram mechanism, independent design parameters that influence the mean square vertical acceleration of the seat were identified. To reduce the dimensionality of the problem, some of the parameters were bound by algebraic dependencies, or fixed. The need to reduce the number of independent varying parameters was due to the relatively long simulation time of the individual process of moving the machine along the microrelief of the supporting surface using the developed complex simulation mathematical model of a motor grader with vibration-proof supports of the operator's cabin and with a vibration-proof mechanism of the operator's seat. The horizontal length of the parallelogram link, the ductility factor of the damper mechanism, and the horizontal dimension from the rotation axis to the limiting rollers of the mechanism were selected as independent.

Results. A methodology for selecting and optimizing the design parameters of the vibration protection mechanism, presented in the form of a flowchart, which includes the stage of local optimization of the viscosity factor of the damper and the horizontal dimension from the axis to the limiting rollers by the Simplex method, has been developed. Obtaining each individual value of the target function in the local optimization was performed by processing the results of discrete values of seat acceleration obtained by simulating the movement of the machine on a simulation

© Korytov M. S., Kashapova I. E., Shcherbakov V. S., 2023



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

mathematical model. Examples of the application of the developed technique with different sets of initial data are given.

Discussion and conclusions: The application of the developed technique makes it possible to unambiguously determine the values of design parameters of the vibration protection system based on the parallelogram mechanism, including geometric dimensions, the viscosity factor of the damper, as well as, as secondary output parameters, the stiffness and dimensions of the tensile spring of the mechanism.

KEYWORDS: vibrations, vibration protection, parallelogram mechanism, technique, quasi-zero stiffness

ACKNOWLEDGMENTS: The authors of the article express their gratitude for the hard work and expert opinion to the reviewers who worked with this article.

The article was submitted 02.02.2023; approved after reviewing 01.03.2023; accepted for publication 21.04.23.

The authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation: Korytov Mikhail S., Kashapova Irina E., Shcherbakov Vitalii S. Optimization method for main parameters of vibration protection system in motor grader seat with quasi-zero static characteristic. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2023; 20 (2): 180-193. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-180-193>

ВВЕДЕНИЕ

Вопросы защиты от вибраций операторов строительных, дорожных, землеройных и других наземных транспортно-технологических машин получили широкое развитие и освещение в научной литературе у нас в стране и за рубежом [1, 2, 3, 4]. Это объясняется значимостью и актуальностью данных вопросов, от решения которых во многом зависят работоспособность и здоровье оператора [5, 6, 7, 8], а также производительность и точность выполняемых работ [9, 10].

Основными источниками вибраций, возникающих при работе наземных транспортно-технологических машин, являются рабочие органы машин, взаимодействующие с рабочими средами, и элементы ходового оборудования, взаимодействующие с микро-рельефом опорной поверхности.

К оператору вибрации передаются через кабину и сиденье, чем обусловлено два основных способа защиты от вибраций: виброизоляция кабины [11, 12, 13, 14] и, соответственно, виброизоляция сиденья оператора [15]. Указанные способы взаимно дополняют друг друга и, как правило, применяются совместно. Поскольку наибольшую опасность для операторов представляют перемещения и вибрации сиденья в вертикальном направлении, в системах виброизоляции сидений целесообразно использовать эффект квазинулевой жесткости [16, 17]. При этом пассивные системы виброизоляции [18] обладают большей надежностью и долговечностью по сравнению с активными системами [19], поскольку имеют более простую конструкцию, в них отсутствуют сложные электротехнические компоненты и т.д.

В СибАДИ была разработана конструкция пассивной виброзащитной системы сиденья оператора землеройно-транспортной машины на основе параллелограммного механизма, троса и роликов (рисунок 1), отличительной особенностью которой является возможность обеспечения участка квазинулевой жесткости в средней части статической силовой характеристики [20].

Для практического применения разработанной виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма необходимо решить задачу назначения и оптимизации ее основных конструктивных параметров.

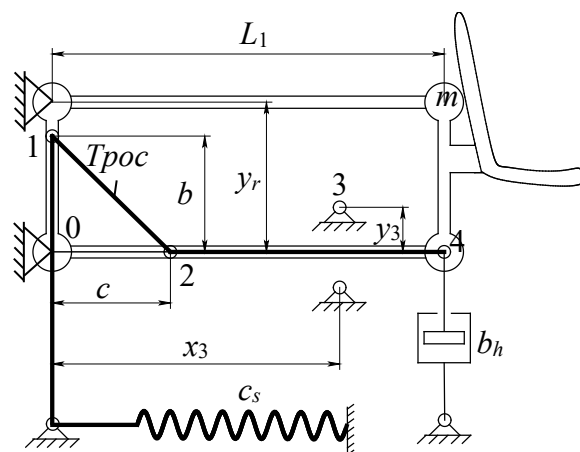


Рисунок 1 – Схема конструктивных параметров виброзащитного механизма сиденья
Источник: составлено авторами.

Figure 1 – Scheme of design parameters of the vibration protection mechanism of the seat
Source: compiled by the authors.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Задача оптимизации конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья является многопараметрической. При ее решении необходимо проводить оценку поведения системы при стохастических внешних воздействиях на элементы ходового оборудования автогрейдера, то есть на имитационной модели [21, 22]. Учитывая сравнительно большие временные затраты на имитационное моделирование отдельного процесса перемещения машины с виброзащитной системой сиденья по неровностям микрорельефа опорной поверхности, применение методов многомерной оптимизации, таких, например, как Симплекс-метод, при этом затруднено на всем множестве параметров виброзащитной системы. Целесообразно уменьшить размерность задачи, введя допущения, ограничения, и зафиксировав часть параметров виброзащитной системы либо связав их аналитическими зависимостями.

На схеме виброзащитного механизма (см. рисунок 1) независимыми параметрами, оказывающими влияние на среднее квадратичное вертикальное ускорение сиденья a_s , являются размеры L_1 , b , c , x_3 , масса сиденья с оператором m , коэффициент жесткости пружины c_s и коэффициент вязкого трения амортизатора b_h . Масса с оператором m в описываемых исследованиях не оптимизировалась, так как являлась заданным параметром и принимала фиксированное значение. Конструктивно амортизатор может иметь исполнение, показанное на схеме, но может быть и привязан к одному из угловых шарниров параллелограмма. В последнем случае угловой коэффициент вязкого трения амортизатора b_{sh} , привязанного, например, к левому нижнему угловому шарниру параллелограмма, точке 0, будет связан с условным линейным коэффициентом вязкого трения поступательного амортизатора b_h соотношением $b_{sh} = b_h \cdot L_1^2$.

Размер u_r боковых звеньев параллелограмма оказывает влияние только на габаритную высоту виброзащитного механизма и напряжения, возникающие в материале его звеньев, но не оказывает влияния на перемещение механизма и вертикальное ускорение a_s . Размер u_3 оказывает влияние на a_s , но определяется высотой зоны квазиулевого жесткости h_{qz} , которая на схеме не показана, и не является независимым.

Результаты предварительных исследований, которые не приводятся ввиду ограниченного объема статьи, показали, что увеличение величины зоны квазиулевого жесткости h_{qz} в статической силовой характеристике механизма всегда, при прочих равных условиях, снижает среднее квадратичное вертикальное ускорение сиденья a_s . Поэтому целесообразно придание этому параметру максимального значения с учетом заданных ограничений.

Размер x_3 конструктивно должен находиться в пределах между размерами c и L_1 (см. рисунок 1). Было принято допущение о равенстве размеров $c=b$, поскольку эти два параметра равнозначны, и при их равенстве используемые аналитические зависимости существенно упрощаются. С учетом минимальных дополнительных расстояний, принятых равными 0.05 м вдоль оси X между точками 2 и 3 либо между точками 3 и 4, на размер x_3 накладываются следующие ограничения:

$$(c + 0.05) \leq x_3 \leq (L_1 - 0.05). \quad (1)$$

Расстояния в 0.05 м необходимы для сохранения постоянного контакта троса с роликами при перескоках троса и исключения контакта роликов друг с другом.

Результаты исследований (рисунок 2) показали, что минимальные значения среднее квадратичного вертикального ускорения сиденья a_s , при прочих равных условиях, в основном достигаются при значениях x_3 , равных или достаточно близких к нижнему пределу, то есть при $x_3 \approx (c + 0.05)$.

Из приведенных вычислительных экспериментов было установлено, что коэффициент вязкого трения амортизатора b_h оказывает неоднозначное влияние на среднее квадратичное вертикальное ускорение сиденья a_s (см. рисунок 2).

На выборке наиболее вероятных перемещений автогрейдера по стохастическому профилю микрорельефа были получены зависимости среднее квадратичного вертикального ускорения сиденья a_s от коэффициента вязкого трения амортизатора b_h , показанных на рисунке 2.

Выборка была представлена вектором скоростей перемещения машины $v = [1; 2; 3; 4; 5; 6]$ м/с, и соответствующим ему вектором среднее квадратичных отклонений вертикальных координат микропрофиля опорной поверхности $\sigma_m = [0.06; 0.05; 0.04; 0.03; 0.02; 0.01]$ м.

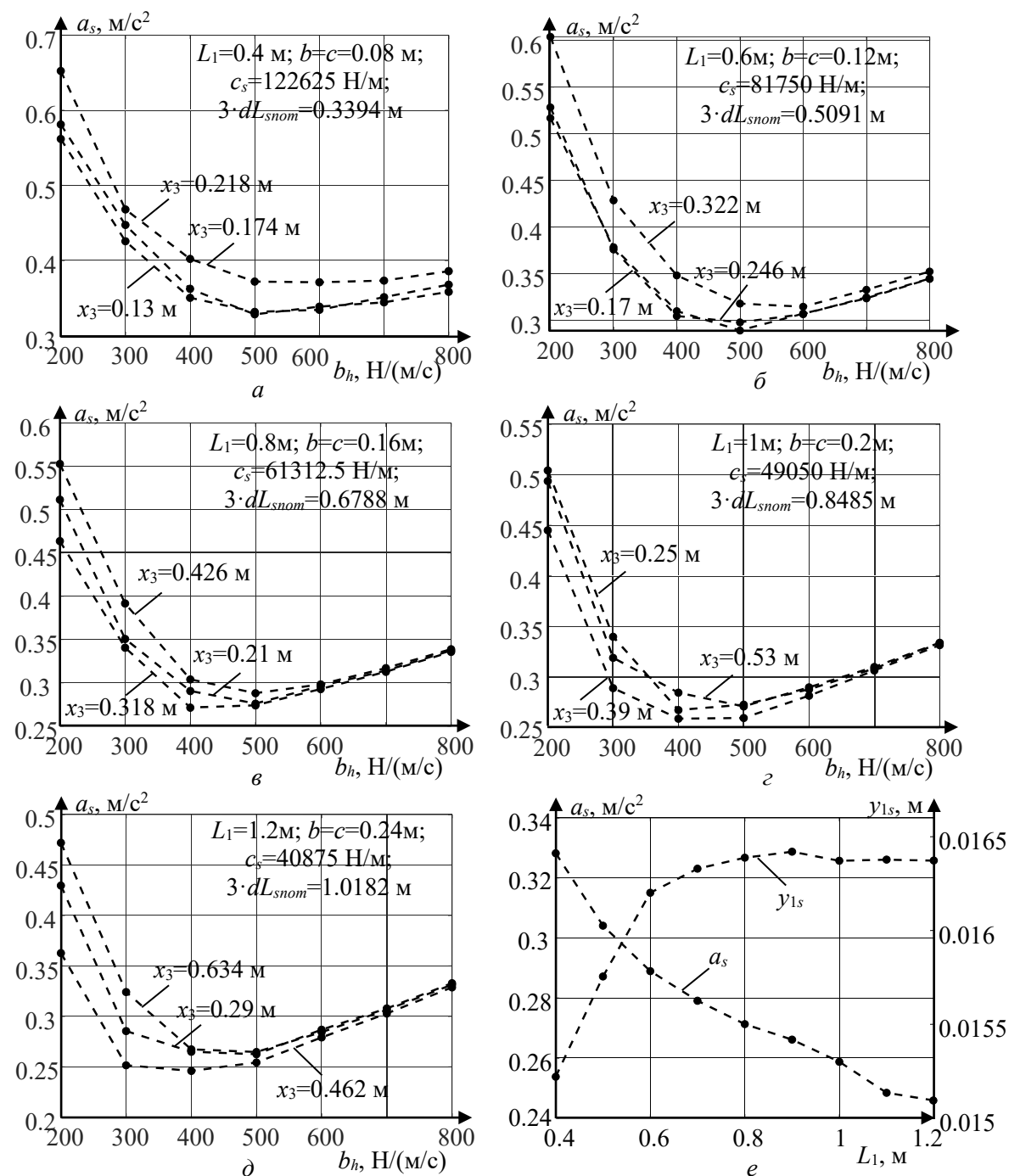


Рисунок 2 – Зависимости среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s от коэффициента вязкого трения амортизатора b_h , при различных значениях размеров L_1 и x_3 (а-д); зависимости локальных минимумов среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s и соответствующих им значений среднеквадратичного смещения локального механизма виброзащитной системы сиденья y_{1s} от размера L_1 (е)
Источник: составлено авторами.

Figure 2 – Dependencies of the root-mean-square vertical acceleration of the seat a_s on the coefficient of viscous friction of b_h shock absorber, for various values of L_1 and x_3 (a-d) dimensions; dependencies of local minima of the rms vertical acceleration of the seat a_s and the corresponding values of the rms local deviation of the mechanism of the vibration protection system of y_{1s} seat on L_1 (e) size
Source: compiled by the authors.

Время перемещения автогрейдера по случайно заданному микрорельефу при каждом из 6 сочетаний скорости и отклонения профиля составляло $T_{\text{коп}}=1000$ с. Было принято в качестве допущения, что данный набор из 6 сочетаний скоростей и среднеквадратичных отклонений вертикальных координат микропрофиля, представленный в таблице 1, в достаточной мере соответствует реальным условиям эксплуатации машины в транспортном режиме, и может быть использован в качестве тестового для сравнительной оценки виброзащитных механизмов сидений с различными конструктивными параметрами.

Таблица 1
Набор из 6 сочетаний среднеквадратичных отклонений микропрофиля и скоростей автогрейдера, используемый в качестве тестового
Источник: составлено авторами.

Table 1
Set of 6 combinations of mean square deviations of the microprofile and auto grader speeds used as a test
Source: compiled by the authors.

№ сочетания	$\sigma_m, \text{м}$	$v, \text{м/с}$
1	0.06	1
2	0.05	2
3	0.04	3
4	0.03	4
5	0.02	5
6	0.01	6

Большим среднеквадратичным отклонениям микропрофиля в таблице 1 соответствовали перемещения с меньшими скоростями и наоборот. Подобные соотношения в транспортном режиме, как правило, всегда обеспечиваются оператором машины, чтобы минимизировать риск повреждений ходовой части или всей машины: при больших неровностях микрорельефа оператор снижает скорость и наоборот.

Коэффициент вязкого трения амортизатора b_h в проведенном вычислительном эксперименте варьировался в пределах от 200 до 800 Н/(м/с) с шагом в 100 Н/(м/с). Прочие конструктивные параметры соответствовали автогрейдеру ДЗ-98.

Размер L_1 варьировался в пределах от 0.4 до 1.2 м с шагом 0.1 м. Размеры b и c принимались равными друг другу и составляли постоянную долю в 20% от L_1 : $b = c = 0.2L_1$.

Размер x_3 в описываемом вычислительном эксперименте варьировался в преде-

лах от $(c+0.05)$ до $(0.52L_1 + 0.01)$ м с шагом $(0.16L_1 - 0.02)$ м, то есть x_3 при каждом значении L_1 принимал три значения в долях от L_1 со смещением: $x_3 = [(0.2L_1 + 0.05); (0.36L_1 + 0.03); (0.52L_1 + 0.01)]$.

На рисунках 2, а, б, в, г, д приведено на каждом по три зависимости среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s от коэффициента вязкого трения амортизатора b_h . Указанные зависимости получены при различных значениях размера L_1 : а) $L_1=0.4$ м; б) $L_1=0.6$ м; в) $L_1=0.8$ м; г) $L_1=1.0$ м; д) $L_1=1.2$ м.

На рисунке 2, е даны в качестве примера зависимости локальных минимумов среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s , которые были достигнуты варьированием b_h и x_3 (в означенных выше пределах и с означенными шагами), и соответствующих им значений среднеквадратичного вертикального отклонения локального перемещения механизма виброзащитной системы сиденья y_{1s} , от размера механизма L_1 .

Анализ приведенных на рисунке 2, е зависимостей позволяет сделать вывод, что увеличение длины параллелограммного механизма с 0.4 до 1.2 м позволяет при локальной оптимизации значений b_h и x_3 существенно, на 25% и более, снизить значение среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s при одних и тех же внешних воздействиях. При этом происходит сравнительно небольшое, на 7,5%, повышение среднеквадратичного локального отклонения механизма виброзащитной системы сиденья y_{1s} от собственного среднего положения. То есть незначительно возрастает вертикальный ход механизма (рисунок 3, а). Необходимая жесткость пружины при увеличении длины L_1 падает (рисунок 3, б).

По результатам вычислительного эксперимента можно сделать следующие выводы. Необходимо принимать максимальные, с учетом заданных ограничений, значения размера механизма L_1 . Оптимальные значения коэффициента вязкого трения амортизатора b_h , согласно рисунку 2, находятся в пределах 400...500 Н/(м/с), причем большие значения b_h из приведенного диапазона соответствуют меньшим значениям L_1 . Поскольку в проведенном вычислительном эксперименте использовались достаточно крупные шаги варьируемых параметров, поиск уточненных оптимальных значений b_h и x_3 требует проведения дополнительной локальной оптимизации.

Методика может быть описана в виде последовательности шагов.

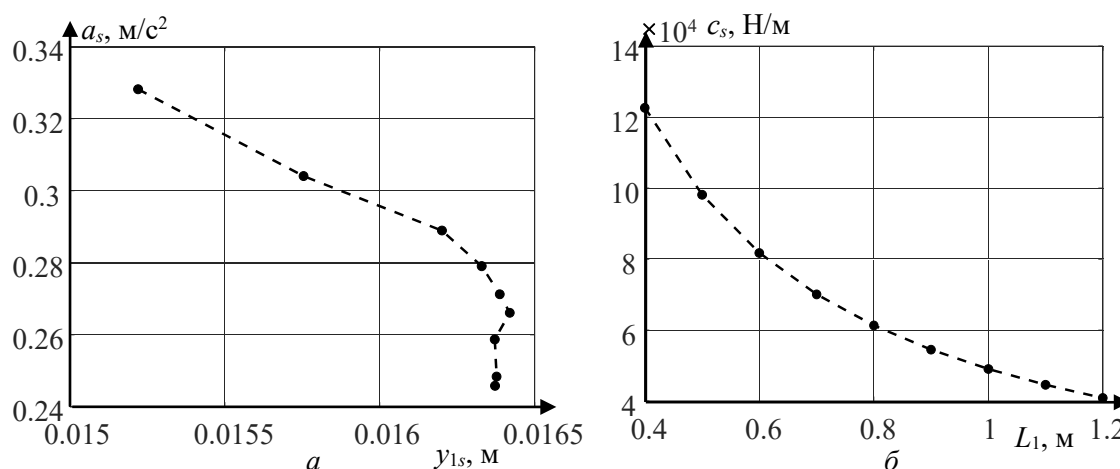


Рисунок 3 – Результаты вычислительного эксперимента в виде зависимости оптимальных значений a_s от соответствующих значений y_{1s} (а) и зависимости жесткости пружины c_s от размера L_1 (б)
Источник: составлено авторами.

Figure 3 – The results of the computational experiment in the form of the dependence of a_s optimal values on y_{1s} (a) corresponding values and the dependence of c_s spring stiffness on L_1 (b) size
Source: compiled by the authors.

1. Задание исходных данных. В качестве исходных данных методики выступают следующие параметры.

1.1. Постоянные конструктивные параметры автогрейдера: массы, размеры всех звеньев, включая массу сиденья с оператором m , координаты точек крепления виброзащитного механизма сиденья, коэффициенты жесткости и вязкого сопротивления упруго-вязких элементов расчетной схемы, в том числе пневмоколесных опорных элементов и виброзащитных опор кабины.

1.2. Параметры выборки внешних воздействий на элементы ходового оборудования: $v = [1; 2; 3; 4; 5; 6]$ м/с и соответствующий ему вектор $\sigma_m = [0.06; 0.05; 0.04; 0.03; 0.02; 0.01]$ м.

1.3. Постоянный основной параметр виброзащитного механизма: величина зоны квазиуравновешенности жесткости $h_{qz} = 0.1$ м. Целесообразно задание максимального указанного значения, поскольку проведенные предварительные исследования показали, что меньшие значения h_{qz} существенно увеличивают среднеквадратичное значение вертикального ускорения сиденья в неподвижной системе координат a_s . Максимальное значение параметра h_{qz} ограничивалось 0.1 м исходя из эргономических соображений (ограничение высоты кабины, состояний от сиденья до педалей и руля).

1.4. Предельные величины или ограничения ряда конструктивных размеров и параметров виброзащитного механизма: L_{1max} – максимально допустимая длина горизонтальных

сторон параллелограмма. Данный размер также определяет габаритную длину всего виброзащитного механизма; c_{smax} – максимально допустимая жесткость пружины растяжения виброзащитного механизма.

Последний параметр напрямую связан с диаметром и массой пружины: цилиндрическая пружина с большим диаметром проволоки имеет большую жесткость, то есть увеличение c_{smax} повышает материалоемкость виброзащитной системы сиденья.

Параметры п. 1.4 являются параметрами, задаваемыми потребителем или заказчиком системы виброзащиты сиденья. Они задаются исходя из соотношений между эффективностью виброзащиты и возможностей по увеличению максимального габаритного размера механизма.

1.5. Параметры пружины и ее материала: d_F – диаметр намотки, измеряемый от оси проволоки; n – число витков; G – модуль сдвига, для стали $G = 80$ ГПа.

2. Учитывая, что условие квазиуравновешенности или горизонтальности среднего участка статической характеристики виброзащитного механизма сиденья имеет вид [20]:

$$c_s = \frac{L_1 \cdot g \cdot m}{b \cdot c}, \quad (2)$$

а номинальная деформация пружины в середине хода механизма равна [20]:

$$dL_{snom} = \frac{P_s}{c_s} = \frac{L_1 \cdot g \cdot m}{b \cdot c_s \cdot \sqrt{1 - \frac{b^2}{b^2 + c^2}}} \quad (3)$$

Было принято в качестве дополнительного допущения условие равенства размеров виброзащитного механизма: $b = c$.

Подстановка (2) в (3) при соблюдении равенства размеров ($b=c$) дает следующее соотношение:

$$dL_{snom} = b \cdot \sqrt{2} \quad (4)$$

Коэффициент жесткости пружины однократно вычисляется по (2) с подстановкой номинального значения массы m . В случае отклонения фактической массы сиденья с оператором от номинального значения деформация пружины в середине хода механизма вычисляется по (3) многократно, после каждого изменения фактического значения массы, т.е. после смены оператора. С подстановкой в (3) фактического значения массы, которая может быть измерена при помощи дополнительных измерительных средств и приборов. Разность между значениями деформации пружины, полученными по (4) и по (3), в случае отклонения массы от номинальной необходимо использовать для регулировки положения неподвижного конца упругого элемента, т.е. для смещения закрепленного конца пружины вручную или автоматически, что будет являться подстройкой системы под фактическую массу оператора. Статическая характеристика виброзащитной системы при изменениях массы сиденья с оператором в пределах ± 20 кг от рассматриваемого значения меняется незначительно. Это позволяет предположить, что полученные результаты и сделанные далее выводы будут актуальны при изменении значения массы оператора в указанных пределах.

Номинальная деформация dL_{snom} обычных пружин растяжения, как правило, не превышает 50 % от длины пружины L_{s0} в свободном состоянии при отсутствии деформации [23]. При больших степенях деформации увеличивается вероятность появления остаточных необратимых пластических деформаций материала пружины, что недопустимо, так как искажают статические и динамические характеристики виброзащитной системы либо вообще делает ее неработоспособной.

Поэтому было принято допущение о фиксированном соотношении размеров механизма:

$$\frac{b}{L_1} = 0.2 \quad (5)$$

При выполнении равенства (5), величины L_1 и dL_{snom} будут иметь следующее приближительное соотношение:

$$L_1 \approx 3.5 \cdot dL_{snom} \quad (6)$$

Соотношение (6) позволяет, в свою очередь, обеспечить одновременно два необходимых условия: 1) предотвратить необратимые пластические деформации материала пружины; 2) гарантировать отсутствие превышения полной длины пружины L_s над наибольшим размером L_1 параллелограммного механизма. При наиболее рациональном расположении пружины: горизонтально, под параллелограммным механизмом, т.е. под полом кабины. Последнее условие позволяет ограничить габаритную длину всего механизма вместе с пружиной заданным размером L_1 .

Таким образом, в вычислительной части методики задаются и вычисляются следующие размеры:

$$L_1 = L_{1max} \quad (7)$$

$$b = c = 0.2 \cdot L_1 \quad (8)$$

Величина бокового звена или высота параллелограммного механизма из соображений обеспечения пропорциональности задается равной

$$y_r = 0.2 \cdot L_1 \quad (9)$$

Далее вычисляется значение жесткости пружины c_s по (2).

Необходимо отметить, что присвоение переменным b и c значений, меньших (8), нецелесообразно, так как, согласно (2), это приводит к экспоненциальному увеличению жесткости пружины c_s , и, соответственно, диаметра ее проволоки и массы. Значения же размеров b и c , большие (8), увеличивают не только полный размер пружины в деформированном состоянии L_s , который в этом случае будет превышать L_1 , но и, как показали предварительные исследования, в этом случае возрастает среднеквадратичное вертикальное ускорение сиденья.

3. В случае, если выполняется условие

$$c_s > c_{smax} \quad (10)$$

необходима коррекция значения коэффициента жесткости пружины:

$$c_s = c_{smax} \quad (11)$$

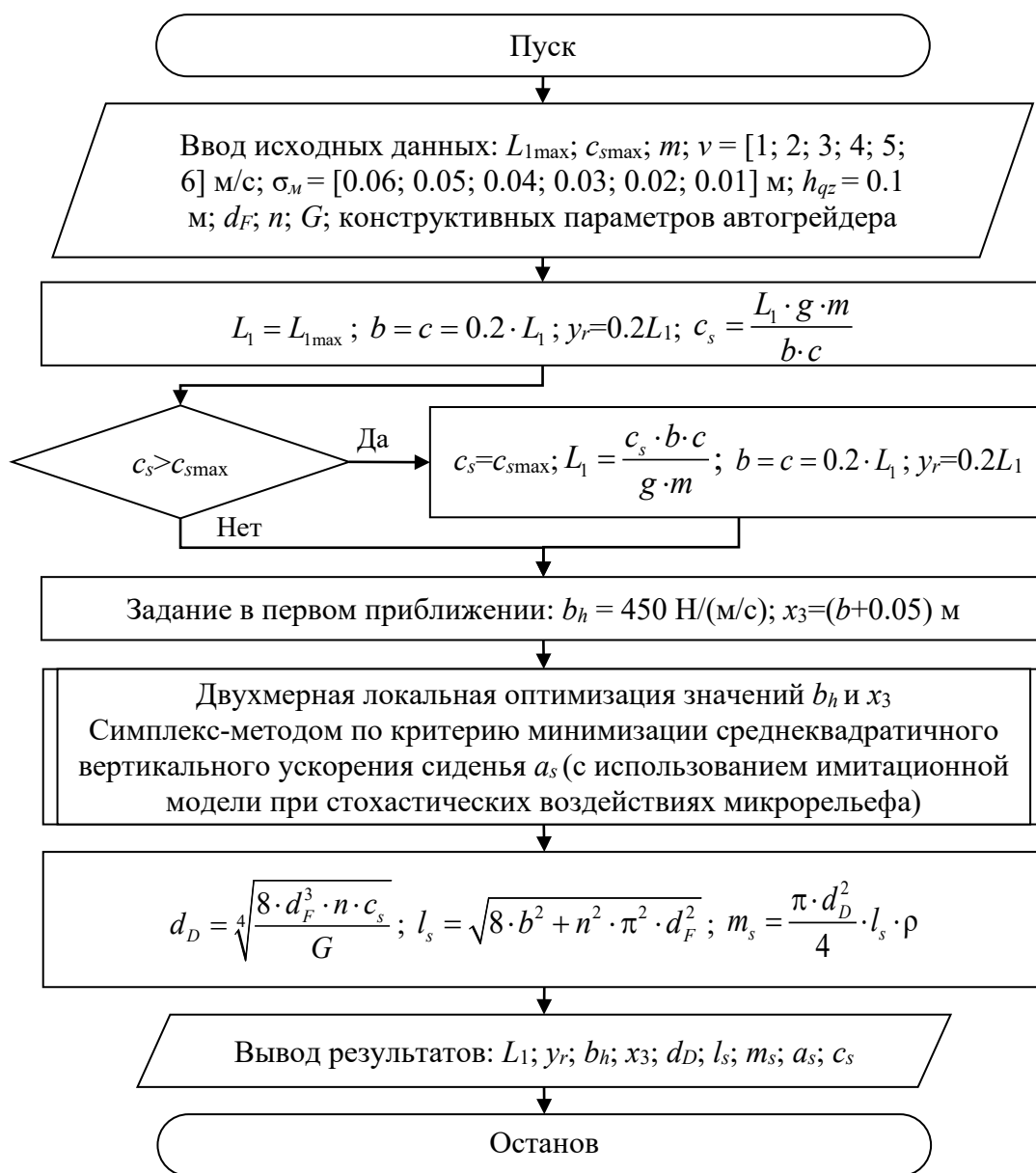


Рисунок 4 – Блок-схема алгоритма методики назначения и оптимизации конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма
Источник: составлено авторами.

Figure 4 – Block diagram of the algorithm of the method for assigning and optimizing the design parameters of the vibration protection system of the seat based on the parallelogram mechanism
Source: compiled by the authors.

Затем значение L_1 также корректируется по формуле, вытекающей из (2):

$$L_1 = \frac{c_s \cdot b \cdot c}{g \cdot m}. \quad (12)$$

После чего по (8) и (9) выполняется коррекция значений параметров b , c , y_r .

Если условие (10) не выполняется, коррекция значений c_s , L_1 , b , c , y_r также не требуется.

4. В первом приближении, используя массив значений функции $a_s = f(L_1, b_h, x_3)$, полученный при крупных шагах аргументов (см. рисунок 2), назначаются начальные значения аргументов b_h и x_3 для последующей локальной оптимизации среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s :

$$b_h = 450 \text{ Н/(м/с)}; x_3 = (b + 0.05) \text{ м}. \quad (13)$$

5. При помощи Симплекс-метода локальной двумерной оптимизации выполняется уточнение оптимальных значений параметров b_h и x_3 по критерию минимизации среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s .

В процессе локальной оптимизации, а также при помощи имитационной математической модели автогрейдера с виброзащитной системой сиденья [23] выполняется моделирование перемещений машины по описанному выше тестовому набору стохастических микрорельефов опорной поверхности с заданными скоростями (см. п. 1.2).

6. Задаются и рассчитываются параметры пружины растяжения. Известна формула коэффициента жесткости витой пружины из проволоки цилиндрического сечения, она имеет вид [23]:

$$c_s = \frac{G \cdot d_D^4}{8 \cdot d_F^3 \cdot n}, \quad (14)$$

где d_D – диаметр проволоки.

Для снижения материалоемкости целесообразно принять малые значения $d_F = 0.1$ м; $n = 20$. При заданных фиксированных значениях d_F и n диаметр проволоки пружины будет определяться полученной из формулы (14) зависимостью

$$d_D = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot d_F^3 \cdot n \cdot c_s}{G}}. \quad (15)$$

Длина пружины в свободном состоянии принимается равной, с учетом (4) [23]:

$$L_{s0} = 2 \cdot dL_{snom} = 2 \cdot b \cdot \sqrt{2}. \quad (16)$$

Шаг витков спирали пружины h будет равен

$$h = \frac{L_{s0}}{n} = \frac{2 \cdot b \cdot \sqrt{2}}{n}. \quad (17)$$

Длина прутка или проволоки пружины будет вычисляться по зависимости

$$l_s = n \cdot \sqrt{h^2 + (\pi \cdot d_F)^2} = \sqrt{8 \cdot b^2 + n^2 \cdot \pi^2 \cdot d_F^2}. \quad (18)$$

Наконец, масса материала пружины будет равна

$$m_s = \frac{\pi \cdot d_D^2}{4} \cdot l_s \cdot \rho, \quad (19)$$

где $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – плотность стали.

На рисунке 4 приведена блок-схема алгоритма описанной методики.

РЕЗУЛЬТАТЫ

В таблице 2 приведены два примера использования разработанной методики с различным набором значений исходных данных.

Таблица 2
Примеры использования разработанной методики
Источник: составлено авторами.

Table 2
Examples of using the developed method
Source: compiled by the authors.

		Значения параметров для примера №	
		1	2
Исходные вариативные данные	$L_{1\max}$, м	0.55	0.5
	$c_{s\max}$, Н/м	100000	81750
Результаты	L_1 , м	0.55	0.6
	c_s , Н/м	89182	81750
	b , м	0.11	0.12
	y_r , м	0.11	0.12
	b_h , Н/(м/с) до локальной оптимизации	450	450
	b_h , Н/(м/с) после локальной оптимизации	495	460
	x_3 , м до локальной оптимизации	0.16	0.17
	x_3 , м после локальной оптимизации	0.169	0.17032
	d_D , м	0.02055	0.02011
	l_s , м	6.2909	6.2923
	m_s , кг	16.276	15.587
	a_s , м/с ² до локальной оптимизации	0.304	0.295
	a_s , м/с ² после локальной оптимизации	0.293	0.288

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная методика позволяет проводить назначение и оптимизацию конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма, таких как основные размеры параллелограммного механизма и точек крепления роликов и троса, коэффициент жесткости пружины растяжения, коэффициент вязкого трения амортизатора, параметры пружины. Назначение большинства параметров проводится на основе ограничения на максимальный габаритный размер параллелограмма, зависящего от габаритной длины кабины и задаваемого заказчиком системы в качестве исходных данных. Максимальное значение коэффициента жесткости пружины целесообразно задать в качестве внутреннего ограничения в алгоритме методики. Оптимизация выполняется по критерию минимального среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья в неподвижной системе координат a_s с помощью моделирования на имитационной

модели перемещений автогрейдера с виброзащитной системой сиденья по тестовому набору стохастических микрорельефов.

Увеличение длины параллелограммного механизма с 0.4 до 1.2 м позволяет снизить значение среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s на 25%. При этом среднеквадратичное отклонение перемещения механизма виброзащитной системы сиденья от собственного среднего положения, или ход виброзащитного механизма, повышается сравнительно незначительно, на 7.5 %.

В дальнейших исследованиях предполагается проанализировать как спектральный состав внешних воздействий на машины со стороны ходовых элементов, так и спектральный состав вибраций на рабочем месте оператора. Перспективная область использования разработанной методики – проектирование виброзащитных систем и оптимизация конструкции параллелограммного механизма сиденья оператора строительной, дорожной или подъемно-транспортной машины.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Korchagin P., Teterina I., Korchagina E. Road roller operator's vibroprotection system improvement // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791. Pp. 012012. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012012.
2. Nehaev V.A., Nikolaev V.A., Zakernichnaya N.V. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 1050. Pp. 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
3. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators // *International journal of heavy vehicle systems*. 2014. Vol. 21. No. 3. Pp. 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
4. Chen, F. Hu, H. Nonlinear vibration of knitted spacer fabric under harmonic excitation // *Journal of Engineered Fibers and Fabrics*. 2020. Vol. 15. DOI: 10.1177/1558925020983561
5. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators // *International journal of heavy vehicle systems*. 2014. Vol. 21. No. 3. Pp. 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
6. Chi F, Zhou J, Zhang Q, Wang Y, Huang P. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader // *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2017. Vol. 14. No. 3. Pp. 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275
7. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 944. Pp. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
8. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolsky A.B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. No. 9783319956299. Pp. 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_19
9. Линник Д. А., Булгаков В. И. Математическая модель и программа моделирования колебаний масс колесного трактора с поддрессоренной кабиной // *Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии*. 2020. № 2. С. 122–127.
10. Чернышев В. Д. Исследование показателя виброзащиты элементов транспортной машины // *Научно-исследовательский центр «Вектор развития»*. 2021. № 5. С. 187–189.
11. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. Pp. 1245-1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132
12. Seong-Hwan Kim, Dal-Seong Yoon, Gi-Woo Kim, et al. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2020. Pp. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900
13. Sun X., Zhang J. Performance of earth-moving machinery cab with hydraulic mounts in low frequency // *Journal of vibration and control*. 2014. Vol. 20. No. 5. Pp. 724-735. DOI: 10.1177/1077546312464260
14. Renqiang J., Vanliem N., Vanquynh L. Ride comfort performance of hydro pneumatic isolation for soil compactors cab in low frequency region // *Journal of Vibroengineering*. 2020. Vol. 22. No. 5. Pp. 1174-1186. DOI: 10.21595/jve.2020.21345
15. 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. 1-10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154
16. Burian Y.A., Silkov M.V., Trifonova E.N. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment // *AIP Conference Proceedings*. 2019. Vol. 2141. No. 1. Pp. 030067. DOI: 10.1063/1.5122117
17. Chang, Y., Zhou, J., Wang, K. et al. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber // *Journal of sound and vibration*. 2021. Vol. 494. Pp. 115859. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115859
18. Feng Zhao, J. C. Ji, Kan Ye, Quantian L. Increase of quasi-zero stiffness region using two pairs of oblique springs // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2020. Vol. 144. Pp. 106975. DOI: 10.1016/j.ymssp.2020.106975
19. Ning D., Sun S., Du H. et al. An electromagnetic variable inertance device for seat suspension vibration control // *Mechanical systems and signal processing*. 2019. Vol. 133. UNSP 106259. DOI: 10.1016/j.ymssp.2019.106259
20. Кобытов М. С. Кашапова И. Е., Щербаков В. С. Условие квазиулевої жсткості статической силовой характеристики параллелограммного механизма виброзащитной системы сиденья // *Вестник СибАДИ*. 2022. Т.19, № 2 (84). С. 144–155. DOI: 10.26518/2071-7296-2021-19-2-144-155
21. Кобытов М. С. Щербаков В. С. Почекуева И. Е. Имитационная модель виброзащитного механизма кресла с участком квазиулевої жсткости оператора строительного-дорожной машины // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2020. № 4. С. 486–496. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-04-486-496
22. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Ots D.A. Simulation model for the determination of energy losses during vibrations of the working equipment of a earth-moving machine in the transport mode // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. Pp. 112015. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112015
23. Пономарев С. Д., Андреева Л. Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М.: Машиностроение, 1980. 326 с.

REFERENCES

1. Korchagin P., Teterina I., Korchagina E. Road roller operator's vibroprotection system improvement. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021; 1791: 012012. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012012.
2. Nehaev V.A., Nikolaev V.A., Zakernichnaya N.V. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism. *Journal of Physics: Conference Series*. 2018; 1050: 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
3. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators. *International journal of heavy vehicle systems*. 2014; 21. No. 3: 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
4. Chen, F. Hu, H. Nonlinear vibration of knitted spacer fabric under harmonic excitation. *Journal of Engineered Fibers and Fabrics*. 2020;15. DOI: 10.1177/1558925020983561
5. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators. *International journal of heavy vehicle systems*. 2014; 21. No. 3: 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
6. Chi F, Zhou J, Zhang Q, Wang Y, Huang P. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader. *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2017; Vol. 14. No. 3: 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275
7. Korchagin P. A., Teterina I. A., Rahuba L. F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine. *Journal of Physics: Conference Series*. 2018; 944: 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
8. Teterina I. A., Korchagin P. A., Letopolsky A. B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019; 9783319956299: 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_19
9. Linnik D. A., Bulgakov V. I. Matematicheskaja model' i programma modelirovanija kolebanij mass kolesnogo traktora s podressorennoj kabinoj [Mathematical model and program for modeling mass oscillations of a wheeled tractor with a sprung cab]. *Vestnik Belorusskoj gosudarstvennoj sel'skohozjajstvennoj akademii*. 2020; 2: 122-127. (in Russ.)
10. Chernyshev V. D. Issledovanie pokazatelja vibrozashhity jelementov transportnoj mashiny [Study of the vibration protection index of the elements of the transport machine. *Nauchno-issledovatel'skij centr "Vektor razvitiya"*. 2021; 5:187-189. (in Russ.)
11. Lyashenko M. V., Pobedin A. V., Potapov P. V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions. *Procedia Engineering*. 2016; 150: 1245-1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132
12. Seong-Hwan Kim, Dal-Seong Yoon, Gi-Woo Kim, et al. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2020: 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900
13. Sun X., Zhang J. Performance of earth-moving machinery cab with hydraulic mounts in low frequency. *Journal of vibration and control*. 2014; Vol. 20. No. 5: 724-735. DOI: 10.1177/1077546312464260
14. Renqiang J., Vanliem N., Vanquynh L. Ride comfort performance of hydro pneumatic isolation for soil compactors cab in low frequency region. *Journal of Vibroengineering*. 2020; Vol. 22. No. 5: 1174-1186. DOI: 10.21595/jve.2020.21345
15. 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. 1-10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154
16. Burian Y. A., Silkov M. V., Trifonova E. N. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment. *AIP Conference Proceedings*. 2019; Vol. 2141. No. 1: 030067. DOI: 10.1063/1.5122117
17. Chang, Y., Zhou, J., Wang, K. et al. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber. *Journal of sound and vibration*. 2021; 494: 115859. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115859
18. Feng Zhao, J. C. Ji, Kan Ye, Quantian L. Increase of quasi-zero stiffness region using two pairs of oblique springs. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2020; Vol. 144: 106975. DOI: 10.1016/j.ymssp.2020.106975
19. Ning D., Sun S., Du H. et al. An electromagnetic variable inertance device for seat suspension vibration control. *Mechanical systems and signal processing*. 2019; Vol. 133. UNSP 106259. DOI: 10.1016/j.ymssp.2019.106259
20. Korytov M. S., Kashapova I. E., Shcherbakov V. S. Quasi-zero rigidity condition for static force characteristic of parallelogram mechanism for seat vibration protection system. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2022;19 (2): 144-155. (In Russ.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2022-19-2-144-155>
21. Korytov M. S. Shcherbakov V. S. Pochekueva I. E. Imitacionnaja model' vibrozashhitnogo mehanizma kresla s uchastkom kvazinulevoj zhestkosti operatora stroitel'no-dorozhnoj mashiny [Simulation model of the vibration protection mechanism of a chair with a section of quasi-zero stiffness for an operator of a road-building machine]. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Brjanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2020; 4: 486-496. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-04-486-496
22. Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Titenko V. V., Ots D. A. Simulation model for the determination of energy losses during vibrations of the working equipment of a earth-moving machine in the transport mode. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019; 1260: 112015. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112015

23. Ponomarev S. D., Andreeva L. E. *Raschet uprugih jelementov mashin i priborov* [Calculation of elastic elements of machines and devices]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1980: 326.

ВКЛАД СОАВТОРОВ

Корытов М. С. Разработка имитационной математической модели, разработка методики, разработка блок-схемы методики, обработка результатов вычислительных экспериментов.

Кашапова И. Е. Исследование состояния вопроса, написание введения, разработка программного кода для реализации методики, проведение вычислительных экспериментов.

Щербakov В. С. Общая идея работы, разработка методики, редактирование текста статьи, написание заключения.

COAUTHORS 'CONTRIBUTION

Mikhail S. Korytov .Simulation mathematical model development, method development, method flowchart, development, results of computational experiments processing.

Irina E. Kashapova. State of the problem research, writing an introduction, developing a program code

for the implementation of the method, conducting computational experiments.

Vitalii S. Shcherbakov. General idea of the work, method development, editing the text of the article, writing the conclusion.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Корытов Михаил Сергеевич – д-р техн. наук, доц., проф. каф. АТ, SPIN-код: 2921-4760.

Кашапова Ирина Евгеньевна – аспирант, аспирант каф. АуЭМ, SPIN-код: 8011-6829.

Щербakov Виталий Сергеевич – д-р техн. наук, проф., проф. каф. АуЭМ, SPIN-код: 6171-2320.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Mikhail S. Korytov – Dr. of Sci., Associate Professor, Professor of the Automobile Transport Department, SPIN-код: 2921-4760.

Irina E. Kashapova – Postgraduate student, Automation and Energy Engineering Department, SPIN-код: 8011-6829.

Vitalii S. Shcherbakov – Dr. of Sci., Professor, Professor of the Automation and Energy Engineering Department, SPIN-код: 6171-2320.

Научная статья

УДК 625.08

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-194-203>

EDN: QBTMV



КОНСТРУКТИВНАЯ КОМПОНОВКА МАЛОГО РОТОРА ПРЯМОТОЧНОГО РОТОРНОГО РЫХЛИТЕЛЯ

В. А. Николаев*Ярославский государственный технический университет,
г. Ярославль, Россия**Nikolaev53@inbox.ru, <https://orcid.org/0000-7503-6612>*

АННОТАЦИЯ

Введение. Проблема ускорения и удешевления строительства автодорог без снижения их качества может быть решена путём создания комплекса агрегатов непрерывного действия. Агрегаты, следуя друг за другом, осуществляют весь комплекс работ, направленных на строительство автодорог. Одним из элементов агрегата непрерывного действия, формирующего кювет, является прямоточный роторный рыхлитель. Выявлено, что для выемки грунта вблизи оси вращения ротора прямоточного роторного рыхлителя должен быть установлен, соосно с большим ротором, малый ротор с большей угловой скоростью. Применение прямоточных роторных рыхлителей для разработки грунта сдерживается недостаточным теоретическим обоснованием их параметров. Прежде чем провести анализ взаимодействия элементов рабочих органов прямоточного роторного рыхлителя с грунтом необходимо уточнить конструктивную компоновку малого ротора.

Методика исследования. Малый ротор должен содержать два ножа, соединённых по периферии диском для придания жёсткости ножам; сечение ножей треугольное с углом заточки 20° , для максимальной трансформации угла заострения ножи должны иметь саблевидную форму; два зубца, расположенные на диске, для разрыхления грунта и его смещения в сторону ножей; наконечник вала малого ротора, диаметр которого должен превышать ширину ножа в месте его соединения с наконечником вала; спиральный нож на конце наконечника вала для рыхления грунта и его смещения в сторону ножей. Построив проекции на поперечно-вертикальную плоскость лезвия ножа, зубца и диска малого ротора, когда имеется различный угол отклонения лезвия в плоскости резания, можно выявить основные геометрические параметры элементов малого ротора прямоточного роторного рыхлителя. Применяя известные формулы теоретической механики, определим угловую скорость малого ротора и другие кинематические параметры.

Результаты. На основе методики построения проекции на поперечно-вертикальную плоскость лезвия ножа, зубца и диска малого ротора, когда имеется различный угол отклонения лезвия в плоскости резания, выявлены основные геометрические параметры элементов малого ротора прямоточного роторного рыхлителя. По формулам теоретической механики определены: окружная скорость точки на поверхности вала, угловая скорость малого ротора, время одного оборота малого ротора, путь агрегата за один оборот малого ротора. Построена и аппроксимирована зависимость радиуса точки на лезвии ножа малого ротора от угла поворота вала.

Заключение. Путём построения проекций на поперечно-вертикальную плоскость лезвия ножа при различных углах отклонения лезвия в плоскости резания. Определена оптимальная форма лезвия ножа. Выявлена трансформация угла заострения лезвия в зависимости от угла отклонения плоскости резания от плоскости, перпендикулярной к лезвию, передний, задний угол лезвия ножа, профиль лезвия ножа малого ротора в пространстве. Произведена конструктивная компоновка малого ротора. Вычислена окружная скорость точки на поверхности вала, угловая скорость малого ротора, время одного оборота малого ротора, путь агрегата за один оборот малого ротора.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: строительство, автодороги, агрегаты непрерывного действия, прямоточный роторный рыхлитель, малый ротор, геометрические и режимные параметры, конструктивная компоновка

Статья поступила в редакцию 09.01.2023; одобрена после рецензирования 27.01.2023; принята к публикации.

© Николаев В. А., 2023

Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Николаев В. А. Конструктивная компоновка малого ротора прямооточного роторного рыхлителя // Вестник СибАДИ. 2023. Т. 20, № 2 (90). С. 194-203. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-194-203>

Original article

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-194-203>

EDN: QBTMV

CONSTRUCTIVE LAYOUT FOR SMALL ROTOR OF STRAIGHT-FLOW ROTARY RIPPER

Vladimir A. Nikolaev

Yaroslavl Technical University,

Yaroslavl, Russia

Nikolaev53@inbox.ru, <https://orcid.org/0000-7503-6612>

ABSTRACT

Introduction. The problem of accelerating and cheapening the construction of roads without reducing their quality can be solved by creating a complex of continuous units. Units, following each other, carry out the whole complex of works aimed at roads construction. One of the elements of the continuous unit that forms the ditch is a straight-flow rotary ripper. It was found that in order to excavate the soil near the axis of rotation of the rotor of a straight-flow rotary ripper, a small rotor with a higher angular velocity should be installed, coaxially with a large rotor. The use of straight-flow rotary rippers for soil development is constrained by insufficient theoretical substantiation of their parameters. Before analysing the interaction of the elements of the working bodies of the straight-flow rotary ripper with the soil, it is necessary to clarify the structural layout of the small rotor.

The method of research. The small rotor should contain two knives connected at the periphery by a disc to give rigidity to the knives; the cross-section of the knives is triangular with a sharpening angle of 20° , for maximum transformation of the angle of sharpening, the knives must have a saber-shaped shape; two teeth located on the disk to loosen the soil and shift it towards the knives; a shaft tip of the small rotor, the diameter of which must exceed the width of the knife at the point of its connection with the shaft tip; a spiral knife at the end of the shaft tip to loosen the soil and shift it towards the knives. By constructing projections on the transverse-vertical plane of the blade of the knife, the tooth and the disc of the small rotor, when there is a different angle of deviation of the blade in the cutting plane, it is possible to identify the basic geometric parameters of the elements of the small rotor of the straight-flow rotary ripper. Applying the well-known formulas of theoretical mechanics, we will determine the angular velocity of the small rotor and other kinematic parameters.

Results. Based on the method of constructing a projection on the transverse-vertical plane of the blade of a knife, a tooth and a disc of a small rotor, when there is a different angle of deviation of the blade in the cutting plane, the main geometric parameters of the elements of the small rotor of a straight-flow rotary ripper are revealed. According to the formulas of theoretical mechanics, the following are determined: the circumferential velocity of the point on the surface of the shaft, the angular velocity of the small rotor, the time of one revolution of the small rotor, the path of the unit for one revolution of the small rotor. The dependence of the radius of the point on the blade of the knife of the small rotor on the angle of rotation of the beam is constructed and approximated.

Conclusion. By constructing projections on the transverse-vertical plane of the knife blade at different angles of deflection of the blade in the cutting plane the optimal shape of the knife blade has been determined, the transformation of the angle of sharpening of the blade depending on the angle of deviation of the cutting plane from the plane perpendicular to the blade, the front, back corner of the knife blade, the profile of the blade of the small rotor knife in space was revealed, a structural layout of the small rotor was made, the circumferential velocity of the point on the surface of the shaft, the angular velocity of the small rotor, the time of one revolution of the small rotor, the path of the unit for one revolution of the small rotor are calculated.

KEYWORDS: Construction, roads, continuous units, straight-flow rotary ripper, small rotor, geometric and mode parameters, constructive layout

© Nikolaev V. A., 2023



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

The article was submitted 09.01.2023; approved after reviewing 27.01.2023; accepted for publication.

The authors have read and approved the final manuscript 21.04.2023.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation: Nikolayev V. A. Constructive layout for small rotor of straight-flow rotary ripper. The Russian Automobile and Highway Industry Journal. 2023; 20 (2): 194-203. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-194-203>

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ:

1) разработана методика построения проекций на поперечно-вертикальную плоскость лезвия ножа при различных углах отклонения лезвия в плоскости резания;

2) выявлена трансформация угла заострения лезвия;

3) определена угловая скорость малого ротора и другие кинематические параметры;

4) произведена конструктивная компоновка малого ротора.

ВВЕДЕНИЕ

Проблема ускорения и удешевления строительства автодорог без снижения их качества может быть решена путём создания комплекса агрегатов непрерывного действия [1]. Агрегаты, следуя друг за другом, осуществляют весь комплекс работ, направленных на строительство автодорог. Одним из элементов агрегата непрерывного действия, формирующего кювет, является прямооточный роторный рыхлитель^{1,2}. Установлено [2], что оптимальная скорость агрегата. Путём логических рассуждений, расчётов, построений в плоскости и пространстве определены геометрические и режимные параметры большого ротора прямооточного роторного рыхлителя диаметром 1 м [3]. Определён предельно малый радиус расположения окружных и торцевых ножей большого ротора. Выявлено, что для выемки грунта вблизи оси вращения ротора прямооточного роторного рыхлителя должен быть установлен, соосно с большим ротором, малый ротор с большей угловой скоростью.

Хотя теоретические основы разработки грунта весьма подробно рассмотрены^{3,4,5,6} [4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23], взаимодействие с грунтом элементов прямооточного роторного рыхлителя почти не изучено. Применение прямооточных роторных рыхлителей для разработки грунта сдерживается недостаточным теоретическим обоснованием их параметров. Прежде чем провести анализ взаимодействия элементов рабочих органов прямооточного роторного рыхлителя с грунтом необходимо уточнить конструктивную компоновку малого ротора.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Внутри полого вала привода большого ротора установим приводной вал малого ротора. Расстояние от оси вращения большого ротора до крайних точек лезвия окружного ножа № 4 изменяется от 209,5 мм до 217 мм [3]. Внешний радиус малого ротора должен быть меньше 209,5 мм. Примем внешний радиус малого ротора 180 мм, диаметр малого ротора 360 мм. Тогда максимальный кольцевой неразрыхлённый слой грунта между большим ротором и малым ротором останется толщиной $217 - 180 = 37$ мм. Толщина минимального кольцевого неразрыхлённого слоя грунта между большим ротором и малым ротором $209,5 - 180 = 29,5$ мм.

Выполним конструктивную компоновку малого ротора. Малый ротор должен содержать:

- два ножа, соединённых по периферии диском для придания жёсткости ножам; сечение ножей треугольное с углом заточки 20° ,

¹ Патент РФ №2735497. Прямоточный роторный рыхлитель / Николаев В. А.; заявл. 09.01.2019 №2019100367; опубл. 03.11.2020, бюл. №31. 14 с.

² Патент РФ №2709849. Агрегат непрерывного действия, формирующий кювет и основание автомобильной дороги / Николаев В. А.; заявл. 17.03.2020 №2020111163; опубл. 23.12.2019, бюл. №36.13 с.

³ Жук А. Ф. Теоретическое обоснование рациональной технологической схемы и параметров ротационного плуга. Сборник научных трудов «Теория и расчёт почвообрабатывающих машин». Т 120. М.: Машиностроение, 1989. С. 145 – 153.

⁴ Попов Г. Ф. Рабочие органы фрез. М.: Материалы НТС ВИСХОМ. Вып. 27. ОНТИ ВИСХОМ, 1970. С. 490 – 497.

⁵ Баловнев [и др.] Машины для земляных работ: конструкции, расчёт, потребительские свойства. Белгород. Изд-во БГТУ, 2012. 401 с.

⁶ Исследование рабочих органов землеройных машин непрерывного действия. Сборник под ред. З. Е. Гарбузова. М.: 1966. 88 с.

для максимальной трансформации угла заострения ножи должны иметь саблевидную форму;

- два зубца, расположенные на диске, для разрыхления грунта и его смещения в сторону ножей;

- наконечник вала малого ротора, диаметр которого должен превышать ширину ножа в месте его соединения с наконечником вала;

- спиральный нож на конце наконечника вала для рыхления грунта и его смещения в сторону ножей.

Направление вращения малого ротора по часовой стрелке при виде спереди, то есть противоположное по отношению к направлению вращения большого ротора для уменьшения реактивного момента, создаваемого большим ротором.

Примем угол отклонения лезвия в плоскости резания $\beta = 30^\circ, \beta = 40^\circ, \beta = 50^\circ$. Если условно полагать, что в проекции на поперечно-вертикальную плоскость искажение угла отклонения лезвия по отношению к плоскости резания происходит на один градус, то в проекции угол β трансформируется, соответственно:

$$90^\circ - 30^\circ - 1^\circ = 59^\circ; 90^\circ - 40^\circ - 1^\circ = 49^\circ; \\ 90^\circ - 50^\circ - 1^\circ = 39^\circ.$$

Построив проекции на поперечно-вертикальную плоскость лезвия ножа, зубца и диска малого ротора, когда угол отклонения лезвия в плоскости резания $\beta = 30^\circ, \beta = 40^\circ, \beta = 50^\circ$, выявим основные геометрические параметры элементов малого ротора прямооточного роторного рыхлителя.

Так как угол отклонения лезвия в плоскости резания β , угол заострения лезвия трансформируется из угла в плоскости, перпендикулярной лезвию, принятого 20° , в угол $i_{\text{тр}}$. Трансформация угла заострения лезвия позволяет уменьшить задний угол до $\varepsilon_{\text{тр п}}$. Если скорость агрегата v_a , окружная скорость точки на поверхности вала малого ротора

$$v_{\text{окр п}} = \frac{v_a}{\tan \varepsilon_{\text{тр п}}}. \quad (1)$$

Поскольку радиус наконечника малого ротора r , необходимая угловая скорость малого ротора

$$\omega_{\text{м п}} = \frac{v_{\text{окр п}}}{r}. \quad (2)$$

Время одного оборота малого ротора

$$\tau_{1 \text{ м п}} = \frac{2\pi}{\omega_{\text{м п}}}. \quad (3)$$

В малом роторе два ножа. Подача на нож

$$S_{\text{н}} = v_a \tau_{1/2}. \quad (4)$$

Путь агрегата за один оборот малого ротора

$$S_a = v_a \tau_1. \quad (5)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ

На рисунке 1 показано построение проекции на поперечно-вертикальную плоскость (вид спереди) лезвия ножа, зубца и диска малого ротора, когда угол отклонения лезвия в плоскости резания $\beta = 50^\circ$. Проведём окружность диаметром 360 мм, соответствующую наружному диаметру диска, предназначенного для придания жёсткости ножам. Проведём окружности из центра вращения ротора диаметром 30, 40, 50, 60, 80, ..., 360 мм. Сначала на рисунке 1 проведём горизонтальный луч из центра вращения малого ротора до пересечения с окружностью диаметром 360 мм. Допустим, радиус наружной поверхности зубца, расположенного на диске, соответствует радиусу окружности. Проведём касательную DE к этой окружности в произвольной точке. Так как угол трения стали о грунт $\varphi_{\text{с-г}} \approx 25^\circ$, проведём под углом 25° к касательной луч, показывающий направление внутренней поверхности зубца на диске. Вращая луч, показывающий направление внутренней поверхности зубца на диске, совместно с касательной DE относительно центра вращения малого ротора, устанавливаем их так, чтобы направление внутренней поверхности зубца было перпендикулярно лучу, проведённому из центра вращения малого ротора. Получим точку C . Проведём через точку C окружность. Диаметр этой окружности 328,48 мм показывает минимальный внутренний радиус диска. Примем внутренний диаметр диска 330 мм. Обозначим контуры зубца.

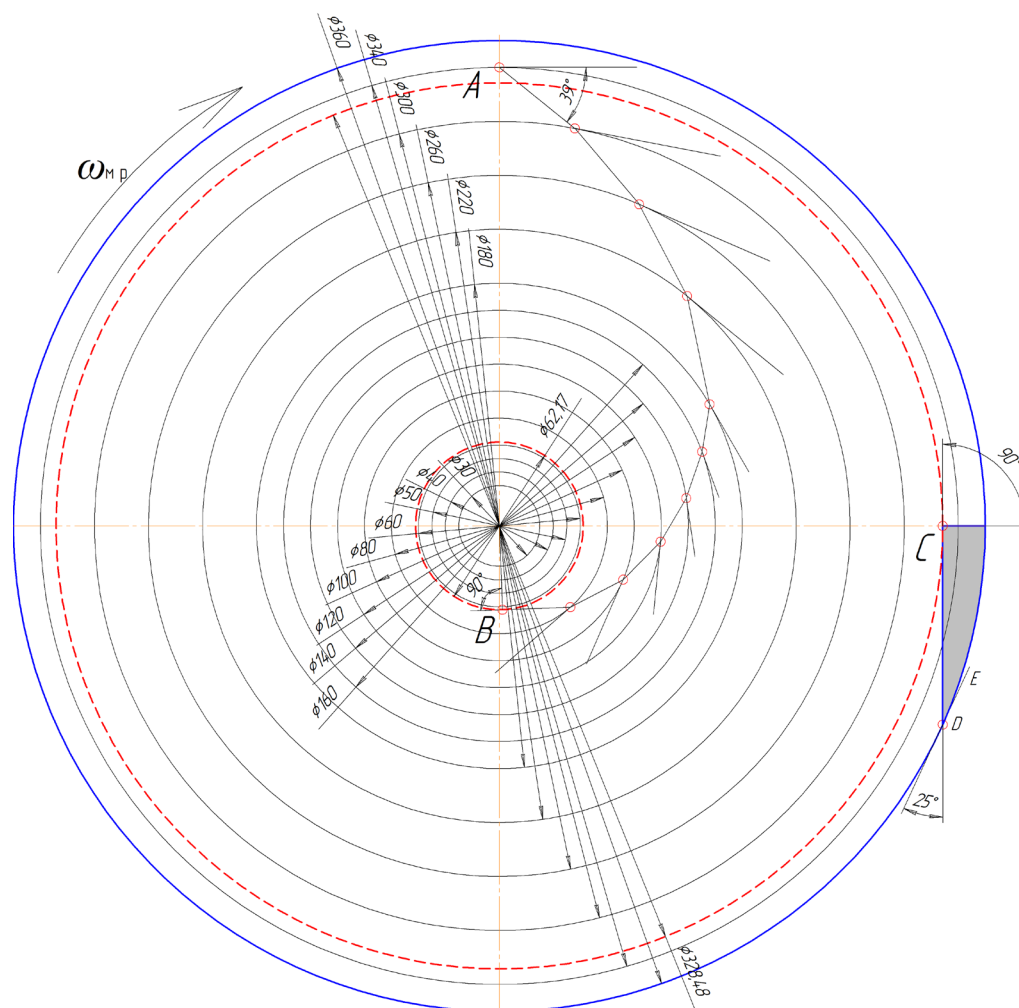


Рисунок 1 – Построение проекции на поперечно-вертикальную плоскость (вид спереди) лезвия ножа, зубца и диска малого ротора; угол отклонения лезвия в плоскости резания $\beta = 50^\circ$
Источник: составлено автором.

Figure 1 – Construction of the projection on the transverse-vertical plane (front view) of the blade of the knife, the tooth and the disk of the small rotor; angle of deflection of the blade in the cutting plane $\beta = 50^\circ$
Source: compiled by the authors.

Затем проведём касательную через точку А окружности диаметром 340 мм, превышающей внутренний диаметр диска. От касательной отложим угол 39° . Проведём луч из точки А под этим углом до пересечения с окружностью меньшего диаметра, то есть 300 мм. Поставим там точку В и через неё проведём касательную к окружности диаметром 300 мм. Вновь отложим угол 39° , проведём луч до пересечения с окружностью ещё меньшего диаметра. Повторив эти построения, получим ломаную линию, приближённую к проекции лезвия ножа на поперечно-вертикальную плоскость ротора. Построение проекции на поперечно-вертикальную плоскость лезвия АВ ножа проводим до вертикали, проходящей через центр вращения

малого ротора, так как при этом угол между последним лучом и вертикалью близок к 90° .

Через эту точку проведём штриховой линией окружность. В результате построений выявлен диаметр наконечника вала малого ротора со спиральным ножом – 62,17 мм, который округлим до 62 мм. Наконечник вала малого ротора предназначен для разрушения грунта вблизи оси ротора. Конический наконечник вала ввинчивается в грунт, нарушая его сплошность. Соединив точки плавной кривой, получим проекцию на поперечно-вертикальную плоскость лезвия ножа малого ротора.

На рисунках 2 и 3 показаны построения проекций на поперечно-вертикальную плоскость лезвия ножа, когда угол отклонения лезвия в плоскости резания и $\beta = 30^\circ$ и $\beta = 40^\circ$.

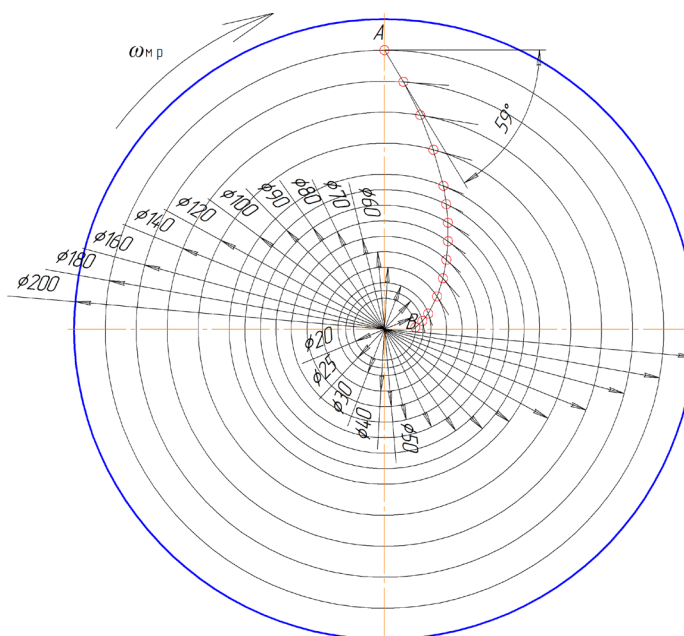


Рисунок 2 – Построение проекции на поперечно-вертикальную плоскость (вид спереди) лезвия ножа, наружного зубца и диска малого ротора; угол отклонения лезвия в плоскости резания $\beta = 30^\circ$
Источник: составлено автором.

Figure 2 – Construction of the projection on the transverse-vertical plane (front view) of the knife blade, the outer tooth and the disk of the small rotor; angle of deflection of the blade in the cutting plane $\beta = 30^\circ$
Source: compiled by the authors.

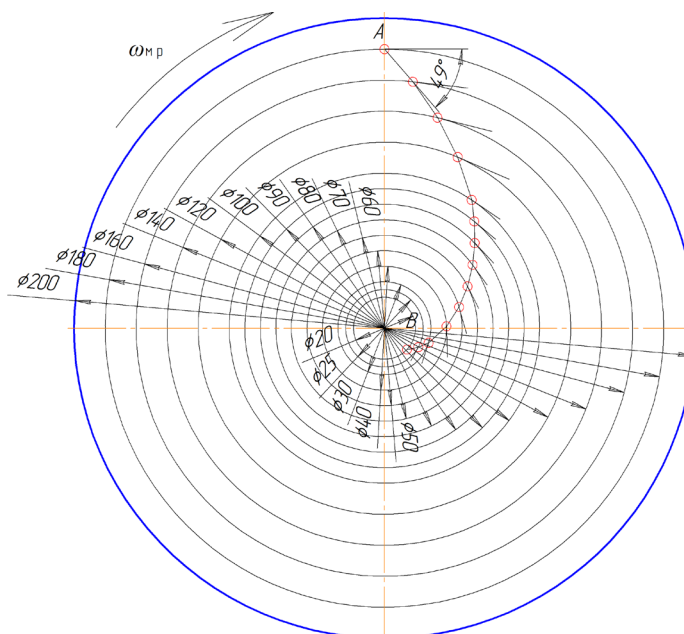


Рисунок 3 – Построение проекции на поперечно-вертикальную плоскость (вид спереди) лезвия ножа, наружного зубца и диска малого ротора; угол отклонения лезвия в плоскости резания $\beta = 40^\circ$
Источник: составлено автором.

Figure 3 – Construction of the projection on the transverse-vertical plane (front view) of the knife blade, the outer tooth and the disk of the small rotor; angle of deflection of the blade in the cutting plane $\beta = 40^\circ$
Source: compiled by the authors.

Таблица

Трансформация угла заострения лезвия в зависимости от угла отклонения плоскости резания от плоскости, перпендикулярной к лезвию; угол заточки лезвия 20°
Источник: составлено автором.

Table

Transformation of the angle of sharpening of the blade depending on the angle of β deviation of the cutting plane from the plane perpendicular to the blade; blade sharpening angle is 20°
Source: compiled by the authors.

Угол наклона плоскости резания, β	Угол заострения лезвия, i
25	18,17
30	17,37
35	16,43
40	15,38
45	14,21
50	12,93
55	11,55
60	10,08

Из рисунков видно, что следует принять угол отклонения лезвия в плоскости резания $\beta = 50^\circ$, так как развёртка лезвия ножа охватывает угол 180° . Резание при этом будет более энергосберегающим ввиду большего скольжения лезвия. Если $\beta > 50^\circ$, два ножа не поместятся в малом роторе.

Чтобы нож осуществлял резание лезвием, передний угол должен быть меньше угла трения грунта о сталь. Допустим, передний угол

$\alpha_t = 25^\circ$. Путём пространственных построений выявлена трансформация угла заострения лезвия. Когда угол отклонения лезвия в плоскости резания $\beta = 50^\circ$, угол заострения лезвия трансформируется из 20° в $i_{тр} = 12,93^\circ \approx 13^\circ$ (таблица). Трансформация угла заострения лезвия позволит скорректировать задний угол: $\varepsilon_{тр м р} = 25^\circ - 13^\circ = 12^\circ$.

На рисунке 4 показана зависимость радиуса точки на лезвии ножа малого ротора от угла поворота луча (см. рисунок 1). Зависимость можно аппроксимировать экспонентой, но практически точной получается аппроксимация уравнением третьей степени (утолщённая жёлтая линия).

Окружная скорость точки на поверхности вала (1):

$$v_{окр м р} = \frac{0,085}{\tan 12^\circ} = \frac{0,085}{0,2125} = 0,4 \text{ м/с.}$$

Так как наконечник вала малого ротора диаметром 62 мм, радиус наконечника малого ротора $r = 31 \text{ мм} = 0,031 \text{ м}$, а необходимая угловая скорость малого ротора (2):

$$\omega_{м р} = \frac{0,4}{0,031} = 12,9 \text{ рад/с.}$$

Время одного оборота малого ротора (3):

$$\tau_{1 м р} = \frac{2 \cdot 3,14}{12,9} = 0,486 \text{ с.}$$

В малом роторе два ножа. Время 1/2 поворота ротора $\tau_{1/2} = 0,486/2 \approx 0,243 \text{ с.}$

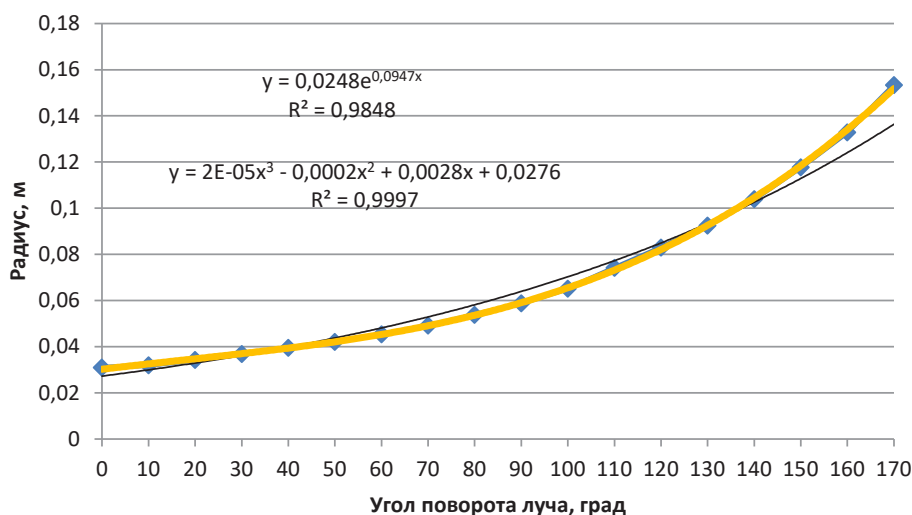


Рисунок 4 – Зависимость радиуса точки на лезвии ножа малого ротора от угла поворота луча
Источник: составлено автором.

Figure 4 – Dependence of p radius of the point on the blade of the knife of the small rotor on φ angle rotation of the beam
Source: compiled by the authors.

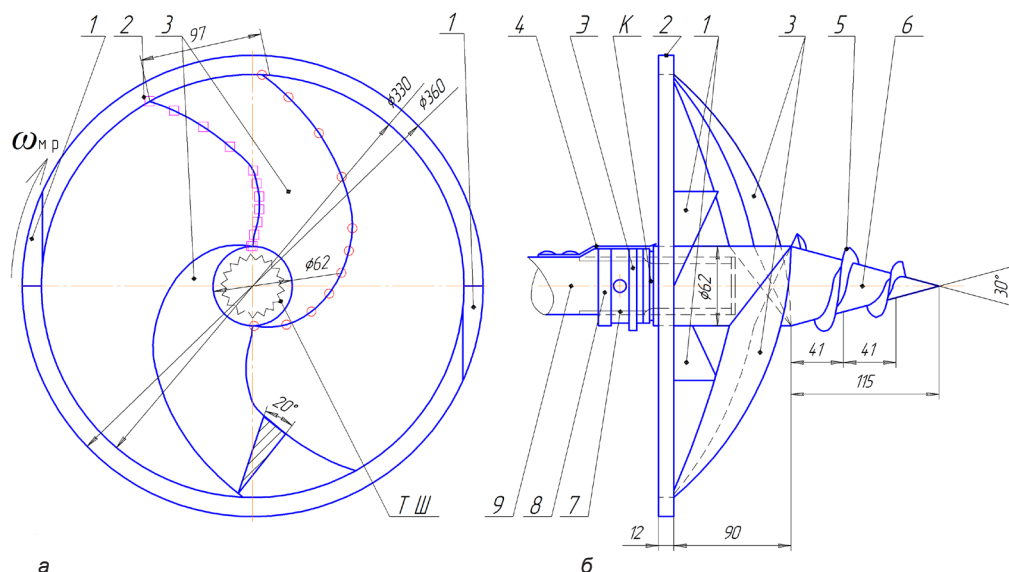


Рисунок 5 – Схема малого ротора: а – вид спереди (спиральный нож не показан); б – вид слева: 1 – зубец; 2 – диск; 3 – нож; 4 – стопорная пластина; 5 – спиральный нож; 6 – наконечник вала; 7 – гайка-съёмник; 8 – кольцо; 9 – вал малого ротора
Источник: составлено автором.

Figure 5 – Diagram of the small rotor: a – front view (spiral knife is not shown); b – left view: 1 – tooth; 2 – disk; 3 – knife; 4 – locking plate; 5 – spiral knife; 6 – shaft tip; 7 – nut-puller; 8 – ring; 9 – small rotor shaft
Source: compiled by the authors.

Скорость агрегата $v_a = 0,085$ м/с [4]. Подача на нож, то есть толщина слоя грунта, срезаемого ножом (4),

$$s_n = 0,085 \cdot 0,243 \approx 0,02 \text{ м} = 20 \text{ мм.}$$

Скопируем проекции на поперечно-вертикальную плоскость лезвия ножа, зубца и диска малого ротора с рисунка 1 на рисунок 5, а.

Проекцию на поперечно-вертикальную плоскость точки соединения с валом малого ротора задней линии ножа совместим с проекцией точки соединения лезвия противоположного ножа с валом малого ротора. Радиус наконечника малого ротора $r = 31$ мм, поэтому проекция ширины ножа малого ротора на поперечно-вертикальную плоскость там, где он присоединён к наконечнику малого ротора

$$c'_n = \pi r = 3,14 \cdot 31 \approx 97 \text{ мм.}$$

Чтобы не только резать грунт, но и транспортировать его внутрь большого ротора, ширина ножа малого ротора должна быть постоянной. Проведя несколько окружностей с центром в оси вращения малого ротора через точки на лезвии ножа (на рисунке не показаны), отложим от этих точек дуги длиной c'_n . Получим точки на проекции задней линии ножа на поперечно-вертикальную плоскость. Соединив эти точки лекальной кривой, получим проекцию на поперечно-вертикальную плоскость задней

линии ножа. Повернув проекции ножа и зубца на 180° , построим проекцию на эту плоскость второго ножа и зубца. Наложим сечение ножа с углом заточки 20° .

Скорость агрегата $v_a = 0,085$ м/с. Период оборота малого ротора $\tau_{1\text{мр}} = 0,486$ с. Тогда путь агрегата за один оборот малого ротора (5): $s_a = 0,085 \cdot 0,486 \approx 0,041$ м.

Шаг спирального ножа малого ротора должен быть равен пути агрегата за один оборот малого ротора: $s_{c_n} = s_a = 41$ мм. Отложив два шага спирального ножа, получим угол 30° при вершине конической части вала малого ротора (рисунок 5, б).

Изобразим спиральный нож и завершим оформление конструкции малого ротора. Он содержит наконечник вала 6, на конической части которого расположен спиральный нож 5. В наконечнике вала имеются углубления для установки двух ножей 3. По периферии ножи соединены диском 2 с зубцами 1. Внутри наконечника вала выполнены треугольные шлицы Т Ш для его установки на вал малого ротора 9. Для повышения надёжности малый ротор выполнен неразборным. Его элементы соединены сваркой и пайкой. К валу малого ротора присоединена на резьбе гайка-съёмник 7 с кольцом 8 и заклёпками – стопорная пластина 4. На поверхности гайки-съёмника имеется эксцентрик Э.

Перед установкой малого ротора гайку-съёмник навёртывают на вал малого ротора так, чтобы выступ эксцентрика поднял пружинную стопорную пластину. Вдвинув малый ротор на треугольные шлицы вала малого ротора, поворачивают гайку-съёмник в противоположную сторону. При этом конец стопорной пластины входит в канавку K на наконечнике вала. Для снятия малого ротора гайку-съёмник поворачивают так, чтобы она перемещалась в сторону наконечника вала. При этом она выступом эксцентрика сначала приподнимет стопорную пластину, освобождая малый ротор, а затем своим торцом произведёт его первоначальный сдвиг с треугольных шлицев.

Вал малого ротора установлен на подшипниках внутри вала большого ротора. Для привода малого ротора использован планетарный редуктор, солнечная шестерня которого установлена на противоположном конце вала малого ротора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Путём построения проекций на поперечно-вертикальную плоскость лезвия ножа при различных углах отклонения лезвия в плоскости резания. Определена оптимальная форма лезвия ножа. Выявлена трансформация угла заострения лезвия в зависимости от угла отклонения плоскости резания от плоскости, перпендикулярной к лезвию, передний, задний угол лезвия ножа, профиль лезвия ножа малого ротора в пространстве. Произведена конструктивная компоновка малого ротора.

На основании расчётов: окружная скорость точки на поверхности вала $v_{\text{окр.м.р.}} = 0,4$ м/с; угловая скорость малого ротора $\omega_{\text{м.р.}} = 12,9$ рад/с; время одного оборота малого ротора $\tau_{1\text{м.р.}} = 0,486$ с; толщина слоя грунта, срезаемого ножом, ; путь агрегата за один оборот малого ротора $s_a \approx 0,041$ м.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Николаев В. А. Определение затрат энергии, необходимой для воздействия поверхности ножа и нижней части отвала бульдозера на грунт в начале прохода // *Вестник СибАДИ*. 2022; 19 (4): 484–499. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2022-19-4-484-499>
2. Николаев В. А. Расчёт скорости прямооточного роторного рыхлителя // *Дороги и мосты*. Сборник, выпуск 41/1. Москва. 2019. С. 35–39.
3. Николаев В. А. Конструктивная компоновка и режимные параметры большого ротора прямооточного роторного рыхлителя // *Вестник СибАДИ*. 2022; 19 (6): 800–813. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2022-19-6-800-813>
4. Зыков Б. И. Теория рабочих процессов строительных машин. Ярославль: Изд. ЯГТУ, 2003. 114 с.
5. Карасёв Г. Н. Определение силы резания грунта с учётом упругих деформаций при разру-

шении // *Строительные и дорожные машины*. 2008. № 4. С. 36–42.

6. Карнаузов А. И., Орловский С. Н. Определение затрат удельной энергии на процесс резания лесных почв торцевыми фрезами // *Строительные и дорожные машины*. 2010. № 1. С. 20–22.

7. Кравец И. М. Определение критической глубины резания при комбинированном резании грунтов гидрофрезой // *Строительные и дорожные машины*. 2010. № 5. С. 47–49.

8. Кириллов Ф. Ф. Детерминированная математическая модель временного распределения тягового усилия для многолезцовых рабочих органов землеройных машин // *Строительные и дорожные машины*. 2010. № 11. С. 44–48.

9. Берестов Е. И. Влияние трения грунта по поверхности ножа на сопротивление резанию // *Строительные и дорожные машины*. 2010. № 11. С. 34–38.

10. Баловнев В. И., Нгуен З. Ш. Определение сопротивлений при разработке грунтов рыхлителем по интегральному показателю прочности // *Строительные и дорожные машины*. 2005. № 3. С. 38–40.

11. Ryabets N., Kurzhner F. Weakening of frozen soils by means of ultra-high frequency energy // *Cold Regions Science and Technology*. 2003. Vol. 36. P. 115–128.

12. Liu X., Liu P. Experimental research on the compressive fracture toughness of wing fracture of frozen soil // *Cold Regions Science and Technology*. 2011. Vol. 65. P. 421–428.

13. Talalay P. G. Subglacial till and Bedrock drilling // *Cold Regions Science and Technology*. 2013. Vol. 86. P. 142–166.

14. Li Q. Development of Frozen Soil Model. // *Advances in Earth Science*. 2006. №12. P. 96–103.

15. Atkinson J. The Mechanics of Soils and Foundations. CRC. Press. 2007. 448 p.

16. Баловнев В. И., Данилов Р. Г., Улитич О. Ю. Исследование управляемых ножевых систем землеройно-транспортных машин // *Строительные и дорожные машины*. 2017. № 2. С. 12–15.

17. Нилов В. А., Фёдоров Е. В. Разработка грунта скрепером в условиях свободного резания // *Строительные и дорожные машины*. 2016. № 2. С. 7–10.

17. Чмиль В. П. Насосно-аккумулятивный привод рыхлителя с автоматическим выбором угла резания // *Строительные и дорожные машины*. 2016. № 11. С. 18–20.

19. Кабашев Р. А., Тургумбаев С. Д. Экспериментальные исследования процесса копания грунтов роторно-дисковыми рабочими органами под гидростатическим давлением // *Вестник СибАДИ*. 2016. № 4. С. 23–28.

20. Сёмкин Д. С. О влиянии скорости рабочего органа на силу сопротивления резанию грунта // *Вестник СибАДИ*. 2017. № 1. С. 37–43.

21. Константинов Ю. В. Методика расчёта сопротивления и момента сопротивления резанию почвы прямым пластинчатым ножом фрезы // *Тракторы и сельхозмашины*. 2019. № 5. С. 31–39.

22. Сыромятников Ю. Н., Храмов И. С., Войнаш С. А. Гибкий элемент в составе рабочих органов роторной почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины // *Тракторы и сельхозмашины*. 2018. № 5. С. 32 – 39.

23. Пархоменко Г. Г., Пархоменко С. Г. Силовой анализ механизмов перемещения рабочих органов почвообрабатывающих машин по заданной траектории // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 1. С. 47–54.

REFERENCES

1. Nikolayev V.A. Determination of the energy required to expose the surface of the knife and the bottom of the bulldozer blade to the ground at the beginning of the pass. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2022; 19 (4): 484-499. (In Russ.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2022-19-4-484-499>

2. Nikolaev V.A. Calculation of the speed of the ramjet rotary ripper // Roads and bridges. Collection, issue 41/1. Moscow. 2019: 35-39.

3. Nikolayev V.A. Structural layout and operating parameters for a large rotor of a direct-flow bucket wheel type aggregator. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2022; 19 (6): 800-813. (In Russ.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2022-19-6-800-813>

4. Zykov B. I. Teoriya rabochih processov stroitel'nyh mashin [Workflow theory of construction machinery]. Ja-rosavl': Izd. JaGTU, 2003. 114 p. (in Russ.)

5. Karasjov G. N. Opredelenie sily rezaniya grunta s uchjotom uprugih deformacij pri razrushenii [Definition of the cutting force of soil considering elastic deformation at fracture]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2008; 4: 36-42. (in Russ)

6. Karnauhov A. I., Orlovskij S. N. Opredelenie zhatrat udel'noj jenergii na process rezaniya lesnyh pochv torcevyimi frezami [Costing of specific energy on the cutting process of forest soils end mills]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2010; 1: 20-22. (in Russ)

7. Kravec I. M. Opredelenie kriticheskoj glubiny rezaniya pri kombinirovannom rezanii gruntov gidrofrezoj [Determine critical cutting depth when combined cutting soils gidrofrezoj]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2010; 5: 47-49. (in Russ)

8. Kirillov F. F. Determinirovannaja matematicheskaja model' vremennogo raspredelenija t'jagovogo usilija dlja mnogorezcovykh rabochih organov zemlerojnyh mashin [Deterministic mathematical model of the temporal distribution of traction for mnogorezcovykh working bodies of earthmoving machines]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2010; 11: 44-48. (in Russ)

9. Berestov E. I. Vlijanie trenija grunta po poverhnosti nozha na soprotivlenie rezaniju [Influence of friction of soil on the surface of the knife cutting resistance]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2010; 11: 34-38. (in Russ)

10. Balovnev V. I., Nguen Z. Sh. Opredelenie soprotivlenij pri razrabotke gruntov ryhlitelem po integral'nomu pokazatelju prochnosti [Identification of resistances when designing primers Ripper by a combined indicator of strength]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2005; 3: 38-40. (in Russ)

11. Ryabets N., Kurzner F. Weakening of frozen soils by means of ultra-high frequency energy // Cold Regions Science and Technology. 2003. Vol. 36. P. 115-128.

12. Liu X., Liu P. Experimental research on the compressive fracture toughness of wing fracture of frozen soil // Cold Regions Science and Technology. 2011. Vol. 65. P. 421-428.

13. Talalay P. G. Subglacial till and Bedrock drilling // Cold Regions Science and Technology. 2013. Vol. 86. P. 142-166.

14. Li Q. Development of Frozen Soil Model. // Advances in Earth Science. 2006. №12. P. 96-103.

15. Atkinson J. The Mechanics of Soils and Foundations. CRC. Press. 2007. 448 p.

16. Balovnev V. I., Danilov R. G., Ulitch O. Ju. Issledovanie upravljajemykh nozhevyh sistem zemlerojno-transportnyh mashin [Study of guided knife systems of ground-moving vehicles]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2017; 2: 12-15. (in Russ.)

17. Nilov V. A., Fjodorov E. V. Razrabotka grunta skreperom v uslovijah svobodnogo rezaniya [Ground development with a scraper in free cutting conditions]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2016; 2: 7-10. (in Russ.)

18. Kabashev R. A., Turgumbaev S. D. Jeksperimental'nye issledovaniya processa kopanija gruntov rotno-diskovymi rabochimi organami pod gidrostaticheskim davleniem [Experimental studies of the process of digging soils by rotary-disk working organs under hydrostatic pressure]. *Vestnik SibADI*. 2016; 4: 23-28. (in Russ.)

19. Sjomkin D.S. O vlijanii skorosti rabocheho organa na silu soprotivlenija rezaniju grunta [On the impact of the speed of the working body on the force of resistance to ground cutting]. *Vestnik SibADI*. 2017; 1: 37-43. (in Russ.)

20. Konstantinov Ju. V. Metodika raschjota soprotivlenija i momenta soprotivlenija rezaniju pochvy prjamym plastinchatym nozhom frezy [The method of calculating resistance and the moment of resistance to soil cutting with a straight plate cutter knife]. *Traktory i sel'hoz mashiny*. 2019; 5: 31-39. (in Russ.)

21. Syromjatnikov Ju. N., Hramov I. S., Vojnash S. A. Gibkij jelement v sostave rabochih organov rotnoj pochvoobrabatyvajushhej ryhlitel'no-separirujushhej mashiny [Flexible element in the working organs of the rotary soil processing loosening and separating machine]. *Traktory i sel'hoz mashiny*. 2018; 5: 32-39. (in Russ.)

22. Parhomenko G. G., Parhomenko S. G. Silovoj analiz mehanizmov peremeshhenija rabochih organov pochvoobrabatyvajushhih mashin po zadannoju traektorii [Power analysis of the mechanisms of movement of working bodies of soil processing machines on a given trajectory]. *Traktory i sel'hoz mashiny*. 2018; 1: 47-54. (in Russ.)

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Николаев Владимир Анатольевич – д-р техн. наук, проф. кафедры «Строительные и дорожные машины», SPIN-код: 8865-0397.

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Vladimir A. Nikolayev – Dr. of Sci., Professor of the Construction and Road Machinery Department, SPIN-код: 8865-0397.

Научная статья

УДК 625.089.21

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-204-216>

EDN: KLHYLT



ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА РЕЖУЩЕГО ЭЛЕМЕНТА ДОРОЖНОЙ ФРЕЗЫ НА СИЛУ СОПРОТИВЛЕНИЯ РЕЗАНИЮ АСФАЛЬТОБЕТОНА

Д. В. Фурманов, Л. М. Шамахов*, Н. Э. Лысаков*Ярославский государственный технический университет,
г. Ярославль, Россия**<http://orcid.org/0000-0002-6932-6477>, denis_furmanov@mail.ru**<http://orcid.org/0000-0001-7559-282X>, leonid.shamakhov@yandex.ru**<http://orcid.org/0000-0001-6646-7947>, nik.lysakov.1997@mail.ru***ответственный автор*

АННОТАЦИЯ

Введение. В данной статье приведены результаты исследования влияния износа твердосплавного наконечника режущего элемента дорожной фрезы на возникающую силу сопротивления резанию при фрезеровании асфальтобетонных. Актуальность работы обусловлена недостаточным количеством информации о влиянии износа на силу сопротивления резанию, поэтому прогнозировать изменения нагрузок на рабочем органе фрезерных машин в процессе её работы с изношенными режущими элементами не является возможным.

Материалы и методы. Экспериментальные исследования проводились с целью определения силы сопротивления резанию, возникающей в процессе фрезерования асфальтобетона с максимальным размером минерального заполнителя 16 мм, используемого для верхнего слоя покрытия и для дорог с нормальными условиями движения (А16вн) в зависимости от толщины срезаемой стружки и степени (процента) износа режущего элемента. Для проведения исследования был использован маятниковый стенд, наиболее подходящий для изучения взаимодействия единичного режущего элемента дорожной фрезы с асфальтобетоном.

Результаты. В результате проведения экспериментальных исследований удалось получить данные, которые могут быть использованы для обоснования выбора интервала замены режущих элементов в процессе эксплуатации фрезерного оборудования, что в перспективе приведёт к повышению производительности оборудования и срока его эксплуатации. Достигнутые результаты позволяют корректировать ранее полученные математические модели и методики расчетов фрезерных машин с учетом степени (процента) износа режущих элементов.

Обсуждение и заключение. Проведенные исследования позволили определить зависимости силы сопротивления резанию от процента износа режущего элемента и толщины срезаемой стружки. Вместе с тем следует отметить, что на практике необходимо задавать дополнительные запасы прочности при конструировании элементов фрезерной машины с учетом износа режущего элемента.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: экспериментальные исследования, асфальтобетон, барабан фрезерный, сила сопротивления резанию, стенд маятникового типа, толщина срезаемой стружки, износ режущего элемента, математическая модель

Статья поступила в редакцию 24.03.2023; одобрена после рецензирования 19.04.2023; принята к публикации 21.04.2023.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. **Конфликт интересов отсутствует.**

Для цитирования: Фурманов Д. В., Шамахов Л. М., Лысаков Н. Э. Влияние износа режущего элемента дорожной фрезы на силу сопротивления резанию асфальтобетона // Вестник СибАДИ. 2023. Т. 20, № 2 (90). С. 204-216. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-204-216>

© Фурманов Д. В., Шамахов Л. М., Лысаков Н. Э., 2023



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Origin article

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-204-216>

EDN: KLHYLT

WEAR OUT EFFECT FOR CUTTING ELEMENT OF MILLING MACHINE ON ASPHALT CONCRETE CUTTING STRENGTH

Denis V. Furmanov, Leonid M. Shamakhov, Nikita E. Lysakov

Yaroslavl State Technical University,

Yaroslavl, Russia

<http://orcid.org/0000-0002-6932-6477>, denis_furmanov@mail.ru

<http://orcid.org/0000-0001-7559-282X>, leonid.shamakhov@yandex.ru

<http://orcid.org/0000-0001-6646-7947>, nik.lysakov.1997@mail.ru

*corresponding author

ABSTRACT

Introduction. This article presents the results of a study of the wear out effect the carbide tip for the cutting element of a milling machine on the resulting cutting strength when milling asphalt concrete. The relevance of the work is due to insufficient information about the wear out effect on the strength of cutting resistance, and, consequently, it is not possible to predict changes in loads on the working body of milling machines during its operation with worn cutting elements.

Materials and methods. The experimental studies to determine the cutting resistance force that occurs during the milling of asphalt concrete with a maximum mineral aggregate size of 16 mm. used for the top layer of the coating and for roads with normal traffic conditions (A16vn), depending on the thickness of the chip being cut and the degree (percentage) of wear of the cutting element were carried out. To conduct the study, a pendulum stand, which is most suitable for studying the interaction of a single cutting element of a road milling cutter with asphalt concrete, was used.

Results. As a result of experimental studies, it was possible to obtain the data allowing a reasonable approach to the choice of the interval of replacement of cutting elements during the operation of milling equipment, which, in future, will lead to an increase in the productivity of equipment and its service life. The achieved results make it possible to adjust previously obtained mathematical models and calculation methods of milling machines, taking into account the degree (percentage) of wear of cutting elements.

Discussion and conclusions. The conducted studies make possible to determine the dependence of the cutting strength on the percentage of wear of the cutting element and the thickness of the chip being cut. At the same time, it can be concluded that in practice it is necessary to set additional safety margins when designing elements of a milling machine, taking into account the wear of the cutting element.

KEYWORDS: experimental studies, asphalt concrete, milling drum, cutting strength, pendulum-type stand, chip thickness, wear of the cutting element, mathematical model

The article was submitted 24.03.2023; approved after reviewing 19.04.2023; accepted for publication 21.04.23.

The authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation: Furmanov Denis V., Shamakhov Leonid M., Lysakov Nikita E. Wear out effect for cutting element of milling machine on asphalt concrete cutting strength. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2023; 20 (2): 204-216. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-204-216>

© Furmanov D. V., Shamakhov L. M., Lysakov N. E., 2023



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

При ремонте или полном демонтаже асфальтобетонного покрытия автомобильных дорог, тротуаров и взлетно-посадочных полос аэродромов применяют дорожные фрезы. Неотъемлемой частью дорожно-фрезерного оборудования являются режущие элементы, расположенные на рабочем органе – фрезерном барабане. Совершенно естественно, что при эксплуатации фрезерной машины будет происходить износ режущего элемента. В свою очередь причинами для износа резца являются: неправильный выбор режима работы фрезерной машины, несвоевременная очистка от налипшего асфальтобетона, недостаточная подача воды системой орошения фрезерного барабана, неправильный выбор режущего элемента, особенности асфальтобетона¹. Таким образом, по мнению авторов, с повышением степени износа проявляется потеря производительности, повышаются нагрузки на фрезерный барабан, эффективность оборудования снижается. Износ твердосплавного наконечника неизбежен при эксплуатации дорожно-фрезерного оборудования, но на этапе конструирования и создания новых фрезерных машин необходимо учитывать повышение нагрузок, действующих на режущие элементы рабочего оборудования в процессе фрезерования. Однако здесь возникает вопрос: как сила сопротивления резанию будет изменяться с увеличением степени износа твердосплавного наконечника режущего элемента?

Вопросами износа режущих элементов занимались многие ученые. Накопленный ими опыт позволяет количественно и качественно описать различные показатели процесса фрезерования, возникающие при работе дорожных фрез.

Так, в работе Н. Д. Селиверстова² рассматривается влияние износа режущих элементов на профиль формируемой поверхности. Автор утверждает, что за счет меньшего количества режущих элементов снижаются значения реактивных сил сопротивления резанию и возрастает максимально возможная рабочая скорость и глубина фрезерования, что, в свою очередь, обеспечивает меньший износ режущих элементов на единицу производительности, а так-

же при фрезеровании поверхности рабочим органом с различными показателями износа режущих элементов не формируется требуемый профиль остаточной поверхности. К сожалению, автор не приводит данных об изменении нагрузок на режущие элементы дорожной фрезы при взаимодействии изношенных режущих элементов с асфальтобетоном, поэтому предусмотреть необходимый запас прочности и мощности при проектировании фрезерной машины не является возможным. Вероятно, такая задача и не ставилась перед исследователем. Представленные результаты указывают на то, что для получения требуемого профиля и достижения необходимого качества отфрезерованной поверхности большую роль играет выбор типа фрезерного барабана и режима работы в зависимости от условий эксплуатации, а также обеспечение своевременной замены изношенных режущих элементов.

В работе А. М. Мухторова [1] приводятся результаты, полученные в ходе испытаний режущих элементов на износ в абразивной среде. Автор предлагает методику определения износа и ресурса режущих элементов дорожных фрез. По данной методике величина абразивного износа – это не что иное, как функция ряда переменных величин, а именно давление на поверхности трения, путь трения (резания), площадь трения (контакта), показатель изнашивающейся способности абразива, показатель степени закреплённости абразивных частиц в среде, показатель относительной твердости материала и абразива. В результате ученый пришел к выводу, что для повышения срока службы режущих элементов дорожных фрез следует не столько упрочнять наконечник, сколько увеличивать износостойкость корпуса резца. Однако судить об эффективности представленной методики трудно, поскольку работа не опирается на реальное значение силы сопротивления резанию, которое, несомненно, будет влиять на износ режущего элемента в большей или меньшей степени. Несмотря на это, полученные результаты можно использовать для определения своевременной оценки степени износа, что может гарантировать бесперебойное и эффективное проведение работ.

¹ Wirtgen Group. 2019. WIRTGEN Cold Milling Manual. Technol - ogyandApplication. 280 p

² Селиверстов Н. Д. Влияние режимов работы дорожных фрез и износа режущих элементов на профиль формируемой поверхности / Н. Д. Селиверстов // Интерстроймех – 2014: материалы Международной научно-технической конференции, Самара, 09–11 сентября 2014 года. Самара: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Самарский государственный архитектурно-строительный университет», 2014. С. 77 – 81. EDN SWUSRJ.

Работа С. Н. Попова [2] отображает влияние площади удаленного асфальтобетона на работоспособность резцов, установленных в разных участках барабана дорожной фрезы, а также разработанную математическую модель этого процесса. Автор выделяет следующие виды износа:

1. Переменно-постоянный или нормальный, при котором режущая кромка твердосплавного наконечника резца опускается от первоначального положения на 6–10 мм, что приводит к увеличению угла резания на 14–25°. Сравнение пяти групп изношенных резцов показывает, что 50–60% резцов, находящихся в центральной части фрезерного барабана, изнашиваются по такому характеру.

2. Скачкообразный характер износа резца наблюдается при попадании абразивных частиц между резцом и резцедержателем, что приводит к его заклиниванию и, как следствие, режущий элемент изнашивается в одной плоскости. Такой же характер наблюдается, когда наконечник попадает на металлические включения в асфальтобетоне, вследствие чего откалывается твердосплавная вставка. Всё это приводит к снижению эффективности фрезерования. Таким образом, из строя выходит примерно 12–15% режущих элементов.

3. Полого-убывающий характер износа наблюдается (14–17% от общего количества резцов), когда режущий элемент работает в высоковязких условиях, вследствие чего его корпус изнашивается быстрее твердосплавного наконечника. Поэтому корпус режущего элемента не может удерживать твердосплавный наконечник, и резец впоследствии разрушается.

К сожалению, в данной работе не приведена количественная оценка влияния износа режущих элементов дорожной фрезы на такие показатели, как удельная производительность и энергоёмкость. Однако значимость проведенных исследований для более подробного описания процесса износа режущего элемента трудно отрицать. Полученные данные можно использовать как основу для продолжения исследований в данной области.

Исследователи Daniela Maria Iovanas и Adela-Eliza Dumitrascu [3] в своей работе представляют оценку основных показателей надёжности двух типовых режущих элементов: первый изготовлен стандартным способом, а второй – с лазерной наплавкой металла на твердосплавный наконечник. Сравнительный анализ показал, что режущие элементы, изготовленные вторым способом, обладают более высокой надёжностью. Вместе с тем исследователи установили, что износ наконечников

режущих элементов начинает протекать быстрее спустя шесть часов эксплуатации. Это было вызвано самоблокировкой режущего элемента в корпусе резцедержателя. Однако для второго варианта режущего элемента износ все равно протекал с меньшей скоростью.

Работа ученого Sivilevičius Н. [4] отражает результаты экспериментально-полевых исследований, которые позволяют статистически определять и оценивать динамику износа режущего элемента дорожной фрезы двух разных производителей. Полученные данные показывают, что длина режущего элемента, диаметр твердосплавного наконечника и диаметр стального корпуса резца уменьшается пропорционально отфрезерованной поверхности асфальтобетонного покрытия.

В работе авторы Zaumanis М. и др. [5] провели экспериментальные исследования взаимодействия параметров дорожной фрезы и свойств асфальтобетона на четырех разных площадках. На каждой изменялись три параметра фрезерной машины: скорость перемещения (подача) оборудования, глубина фрезерования и частота вращения фрезерного барабана. Остальные параметры – тип покрытия, тип фрезерного барабана, тип машины – оставались неизменными. Результаты показали, что при большей глубине фрезерования и увеличении скорости движения (подачи) фрезерного оборудования происходит образование более крупных кусков асфальтобетона, а также при небольшой частоте вращения или малой глубине фрезерования размер кусков асфальтобетона не зависит от скорости перемещения фрезерной машины.

Авторы Т. И. Аскарходжаев и Ш. А. Пирнаев [6] провели анализ интенсивности изнашивания различных частей режущих элементов дорожной фрезы. Исследователи утверждают, что наиболее достоверные данные по износоустойчивости резцов дорожных фрез можно получить на основании испытаний в условиях эксплуатации. Таким образом, авторы статьи, учитывая влияние множества факторов, разработали методику испытаний материалов корпуса резца. По результатам исследований авторы приводят зависимость производительности дорожной фрезы от глубины фрезерования и хода резца, а также проводят статистическую обработку результатов износа 1470 режущих элементов, из которой следует, что 63% режущих элементов подвергаются равномерному износу, при котором корпус резцов разрушается по мере износа наконечника. Порядка 19% режущих элементов подвергается износу в районе корпуса, что приводит к вы-

падению наконечника. Попадание абразивных частиц асфальтобетонного покрытия между режцедержателем и режущим элементом приводит к невозможности вращения, что в свою очередь приводит к неравномерному износу корпуса и откалыванию наконечника. Такому характеру разрушения соответствует около 13% исследуемых режущих элементов.

В работе авторов Bolož L и Bialy W [7] приводится обзор методов и испытательных стендов для испытаний режущих элементов, используемых для изучения процессов добычи полезных ископаемых, где решающее значение имеет сопротивление резанию или ход разрушения породы. Таким образом, авторы рекомендуют разрабатывать новые режущие элементы в следующем порядке: 1. Тестирование множества решений различных образцов с выбором нескольких лучших решений. 2. Тестирование режущих элементов на износ и сопротивление резанию. 3. Тестирование в реальных условиях. По словам авторов, такой подход значительно расширит объем проводимых исследований и позволит на постоянной основе тестировать возможность использования новых конструкций, материалов и покрытий, а также термомеханических процессов. Это позволит модернизировать и создавать новые инструменты не только для горнодобывающей индустрии, но и для дорожно-строительной отрасли.

В следующей работе [8] использованы методы математического анализа для изучения траектории движения дорожной фрезы и построения зависимости толщины резания от изменения угла наклона. Вместе с тем авторы провели полевые испытания, результаты которых показали, что толщина резания периодически изменяется с высокой частотой, а период определяется скоростью вращения фрезерного барабана и количеством режущих элементов, расположенных на нем.

Авторы работы [9] провели ряд экспериментов по вдавливанию для изучения процессов резания горных пород. Результаты исследования показали, что вязкость разрушения, модуль упругости и глубина резания оказывают значительное влияние на удельную энергию. Теоретический анализ и результаты экспериментальных исследований показали, что толь-

ко приблизительно 3% внешней работы режущего элемента способствует образованию новых поверхностей откалывания, в то время как большая часть энергии рассеивается при создании зоны дробления.

В работе [10] сравниваются методы механической обработки породы с точки зрения их эффективности, энергопотребления и долговечности используемых инструментов. Также авторы представляют решение для выбора метода в зависимости от типа обрабатываемого материала и параметров оборудования.

Работы [9, 10] являются хорошей методологической основой, так как процессы резания горных пород и дорожных асфальтобетонных смесей по своему принципу и способу разработки, поэтому наработки по данной теме в перспективе можно использовать для дальнейшего изучения поставленного вопроса.

Проанализировав представленные работы, можно прийти к выводу о том, что в них не отображены значения реальных нагрузок, действующих на режущие элементы дорожно-фрезерной машины при разработке асфальтобетонного покрытия. Однако работы по этому направлению необходимы для формирования общей методической базы, которая в дальнейшем позволит раскрыть процессы, связанные с фрезерованием асфальтобетонных покрытий более качественно.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Исследование проводилось с целью экспериментального определения силы сопротивления резанию асфальтобетона в зависимости от степени износа твердосплавного наконечника режущего элемента и толщины срезаемой стружки. Данное исследование служит для решения основных задач конструирования новейших дорожно-фрезерных машин с учетом неизбежного возрастания нагрузок на рабочем органе при фрезеровании асфальтобетона изношенными режущими элементами.

Исследование рабочего процесса фрезерования асфальтобетонного покрытия было начато с взаимодействия одного режущего элемента дорожной фрезы с асфальтобетоном. Таким образом, для проведения исследований наиболее подходит маятниковый стенд³,

³ Шамахов Л. М. Особенности использования маятникового стенда для изучения процессов резания дорожно-строительных материалов / Л. М. Шамахов, Н. Э. Лысаков // Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных: Сборник материалов VI Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных, Омск, 10–11 февраля 2022 года. Омск: Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), 2022. С. 38 – 42. EDN UQCRIIP.

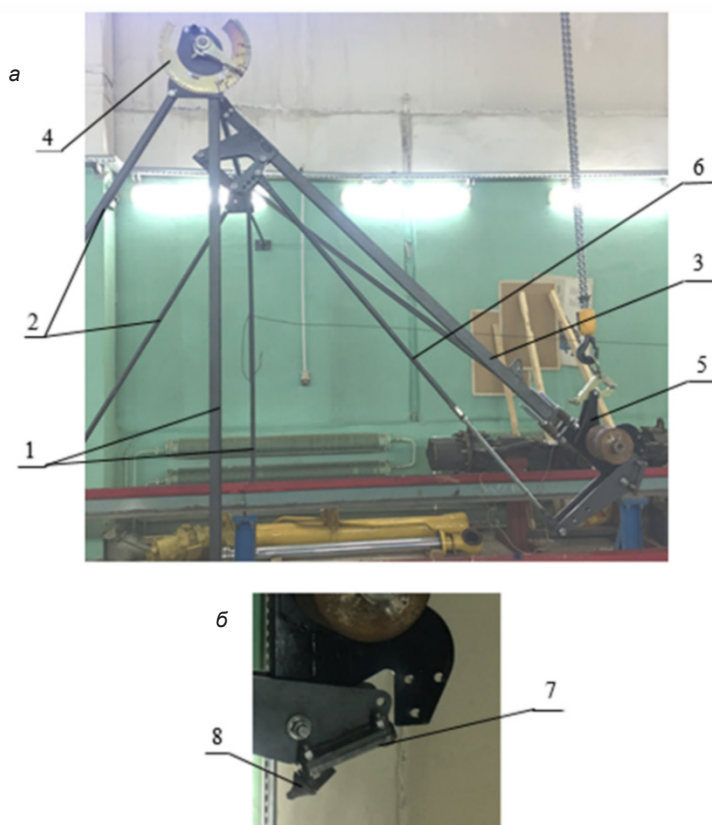


Рисунок 1 – Стенд маятникового типа: а – рама; б – резцедержатель:
1 – опора, 2 – растяжка, 3 – рычаг, 4 – лимб, 5 – регулируемый рычаг,
6 – система рычагов, 7 – установочная площадка, 8 – режущий элемент
Источник: составлено авторами.

Figure 1 – Pendulum type stand: a – frame; b – cutter holder.
1 - pillar, 2 – stretching, 3 – lever, 4 – limb, 5 – adjustable lever, 6 – lever system,
7 – mounting pad, 8 – cutting element
Source: compiled by the authors.

позволяющий определять энергетические и силовые характеристики процесса резания и наиболее полно соответствующий задачам моделирования процессов фрезерования и динамического разрушения асфальтобетона. Стенд маятникового типа наиболее схож по своему строению и принципу действия с маятниковым копром⁴ для определения ударной вязкости металла и с копром для определения сил, возникающих в процессе разработки торфяной залежи⁵.

Маятниковый стенд (рисунок 1) представляет собой конструкцию, состоящую из опор

1, которые жестко зафиксированы на фундаменте при помощи дополнительных растяжек 2. На опорах в подшипниках качения установлен маятниковый рычаг 3. Лимб 4 позволяет фиксировать угол отклонения маятника, а также максимальный угол отклонения после удара. На дополнительный регулируемый рычаг 5 устанавливается площадка под различные виды режущих элементов. Для изменения угла входа режущего элемента в асфальтобетон установлена система рычагов 6. На рычаге 5 установлена площадка 7 для крепления режущего элемента 8.

⁴ ГОСТ 9454–78. МЕТАЛЛЫ. Метод испытания на ударный изгиб при пониженных, комнатной и повышенных температурах.

⁵ Самсонов Л.Н. Фрезерование торфяной залежи / Л. Н. Самсонов. М.: Недра, 1985. 211 с.: ил.; 22 см.



Рисунок 2 – Режущие элементы с разной степенью износа:
 а – режущий элемент, изношенный на 17,87%, б – режущий элемент, изношенный на 25,76%,
 в – режущий элемент, изношенный на 21,51%, г – режущий элемент, изношенный на 16,7%,
 д – режущий элемент, изношенный на 18,48%, е – новый режущий элемент
 Источник: составлено авторами.

Figure 2 – Cutting elements with different degrees of wear:
 a – cutting element worn by 17.87%, b – cutting element worn by 25.76%, c – cutting element worn by 21.51%,
 d – cutting element worn by 16.7%, e – new cutting element
 Source: compiled by the authors.

Стенд маятникового типа работает следующим образом:

- образец материала жёстко фиксируется на платформе, после чего происходит настройка толщины срезаемой стружки;
- маятниковый рычаг отклоняется на определенный угол α_1 , определяемый по лимбу и соответствующий необходимой скорости в момент удара;
- сбрасывание рычага, который совершает круговое движение вокруг оси крепления, происходит при помощи механизма сброса;
- набрав требуемую скорость, соответствующую скорости вращения существующих дорожных фрез, режущий элемент с ударом входит со стороны лицевой грани образца в зону резания и осуществляет снятие материала на заданную толщину срезаемой стружки, после чего выходит из зоны резания материала;
- когда режущий элемент выходит из зоны резания, маятниковый рычаг продолжает движение. Дойдя до крайней точки, маятник начинает движение в обратную сторону, а на лимбе фиксируется угол α_2 . Таким образом, по начальным и конечным угловым координатам определяется усреднённая работа сил резания за один удар. Значение толщины сре-

заемой стружки корректируется за счет определения средней глубины на всем участке образовавшегося следа.

Работа стенда основана на теореме об изменении кинетической энергии, из которой следует, что изменение кинетической энергии механической системы при некотором её перемещении будет равно сумме работ всех сил, приложенных к точкам системы на перемещение этих точек (1):

$$K - K_0 = \sum A, \quad (1)$$

где K – кинетическая энергия начала процесса резания, Дж;

K_0 – кинетическая энергия в момент выхода резца из зоны резания, Дж;

A – работа всех сил, Дж.

Среднее значение горизонтальной составляющей силы сопротивления резанию (2) определим по замеренному значению длины пути:

$$F_{cp} = \frac{A}{S}, \quad (2)$$

где S – путь, пройденный режущим элементом, мм.



Рисунок 3 – Образец асфальтобетона марки А16вн после проведения опыта на маятниковом стенде:
а – вид сбоку, б – вид со стороны лицевой грани
Источник: составлено авторами.

Figure 3 – A sample of A16vn asphalt concrete after conducting an experiment on a pendulum stand:
a – side view, b – view from the side of the front face
Source: compiled by the authors.

За исходные данные экспериментального исследования был принят ряд следующих параметров: в качестве фрезеруемого материала выбран асфальтобетон марки А16вн⁶; образцы имели одинаковые размеры – длина 100 мм, ширина 100 мм, толщина 50 мм; температура образцов асфальтобетона составляет 20–25 °С; начальная скорость резания для каждого опыта принята равной 4 м/с, которая идентична нормальному рабочему режиму многих существующих дорожных фрез; угол ориентации режущих элементов соответствовал 45° относительно поверхности образцов; режущие элементы были отсортированы по степени износа (рисунок 2). Износ режущего элемента определялся разницей масс нового режущего элемента с изношенным (3).

$$\tau_{\text{изн}} = - \left(\frac{m_2 \cdot 100}{m_1} - 100 \right), \quad (3)$$

где $\tau_{\text{изн}}$ – износ режущего элемента, %;

m_1, m_2 – масса нового и изношенного режущего элемента соответственно, кг.

Для сравнения полученных результатов была произведена серия опытов с новым режущим элементом модели А8/20 (рисунок 2, е) производства ОАО «Кировоградский завод твердых сплавов» г. Кировоград, Российская Федерация⁷. Пример образца асфальтобетона, использованного для проведения исследования, изображён на рисунке 3.

Результаты, полученные в ходе экспериментальных исследований, позволили построить графики зависимости силы сопротивления резанию от степени (процента) износа режущего элемента и толщины срезаемой стружки.

⁶ ГОСТ Р 58406.2–2020. Дороги автомобильные общего пользования. Смеси горячие асфальтобетонные и асфальтобетон. Технические условия.

⁷ ОАО «КЗТС». Оригинальная конструкция дорожных резцов. [Электронный ресурс]. Дата обращения: 25.03.2023. Режим доступа: http://www.kzts.ru/core/user_files/Road.pdf

РЕЗУЛЬТАТЫ

По полученным экспериментальным данным был построен график зависимости силы сопротивления резанию от степени (процента) износа режущего элемента (рисунок 4) и график зависимости силы сопротивления ре-

занию от толщины срезаемой стружки (рисунок 5). Тем самым были определены нагрузки, возникающие в процессе фрезерования изношенным режущим элементом дорожной фрезы и были получены уравнения регрессии (таблица 1,2).

Таблица 1
Результаты исследования влияния степени износа на силу сопротивления резанию
Источник: составлено авторами.

Table 1
The results of the study of the wear out effect on the cutting strength
Source: compiled by the authors.

Толщина срезаемой стружки, мм	Значение силы сопротивления резанию, Н	Значение достоверности аппроксимации, R ²
3	$F = 70,479\tau_{\text{изн}} + 744,8$	0,9974
6	$F = 65,941\tau_{\text{изн}} + 952,87$	0,9953
9	$F = 70,295\tau_{\text{изн}} + 1522,9$	0,9687
12	$F = 98,678\tau_{\text{изн}} + 1719,2$	0,9951

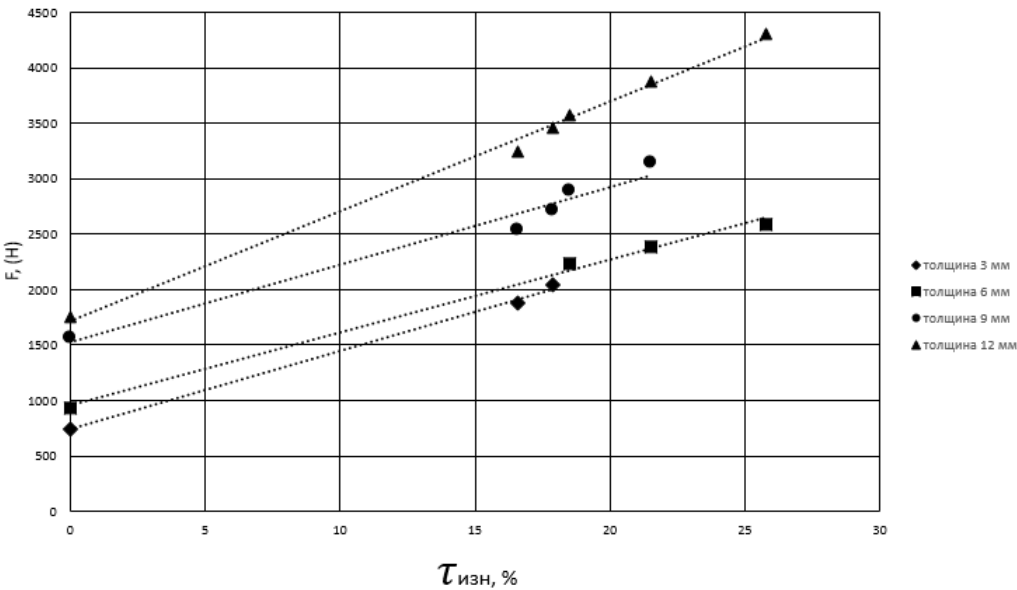


Рисунок 4 – График зависимости силы сопротивления резанию от степени (процента) износа режущего элемента
Источник: составлено авторами.

Figure 4 – Graph of the dependence for the cutting strength on the degree (percentage) of the cutting element wear
Source: compiled by the authors.

Результаты исследования влияния толщины срезаемой стружки на силу сопротивления резанию

The results of the study of the effect of the thickness of the cut chips on the strength of the cutting resistance

Степень износа, %	Значение силы сопротивления резанию, Н	Значение достоверности аппроксимации, R ²
0	$F = 525,93h^{0,5073}$	0,9366
16,6	$F = 1194h^{0,3829}$	0,9152
17,7	$F = 1346,1h^{0,3509}$	0,9463
18,48	$F = 1406,8h^{0,3576}$	0,9527
21,51	$F = 1594,1h^{0,3218}$	0,9076
25,76	$F = 1784,4h^{0,3022}$	0,9444

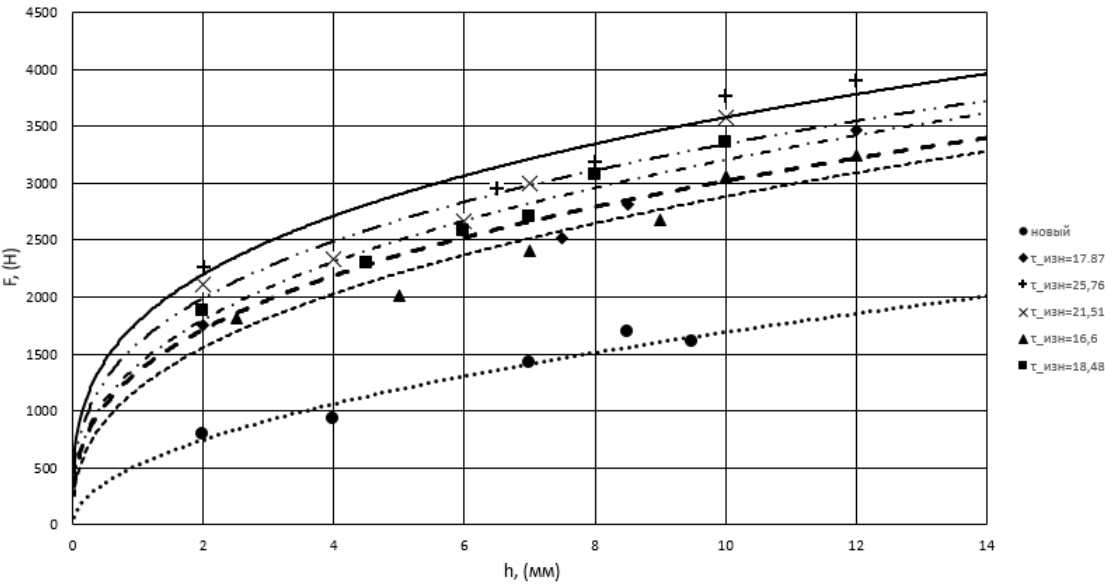


Рисунок 5 – График зависимости силы сопротивления резанию от толщины срезаемой стружки.

Figure 5 – Graph of the dependence of the cutting strength on the thickness of the chip being cut

А также, чтобы показать взаимное влияние степени износа и толщины срезаемого слоя на силу сопротивления резанию, построен сво-

дный график (рисунок 6) и получено уравнение регрессии (4). Коэффициент достоверности полученных результатов: R=0,9934.

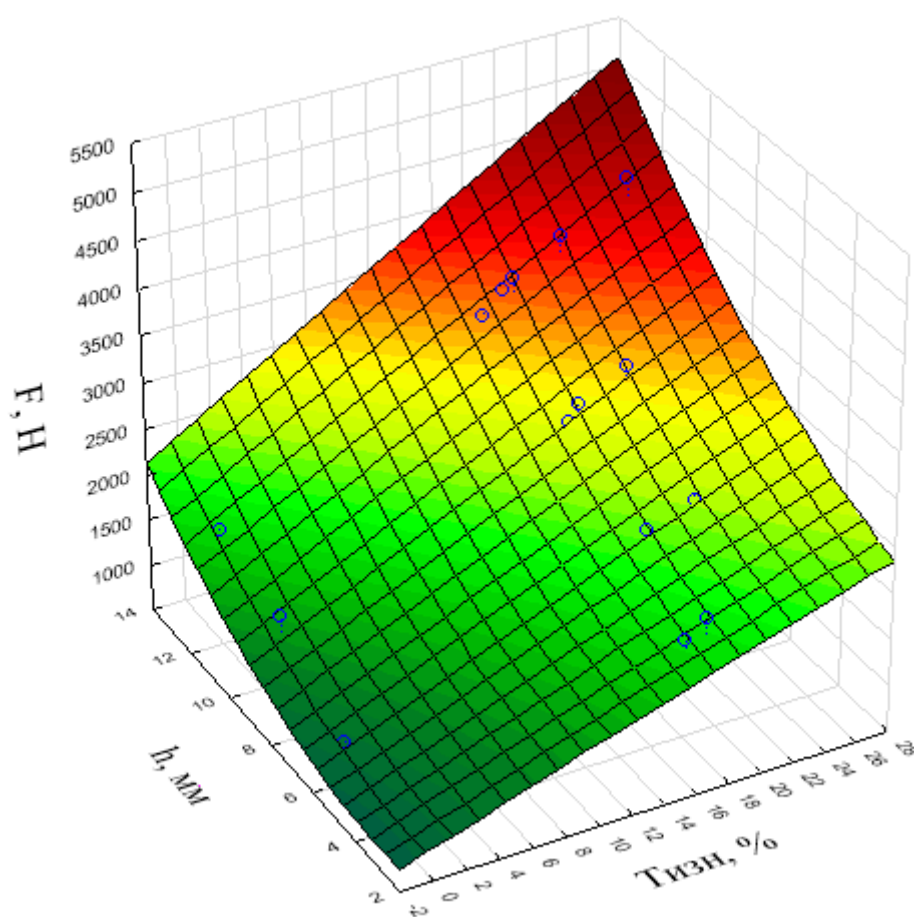


Рисунок 6 - График зависимости силы сопротивления резанию от толщины срезаемой стружки и степени (процента) износа режущего элемента.
Источник: составлено авторами.

Figure 6 - Graph of the dependence of the cutting resistance force on the thickness of the chip being cut and the degree (percentage) of wear of the cutting element.
Source: compiled by the authors.

$$F = 938,589 + 48,3394 \cdot \tau_{\text{изн}} - 63,65 \cdot h - 0,0816 \cdot \tau_{\text{изн}}^2 + 3,76904 \cdot \tau_{\text{изн}} \cdot h + 11,6282 \cdot h^2, \quad (4)$$

где F – сила сопротивления резанию, Н;
 $\tau_{\text{изн}}$ – степень износа режущего элемента, %;

h – толщина срезаемой стружки, мм.

По результатам работы хочется выделить несколько выводов:

1. Результаты работы показали, что при эксплуатации фрезерной машины с изношенными режущими элементами сила сопротивления резанию, а следовательно и энергоёмкость процесса фрезерования, существенно возрастают. Таким образом, при фрезеровании асфальтобетона марки А16вн нагрузки, возникающие на режущих элементах, износ которых

составляет всего 15–18%, в 2 раза выше, если сравнить их с новым режущим элементом. А уже при износе 25–30% силы сопротивления резанию возрастают в 3 раза, поэтому ресурс дорожной фрезы, при работе в таких условиях сильно уменьшается. Исходя из этого, требуется следить за состоянием режущих элементов и производить своевременную замену.

2. Полученные результаты позволяют прогнозировать нагрузки на рабочем органе дорожно-фрезерной машины, которые определенно будут возрастать при увеличении износа режущего элемента, поэтому в перспективе появится возможность прогнозировать

производительность машины и энергоёмкость процесса фрезерования. Вместе с тем полученные результаты можно использовать для обоснования интервала замены режущих элементов.

3. Сила сопротивления резанию, в зависимости от толщины срезаемой стружки, возрастает нелинейно и имеет затухающий характер. Такие результаты наблюдаются и в других наших исследованиях [13,14], отсюда мы можем предположить, что существует некая оптимальная конструкция фрезерного барабана, позволяющая снизить энергоёмкость фрезерования в целом.

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты исследований позволяют нам определять зависимости силы сопротивления резанию в зависимости от степени (процента) износа режущего элемента и толщины срезаемой стружки. К тому же можно сделать вывод о том, что на практике конструирования новых фрезерных машин требуется принимать дополнительные запасы прочности, учитывая степень (процент) износа твердосплавного наконечника режущего элемента. А также следует обращать внимание на правильность установки режущих элементов в державку фрезерного барабана в процессе эксплуатации и, конечно, на качество используемых режущих элементов.

Методика расчета параметров фрезерных машин должна быть дополнена необходимыми коэффициентами, которые бы учитывали влияние износа режущих элементов на силу сопротивления резанию в процессе эксплуатации фрезерной машины. Решение этой необходимой задачи требует проведения дополнительных исследований.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Мухторов А. М. Методы расчета износа и ресурса резцов дорожных фрез // *Educational Research in Universal Sciences*. 2022. Т. 1. № 7. С. 496-502.
2. Попов С. Н. Математическое моделирование критериев работоспособности при изнашивании рабочих органов дорожных фрез // *Математическое моделирование*. 2013. № 1. С. 60-63.
3. Iovanas D. M., Dumitrascu A. E. Comparative Reliability Analysis of Milling Teeth Manufactured by Conventional Cutting Processes and Laser Cladding // *Applied Sciences*. 2022. Т. 12. No.14. pp. 7133.
4. Sivilevičius H., Martišius M. Field investigation and assessment on the wear of asphalt pavement milling machine picks // *Transport*. 2021. Т. 36. No. 6. pp. 499-509.
5. Zaumanis M. et al. Impact of milling machine

parameters on the properties of reclaimed asphalt pavement // *Construction and Building Materials*. 2021. Т. 307. pp. 125114.

6. Аскарходжаев Т. И. Роль дорожных фрез в технологии ремонта изношенного дорожного полотна / Т. И. Аскарходжаев, Ш. А. Пирнаев // *Транспорт шёлкового пути*. 2019. № 3-4. С. 109-120. EDN BKELBV.

7. Bolož Ł., Biały W. Methods and Test Benches for Cutting Tools Testing - A Review // *Energies*. 2023. Т. 16. No. 1. pp. 445.

8. Hai-Rong G. U. et al. Analysis and test on asphalt milling machine cutting load characteristic // *China Journal of Highway and Transport*. 2012. Т. 25. No. 3. Pp. 154.

9. Wang X., Su O. Specific energy analysis of rock cutting based on fracture mechanics: a case study using a conical pick on sandstone // *Engineering fracture mechanics*. 2019. Т. 213. pp. 197-205.

10. Krzysztof K., Piotr M. Methods of mechanical mining of compact-rock-a comparison of efficiency and energy consumption // *Energies*. 2019. Т. 12. No. 18. p. 3562.

11. Furmanov D. V., Lysakov N. E., Shamahov L. M. Experimental Justification of Geometrical Model of Cut Chip Cross-Section during Asphalt Milling // *Innovations and Technologies in Construction: Selected Papers of BUILDINTECH BIT 2021*. Springer International Publishing. 2021. pp. 296-301.

12. Фурманов Д. В., Лысаков Н. Э., Шамахов Л. М. Экспериментально-аналитическое обоснование процесса резания асфальтобетонных рабочих оборудованием дорожной фрезы // *Вестник СибАДИ*. 2022. Т. 19, № 2 (84). С. 170-182. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2022-19-2-170-182>.

REFERENCES

1. Muhtorov A. M. Metody rascheta iznosa i resursa rezcov dorozhnyh frez [Methods of calculating the wear and resource of road milling cutters]. *Educational Research in Universal Sciences*. 2022; Т. 1. no. 7: 496-502. (In Russ.)
2. Popov S. N. Matematicheskoe modelirovanie kriteriev rabotosposobnosti pri iznashivanii rabochih organov dorozhnyh frez [Mathematical modeling of performance criteria during wear of working bodies of road milling cutters]. *Matematicheskoe modelirovanie*. 2013; 1: 60-63. (In Russ.)
3. Iovanas D. M., Dumitrascu A. E. Comparative Reliability Analysis of Milling Teeth Manufactured by Conventional Cutting Processes and Laser Cladding // *Applied Sciences*. 2022; Т. 12. No. 14: 7133.
4. Sivilevičius H., Martišius M. Field investigation and assessment on the wear of asphalt pavement milling machine picks // *Transport*. 2021; Т. 36. No. 6: 499-509.
5. Zaumanis M. et al. Impact of milling machine parameters on the properties of reclaimed asphalt pavement // *Construction and Building Materials*. 2021; Т. 307: 125114.
6. Askarhodzhaev T. I., Pirnaev Sh. A. Rol' dorozhnyh frez v tehnologii remonta iznoshennogo

dorozhnogo polotna [The role of road cutters in the technology of repair of worn roadbed]. *Transport shjolkovogo puti*. 2019; 3-4: 109-120. EDN BKELBV. (In Russ.)

7. Bolož Ł., Biały W. Methods and Test Benches for Cutting Tools Testing - A Review // *Energies*. 2023; T. 16. No. 1: 445.

8. Hai-Rong G. U. et al. Analysis and test on asphalt milling machine cutting load characteristic // *China Journal of Highway and Transport*. 2012; T. 25. No. 3: 154.

9. Wang X., Su O. Specific energy analysis of rock cutting based on fracture mechanics: a case study using a conical pick on sandstone // *Engineering fracture mechanics*. 2019; T. 213: 197-205.

10. Krzysztof K., Piotr M. Methods of mechanical mining of compact-rock—a comparison of efficiency and energy consumption // *Energies*. 2019; T. 12. No. 18: 3562.

11. Furmanov D. V., Lysakov N. E., Shamahov L. M. Experimental Justification of Geometrical Model of Cut Chip Cross-Section during Asphalt Milling // *Innovations and Technologies in Construction: Selected Papers of BUILDINTECH BIT 2021*. Springer International Publishing. 2021: 296–301.

12. Furmanov D. V., Lysakov N. E., Shamakhov L. M. Experimental and analytical justification of the asphalt concrete cutting process by road milling machines working equipment. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2022;19 (2): 170-182. (In Russ.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2022-19-2-170-182>

ВКЛАД СОАВТОРОВ

Фурманов Д. В. Организация работы авторского коллектива, формирование направления и формулирование проблемы исследования, постановка задач и методики проведения исследования, разработка и создание испытательного стенда, корректирование материала статьи.

Шамахов Л. М. Обзор предшествующих исследований, разработка и создание испытательного

стенда, подготовка и проведение экспериментальных исследований, обработка полученных данных, подготовка материала для статьи.

Лысаков Н. Э. Разработка и создание испытательного стенда, подготовка и проведение экспериментальных исследований, обработка полученных данных.

COAUTHORS' CONTRIBUTION

Denis V. Furmanov. The organization of the work of the author's team, the formation of the direction and formulation of the research problem, the formulation of the tasks and methods of research, the development and creation of a test bench, the correction of the material of the article.

Leonid M. Shamakhov. Review of previous studies, development and creation of a test bench, preparation and conduct of experimental studies, processing of the data obtained, preparation of material for the article.

Nikita E. Lysakov. The development and creation of a test bench, preparation and conduct of the experimental studies, processing of the data obtained.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Фурманов Денис Владимирович – канд. техн. наук, доц. кафедры «Строительные и дорожные машины». SPIN-код: 6237-2284.

Шамахов Леонид Михайлович – аспирант кафедры «Строительные и дорожные машины».

Лысаков Никита Эдуардович – аспирант кафедры «Строительные и дорожные машины».

INFORMATION ABOUT AUTHORS

Denis V. Furmanov – Cand. of Sci., Associate Professor of the Construction and Road Machinery Department. SPIN-код: 6237-2284.

Leonid M. Shamakhov – Postgraduate Student of the Construction and Road Machines Department.

Nikita E. Lysakov – Postgraduate Student of the Construction and Road Machines Department.

РАЗДЕЛ II. ТРАНСПОРТ



PART II. TRANSPORT

Научная статья
УДК 656.135.2
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-218-229>
EDN: UGSCIG



АНАЛИЗ МЕТОДОВ УЧЕТА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В ТРАНСПОРТНОМ ПОТОКЕ РЕГУЛИРУЕМОГО ПЕРЕКРЕСТКА

В. В. Донченко, А. Н. Шумский*

Открытое акционерное общество «Научно-исследовательский институт
автомобильного транспорта (НИИАТ)»,

г. Москва, Россия

doncenko@niiat.ru, <http://orcid.org/0000-0002-0544-7608>

shumskiy-msk@bk.ru, <http://orcid.org/0000-0002-4339-5650>

*ответственный автор

АННОТАЦИЯ

Введение. Формирование «грузового каркаса» вокруг крупных городов приводит к изменению состава транспортного потока на объездных путях и увеличению в общем транспортном потоке грузовых автомобилей различных категорий. Помимо этого, активная застройка пригородной территории жилыми комплексами способствует возрастанию трафика. Совокупность отраженных явлений приводит к возникновению определенного рода транспортных проблем, связанных в первую очередь со снижением пропускной способности. Довольно часто такие проблемы наблюдаются на регулируемых перекрестках, что требует оперативного изменения режима управления, для этого необходимым мероприятием является обязательный учет технических и динамических параметров грузовых автомобилей, которые не в полной мере учитываются в существующих коэффициентах приведения. С целью установления степени влияния данных параметров на изменение основных характеристик транспортного потока, таких как среднее время проезда и средняя скорость движения, выполнено данное исследование.

Методы и материалы. При выполнении исследования были применены методы натурного наблюдения, статистического анализа и моделирования. Необходимыми материалами для выполнения исследования являлись устройства автоматического сбора характеристик транспортного потока, такие как видеокамеры и детекторы транспорта, продукт AnyLogic версии 8.0 для выполнения моделирования и пакет описательной статистики в MS Excel.

Результаты. В ходе выполнения исследования и проведения эксперимента было установлено различие основных характеристик транспортного потока при использовании стандартных коэффициентов приведения и без их использования с учетом динамических и технических параметров грузовых автомобилей. На объекте исследования определена разница в значении среднего времени проезда () при различных методах учета грузовых автомобилей, наблюдаемая в диапазоне [-51,5%; 16,8%] и средней скорости движения () в диапазоне [-20%; 34%]. В результате математических изысканий определены функциональные зависимости между средней скоростью движения и интенсивностью движения с учетом наличия грузовых автомобилей различных категорий, их технических и динамических параметров. Определены пути дальнейшего исследования.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: грузовые автомобили, регулируемые перекрестки, грузоподъемность, моделирование, средняя скорость движения

Статья поступила в редакцию 05.02.2023; одобрена после рецензирования 01.03.2023; принята к публикации 21.04.2023.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Донченко В. В., Шумский А. Н. Анализ методов учета грузовых автомобилей в транспортном потоке регулируемого перекрестка // Вестник СибАДИ. 2023. Т. 20, № 2 (90). С. 218-229. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-218-229>

© Донченко В. В., Шумский А. Н., 2023



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Origin article
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-218-229>
EDN: UGSCIG

ANALYSIS OF METHODS FOR ACCOUNTING CARGO VEHICLES IN TRAFFIC FLOW OF A REGULATED CROSSROAD

Vadim V. Donchenko, Aleksandr N. Shumskiy*

OA Scientific and Research Institute of Motor Transport (NIIAT)

Moscow, Russia

doncenko@niiat.ru, <http://orcid.org/0000-0002-0544-7608>

shumskiy-msk@bk.ru, <http://orcid.org/0000-0002-4339-5650>

*corresponding author

ABSTRACT

Introduction. The formation of a 'cargo frame' around large cities leads to a change in the composition of the traffic flow on bypass roads, and an increase in the total traffic flow of trucks of various categories. In addition, the active development of suburban areas with residential complexes contributes to an increase in traffic. The totality of the reflected phenomena leads to the emergence of a certain kind of transport problems, primarily associated with a decrease in throughput. Quite often, such problems are observed at regulated intersections, which requires a prompt change in the control mode; for this, the necessary measure is the mandatory consideration of the technical and dynamic parameters of trucks, which are not fully taken into account in the existing reduction factors. In order to establish the degree of influence of these parameters on the change in the main characteristics of the traffic flow, such as the average travel time and average speed, this study was carried out.

Methods and materials. When performing the study, the methods of natural observation, statistical analysis and modelling were applied. The necessary materials for the study were devices for automatic collection of traffic flow characteristics, such as video cameras and traffic detectors, Any Logic version 8.0 for modelling, and a package of descriptive statistics in MS Excel.

Results. In the course of the study and the experiment, a difference in the main characteristics of the traffic flow when using standard reduction factors and without using them, taking into account the dynamic and technical parameters of trucks was established. At the object of the study, the difference in the value of the average travel time (t) for various methods of accounting for trucks, observed in the range [-51.5%; 16.8%] and average speed (v) in the range [-20%; 34%] was determined. As a result of mathematical research, functional relationships between the average speed and traffic intensity are determined, taking into account the presence of trucks of various categories, their technical and dynamic parameters. The ways of further research are determined.

KEYWORDS: trucks, regulated intersections, carrying capacity, simulation, average speed

The article was submitted 05.02.2023; approved after reviewing 01.03.2023; accepted for publication 21.04.2023.

The authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation. Donchenko V. V., Shumskiy A. N. Analysis of methods for accounting cargo vehicles in traffic flow of a regulated crossroad. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2023; 20 (2): 218-229. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-218-229>

© Donchenko V. V., Shumskiy A. N., 2023



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

В современных городских условиях особое внимание уделяется вопросу обеспечения пропускной способности городских дорог и участков, например перекресткам, способам поддержания требуемого уровня и мероприятиям, направленным на ее повышение [1, 2]. Активная застройка городской и пригородной территории жилыми комплексами изменяет показатели спроса на определенные участки дорожной сети, что в большинстве случаев приводит к возникновению заторов. Схожая ситуация наблюдается и в условиях проектирования и организации транспортно-логистических комплексов (ТЛК) [3, 4]. Формирование крупных логистических парков вблизи крупнейших городов и городских агломераций для перераспределения грузовых потоков, обеспечения транзитности и осуществления междугородных и международных перевозок приводит к изменению состава транспортного потока. С учетом того, что сегодня в большинстве городов России, особенно крупнейших, например, таких как Москва, приняты меры по регулированию движения грузовых транспортных средств повышенной грузоподъемности, заключающиеся в специализированной организации движения по магистральным улицам городов, например, определенный временной режим для движения, движение по разрешенным полосам, движение по специализированным пропускам. В большинстве случаев движение грузовых автомобилей, особенно транзитных, осуществляется в объезд крупных городов, что приводит к изменению состава транспортного потока, в котором довольно часто преобладают грузовые автомобили различной грузоподъемности. В комплексе отраженные изменения – застройка пригородной территории – увеличение количества легковых автомобилей и превалирование грузовых автомобилей – изменение состава транспортного потока приводит к возникновению заторов на используемых участках для движения, особенно на регулируемых перекрестках [5, 6]. В таких случаях одним из альтернативных и быстрых способов изменения транспортной ситуации является оперативное изменение режима управления с соответствующим перерасчетом длительностей фаз регулирования [5, 6, 7, 8, 9, 10]. Необходимое изменение требует решения ряда задач, связанных в первую очередь с оценкой изменения основных показателей транспортного потока в зоне регулируемого перекрестка при наличии определенного количества грузовых автомобилей различной грузоподъемности.

С учетом вышесказанного, основной целью данного исследования является установление зависимости между временем движения и интенсивностью с учетом изменения состава транспортного потока. Основные задачи: 1. Анализ объекта исследования. 2. Моделирование объекта исследования. 3. Определение условий эксперимента. 4. Проведение эксперимента и интерпретация результатов.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Сформированные во введении условия стали критериями при выборе объекта исследования – регулируемого перекрестка, также в виду наличия определенных устройств, обеспечивающих постоянный мониторинг транспортной ситуации в качестве исследуемого, определен регулируемый перекресток Проектируемый пр-д № 5108 – ул. Подольских курсантов, расположенный в г. Москве (рисунок 1).



Рисунок 1 – Спутниковый снимок исследуемого участка – Проектируемый пр-д № 5108 – ул. Подольских курсантов
Источник: Составлено авторами.

Figure 1 – Satellite image of the study area - Projected pr-d No. 5108 - st. Podolsk cadets
Source: compiled by the authors.

Объект исследования расположен в промышленной зоне на юге Москвы, имеется большое количество логистических распределительных центров и вблизи осуществляется активная застройка жилыми комплексами. В соответствии с официальным запросом в Государственное казенное учреждение г. Москвы – Центр организации дорожного движения (ЦОДД) Правительства Москвы от 13.04.2022 г. № 0132-04/163 были получены данные о суточной интенсивности и составе транспортного потока на объекте исследования за период 01.02.2022–26.04.2022.

В соответствии с нормативным документом ТР ТС 018/2011 в рамках исследования определены три категории грузовых автомобилей, различных по грузоподъемности (таблица 1).

Таблица 1
Категории грузовых автомобилей
Источник: Составлено авторами.

Table 1
Categories of trucks
Source: compiled by the authors.

№ п/п	Обозначение категории	Описание категории
1	№ 1	Автомобили, предназначенные для перевозки грузов, имеющие технически допустимую максимальную массу не более 3,5 т
2	№ 2	Автомобили, предназначенные для перевозки грузов, имеющие технически допустимую максимальную массу свыше 3,5 т, но не более 12 т
3	№ 3	Автомобили, предназначенные для перевозки грузов, имеющие технически допустимую максимальную массу более 12 т

Анализ данных ЦОДД за рассматриваемый период позволил установить долю каждой категории в общем транспортном потоке в зависимости от времени суток, для наглядности результаты анализа для среды (16.02.2022) представлены на рисунке 2. В составе транспортного потока наблюдаются легковые, грузовые и пассажирские автомобили, основной поток представлен легковыми автомобилями (>70%), пассажирский является не многочисленным видом транспорта на рассматриваемом участке и составляет менее 5% от общего количества автомобилей, представленных в

транспортном потоке. В связи с тем, что основная цель исследования связана с грузовыми автомобилями, при анализе транспортного потока легковые автомобили и пассажирские отнесены к группе иных автомобилей (рисунок 2, а). Исследуемый тип автомобилей – грузовой – в некоторых случаях представлен в достаточно большом количестве (50%) (см. рисунок 2, а), анализ по категориям в соответствии с таблицей 1 позволил установить, что свыше 10% приходится на грузовые автомобили, относящиеся к категории № 2 (рисунок 2, б).

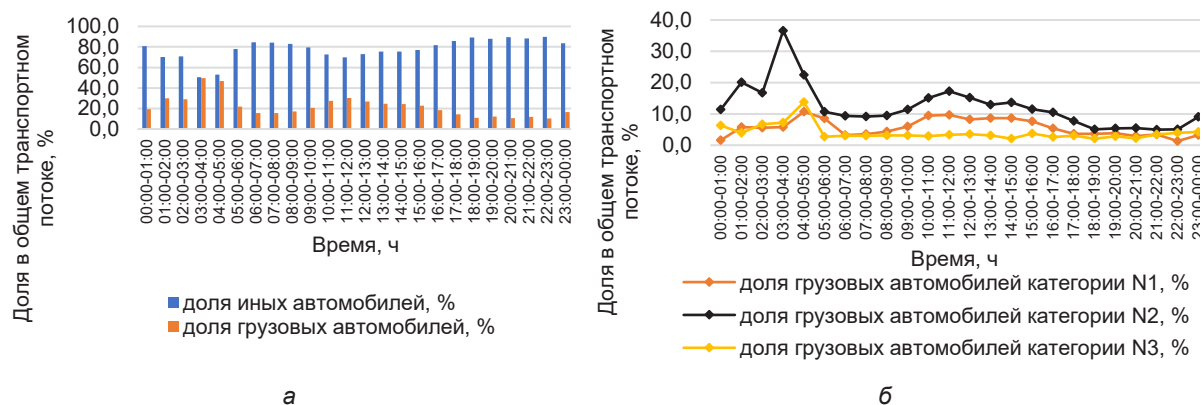


Рисунок 2 – Результаты анализа количества автомобилей на объекте исследования:
а – доля грузовых и иных автомобилей в общем транспортном потоке;
б – доля категорий грузовых автомобилей в общем транспортном потоке
Источник: составлено авторами.

Figure 2 - The results of the analysis for the number of cars at the object of study
a) the share of trucks and other vehicles in the total traffic flow
b) the share of truck categories in the total traffic flow
Source: compiled by the authors.

Полученные результаты позволяют выполнить процедуру моделирования в программной среде AnyLogic 8, которая сегодня довольно активно применяется для моделирования процессов, связанных с дорожным движением [11, 12, 13, 14, 15, 16]. С использованием специализированных блоков была задана логика процесса движения на объекте исследования и осуществлена процедура валидации и верификации данных, адекватность моделирования по количеству въезжающих и выезжающих автомобилей составила 97% [17, 18, 19, 20], что позволяет использовать результаты моделирования для выполнения дальнейших расчетов.

ЭКСПЕРИМЕНТ

Для выполнения эксперимента дано два сценария: при первом сценарии в качестве задаваемых параметров определено значение приведенной интенсивности движения (эксперимент № 1), при втором сценарии – значение интенсивности с детализированным составом грузовых автомобилей различной грузоподъёмности (эксперимент № 2).

Для наглядности вид заданной логики процесса на примере одного направления рассматриваемого объекта исследования в моделируемой программной среде представлен на рисунке 3.

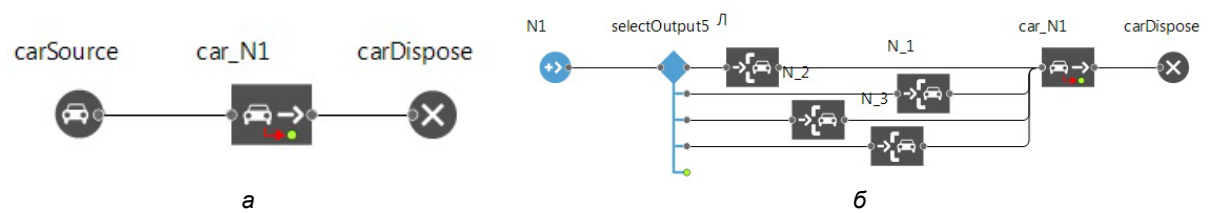


Рисунок 3 – Пример логики процесса движения по одному направлению:
а – эксперимент № 1;
б – эксперимент № 2
Источник: составлено авторами.

Figure 3 – An example of the logic in the process of movement in one direction:
a) experiment No. 1;
b) experiment No. 2
Source: compiled by the authors.

Таблица 2
Технические и динамические параметры грузовых автомобилей различных категорий
Источник: составлено авторами.

Table 2
Technical and dynamic parameters for trucks of various categories
Source: compiled by the authors.

Категория грузового автомобиля	Параметры автомобилей		
	Технические	Динамические	
	Габаритная длина, м	Максимальное ускорение, м/с ²	Максимальное замедление, м/с ²
№ 1	6	1,2	4,8
№ 2	7	0,8	5,0
№ 3	9	0,4	5,5

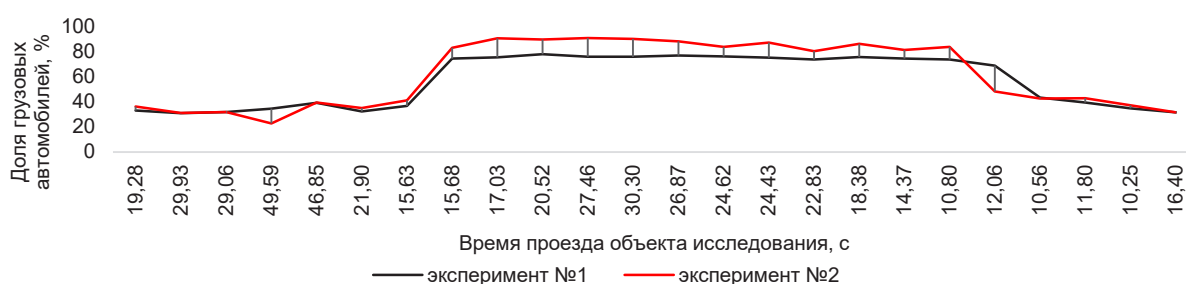


Рисунок 3 – Линейные графики изменения среднего времени проезда на объекте исследования при изменении доли наличия грузовых автомобилей и применении различных методов учета их категорий (эксперимент № 1, эксперимент № 2)

Источник: составлено авторами.

Figure 3 – Linear graphs of changes in the average travel time at the object of study with a change in the share of the presence of trucks and the use of various methods for accounting for their categories (experiment No. 1, experiment No. 2)

Source: compiled by the authors.

Следует отметить, что при выполнении эксперимента № 1 для приведения интенсивности были использованы общепринятые коэффициенты приведения, отраженные в нормативном документе СП 34.13330.2012, а также в научных источниках [21, 22, 23, 24]. Таким образом, при выполнении эксперимента № 1 в логику процесса была задана величина приведенной интенсивности без учета различных категорий грузовых автомобилей и их подробного описания – технических и динамических показателей. При выполнении эксперимента № 2 в блоки описания автомобилей были заданы соответствующие динамические и технические параметры рассматриваемых категорий грузовых автомобилей, представленных в таблице 2. Продолжительность выполнения эксперимента составляла 10 мин, соответствующее повторению работы 60 циклов на объекте исследования, что с учетом условий, определенных в источнике [25], соответствует достаточному количеству опытов.

Во всех случаях определяемым параметром является среднее время проезда, которое с использованием классических формул, предложенных в теории транспортных потоков В. В. Сильянова¹, позволяет осуществить расчет средней скорости движения.

РЕЗУЛЬТАТЫ

По результату проведения эксперимента при одинаковом составе транспортного потока, но различных методах учета категорий грузовых автомобилей был получен набор данных, представленный в таблице 3, который позволяет оценить изменение наблюдаемых характеристик транспортного потока, таких как средняя скорость движения ($\bar{v}$) и среднее время проезда ($\bar{t}$) (см. рисунок 3), коридор колебания в данном случае находится в диапазоне [- 20%; 34%].

При анализе рисунка 3 видно, что одинаковые доли наличия грузовых автомобилей, но различные методы их учета, приводят к изменению времени проезда исследуемого участка.

¹ Сильянов В. В. Теория транспортных потоков в проектировании дорог и организации движения. М.: Транспорт, 1977. 303 с.

Таблица 3
Результаты проведения экспериментов
Источник: составлено авторами.

Table 3
Results of the experiments
Source: compiled by the authors.

№ п/п	Время	Доля грузовых автомобилей, %	Эксперимент № 1			Эксперимент № 2		
			N пр, ед/ч	$\bar{t}$, с	$\bar{v}$, км/ч	N, авт/ч	$\bar{t}$, с	$\bar{v}$, км/ч
1	00:00-01:00	19,3	252	32,9	36,1	192	36,2	32,8
2	01:00-02:00	29,9	197	30,9	38,5	140	30,9	38,4
3	02:00-03:00	29,1	127	31,7	37,5	89	31,8	37,4
4	03:00-04:00	49,6	144	34,4	34,5	85	22,7	52,3
5	04:00-05:00	46,9	172	39,0	30,5	102	39,4	30,1
6	05:00-06:00	21,9	231	32,4	36,7	183	34,9	34,0
7	06:00-07:00	15,6	619	36,6	32,5	512	40,9	29,0
8	07:00-08:00	15,7	1355	74,2	16,0	1116	82,8	14,3
9	08:00-09:00	17,0	1739	75,3	15,8	1415	90,5	13,1
10	09:00-10:00	20,5	1873	77,7	15,3	1482	89,4	13,3
11	10:00-11:00	27,5	1926	75,8	15,7	1449	90,6	13,1
12	11:00-12:00	30,3	1832	75,7	15,7	1337	89,9	13,2
13	12:00-13:00	26,9	1885	76,6	15,5	1410	87,9	13,5
14	13:00-14:00	24,6	1694	76,0	15,6	1300	83,7	14,2
15	14:00-15:00	24,4	1427	75,1	15,8	1109	86,9	13,7
16	15:00-16:00	22,8	1426	73,5	16,2	1108	80,1	14,8
17	16:00-17:00	18,4	1618	75,5	15,7	1311	86,1	13,8
18	17:00-18:00	14,4	1551	74,4	16,0	1294	81,2	14,6
19	18:00-19:00	10,8	1213	73,4	16,2	1065	83,5	14,2
20	19:00-20:00	12,1	1110	68,6	17,3	954	48,0	24,7
21	20:00-21:00	10,6	921	43,3	27,5	805	42,6	27,9
22	21:00-22:00	11,8	822	39,3	30,3	704	42,7	27,8
23	22:00-23:00	10,2	536	34,6	34,3	459	37,2	31,9
24	23:00-00:00	16,4	347	31,6	37,5	280	31,6	37,6

Следуя основной цели исследования, необходимо оценить изменение средней скорости проезда. Построенные точечные графики (рисунок 4) наглядно отражают изменение средней скорости движения.

Видно, что характер распределения при различных методах учета грузовых автомобилей оказывает влияние на скоростной режим,

в частности на среднюю скорость движения. Таким образом, экспериментально определено, что при одинаковых долях наличия грузовых автомобилей, но разных методах учета их в общем транспортном потоке, средняя скорость проезда участка различна, что, безусловно, должно учитываться при управлении.

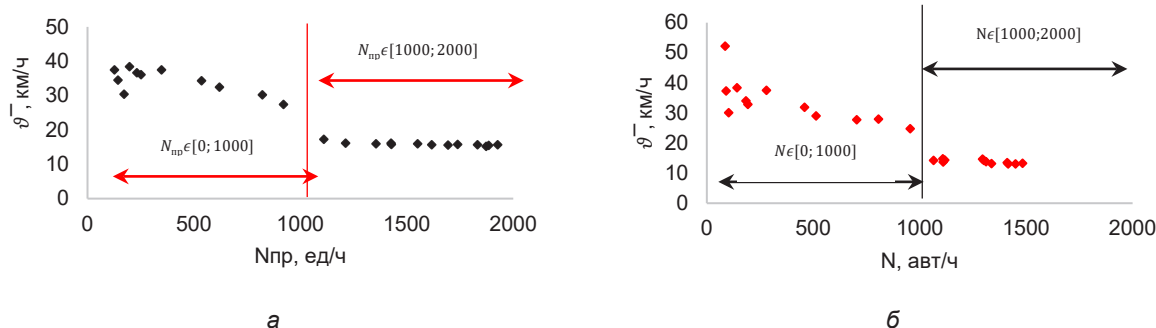


Рисунок 4 – Точечные графики «средняя скорость движения – интенсивность»:
а – эксперимент № 1; б – эксперимент № 2
Источник: составлено авторами.

Figure 4 – “Average speed of movement – intensity” point diagrams:
a) experiment No. 1; b) experiment No. 2
Source: compiled by the authors.

Из представленных точных графиков (см. рисунок 4) наглядно видно, что в диапазоне интенсивности дорожного движения $[0; 1000]$ характер распределения более хаотичный, что можно объяснить относительно свободными условиями для движения, но при повышении интенсивности $[1000; 2000]$ распределение приобретает относительно прямолинейный характер, свидетельствующий о том, что средняя скорость движения в таких условиях изменяется незначительно. Такая особенность распределения наблюдалась при всех экспериментах (см. рисунок 4).

ОБСУЖДЕНИЕ

Интерпретируя результаты, можно сказать, что наиболее существенная разница ($>10\%$) между средними скоростями движения наблюдается при интенсивности выше 1000 авт/ч и доли грузовых автомобилей более 20% (см. таблицу 2). С целью определения вида функциональной зависимости между скоростью и интенсивностью с учетом категорий грузовых автомобилей был выполнен анализ значений в диапазоне интенсивности до 1000 авт/ч и выше (рисунок 5).

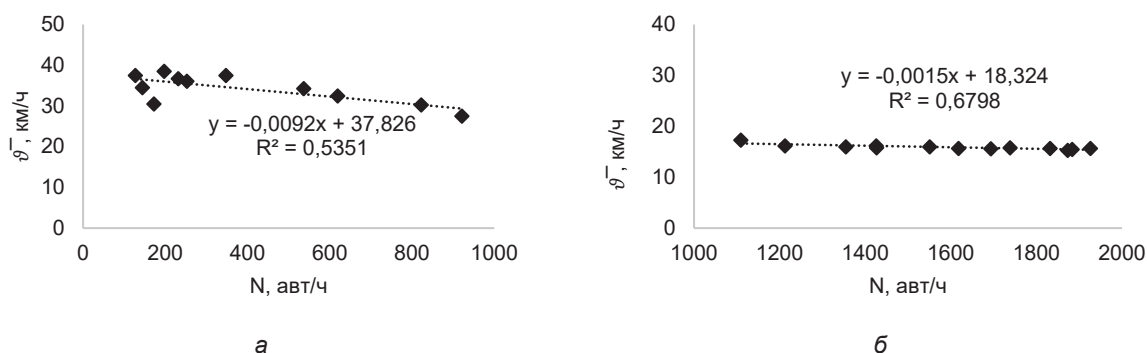


Рисунок 5 – Точечные графики «скорость – интенсивность» при различных диапазонах:
а – при интенсивности ниже 1000 авт/ч; б – при интенсивности выше 1000 авт/ч
Источник: составлено авторами

Figure 5 – “Speed-intensity point diagrams for different ranges:
a) at an intensity below 1000 avt / h; b) at an intensity of more than 1000 avt / h
Source: compiled by the authors.

Таким образом, в результате выполненных исследований были установлены зависимости между средней скоростью движения и интенсивностью движения, с учетом присутствия в общем транспортном потоке грузовых автомобилей различных категорий:

- при $N \in [0; 1000]$, ед/ч, наиболее точно из основных функций ($R^2 = 0,54$) описываемая линейной функцией:

$$y = -0,0092 \cdot x + 37,826, \quad (1)$$

где y – интенсивность, авт/ч, x – средняя скорость движения, км/ч;

- при $N \in [1000; 2000]$, ед/ч, наиболее точно из основных функций ($R^2 = 0,68$) описываемая линейной функцией:

$$y = -0,0015 \cdot x + 18,324, \quad (2)$$

где y – интенсивность, авт/ч, x – средняя скорость движения, км/ч.

Полученные зависимости (1) и (2) могут быть применены для аналогичных объектов исследования, расположенных вблизи транспортно-логистических комплексов, которые на основании изменения средней скорости движения и величины интенсивности позволят оценить долю наличия грузовых автомобилей, что является важным показателем при установлении режимов управления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Изменение транспортно-логистического сообщения и формирование определенного «грузового каркаса» вблизи крупных городов вносит свои коррективы в движение транспортных потоков, в котором преобладают грузовые автомобили. Изменение состава транспортного потока обязательно должно быть учтено при реализации организационных мероприятий, в том числе и при управлении. С целью отражения влияния грузовых автомобилей различных категорий в рамках выполненного исследования был определен участок – регулируемый перекресток, состав транспортного потока которого представлен грузовыми автомобилями в диапазоне от 10 до 50%. Мониторинг движения на участке позволил определить распределение интенсивности транспортного потока в зависимости от времени суток и долю присутствия основных категорий грузовых автомобилей – № 1, № 2 и № 3. Моделирование в программной среде AnyLogic позволило установить значение средней скорости движения на участке для приведенной интенсивно-

сти движения и для интенсивности движения с учетом категорий грузовых, с отражением динамических и технических показателей. В результате выполненных процедур была установлена разница между наблюдаемыми показателями скорости от 1 до 30% и установлено, что наибольшая разница в результатах наблюдалась при интенсивности свыше 1000 авт/ч и доли присутствия грузовых автомобилей более 20%, что требует обязательного учета при установлении режимов управления.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Анализ сложности городской транспортной сети / А. П. Кирпичников, И. С. Ризаев, Д. И. Мифтахутдинов, Е. Л. Буйнова // Вестник Технологического университета. 2019. Т. 22, № 3. С. 123 – 127.
2. Басков В. Н., Исаева Е. И., Игнатов А. В. Оценка улично-дорожной сети по помехонасыщенности // Мир транспорта и технологических машин. 2019. № 4 (67). С. 66 – 72.
3. Павлов В. В. Транспортно-логистические комплексы: современное состояние, особенности, перспективы развития // Экономика и предпринимательство. 2016. № 11-3 (76). С. 946 – 951.
4. Головцова И. Г., Довгенко И. А. Методы повышения конкурентоспособности транспортно-логистических комплексов // Теория и практика общественного развития. 2016. № 4. С. 59 – 61.
5. Исаков К., Стасенко Л. Н., Алтыбаев А. Ш., Дайырбекова Д. Влияние параметров цикла светофорного регулирования на пропускную способность регулируемых пересечений // Вестник СибАДИ. 2019; 16 (2): 146 – 155. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2019-2-146-155>
6. Novikov A., Novikov I., Shevtsova A. Modeling of traffic-light signalization depending on the quality of traffic flow in the cit. Journal of Applied Engineering Science. 2019. Vol. 17. No 2. P. 175 - 181. DOI 10.5937/jaes17-18117.
7. Novikov A., Katunin A., Novikov I., Shevtsova A. Research of Influence of Dynamic Characteristics for Options Controlled Intersection // Procedia Engineering. 2017. Vol. 187. P. 664-671. DOI 10.1016/j.proeng.2017.04.429.
8. Власов А. А., Пильгейкина И. А., Скорикова И. А. Методика формирования многопрограммного управления изолированным перекрестком // Компьютерные исследования и моделирование. 2021. Т. 13, № 2. С. 295 – 303. DOI 10.20537/2076-7633-2021-13-2-295-303.
9. Шевцова А. Г., Бурлуцкая А. Г., Юнг А. А. Оценка влияния параметров автомобилей на значение потока насыщения // Интеллект. Инновации. Инвестиции. 2022. № 1. С. 126 – 134. DOI 10.25198/2077-7175-2022-1-126.
10. Рассоха В. И., Никитин Н. А., Савина Ю. Э. Сравнение эффективности алгоритмов расчёта режима работы светофорного объекта // Технико-технологические проблемы сервиса. 2020. № 4 (54). С. 44 – 49.

11. Андронов С. А. Сравнение эффективности адаптивных алгоритмов светофорного регулирования в среде AnyLogic // Программные продукты и системы. 2019. № 1. С. 150 – 158.
12. Скальская Е. Д., Самойлова И. А. Разработка модели перекрестка средствами AnyLogic // Молодой ученый. 2022. № 21 (416). С. 209 – 211.
13. Solving a Traffic Congestion Problem at T-intersections using AnyLogic Simulation / S. M. M. Kazmi, Xu. Sun, H. Yu [et al.] // Conference of Open Innovations Association, FRUCT. 2022. No 32. P. 359 – 365.
14. Койнова А. С. Использование AnyLogic для моделирования транспортных процессов // Научный альманах. 2017. № 1-3 (27). С. 83 – 85. DOI 10.17117/na.2017.01.03.083.
15. Реенко Н. А., Михайлов А. С. Разработка имитационной модели дорожного движения в программной среде Any logic // Решетневские чтения. 2018. Т. 2. С. 153 – 155.
16. Моделирование процесса движения на магистральной улице г. Воронежа в программной среде AnyLogic / С. В. Дорохин, Д. В. Лихачев, А. Ю. Артемов, А. В. Марусин // Воронежский научно-технический вестник. 2022. Т. 4. № 4 (42). С. 73 – 84. DOI 10.34220/2311-8873-2022-73-84.
17. Зырянов В. В. Методы оценки адекватности результатов моделирования // Инженерный вестник Дона. 2013. № 2 (25). 132 с.
18. Information technologies and management of transport systems development of the approach to assessing adaptation of the intersection transport model / A. Novikov, S. Glagolev, I. Novikov, A. Shevtsova // IOP Conference Series, IC12AE 2019, Irkutsk, 27 мая - 01 2019 года. Vol. 632. Irkutsk: Institute of Physics Publishing, 2019. P. 012052. DOI: 10.1088/1757-899X/632/1/012052
19. Adaptation Capacity of the Traffic Lights Control System (TSCS) as to Changing Parameters of Traffic Flows Within Intellectual Transport Systems (ITS) / A. Novikov, I. Novikov, A. Katunin, A. Shevtsova // Transportation Research Procedia: 12th International Conference "Organization and Traffic Safety Management in Large Cities", SPbOTSIC 2016, Saint-Petersburg, 28-30 сентября 2016 года. Vol. 20. Saint-Petersburg: Elsevier B.V., 2017. P. 455-462. DOI: 10.1016/j.trpro.2017.01.074
20. Разработка методики адаптации модели регулируемого пересечения / И. А. Новиков, А. Г. Шевцова, А. А. Кравченко, А. Г. Бурлуцкая // Вестник СибАДИ. 2020. Т. 17. № 6 (76). С. 726 – 735. DOI 10.26518/2071-7296-2020-17-6-726-735.
21. Донченко В. В. Оценка коэффициентов приведения грузовых автомобилей, применительных к расчету параметров регулируемого перекрестка / В. В. Донченко, А. Н. Шумский // Вестник СибАДИ. 2021. Т. 18, № 5 (81). С. 544 – 553. DOI 10.26518/2071-7296-2021-18-5-544-553.
22. Новиков И. А., Медведев М. И., Шевцова А. Г. Влияние динамических характеристик грузового автотранспорта на параметры регулируемого перекреста // Мир транспорта и технологических машин. 2017. № 1 (56). С. 62 – 69.
23. Левашев А. Г., Михайлов А. Ю. Уточнение коэффициентов приведения к легковому автомобилю для расчетов режимов регулирования // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2005. № 1 (21). С. 138 – 143.
24. Volkova E. V. An analysis of traffic flow distribution on roads / E. V. Volkova, A. A. Stepanenko // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: 3, New Technologies and Targeted Development Priorities, Irkutsk, 23–24 апреля 2020 года. Irkutsk, 2020. P. 012074. DOI 10.1088/1757-899X/880/1/012074.
25. Бойко А. Ф., Кудеников Е. Ю. Точный метод расчета необходимого количества повторных опытов // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова. 2016. № 8. С. 128 – 132.

REFERENCES

1. Kirpichnikov A. P., Rizaev I. S., Miftahutdinov D. I., Bujnova E. L. Analiz slozhnosti gorodskoj transportnoj seti [Analysis of the complexity of the urban transport network]. *Vestnik Tehnologicheskogo universiteta*. 2019; T. 22. No 3:123-127. (In Russ.)
2. Baskov V. N., Isaeva E. I., Ignatov A. V. Ocenka ulichno-dorozhnoj seti po pomehonasysshennosti [Evaluation of the street-road network by noise saturation]. *Mir transporta i tehnologicheskikh mashin*. 2019; 4 (67): 66-72. (In Russ.)
3. Pavlov V. V. Transportno-logisticheskie komplekсы: sovremennoe sostojanie, osobennosti, perspektivy razvitiya [Transport and logistics complexes: current state, features, development prospects]. *Jekonomika i predprinimatel'stvo*. 2016; 11-3 (76): 946-951. (In Russ.)
4. Golovcova I. G., Dovgenko I. A. Metody povyshenija konkurentosposobnosti transportno-logisticheskikh komplekсов [Methods for improving the competitiveness of transport and logistics complexes]. *Teorija i praktika obshhestvennogo razvitiya*. 2016; 4: 59-61. (In Russ.)
5. Isakov K., Stasenko L. N., Altybaev A. S., Daiyrbekova D. Influence of parameters of the traffic-light regulation cycle on the road capacity of regulated intersections. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2019;16 (2): 146-155. (In Russ.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2019-2-146-155>
6. Novikov A., Novikov I., Shevtsova A. Modeling of traffic-light signalization depending on the quality of traffic flow in the city. *Journal of Applied Engineering Science*. 2019; Vol. 17. No 2: 175-181. DOI 10.5937/jaes17-18117.
7. Novikov A., Katunin A., Novikov I., Shevtsova A. Research of Influence of Dynamic Characteristics for Options Controlled Intersection. *Procedia Engineering*. 2017; 187: 664-671. DOI10.1016/j.proeng.2017.04.429.
8. Vlasov A. A., Pilgeikina I. A., Skorikova I. A. Methods of formation of multiprogram control of an isolated intersection [Metodika formirovaniya mnogoprogrammnogo upravleniya izolirovannym perekrestkom]. *Komp'yuternye issledovaniya i modelirovanie*. 2021;

T. 13. No. 2: 295-303. DOI 10.20537/2076-7633-2021-13-2-295-303. (In Russ.)

9. Shevtsova A. G., Burlutskaya, A. G., Yung, A. A. Ocenka vliyanija parametrov avtomobilej na znachenie potoka nasyshhenija [Estimation of the influence of car parameters on the value of the saturation flow]. *Intellekt. Innovacii. Investicii*. 2022; 1: 126-134. DOI 10.25198/2077-7175-2022-1-126. (In Russ.)

10. Rassoha V. I., Nikitin N. A., Savina Ju. Je. Svravnenie jeffektivnosti algoritmov raschjota rezhima raboty svetofornogo ob'ekta [Comparison of the efficiency of algorithms for calculating the operating mode of a traffic light object]. *Tehniko-tehnologicheskie problemy servisa*. 2020; 4 (54): 44-49. (In Russ.)

11. Andronov S. A. Svravnenie jeffektivnosti adaptivnyh algoritmov svetofornogo regulirovanija v srede AnyLogic [Comparison of the efficiency of adaptive traffic light control algorithms in the AnyLogic environment]. *Programmnye produkty i sistemy*. 2019; 1:150-158. (In Russ.)

12. Skakal'skaja E. D., Samojlova I. A. Razrabotka modeli perekrestka sredstvami AnyLogic [Development of an intersection model using AnyLogic]. *Molodoj uchenyj*. 2022; 21 (416): 209-211. (In Russ.)

13. KazmiS. M. M., SunXu., Yu H. [et al.]. Solving a Traffic Congestion Problem at T-intersections using AnyLogic Simulation. *Conference of Open Innovations Association*. FRUCT. 2022; 32: 359-365.

14. Kojnova A. S. Ispol'zovanie AnyLogic dlja modelirovanija transportnyh processov [Using AnyLogic for modeling transport processes]. *Nauchnyj al'manah*. 2017; 1-3 (27): 83-85. DOI 10.17117/na.2017.01.03.083. (In Russ.)

15. Reenko N. A., Mihajlov A. S. Razrabotka imitacionnoj modeli dorozhnogo dvizhenija v programnoj srede Anylogic [Development of a traffic simulation model in the Anylogic software environment]. *Reshetnevskie chtenija*. 2018; T. 2: 153-155. (In Russ.)

16. Dorohin S. V., Lihachev D. V., Artemov A. Ju., Marusin A. V. Modelirovanie processa dvizhenija na magistral'noj ulice G. Voronezh v programnoj srede Any Logic [Modeling the process of traffic on the main street of Voronezh in the Any Logic software environment]. *Voronezhskij nauchno-tehnicheskij Vestnik*. 2022; T. 4. No 4 (42): 73-84. DOI 10.34220/2311-8873-2022-73-84. (In Russ.)

17. Zyrjanov V. V. Metody ocenki adekvatnosti rezul'tatov modelirovanija [Methods for assessing the adequacy of modeling results]. *Inzhenernyj vestnik Dona*. 2013; 2 (25): 132. (In Russ.)

18. Novikov A., Glagolev S., Novikov I., Shevtsova A. Information technologies and management of transport systems development of the approach to assessing adaptation of the intersection transport model. *IOP Conference Series, IC12AE 2019, Irkutsk*, May 27 - 01 2019. Vol. 632. Irkutsk: Institute of Physics Publishing, 2019. P. 012052. DOI: 10.1088/1757-899X/632/1/012052

19. Novikov A., Novikov I., Katunin A., Shevtsova A. Adaptation Capacity of the Traffic Lights Control Sys-

tem (TSCS) as to Changing Parameters of Traffic Flows Within Intellectual Transport Systems (ITS). *Transportation Research Procedia: 12th International Conference "Organization and Traffic Safety Management in Large Cities"*, SPbOTSIC 2016, Saint-Petersburg, September 28-30, 2016. Vol. 20. Saint-Petersburg: Elsevier B. V., 2017. P. 455-462. DOI: 10.1016/j.trpro.2017.01.074

20. Novikov I. A., Shevtsova A. G., Kravchenko A. A., Burlutskaja A. G. Development of a procedure for adapting a model of adjustable intersection. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2020; 17 (6): 726-735. (In Russ.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2020-17-6-726-735>

21. Donchenko V. V., Shumskiy A. N. Estimation of truck reduction factors applicable to calculation of parameters of a regulated intersection. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2021; 18 (5): 544-553. (In Russ.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-18-5-544-553>

22. Novikov I. A., Medvedev M. I., Shevcova A. G. Vliyanie dinamicheskikh harakteristik gruzovogo avtotransporta na parametry reguliruемого perekresta [Influence of the dynamic characteristics of trucks on the parameters of the adjustable cross]. *Mir transporta i tehnologicheskikh mashin*. 2017; 1 (56): 62-69. (In Russ.)

23. Levashev A. G., Mihajlov A. Ju. Utochnenie koeficientov privedenija k legkovomu avtomobilju dlja raschetov rezhimov regulirovanija [Refinement of the coefficients of reduction to a passenger car for the calculation of control modes]. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tehnicheskogo universiteta*. 2005; 1 (21): 138-143. (In Russ.)

24. Volkova E. V., Stepanenko A. A. An analysis of traffic flow distribution on roads. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*: 3, New Technologies and Targeted Development Priorities, Irkutsk, April 23–24, 2020. Irkutsk, 2020. P. 012074. DOI 10.1088/1757-899X/880/1/012074.

25. Boyko A.F., Kudenikov E.Yu. Tochnyj metod rascheta neobhodimogo kolichestva povtornyh opytov [Accurate method for calculating the required number of repeated experiments]. *Vestnik Belgorodskogo gosudarstvennogo tehnologicheskogo universiteta im. V.G. Shuhova*. 2016; 8: 128-132. (In Russ.)

ВКЛАД СОАВТОРОВ

Донченко В. В. Постановка цели и задачи исследования.

Шумский А. Н. Выполнение анализа определенных методов, проведение натурных исследований, осуществление расчетов.

COAUTHORS' CONTRIBUTION

Vadim V. Donchenko. The goal and objectives of the study statement.

Aleksandr N. Shumskiy. Particular methods analysis, field research and calculations carrying out.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Донченко Вадим Валерианович – канд. техн. наук, ст. науч. сотрудник, научный руководитель, SPIN-код: 4610-4399.

Шумский Александр Николаевич – аспирант; руководитель экспертного центра Probok.net.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Vadim V. Donchenko (Moscow, Russia) – Cand. of Sci., Senior researcher, Academic supervisor of the Scientific and Research Institute of Motor Transport, SPIN-код: 4610-4399.

Alexander N. Shumskiy – Postgraduate student of the Scientific and Research Institute of Motor Transport, Head of the Probok.net Expert Center.

Научная статья
УДК 629.113, 629.3.018.2
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-230-247>
EDN: APLDF



ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТОПЛИВНОЙ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА СОВОКУПНОСТЬ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Б. В. Журавский

Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ),
г. Омск, Россия
ra9meo@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4516-2607>

АННОТАЦИЯ

Введение. Неисправности элементов системы впрыска топлива приводят к ухудшению показателей работы дизельных двигателей. Наибольшая доля повреждений, возникающих при эксплуатации аккумуляторных систем впрыска топлива, приходится на электрогидравлические форсунки. Для своевременного выявления неисправностей проводится диагностирование форсунок. Наиболее точное определение технического состояния форсунок можно произвести при помощи специализированных диагностических стендов со снятием их с двигателя. Как правило, поставленный диагноз представляет собой заключение об общем техническом состоянии форсунки. Для обеспечения высокого качества и снижения трудоемкости ремонта необходимо применение новых методов и средств, позволяющих проводить углублённое диагностирование форсунок с выявлением конкретных дефектов. Целью представленной работы является выявление возможных отличий изменения совокупности диагностических параметров при изменении отдельных структурных параметров для возможности определения конкретных дефектов форсунок при их диагностировании.

Материалы и методы. Гидродинамические процессы, протекающие в электрогидравлической форсунке при её функционировании, были описаны системой дифференциальных уравнений первого порядка. Для исследования влияния изменения структурных параметров на диагностические параметры были проведены численные эксперименты. Расчёты осуществлялись при помощи программной среды математических вычислений Mathcad. Расчёты проводились при разных сочетаниях давлений в топливном аккумуляторе и продолжительности управляющего импульса, соответствующих определённым режимам работы двигателя.

Результаты. В работе приведены графики зависимостей цикловой подачи среднего расхода топлива в сливную магистраль, величины задержки начала подъёма иглы, продолжительности подъёма и посадки иглы, продолжительности впрыска и чувствительности данных диагностических параметров от величин зазоров в сопряжениях «направляющая часть иглы – корпус распылителя», «плунжер мультипликатора – втулка», от величины неплотности управляющего клапана.

Обсуждение и заключение. В результате проведения численных экспериментов обнаружены отличия изменения совокупности диагностических параметров при изменении отдельных структурных параметров.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: автомобильный дизельный двигатель, аккумуляторная система впрыска, электрогидравлическая форсунка, конструктивный элемент, техническое состояние, дефект, диагностирование, структурные параметры, зазор, утечки, величина неплотности, диагностические параметры

БЛАГОДАРНОСТИ: автор выражает благодарность рецензентам данной работы.

Статья поступила в редакцию 28.02.2023; одобрена после рецензирования 17.03.2023; принята к публикации 21.04.2023.

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Журавский Б. В. Влияние структурных параметров электрогидравлической топливной форсунки дизельного двигателя на совокупность диагностических параметров // Вестник СибАДИ. 2023. Т. 20, № 2 (90). С. 230-247. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-230-247>

© Журавский Б. В., 2023



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Original article
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-230-247>
EDN: APLDF

INFLUENCE OF STRUCTURAL PARAMETERS OF ELECTRO-HYDRAULIC DIESEL FUEL INJECTOR ON SET OF DIAGNOSTIC PARAMETERS

Boris V. Zhuravsky

Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),
Omsk, Russia
ra9meo@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4516-2607>

ABSTRACT

Introduction. Malfunctions of the elements of the fuel injection system lead to a deterioration in the performance of diesel engines. The largest proportion of faults that occur during the operation of battery injection systems are electro-hydraulic injectors. For the timely detection of malfunctions, the injectors are diagnosed. The most accurate determination of the technical condition of the injectors can be made using specialized diagnostic stands with their removal from the engine. As a rule, the diagnosis is a conclusion about the general technical condition of the injector. To ensure high quality and reduce the complexity of repairs, it is necessary to use new methods and tools that allow for in-depth diagnostics of injectors with the identification of specific defects. The purpose of the presented work is to identify possible differences in the change in the set of diagnostic parameters when changing individual structural parameters in order to be able to determine specific defects in injectors during their diagnosis.

Materials and methods. The hydrodynamic processes occurring in the electro-hydraulic injector during its operation were described by a system of differential equations of the first order. Numerical experiments were carried out to study the influence of changes in structural parameters on diagnostic parameters. The calculations using the software environment for mathematical calculations Mathcad were carried out. The calculations at different combinations of pressures in the fuel accumulator and the duration of the control pulse corresponding to certain engine operating modes were carried out.

Results. The paper presents the graphs of the dependences of the cyclic supply, the average fuel consumption in the drain line, the delay in the start of the needle lift, the duration of the needle lift and landing, the duration of the injection and the sensitivity of these diagnostic parameters on the gaps in the interfaces 'needle guide - spray body', 'plunger multiplier - sleeve', from the magnitude of the leakage of the control valve.

Discussion and conclusion. As a result of numerical experiments, differences in the change in the set of diagnostic parameters with a change in individual structural parameters were found.

KEYWORDS: automobile diesel engine, accumulator injection system, electro-hydraulic injector, structural element, technical condition, defect, diagnostics, structural parameters, clearance, leakage, leakage value, diagnostic parameters

GRATITUDE. The author expresses gratitude to the reviewers of this work.

The article was submitted 28.02.2023; approved after reviewing 17.03.2023; accepted for publication 21.04.23.

The authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation: Zhuravsky B. V. Influence of structural parameters of electro-hydraulic diesel fuel injector on set of diagnostic parameters. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2023; 20 (2): 230-247. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-230-247>

© Zhuravsky B. V., 2023



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время наибольшее применение на автомобильных дизельных двигателях внутреннего сгорания (ДВС) получила аккумуляторная система впрыска топлива (АСВП). Применение АСВП позволяет повысить топливную экономичность, удельную мощность, снизить уровень шума при работе, обеспечить соответствие дизельного ДВС современным экологическим стандартам¹ [1, 2, 3, 4].

В процессе эксплуатации происходит изменение технического состояния элементов АСВП [3, 4, 5]. Появляющиеся неисправности элементов АСВП оказывают значительное влияние на работу ДВС. Как показывает практика, наибольшее количество повреждений приходится на электрогидравлические форсунки (ЭГФ) АСВП [6, 7, 8, 9]. Неисправности ЭГФ могут приводить к появлению неточности при дозировании топлива и ухудшению смесеобразования [9, 10, 11]. Одним из важнейших мероприятий по поддержанию ЭГФ в технически исправном состоянии в процессе эксплуатации является диагностирование [5, 10].

Существующие методы диагностирования ЭГФ делятся на две группы: диагностирование ЭГФ без снятия с ДВС и со снятием¹ [12]. Диагностирование ЭГФ со снятием с ДВС проводится при помощи специализированных стендов [12, 13]. В этом случае проверка технического состояния производится в соответствии с предложенными производителями ЭГФ тест-планами [13, 14, 15, 16], в которых приведены режимы работы ЭГФ при проведении испытаний, а также номинальные и предельно допустимые значения диагностических параметров.

Стенды оснащаются электронными измерительными системами, позволяющими с высокой точностью производить измерение диагностических параметров¹ [13]. В качестве диагностических параметров обычно используются: величина цикловой подачи и расход топлива в сливную магистраль на разных режимах работы; величина задержки начала подъёма иглы; минимальное давление срабатывания [17, 18]. В работе² в качестве до-

полнительного диагностического параметра предлагается применять продолжительность впрыска. Также к диагностическим параметрам возможно отнести продолжительность подъёма и посадки иглы [19].

Результатом диагностирования ЭГФ на стенде, как правило, является заключение о её общем техническом состоянии, без выявления конкретной неисправности [12]. Неисправные ЭГФ заменяют на новые либо ремонтируют. В случае ремонта, после разборки форсунки, производится дефектовка [12]. По результатам дефектовки вышедшие из строя конструктивные элементы заменяются на новые. От точности дефектовки во многом зависит качество ремонта форсунки, также следует отметить значительную трудоёмкость процесса дефектовки. Повысить точность и снизить трудоёмкость дефектовки возможно при предварительном проведении углубленного диагностирования ЭГФ с постановкой уточнённого диагноза, то есть с выявлением возможных мест локализации неисправностей.

Научные исследования, направленные на совершенствование существующих и разработку новых эффективных методов и средств диагностирования ЭГФ, позволяющие определять не только общее техническое состояние, но и выявлять конкретные дефекты, представляются актуальными и практически значимыми [20].

В данной статье рассмотрено влияние изменения ряда структурных параметров ЭГФ, таких как зазор в сопряжении «направляющая часть иглы – корпус распылителя»; зазор в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка»; величина неплотности управляющего клапана на диагностические параметры. Указанные структурные параметры изменяются в процессе эксплуатации ЭГФ вследствие износа [3, 4].

Целью данной статьи является выявление возможных отличий изменения совокупности диагностических параметров при изменении отдельных структурных параметров для возможности определения конкретных дефектов ЭГФ при их диагностировании.

¹ Журавский Б. В. Методы и средства диагностирования форсунок системы впрыска топлива «Common Rail» дизельного двигателя / Б. В. Журавский // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации: Сборник материалов VI Международной научно-практической конференции, Омск, 25–26 ноября 2021 года. Омск: Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), 2021. С. 101–106.

² Козеев А. А. Оптимизация рабочего процесса электрогидроуправляемой форсунки / А. А. Козеев // Состояние, проблемы и перспективы развития АПК: Материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 80-летию ФГОУ ВПО Башкирский ГАУ, Уфа, 30 сентября – 01 2010 года. Уфа: Башкирский государственный аграрный университет, 2010. С. 50–54.

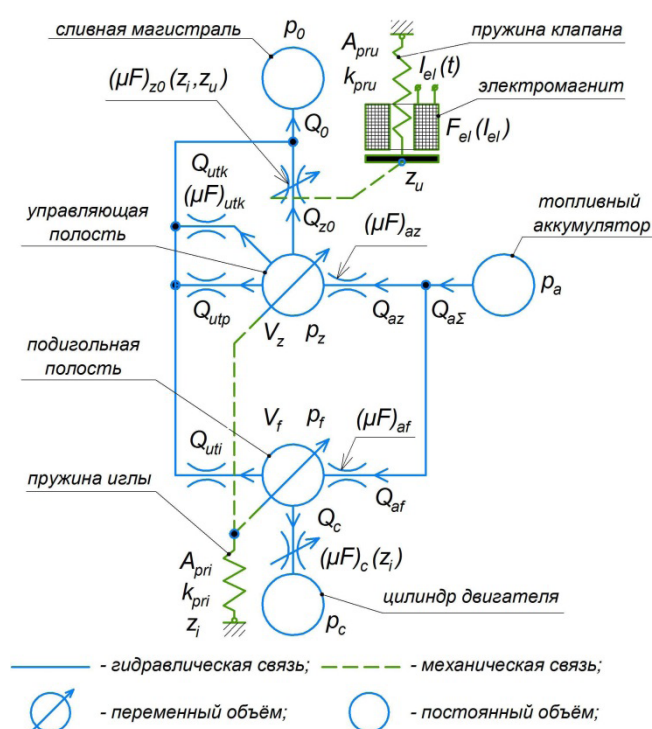


Рисунок 1 – Расчётная схема электрогидравлической форсунки
Источник: составлено автором.

Figure 1 – Calculation scheme of the electro-hydraulic nozzle
Source: compiled by the author.

Задачи исследования:

- 1) определить зависимости величины цикловой подачи топлива и чувствительности данного диагностического параметра от величин рассмотренных структурных параметров;
- 2) установить зависимости среднего расхода топлива в сливную магистраль и чувствительности данного диагностического параметра от величин рассмотренных структурных параметров;
- 3) выявить зависимости величины задержки начала подъёма иглы и чувствительности данного диагностического параметра от величин рассмотренных структурных параметров;
- 4) установить зависимости продолжительности подъёма, посадки иглы и чувствительности данных диагностических параметров от величин рассмотренных структурных параметров;
- 5) рассмотреть влияние величин рассмотренных структурных параметров на продолжительность впрыска и на чувствительность данного диагностического параметра.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

ЭГФ можно представить в виде некоторых объемов, соединённых друг с другом кана-

лами с определенными эффективными проходными сечениями [21, 22]. На рисунке 1 показана расчётная схема ЭГФ, отражающая взаимодействие её отдельных элементов.

На рисунке 1 представлены следующие обозначения: p_0 – атмосферное давление, Па; p_a – давление в топливном аккумуляторе, Па; p_z – давление в управляющей полости, Па; p_f – давление в подигольной полости, Па; p_c – давление в цилиндре двигателя в момент впрыска топлива, Па; z_i – перемещение иглы, м; z_u – перемещение якоря электромагнита управляющего клапана, м; V_z – объём управляющей полости, м³; V_f – объём подигольной полости, м³; Q_0 – расход топлива в сливную магистраль, м³/с; Q_{z0} – расход топлива через дроссельное отверстие для слива топлива из управляющей полости, м³/с; $Q_{a\Sigma}$ – расход топлива из аккумулятора в форсунку, м³/с; Q_{az} – расход топлива через дроссельное отверстие для подачи топлива в управляющую полость, м³/с; Q_{af} – расход топлива из аккумулятора в подигольную полость, м³/с; Q_c – расход топлива из подигольной полости в цилиндр двигателя, м³/с; Q_{uti} – расход топлива через зазор сопряжения «направляющая часть иглы –

корпус распылителя»; Q_{utr} – расход топлива через зазор сопряжения «плунжер мультипликатора – втулка»; Q_{utk} – расход топлива через неплотности управляющего клапана; $(\mu F)_{z0}(z_i, z_u)$ – эффективное проходное сечение канала, соединяющего управляющую полость со сливной магистралью, м^2 ; $(\mu F)_{az}$ – эффективное проходное сечение дроссельного отверстия для подачи топлива в управляющую полость, м^2 ; $(\mu F)_c(z_i)$ – эффективное проходное сечение распылителя, м^2 ; $(\mu F)_{\text{utk}}$ – эффективное проходное сечение неплотности управляющего клапана, м^2 ; A_{pru} – предварительная затяжка пружины клапана, Н; k_{pru} – коэффициент жёсткости пружины клапана, Н/м; A_{pri} – предварительная затяжка пружины иглы, Н; k_{pri} – коэффициент жёсткости пружины иглы, Н/м; $I_{\text{el}}(t)$ – сила электрического тока, протекающего через обмотку электромагнита клапана; $F_{\text{el}}(I_{\text{el}})$ – сила, развиваемая электромагнитом, Н.

Изменение давления в каком-либо объеме определяется из условия неразрывности потока по выражению [21, 22, 23]:

$$\alpha V \frac{dp}{dt} = \sum_i Q_i + \frac{dV}{dt}, \quad (1)$$

где α – коэффициент сжимаемости жидкости; V – объем, м^3 ; p – давление в рассматриваемом объеме, Па; Q – расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; i – число каналов, соединяющих рассматриваемый объем с другими элементами системы топливоподдачи.

Расход жидкости вычисляется по следующей формуле [21, 22, 23]:

$$Q = \text{sign}(p - p_i) \mu F \sqrt{\frac{2}{\rho} |p - p_i|}, \quad (2)$$

где p_i – давление в объеме, сообщаемом с рассматриваемым, Па; μ – коэффициент расхода;

F – площадь сечения канала, соединяющего объёмы, м^2 ; ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Изменение объема находится по формуле [21, 22]:

$$\frac{dV}{dt} = f \frac{dz}{dt}, \quad (3)$$

где f – площадь поперечного сечения подвижного элемента ЭГФ, м^2 ; z – перемещение подвижного элемента ЭГФ, м.

Уравнение, описывающее перемещение подвижного элемента ЭГФ, имеет вид [21, 22, 23]:

$$M \frac{d^2 z}{dt^2} = \sum N, \quad (4)$$

где M – масса подвижного элемента ЭГФ, кг; $\sum N$ – сумма сил, действующих на подвижный элемент, Н.

Процессы, происходящие в ЭГФ, могут быть описаны системой дифференциальных уравнений первого порядка

$$\begin{cases} \frac{dC_i}{dt} = \frac{\sigma_1}{M_{\text{mei}}} (p_i f_i - p_z f_p - A_{\text{pri}} - k_{\text{pri}} z_i); \\ \frac{dz_i}{dt} = \sigma_1 C_i; \\ \frac{dp_i}{dt} = \frac{1}{\alpha V_i} \left(Q_{\text{af}} - Q_c - Q_{\text{uti}} - \sigma_1 f_{\text{in}} \frac{dz_i}{dt} \right); \\ \frac{dp_z}{dt} = \frac{1}{\alpha V_z} \left(Q_{\text{az}} - Q_{z0} - Q_{\text{utp}} - Q_{\text{utk}} + \sigma_1 f_{\text{pn}} \frac{dz_i}{dt} \right); \\ \frac{dC_u}{dt} = \frac{\sigma_2}{M_{\text{meu}}} (p_z f_{\text{cir}} + F_{\text{el}} - A_{\text{pru}} - k_{\text{pru}} z_u); \\ \frac{dz_u}{dt} = \sigma_2 C_u, \end{cases} \quad (5)$$

где σ_1, σ_2 – ступенчатые функции, накладывающие ограничение на перемещение соответственно иглы форсунки и управляющего клапана; C_i – скорость перемещения иглы, м/с; C_u – скорость перемещения управляющего клапана, м/с; M_{mei} – масса подвижных элементов, движущихся вместе с иглой, кг; M_{meu} – масса подвижных элементов управляющего клапана, кг; f_i – площадь поперечного сечения иглы, м^2 ; f_p – площадь поперечного сечения плунжера, м^2 ; f_{in} – площадь поперечного сечения направляющей иглы, м^2 ; f_{pn} – площадь поперечного сечения направляющей плунжера, м^2 ; f_{cir} – площадь поперечного сечения шарика клапана по линии контакта с конусом седла, м^2 .

Для решения системы дифференциальных уравнений применялся метод Радо (RADAU5), при этом были заданы следующие начальные условия:

$$\begin{aligned} C_i(0) &= 0; z_i(0) = 0; p_i(0) = p_a; \\ p_z(0) &= p_a; C_u(0) = 0; z_u(0) = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

$$\sigma_1 = \begin{cases} 0, & \text{если } z_i = 0 \text{ и } p_f f_i - p_z f_p - A_{pri} < 0; \\ 0, & \text{если } z_i = z_{\max} \text{ и } p_f f_i - p_z f_p - A_{pri} - k_{pri} z_i > 0; \\ 1, & \text{в остальных случаях.} \end{cases} \quad (7)$$

$$\sigma_2 = \begin{cases} 0, & \text{если } z_u = 0 \text{ и } p_z f_{cir} + F_{el} - A_{pru} < 0; \\ 0, & \text{если } z_u = z_{\max} \text{ и } p_z f_{cir} + F_{el} - A_{pru} - k_{pru} z_u > 0; \\ 1, & \text{в остальных случаях.} \end{cases} \quad (8)$$

$$f_i = \begin{cases} f_{dpi}, & \text{при } z_i = 0; \\ f_{ni}, & \text{при } z_i > 0, \end{cases} \quad (9)$$

где f_{dpi} – площадь дифференциальной площадки иглы, м^2 .

$$f_p = \begin{cases} f_{ni}, & \text{при } z_i < z_{\max}; \\ f_{ni} - f_{hp}, & \text{при } z_i = z_{\max}, \end{cases} \quad (10)$$

где f_{hp} – площадь поперечного сечения хвостовика плунжера, м^2 .

Для определения эффективного проходного сечения распылителя ЭГФ может быть использована полиномиальная зависимость [22]:

$$\frac{(\mu F)_c(z_i)}{(\mu F)_{c \max}} = 2,64 \frac{z_i}{z_{i \max}} - 2,37 \left(\frac{z_i}{z_{i \max}} \right)^2 + 0,73 \left(\frac{z_i}{z_{i \max}} \right)^3, \quad (11)$$

где $(\mu F)_c(z_i)$ – текущее эффективное проходное сечение распылителя, м^2 ; $(\mu F)_{c \max}$ – максимальное эффективное проходное сечение распылителя, м^2 ; $z_{i \max}$ – максимальное значение подъёма иглы, м .

Эффективное проходное сечение канала, соединяющего управляющую полость со сливной магистралью [22]:

$$(\mu F)_{z0}(z_i, z_u) = \min \begin{cases} \mu_{or} \frac{\pi d_{or}^2}{4}; \\ \mu_{zd} \pi d_{zd} (z_{i \max} - z_i); \\ \frac{1}{2} \mu_{dk} \pi z_u \left(d_{sp} + z_u \sin \left(\frac{\alpha_u}{2} \right) \right) \sin(\alpha_u), \end{cases} \quad (12)$$

где μ_{or} – коэффициент расхода для дроссельного отверстия, соединяющего полость управления со сливной магистралью; d_{or} – диаметр дроссельного отверстия для слива топлива из полости управления, м ; μ_{zd} – коэффициент расхода для проходного сечения между хвостовиком плунжера и входным каналом перед дроссельным отверстием; d_{zd} – диаметр входного канала, м ; μ_{dk} – коэффициент расхода для проходного сечения между поверхностью шарика и конической поверхностью клапана седла.

Эффективные проходные сечения дроссельного отверстия для наполнения управляющей полости и канала, соединяющего аккумулятор с подигольной полостью, определяются по формуле [22]:

$$(\mu F)_i = \mu_i \frac{\pi d_i^2}{4}, \quad (13)$$

где μ_i – коэффициент расхода для рассматриваемого проходного сечения; d_i – диаметр рассматриваемого проходного сечения, м.

Сила, развиваемая электромагнитом управляющего клапана [18]:

$$F_{el}(I_{el}) = \frac{(I_{el} w_{el})^2 \mu_0 \mu S_{ps}}{2(\delta_m - z_u)^2}, \quad (14)$$

где I_{el} – сила электрического тока, протекающего через обмотку электромагнита, А; w_{el} – количество витков в обмотке электромагнита; μ_0 – магнитная постоянная, Гн·м⁻¹; μ – относительная магнитная проницаемость дизельного топлива; S_{ps} – площадь сердечника с учётом отверстия для установки пружины, м²; δ_m – величина начального зазора между якорем и сердечником, м.

Аналитическая зависимость силы электрического тока, протекающего через электромагнит, от времени $I_{el} = f(t)$ была получена путём кусочно-линейной аппроксимации экспериментальной зависимости.

Расход топлива через зазоры сопряжений «направляющая часть иглы – корпус распылителя» и «плунжер мультипликатор – втулка» в случае концентрического зазора можно найти по формулам:

$$Q_{uti} = \frac{\pi d_{ni} \delta_{si}^3 (p_f - p_0)}{12 \eta l_{ni}} + \frac{\pi d_{ni} \delta_{si} C_i}{2}, \quad (15)$$

где d_{ni} – диаметр направляющей иглы, м; δ_{si} – величина зазора в сопряжении «направляющая часть иглы-корпус распылителя», м; η – динамическая вязкость дизельного топлива, Па·с; l_{ni} – длина сопряжения, м; C_i – скорость иглы, м/с.

$$Q_{utp} = \frac{\pi d_{np} \delta_{sp}^3 (p_z - p_0)}{12 \eta l_{np}} - \frac{\pi d_{np} \delta_{sp} C_i}{2}, \quad (16)$$

где d_{np} – диаметр направляющей плунжера, м; δ_{sp} – величина зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка», м; l_{np} – длина сопряжения, м.

Величина расхода топлива через неплотности управляющего клапана определяется по формуле [5]:

$$Q_{utk} = (\mu F)_{utk} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_z - p_0|}. \quad (17)$$

Эффективное проходное сечение неплотности управляющего клапана

$$(\mu F)_{utk} = \mu_{or} \left(\frac{\pi d_{or}^2}{4} \right) \left(\frac{s}{100} \right), \quad (18)$$

где s – величина неплотности управляющего клапана – доля в процентном отношении эффективного проходного сечения неплотности управляющего клапана от эффективного проходного сечения дроссельного отверстия для слива топлива из управляющей полости, %.

Расход топлива из аккумулятора в ЭГФ

$$Q_{a\Sigma} = Q_{af} + Q_{az}. \quad (19)$$

Суммарный расход топлива из ЭГФ в сливную магистраль

$$Q_0 = Q_{z0} + Q_{uti} + Q_{utp} + Q_{utk}. \quad (20)$$

Суммарный средний расход топлива из ЭГФ в сливную магистраль можно найти с помощью выражения

$$Q_0^{cp} = \frac{\int_0^T (Q_{z0} + Q_{uti} + Q_{utp} + Q_{utk}) dt}{T}, \quad (21)$$

где T – промежуток времени, соответствующий повороту коленчатого вала двигателя на 720°, за начало отсчёта принимается момент подачи очередного управляющего импульса на электромагнит ЭГФ, с.

Цикловая подача топлива ЭГФ может быть определена по формуле

$$q_u = \int_0^T Q_c dt. \quad (22)$$

Задержка начала подъёма иглы ЭГФ t_{si} определяется как разница между моментами времени начала отрыва иглы от уплотняющего конуса и начала подачи управляющего импульса. Продолжительность подъёма иглы ЭГФ – t_{pi} определяется как время, прошедшее с момента подачи управляющего импульса до момента, когда игла достигнет положения максимального подъёма [22]. Продолжительность посадки иглы – t_{oi} – время, прошедшее с момента отключения управляющего импульса до того момента, когда игла коснётся нижнего упора [22]. Продолжительность впрыска – t_{wpr} определяется как время, прошедшее с момента начала отрыва иглы от уплотняющего конуса до окончания её посадки.

Чувствительность диагностического параметра может быть определена по известной формуле

$$K_i = \left| \frac{dD(S)}{dS} \right|, \quad (23)$$

где i – условный номер; $D(S)$ – функциональная зависимость диагностического параметра от структурного параметра; S – значение структурного параметра.

Для исследования характера влияния зазоров в сопряжениях «направляющая часть иглы – корпус распылителя», «плунжер мультипликатора – втулка» и величины неплотности управляющего клапана ЭГФ на диагностические параметры были проведены численные эксперименты с помощью программного продукта Mathcad. В качестве объекта исследования была выбрана ЭГФ с электромагнитным приводом управляющего клапана BOSCH 0445110293. Расчёты проводились при разных сочетаниях давлений в топливном аккумуляторе и продолжительности управляющего импульса, соответствующих режимам работы двигателя: холостой ход, частичная нагрузка и полная нагрузка. Значения давления в аккумуляторе и продолжительности управляющего импульса для разных режимов работы ДВС были приняты в соответствии с тест-планом фирмы BOSCH.

Величина зазоров в рассматриваемых сопряжениях варьировалась в диапазоне от 3 до 10 мкм, при этом номинальные значения зазоров в данных сопряжениях согласно данным фирмы BOSCH составляют $\delta = 3 \pm 1$ мкм. Значение неплотности управляющего клапана – s варьировалось в диапазоне от 0 до 15%. Ис-

следовалось поведение всех рассмотренных диагностических параметров при изменении одного из структурных.

РЕЗУЛЬТАТЫ

В результате решения системы дифференциальных уравнений (5) были получены временные зависимости параметров, характеризующих функционирования ЭГФ. В качестве примера для ЭГФ без дефектов ($\delta_{si} = \delta_{sp} = 3$ мкм; $s = 0\%$) при давлении в топливном аккумуляторе и продолжительности управляющего импульса, соответствующих работе двигателя с полной нагрузкой ($P_a = 145$ МПа; $t_{upr} = 800$ мкс), на рисунке 2 приведены графики временных зависимостей силы электрического тока, протекающего через обмотку электромагнита – $I_{el} = f(t)$; перемещения иглы – $z_i = f(t)$ и якоря электромагнита – $z_u = f(t)$; расхода топлива через сопловые отверстия распылителя ЭГФ в камеру сгорания ДВС – $Q_c = f(t)$ (дифференциальная характеристика впрыска); объёма топлива, поступившего из распылителя в камеру сгорания – $q_c = f(t)$ (интегральная характеристика впрыска); на рисунке 3 представлены графики временных зависимостей расхода топлива через зазоры сопряжений «направляющая часть иглы – корпус распылителя» – $Q_{uti} = f(t)$, «плунжер мультипликатора – втулка» – $Q_{up} = f(t)$; на рисунке 4 показаны графики зависимостей расхода топлива в сливную магистраль – $Q_o = f(t)$; расхода топлива через дроссельное отверстие для подачи топлива в управляющую полость – $Q_{az} = f(t)$; расхода топлива из аккумулятора в подигольную полость – $Q_{af} = f(t)$; общего расхода на входе в ЭГФ – $Q_{a\Sigma} = f(t)$ от времени.

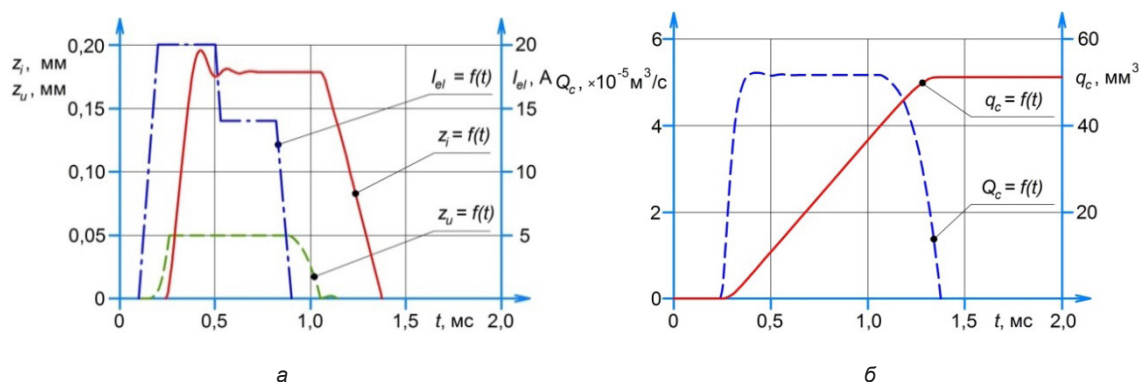


Рисунок 2 – Графики временных зависимостей:
а – силы электрического тока; перемещения иглы и якоря электромагнита;
б – дифференциальная и интегральная характеристика впрыска топлива
Источник: составлено автором.

Figure 2 – Graphs of time dependencies: a) the strength of the electric current; movement of the needle and armature of the electromagnet; b) differential and integral characteristics of fuel injection
Source: compiled by the author.

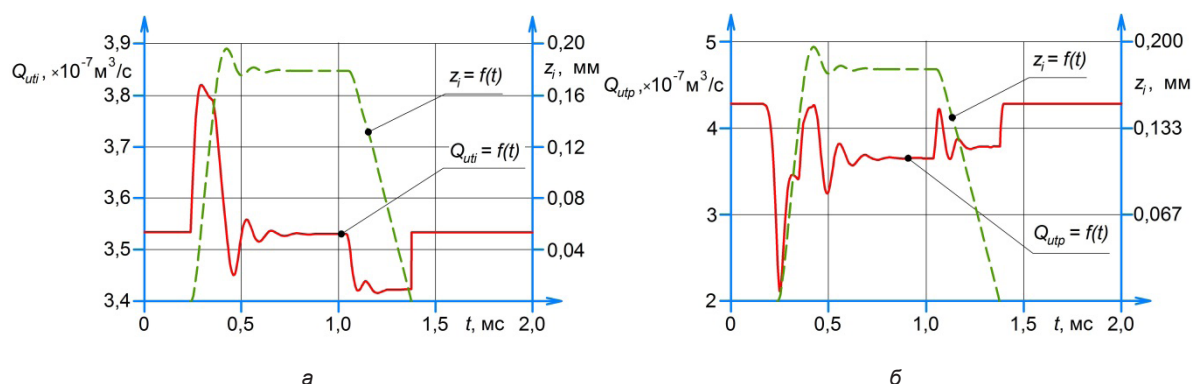


Рисунок 3 – Графики временных зависимостей перемещения иглы и расхода топлива через зазоры сопряжений: а – «направляющая часть иглы-корпуса распылителя»; б – «плунжер мультипликатора – втулка»
Источник: составлено автором.

Figure 3 – Graphs of the time dependencies of the movement of the needle a) and fuel consumption through the gaps of the interfaces: 'guiding part of the needle-spray body'; b) 'plunger multiplier – sleeve'
Source: compiled by the author.

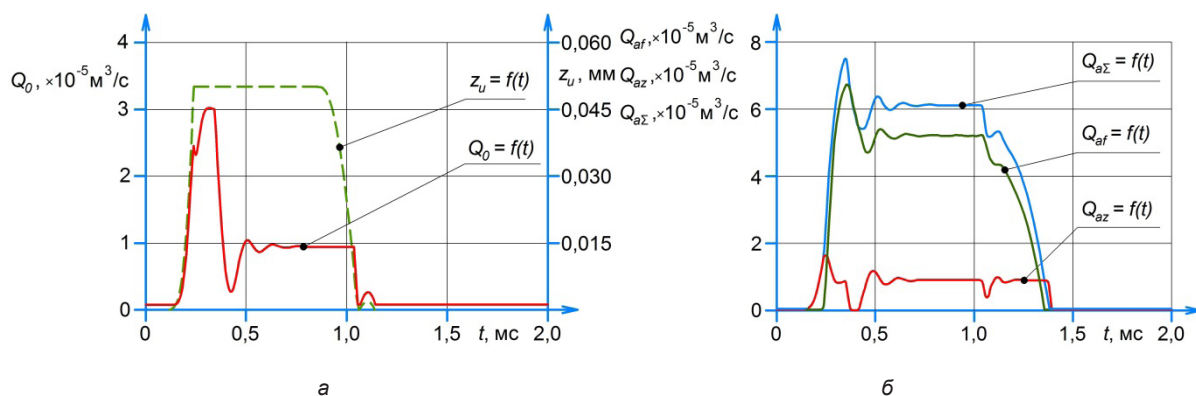


Рисунок 4 – Графики временных зависимостей: а – перемещения якоря электромагнита и расхода топлива в сливную магистраль; б – расхода топлива через дроссельное отверстие для подачи топлива в управляющую полость; расхода топлива из аккумулятора в подигольную полость; общего расхода на входе в форсунку
Источник: составлено автором.

Figure 4 – Graphs of time dependencies a) movement of the armature of the electromagnet and fuel consumption in the drain line; b) fuel flow through the throttle opening for supplying fuel to the control cavity; fuel consumption from the accumulator into the under-needle cavity; total flow rate at the nozzle inlet
Source: compiled by the author.

Таблица 1
Сравнение расчётных значений цикловых подач для разных режимов работы двигателя со значениями из тест-плана
Источник: составлено автором.

Table 1
Comparison of the calculated values of cyclic feeds in different modes of engine operation with the values from the test plan
Source: compiled by the author.

Режим работы двигателя	Давление в топливном аккумуляторе – P_a , МПа	Продолжительность управляющего импульса – $t_{упр}$, мкс	Величина цикловой подачи – q_u , мм ³	
			Согласно тест-плану	Расчётное значение
1. Холостой ход	30	695	4,6±3,5	7,9
2. Частичная нагрузка	60	630	12,8±4,8	17,4
3. Полная нагрузка	145	800	52,4±8	51,4

В таблице 1 приведены результаты сравнения расчётных значений цикловых подач ЭГФ без дефектов для разных режимов работы двигателя со значениями из тест-плана фирмы BOSCH.

Из таблицы 1 видно, что расчётные значения цикловых подач ЭГФ для всех режимов работы ДВС находятся в допустимых пределах.

На рисунке 5 приведены графики полученных зависимостей величины цикловой подачи топлива и чувствительности данного диагностического параметра от величины зазора в сопряжениях «направляющая часть иглы – корпус распылителя», «плунжер мультипликатора – втулка» для режимов работы ДВС: холостой ход, частичные нагрузки, полная нагрузка.

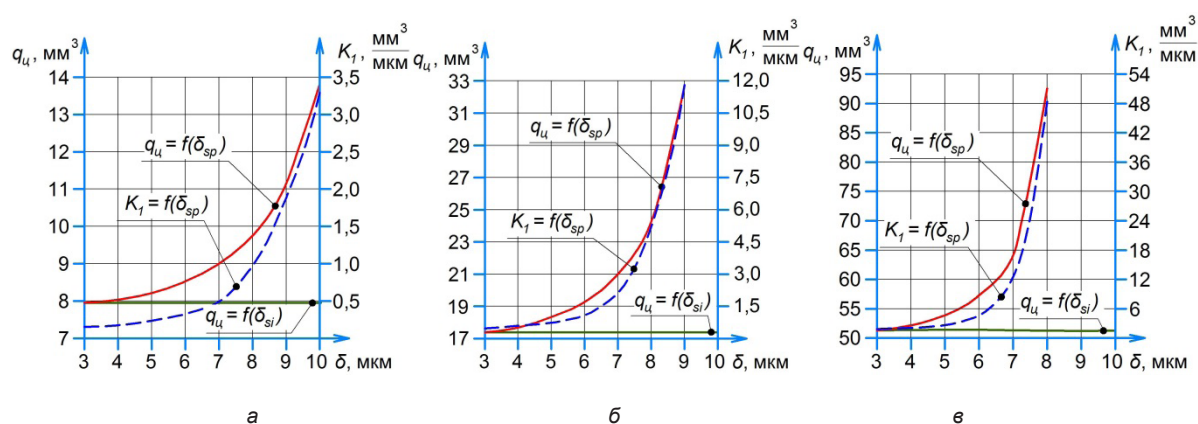


Рисунок 5 – Графики зависимостей величины цикловой подачи и чувствительности диагностического параметра от величины зазора в сопряжениях «направляющая часть иглы – корпус распылителя», «плунжер мультипликатора – втулка»:
а – режим холостого хода; б – режим частичных нагрузок; в – режим полной нагрузки
Источник: составлено автором.

Figure 5 – Graphs of the dependencies of the value of the cyclic feed and the sensitivity of the diagnostic parameter on the size of the gap in 'guiding part of the needle – sprayer body', 'plunger multiplier – bushing' interfaces: a) idle mode; b) partial load mode; c) full load mode
Source: compiled by the author.

Из полученных результатов видно, что изменение зазора в сопряжении «направляющая часть иглы – корпус распылителя» в заданном диапазоне на всех рассмотренных режимах работы ДВС практически не влияет на величину цикловой подачи топлива ЭГФ.

С увеличением зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка» на всех режимах работы ДВС происходит увеличение цикловой подачи топлива ЭГФ, также возрастает и чувствительность данного диагностического параметра. Зависимости $q_u = f(\delta_{sp})$, $K_1 = f(\delta_{sp})$ нелинейные, с увеличением зазора происходит существенное возрастание темпов роста цикловой подачи и чувствительности. Во всем рассматриваемом диапазоне изменения зазора наибольшая чувствительность диагностического параметра соответствует режиму полной нагрузки.

На рисунке 6 представлены графики полученных зависимостей величины цикловой подачи топлива и чувствительности данного диагностического параметра от величины неплотности управляющего клапана для разных режимов работы ДВС.

Из графиков видно, что с увеличением величины неплотности управляющего клапана на всех режимах работы ДВС происходит увеличение цикловой подачи топлива ЭГФ и чувствительности данного диагностического параметра. Зависимость $q_u = f(s)$ нелинейная, с увеличением величины неплотности управляющего клапана интенсивность роста цикловой подачи повышается. Во всем диапазоне ва-

рирования величины неплотности наибольшая чувствительность диагностического параметра соответствует режиму полной нагрузки.

На рисунке 7 приведены графики полученных зависимостей величины среднего расхода топлива в сливную магистраль и чувствительности данного диагностического параметра от величины зазора в сопряжениях «направляющая часть иглы – корпус распылителя», «плунжер мультипликатора – втулка» для разных режимов работы ДВС.

Из графиков видно, что с увеличением зазора в сопряжениях «направляющая часть иглы – корпус распылителя» и «плунжер мультипликатора – втулка» на всех режимах работы ДВС происходит увеличение среднего расхода топлива ЭГФ в сливную магистраль, также растёт и чувствительность данного диагностического параметра. Зависимости нелинейные, с увеличением величин зазоров темпы роста среднего расхода топлива в сливную магистраль возрастают. При переходе от режима холостого хода к режиму полной нагрузки чувствительность диагностического параметра возрастает во всем заданном диапазоне изменения зазоров.

На рисунке 8 представлены графики полученных зависимостей величины среднего расхода топлива в сливную магистраль и чувствительности данного диагностического параметра от величины неплотности управляющего клапана для разных режимов работы ДВС.

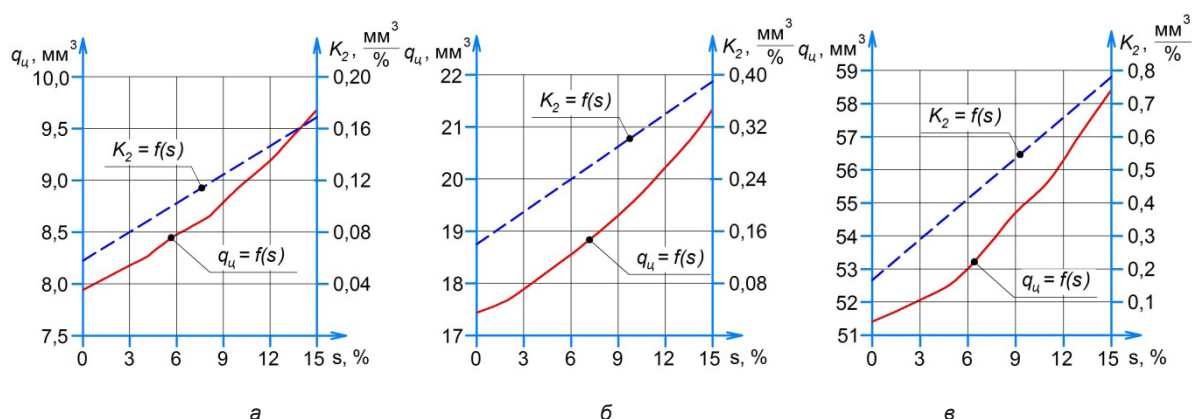


Рисунок 6 – Графики зависимостей величины цикловой подачи и чувствительности диагностического параметра от величины неплотности управляющего клапана:

а – режим холостого хода; б – режим частичных нагрузок; в – режим полной нагрузки
Источник: составлено автором.

Figure 6 – Graphs of dependencies of the value of the cyclic feed and the sensitivity of the diagnostic parameter on the value of leakage of the control valve: a) idle mode; b) partial load mode; c) full load mode
Source: compiled by the author.

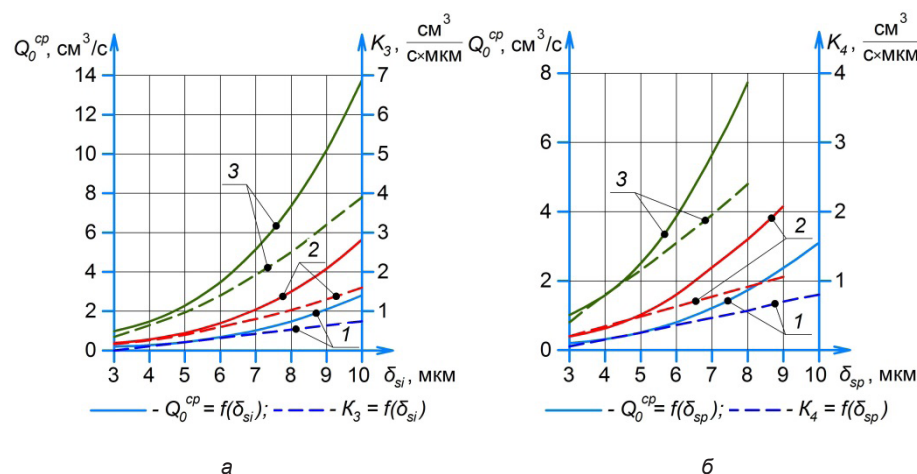


Рисунок 7 – Графики зависимостей величины расхода топлива в сливную магистраль и чувствительности диагностического параметра от величины:
а – зазора в сопряжениях «направляющая часть иглы – корпус распылителя»;
б – зазора «плунжер мультипликатора – втулка»;
1 – режим холостого хода; 2 – режим частичных нагрузок; 3 – режим полной нагрузки
Источник: составлено автором.

Figure 7 – Graphs of the dependencies of the value of fuel consumption in the drain line and the sensitivity of the diagnostic parameter on the value of:
a) the gap in 'the guide part of the needle – the body of the atomizer' interfaces;
b) 'plunger multiplier – bushing' gap.
1 – idle mode; 2 – mode of partial loads; 3 – full load mode
Source: compiled by the author.

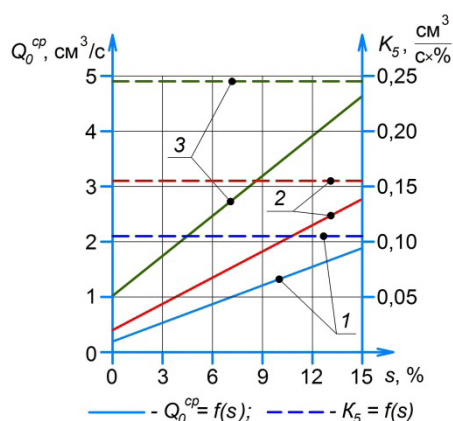


Рисунок 8 – График зависимостей величины расхода топлива в сливную магистраль и чувствительности диагностического параметра от величины неплотности управляющего клапана:
1 – режим холостого хода; 2 – режим частичных нагрузок; 3 – режим полной нагрузки
Источник: составлено автором.

Figure 8 – Graph of the dependencies of the fuel flow rate in the drain line and the sensitivity of the diagnostic parameter on the leakage value of the control valve:
1 – idle mode; 2 – mode of partial loads; 3 – full load mode
Source: compiled by the author.

Из полученных результатов видно, что с увеличением величины неплотности управляющего клапана на всех режимах работы ДВС

происходит увеличение среднего расхода ЭГФ в сливную магистраль. Чувствительность данного диагностического параметра практически не изменяется во всём рассматриваемом диапазоне варьирования величины неплотности. Наибольшая чувствительность диагностического параметра соответствует режиму полной нагрузки.

Как показывают расчётные исследования, изменение зазора в сопряжении «направляющая часть иглы – корпус распылителя» в заданном диапазоне практически не влияет на величину задержки начала подъёма иглы, на продолжительность подъёма и посадки иглы, на продолжительность впрыска.

На рисунке 9 приведены графики полученных зависимостей величины задержки начала подъёма иглы, продолжительности подъёма иглы и чувствительности данных диагностических параметров от величины зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка» для разных режимов работы ДВС.

Из графиков (рисунок 9, а) видно, что с увеличением величины зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка» на всех режимах работы ДВС величина задержки начала подъёма иглы уменьшается, при этом чувствительность данного диагностического параметра возрастает.

При увеличении зазора более чем $\delta_{sp} \approx 4$ мкм наибольшая чувствительность будет соответствовать режиму частичных нагрузок.

С увеличением величины зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка» на всех режимах работы ДВС продолжительность подъёма иглы уменьшается (рисунок 9, б), чувствительность данного диагностическо-

го параметра возрастает. При увеличении зазора чувствительность на режимах холостого хода и частичных нагрузок возрастает практически линейно. Зависимость $K_7 = f(\delta_{sp})$ на режиме полной мощности нелинейная, интенсивность роста чувствительности возрастает при увеличении величины зазора.

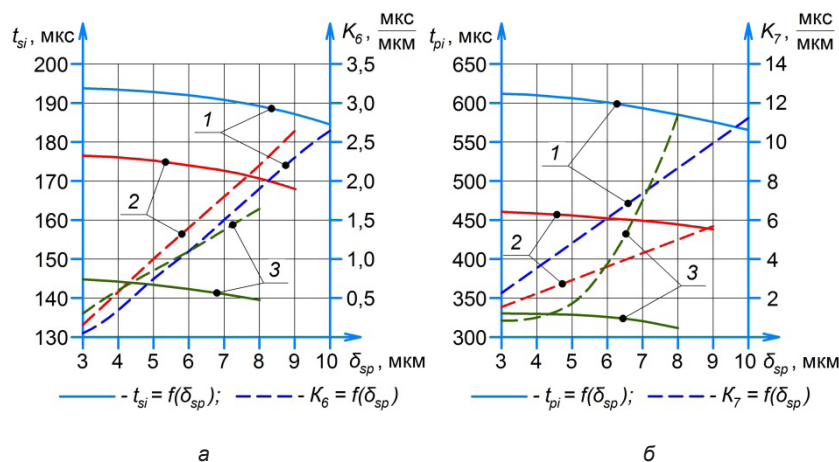


Рисунок 9 – Графики зависимостей: а – величины задержки начала подъёма иглы и чувствительности диагностического параметра; б – продолжительности подъёма иглы и чувствительности диагностического параметра от величины зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка»; 1 – режим холостого хода; 2 – режим частичных нагрузок; 3 – режим полной нагрузки
Источник: составлено автором.

Figure 9 – Graphs of dependencies: a) the value of the delay in the beginning of the rise of the needle and the sensitivity of the diagnostic parameter; b) the duration of the needle lift and the sensitivity of the diagnostic parameter on the size of the gap in the 'plunger-multiplier-sleeve' interface. 1 – idle mode; 2 – mode of partial loads; 3 – full load mode
Source: compiled by the author.

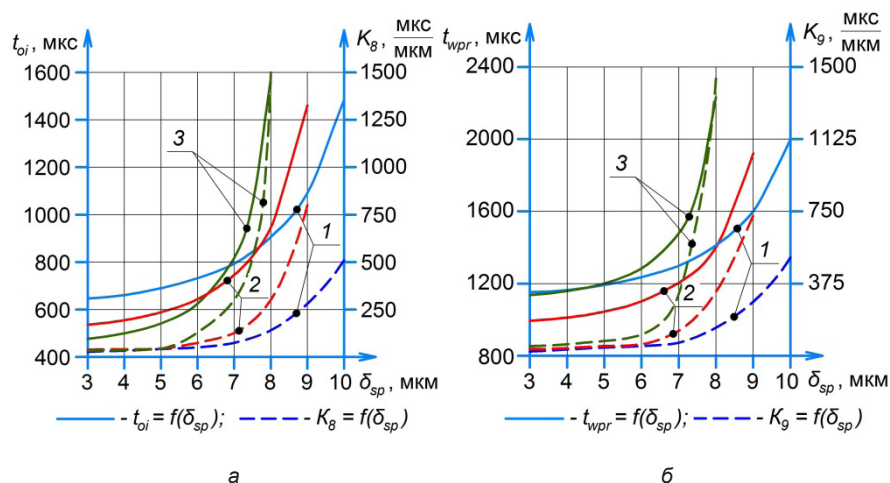


Рисунок 10 – Графики зависимостей: а – продолжительности посадки иглы и чувствительности диагностического параметра; б – продолжительности впрыска и чувствительности диагностического параметра от величины зазора в сопряжении «плунжер мультипликатор – втулка»; 1 – режим холостого хода; 2 – режим частичных нагрузок; 3 – режим полной нагрузки
Источник: составлено автором.

Figure 10 – Graphs of dependencies: a) the duration of the needle landing and the sensitivity of the diagnostic parameter; b) the duration of injection and the sensitivity of the diagnostic parameter on the size of the gap in the 'plunger multiplier – bushing' interface. 1 – idle mode; 2 – mode of partial loads; 3 – full load mode
Source: compiled by the author.

При увеличении зазора до определённого значения ($\delta_{sp} \approx 7,2$ мкм) наибольшей чувствительностью диагностический параметр будет обладать на режиме холостого хода, при дальнейшем увеличении зазора наибольшая чувствительность будет соответствовать режиму полной нагрузки.

На рисунке 10 приведены графики полученных зависимостей продолжительности посадки иглы, продолжительности впрыска и чувствительности данных диагностических параметров от величины зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка» для разных режимов работы ДВС.

Из полученных результатов видно, что с увеличением величины зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка» на всех режимах работы ДВС продолжительность посадки иглы и продолжительность впрыска значительно возрастают, также растёт чувствительность данных диагностического параметра. Зависимости $t_{oi} = f(\delta_{sp})$; $t_{wpr} = f(\delta_{sp})$ нелинейные, с увеличением зазора происходит возрастание темпов роста продолжительности посадки иглы и продолжительности впрыска. Во всем рассматриваемом диапазоне изменения зазора наибольшая чувствительность диагностических параметров соответствует режиму полной нагрузки.

В результате проведённых расчётных исследований выявлено, что величина задержки начала подъёма иглы и продолжительность подъёма иглы в заданном диапазоне изменения величины неплотности управляющего клапана практически не изменяются на всех рассмотренных режимах работы ДВС.

На рисунке 11 приведены графики полученных зависимостей продолжительности посадки иглы, продолжительности впрыска и чувствительности данных диагностических параметров от величины неплотности управляющего клапана для разных режимов работы ДВС.

Из графиков видно, что продолжительность посадки иглы и продолжительность впрыска существенно возрастают с увеличением величины неплотности управляющего клапана, также растёт чувствительность данных диагностических параметров. Зависимости $t_{oi} = f(s)$; $t_{wpr} = f(s)$ нелинейные, с ростом величины неплотности интенсивность увеличения продолжительности посадки иглы и продолжительности впрыска увеличивается. На режимах холостого хода и частичных нагрузок зависимости $K_{10} = f(s)$ нелинейные, с увеличением величины неплотности управляющего клапана возрастает темп роста чувствительности.

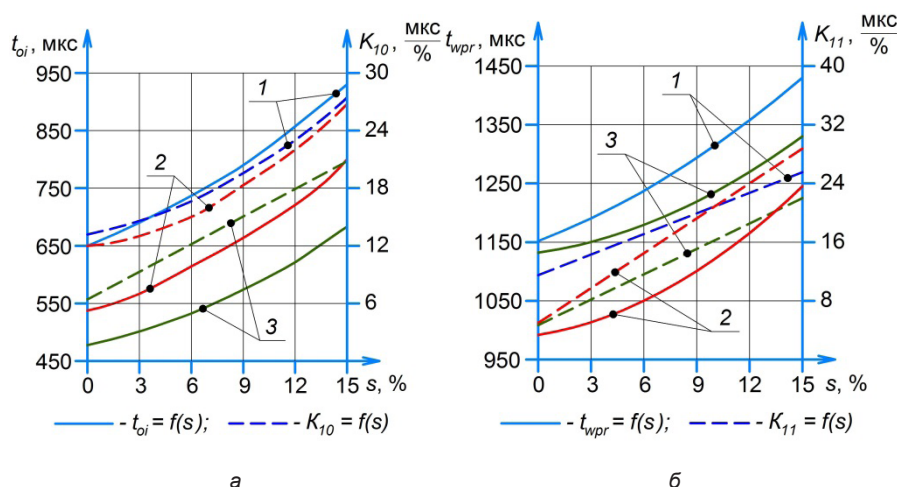


Рисунок 11 – Графики зависимостей: а – продолжительности посадки иглы и чувствительности диагностического параметра; б – продолжительности впрыска и чувствительности диагностического параметра от величины неплотности управляющего клапана; 1 – режим холостого хода; 2 – режим частичных нагрузок; 3 – режим полной нагрузки
Источник: составлено автором.

Figure 11 – Graphs of dependencies: a) the duration of the needle landing and the sensitivity of the diagnostic parameter; b) the duration of injection and the sensitivity of the diagnostic parameter on the value of leakage of the control valve. 1 – idle mode; 2 – mode of partial loads; 3 – full load mode
Source: compiled by the author.

Во всем заданном диапазоне варьирования величины неплотности наибольшая чувствительность диагностического параметра – продолжительность посадки иглы будет соответствовать режиму холостого хода (рисунок 11, а). Чувствительность диагностического параметра – продолжительность впрыска при увеличении величины неплотности до определённого значения ($s \approx 10\%$) будет наибольшей на режиме холостого хода, при дальнейшем росте неплотности максимальная чувствительность будет соответствовать режиму частичной нагрузки (рисунок 11, б).

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты проведенного исследования позволяют утверждать, что характер зависимостей отдельных диагностических параметров от рассмотренных структурных параметров ЭГФ одинаков для всех заданных режимов работы ДВС.

Влияние изменения рассмотренных структурных параметров ЭГФ в заданном диапазоне на диагностические параметры и их чувствительность отражено в таблице 2.

Таблица 2
Влияние изменения структурных параметров форсунки на диагностические параметры и их чувствительность
Источник: составлено автором.

Table 2
Influence of changes in injector structural parameters on diagnostic parameters and their sensitivity
Source: compiled by the author.

Наименование диагностического параметра	Наименование структурного параметра		
	Зазор в сопряжении «направляющая часть иглы – корпус распылителя», δ_{si} , мкм	Зазор в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка», δ_{sp} , мкм	Неплотность управляющего клапана, s , %
Величина цикловой подачи, $q_{ц}$, мм ³	$q_{ц} = f(\delta_{si})$ – практически не влияет	$q_{ц} = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость; $K_1 = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость	$q_{ц} = f(s)$ – прямая зависимость; $K_2 = f(s)$ – прямая зависимость
Средний расход топлива в сливную магистраль, Q_o^{cp} , см ³ /с	$Q_o^{cp} = f(\delta_{si})$ – прямая зависимость; $K_3 = f(\delta_{si})$ – прямая зависимость	$Q_o^{cp} = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость; $K_4 = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость	$Q_o^{cp} = f(s)$ – прямая зависимость; $K_5 = f(s)$ – практически не влияет
Величина задержки начала подъёма иглы, t_{si} , мкс	$t_{si} = f(\delta_{si})$ – практически не влияет	$t_{si} = f(\delta_{sp})$ – обратная зависимость; $K_6 = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость	$t_{si} = f(s)$ – практически не влияет
Продолжительность подъёма иглы, t_{pi} , мкс	$t_{pi} = f(\delta_{si})$ – практически не влияет	$t_{pi} = f(\delta_{sp})$ – обратная зависимость; $K_7 = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость	$t_{pi} = f(s)$ – практически не влияет
Продолжительность посадки иглы, t_{oi} , мкс	$t_{oi} = f(\delta_{si})$ – практически не влияет	$t_{oi} = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость; $K_8 = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость	$t_{oi} = f(s)$ – прямая зависимость; $K_{10} = f(s)$ – прямая зависимость
Продолжительность впрыска, t_{wpr} , мкс	$t_{wpr} = f(\delta_{si})$ – практически не влияет	$t_{wpr} = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость; $K_9 = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость	$t_{wpr} = f(s)$ – прямая зависимость; $K_{11} = f(s)$ – прямая зависимость

Из таблицы 2 видно, что изменение по отдельности каждого из рассмотренных структурных параметров отражается на изменении определённых диагностических параметров из всей заданной совокупности. При изменении зазора в сопряжении «направляющая часть иглы – корпус распылителя» значительно изменяется только средний расход топлива в сливную магистраль. В случае изменения зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка» происходит изменение всех диагностических параметров. При изменении величины неплотности управляющего клапана значительно изменяются только величина цикловой подачи, величина среднего расхода топлива в сливную магистраль, продолжительность посадки иглы и продолжительность впрыска. Анализ изменения диагностических параметров из заданной совокупности позволит определить следствием изменения какого структурного параметра это является.

Чувствительность диагностических параметров увеличивается с возрастанием значений структурных параметров за исключением среднего расхода в сливную магистраль при изменении величины неплотности управляющего клапана, в данном случае чувствительность практически постоянна. Следует отметить, что чувствительность рассмотренных диагностических параметров также зависит и от режима работы ДВС.

В результате проведенного исследования выявлены отличия изменения совокупности диагностических параметров при изменении отдельных структурных параметров. Полученная информация будет полезна при совершенствовании существующих и разработке новых методик диагностирования ЭГФ, позволяющих не только определять их общее техническое состояние, но и выявлять конкретные дефекты.

В данной работе исследование влияния структурных параметров на диагностические параметры проводилось последовательно при варьировании одного из структурных параметров и фиксированных значениях других, соответствующих исправному состоянию ЭГФ. В будущих исследованиях целесообразно определить влияние на диагностические параметры одновременного изменения нескольких структурных параметров, также планируется расширить номенклатуру рассматриваемых структурных и диагностических параметров.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Живлюк Г. Е. Состояние и перспективы совершенствования систем топливоподачи Common

Rail / Г. Е. Живлюк, А. П. Петров // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова. 2016. № 1 (35). С. 108-123.

2. Payri F., Luján J., Guardiola C., Rizzoni G. Injection diagnosis through common-rail pressure measurement. *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*, 2006, vol. 220, pp. 347-357. DOI: 10.1243/09544070JAUTO34.

3. Ignaciuk P., Gil L. Damages to injectors in diesel engines. *Advances in Science and Technology Research Journal*, 2014, vol. 8, no. 21, pp. 58-61. DOI: 10.12913/22998624.1091880.

4. Chomik Z., Lagowski P. The analysis of mechanical damage of Common Rail injectors. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*. 2019. vol. 64 (1). pp. 13-20.

5. Krivtsov S. N., Yakimov I. V., Ozornin S. P. Numerical analysis and experimental studies on solenoid common rail diesel injector with worn control valve. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment*. 2018. vol. 327 (4). pp. 042057. DOI:10.1088/1757-899X/327/4/042057.

6. Yakimov I. V., Krivtsov S. N., Potapov A.S., Svirbutovich O.A. Fuel flow and pressure in common return line as a diagnostic parameter of electro-hydraulic injectors technical state. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. vol. 632. pp. 012085. DOI:10.1088/1757-899X/632/1/012058.

7. Stoeck T. Analytical methodology for testing common rail fuel injectors in problematic cases. *Diagnostyka*, 2021, vol. 22 (3). pp. 47-52. <https://doi.org/10.29354/diag/135999>.

8. Stoeck T., Osipowicz T., Abramek K.F. Methodology for the repair of Denso Common Rail solenoid injectors. *Eksplotacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. 2014. vol. 16 (2). pp. 270–275.

9. Osipowicz T., Abramek K. Diagnosing methods common rail fuel injectors. *Combustion Engines*. 2017. vol. 168 (1). pp. 56-61. DOI:10.19206/CE-2017-109.

10. Сенин П. В. Диагностика форсунок топливной системы Common rail / П. В. Сенин, Д. А. Галин // Нива Поволжья. 2016. № 4 (41). С. 113-120.

11. Stoeck T. Application of the experimental design technique in fuel dose adjustment of common rail injector. *Combustion Engines*. 2019. vol. 179 (4). pp. 210-215. DOI: 10.19206/CE-2019-435.

12. Osipowicz T., Kowalek S. Evaluation of Modern Diesel Engine Fuel Injectors. *Teka. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2014. vol. 14 (3). pp. 83-88.

13. Kneba Z., Straszak P., Jakobczyk K. The effectiveness of fault detection in Common Rail injectors examination methods. *Combustion Engines*. 2017. vol. 170 (3). pp. 49-56. DOI: 10.19206/CE-2017-308.

14. Stoeck T. Methodology of testing common rail fuel injectors with the use of Gauss's formulas.

Combustion Engines. 2021. vol. 184 (1). pp. 11-15. DOI: 10.19206/CE-133505.

15. Busz W., Walaszyk A. Optimize the testing process common rail fuel injectors. *Combustion Engines*. 2015. vol. 162 (3). pp. 978-981.

16. Osipowicz T., Diagnosing Common Rail fuel injectors using fuel micro-doses. *Teka. Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa*. 2015. vol. 15. no. 1. pp. 61-64.

17. Osipowicz T., Abramek K. Stoeck T. Testing of modern common rail fuel injectors. *Combustion Engines*. 2015. vol. 162 (3). pp. 688-694.

18. Жигадло А. П. Теоретические исследования и техническое обслуживание форсунок с электрогидравлическим управлением / А. П. Жигадло, Ю. П. Макушев // *Вестник СибАДИ*. 2022. Т. 19 (6). С. 842-857. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2022-19-6-842-857>.

19. Макушев Ю. П. Методика диагностики топливной аппаратуры дизеля по изменению давления на входе в форсунку и движения иглы / Ю. П. Макушев, А. В. Филатов, Л. Ю. Михайлова // *Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе*. 2012. Т. 1. С. 347-354.

20. Неговора А. В. Модуль для поэтапного диагностирования топливоподающей системы дизелей / А. В. Неговора, А. А. Козеев, М. М. Габдрахимов, У. А. Махиянов // *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 2010. № 3. С. 13-14.

21. Астахов И. В. Подача и распыливание топлива в дизелях / И. В. Астахов, В. И. Трусов, А. С. Хачиян, Л. Н. Голубков. Москва: Машиностроение, 1971. 359 с.

22. Абалаяев А. Ю. Математическая модель гидродинамических процессов в электрогидравлической форсунке / А. Ю. Абалаяев, А. А. Пигарина // *Двигателестроение*. 2000. №1. С. 13-14.

23. Драган, Ю. Е. Анализ исследований гидродинамических процессов в электрогидравлических форсунках дизелей / Ю. Е. Драган // *Двигатели внутреннего сгорания*. 2012. № 1. С. 3-7.

REFERENCES

1. Zhivlyuk G. E., Petrov A. P. Status and prospects for improving Common Rail fuel supply systems. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota im. admirala S. O. Makarova*. 2016; 1 (35): 108-123. (In Russ.)

2. Payri F., Luján J., Guardiola C., Rizzoni G. Injection diagnosis through common-rail pressure measurement. *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*. 2006; 220: 347-357. DOI: 10.1243/09544070JAUTO34.

3. Ignaciuk P., Gil L. Damages to injectors in diesel engines. *Advances in Science and Technology Research Journal*. 2014; 8, no. 21: 58-61. DOI: 10.12913/22998624.1091880.

4. Chomik Z., Lagowski P. The analysis of mechanical damage of Common Rail injectors. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*. 2019; 64 (1): 13-20.

5. Krivtsov S. N., Yakimov I. V., Ozornin S. P. Numerical analysis and experimental studies on solenoid common rail diesel injector with worn control valve. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment*. 2018; 327 (4): 042057. DOI:10.1088/1757-899X/327/4/042057.

6. Yakimov I. V., Krivtsov S. N., Potapov A. S., Svirbutovich O. A. Fuel flow and pressure in common return line as a diagnostic parameter of electro-hydraulic injectors technical state. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019; 632: 012085. DOI:10.1088/1757-899X/632/1/012085.

7. Stoeck T. Analytical methodology for testing common rail fuel injectors in problematic cases. *Diagnostyka*. 2021; 22 (3): 47-52. <https://doi.org/10.29354/diag/135999>.

8. Stoeck T., Osipowicz T., Abramek K. F. Methodology for the repair of Denso Common Rail solenoid injectors. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. 2014; 16 (2): 270-275.

9. Osipowicz T., Abramek K. Diagnosing methods common rail fuel injectors. *Combustion Engines*. 2017; vol. 168 (1): 56-61. DOI:10.19206/CE-2017-109.

10. Senin P. V., Galin D. A. Common rail fuel injector diagnostics. *Niva Povolzh'ya*, 2016; vol. 4 (41): 113-120. (In Russ.)

11. Stoeck T. Application of the experimental design technique in fuel dose adjustment of common rail injector. *Combustion Engines*. 2019; vol. 179 (4): 210-215. DOI: 10.19206/CE-2019-435.

12. Osipowicz T., Kowalek S. Evaluation of Modern Diesel Engine Fuel Injectors. *Teka. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2014; vol. 14 (3): 83-88.

13. Kneba Z., Straszak P., Jakobczyk K. The effectiveness of fault detection in Common Rail injectors examination methods. *Combustion Engines*; 2017, vol. 170 (3): 49-56. DOI: 10.19206/CE-2017-308.

14. Stoeck T. Methodology of testing common rail fuel injectors with the use of Gauss's formulas. *Combustion Engines*. 2021; vol. 184 (1): 11-15. DOI: 10.19206/CE-133505.

15. Busz W., Walaszyk A. Optimize the testing process common rail fuel injectors. *Combustion Engines*. 2015; vol. 162 (3): 978-981.

16. Osipowicz T., Diagnosing Common Rail fuel injectors using fuel micro-doses. *Teka. Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa*. 2015; 15, no. 1: 61-64.

17. Osipowicz T., Abramek K. Stoeck T. Testing of modern common rail fuel injectors. *Combustion Engines*. 2015; 162 (3): 688-694.

18. Zhigadlo A.P., Makushev Yu.P. Theoretical research and maintenance of electro hydraulically controlled injectors. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2022; 19 (6): 842-857. (In Russ.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2022-19-6-842-857>.

19. Makushev Yu. P., Filatov A. V., Mihajlova L. Yu. Method for diagnosing diesel fuel equipment by

changing the pressure at the inlet to the nozzle and the movement of the needle. *Modernizaciya i nauchnye issledovaniya v transportnom komplekse*. 2012; 1: 347-354. (In Russ.)

20. Negovora A. V., Kozeev A. A., Gabdrahimov M. M., Mahiyarov U. A. Module for element-by-element diagnostics of diesel fuel supply system. *Mekhanizaciya i elektrifikaciya sel'skogo hozyajstva*. 2010; 3: 13-14. (In Russ.)

21. Astahov I. V., Trusov V. I., Hachiyev A. S., Golubkov L. N. *Podacha i raspylivanie topliva v dizelyah* [Fuel supply and spraying in diesel engines]. Moscow, Mechanical engineering, 1971: 359.

22. Abalyaev A. Yu., Pigarina A. A. Mathematical model of hydrodynamic processes in an electrohydraulic nozzle. *Dvigateloostroenie*. 2000; 1: 13-14. (In Russ.)

23. Dragan Yu. E. Analysis of studies of hydrodynamic processes in electro-hydraulic nozzles of diesel engines. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. 2012; 1: 3-7. (In Russ.)

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Журавский Борис Викторович – старший преподаватель кафедры «Автомобильный транспорт», SPIN-код: 9160-2781.

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Boris V. Zhuravsky – Senior lecturer of the Automobile Transport Department, SPIN-код: 9160-2781.

Научная статья
УДК 621.892.28
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-248-259>
EDN: ZPHNOZ



ОБРАЗОВАНИЕ И ВЛИЯНИЕ САЖИ НА МОТОРНЫЕ МАСЛА

С. В. Пашукевич

Омский государственный технический университет (ОмГТУ)

г. Омск, Россия

sofia96@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0002-8111-4725>

АННОТАЦИЯ

Введение. В процессе сгорания дизельного топлива в дизельном двигателе при повышенной подаче топлива в результате его неполного сгорания образуются частицы сажи, которые либо выбрасываются в атмосферу, либо попадают в моторное масло. Сажа, загрязняя моторное масло, вызывает изменение его показателей качества. Сажа представляет собой очень мелкие частицы, образующиеся по сложному механизму реакции в пламени богатой топливом области при сжигании углеводородов в отсутствие воздуха, в основном состоящие из смеси аморфного углерода и органического вещества.

Материалы и методы. В данной работе приведены результаты литературного обзора, направленного на изучение путей возникновения сажи при эксплуатации дизельных двигателей, ее влияния на поверхности пар трения и узлов двигателя, также обсуждаются механические свойства дизельной сажи.

Выводы. Содержание сажи в моторном масле резко возрастает в двигателях с рециркуляцией отработавших газов, что приводит к повышению температуры в зонах трения и вязкости смазочного материала, а также к образованию отложений на горячих деталях. Эти процессы происходят по причине разрежения в картерном пространстве и интенсификации поступления газов из камеры сгорания. Интервалы замены масла необходимо контролировать при повышенной интенсивности поступления сажи в моторное масло.

Рамки исследования/возможности. Такого вида исследование поможет определить причины возникновения сажи в дизельном двигателе, понять последствия использования загрязненного частицами сажи моторного масла.

Оригинальность/ценность. Проведенное исследование может являться основой для разработки рекомендаций по совершенствованию технического обслуживания двигателей внутреннего сгорания для предприятий, имеющих в своем распоряжении автомобили с дизельными двигателями с целью увеличения ресурса силовых агрегатов и сокращения эксплуатационных затрат.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: моторное масло, дизельное топливо, окисление, сажа, двигатель внутреннего сгорания, кислотное число, щелочное число

Статья поступила в редакцию 09.01.2023; одобрена после рецензирования 27.02.2023; принята к публикации 21.04.2023.

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Пашукевич С. В. Образование и влияние сажи на моторные масла // Вестник СибАДИ. 2023. Т. 20, № 2 (90). С. 248-259. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-248-259>

© Пашукевич С. В., 2023



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Origin article
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-248-259>
EDN: ZPHHOZ

SOOT FORMATION AND EFFECT ON ENGINE OILS

Sophia V. Pashukevich

Omsk State Technical University

Omsk, Russia

sophia96@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0002-8111-4725>

ABSTRACT

Introduction. During the combustion of diesel fuel in a diesel engine with an increased fuel supply, as a result of its incomplete combustion, soot particles are formed, which are either released into the atmosphere or inevitably enter the engine oil. Soot, polluting the engine oil, causes a change in its quality indicators. Soot is very small particles formed by a complex reaction mechanism in the flame of a fuel-rich region during the combustion of hydrocarbons in the absence of air, mainly consisting of a mixture of amorphous carbon and organic matter. **Materials and methods** - This paper presents the results of a literary review aimed at studying the ways of soot occurrence during the operation of diesel engines, its effect. The mechanical properties of diesel soot are also discussed on the surfaces of friction pairs and engine components.

Conclusions. The soot content in engine oil will increase sharply in engines with exhaust gas recirculation, which leads to an increase in temperature in the friction zones and viscosity of the lubricant, as well as to the formation of deposits on hot parts. These processes occur due to the discharge in the crankcase space and the intensification of the intake of gases from the combustion chamber. Oil change intervals should be monitored at an increased rate of soot entering the engine oil.

Scope of the study / opportunity. This type of study will help determine the causes of soot in a diesel engine, understand the consequences of using engine oil contaminated with soot particles.

Originality / value. The conducted research can be the basis for the development of recommendations for improving the maintenance of internal combustion engines for enterprises that have cars with diesel engines at their disposal in order to increase the resource of power units and reduce operating costs.

KEYWORDS: engine oil, diesel fuel, oxidation, soot, internal combustion engine, acid number, alkaline number

The article was submitted 09.01.2023; approved after reviewing 27.02.2023; accepted for publication 21.04.23.

The authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation: Pashukevich Sophia V. Soot formation and effect on engine oils. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2023; 20 (2): 248-259. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-248-259>

© Pashukevich S. V., 2023



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

Производители автомобилей пытаются увеличить интервалы технического обслуживания двигателей внутреннего сгорания (ДВС), чтобы снизить как долгосрочные затраты на техническое обслуживание автомобиля, так и воздействие утилизируемого масла на окружающую среду. Очевидным следствием этого является то, что моторное масло будет все больше загрязняться сажей, воздействие которой наносит ущерб качеству смазочного материала.

Заметно, что в последнее время количество автомобилей с дизельными двигателями увеличилось. Дизельные двигатели экономичны в эксплуатации по сравнению с другими двигателями внутреннего сгорания, однако процесс сгорания в дизельном двигателе производит высокоуглеродистый материал, известный как сажа, который является одним из основных компонентов выбросов выхлопных систем.

Просвечивающая электронная микроскопия показывает, что частицы сажи состоят из беспорядочно расположенных, примерно сферических первичных частиц, демонстрирующих определенную степень перекрытия. Размер первичных частиц и степень перекрытия зависят от условий горения. Дизельные двигатели являются источниками высоких выбросов твердых частиц: около 0,2–0,5% массы топлива выбрасывается в виде мелких частиц [1]. Твердые частицы состоят в основном из углеродистой сажи с некоторыми поглощенными углеводородами, в том числе и ароматическими. Негативные последствия выбросов сажи хорошо известны. Более мелкие частицы, присутствующие в окружающем воздухе, которые образуются во время горения, приводят к учащению дыхания. Взвесь очень мелких твердых частиц в атмосфере оказывает неблагоприятное воздействие как краткосрочное, так и долгосрочное на здоровье человека [2].

Кроме того, размер, концентрация и оптические свойства аэрозолей углеродистой сажи играют существенную роль в радиационном балансе атмосферы.

Помимо проблем с выбросами, образование сажи в дизельных двигателях также может влиять на рабочие характеристики двигателя и оказывать влияние на сгорание в цилиндрах.

Например, радиационную теплопередачу от сажи к стенкам цилиндров двигателя, на которую приходится значительная часть потерь тепла в дизельном двигателе и снижение

температуры пламени за счет теплопередачи излучением от сажи, что, в свою очередь, повлияет на образование NOx [3].

ПРИРОДА САЖИ

Сажа, образующаяся в процессе горения, не имеет однозначного определения в химическом или физическом смысле. Несмотря на то, что она выглядит черной и состоит в основном из углерода, она сильно отличается от графита. Частицы сажи содержат водород, который связан с атомами углерода.

Количество водорода в саже зависит от времени пребывания частиц сажи в среде горения, при этом в старых частицах содержится меньшее количество водорода. Как правило, соотношение C:H составляет порядка 8, что намного больше, чем у молекул исходного дизельного топлива, в нем соотношение составляет около 0,5. Атомы углерода связаны вместе в гексагональных гранецентрированных массивах в плоскостях, обычно называемых пластинами. Пластины располагаются слоями с образованием кристаллитов, которые объединяются вместе, образуя трехмерную сферу. Средняя плотность частиц сажи составляет около 1,8 г/см³, что ниже, чем у графита, поскольку расстояние между случайно расположенными кристаллитами немного больше. Исследования с помощью электронной микроскопии показали, что образующиеся при сгорании частицы сажи, которые называются элементарными или первичными частицами, имеют почти сферическую форму с диаметром часто в диапазоне 20–30 нм; такая частица содержит около миллиона атомов углерода. Эти первичные частицы обычно имеют логарифмически нормальное распределение по диаметру, они агрегируются вместе, образуя прямые или разветвленные цепочки, часто называемые кластерами. Твердые частицы, находящиеся в выхлопных газах дизельных двигателей, имеют еще более сложную структуру и химический состав, чем агрегаты [4, 5, 6].

Элементарные частицы служат ядрами, в которых тяжелые углеводороды могут быть химически или физически адсорбированы позднее в процессе сгорания или во время такта выпуска [7].

Рисунок 1 иллюстрирует природу частиц сажи в выхлопных газах техники с дизельным двигателем. Конденсируемый материал, который часто называют растворимой органической фракцией, обычно имеет более низкое отношение C:H, чем неэкстрагируемая часть.

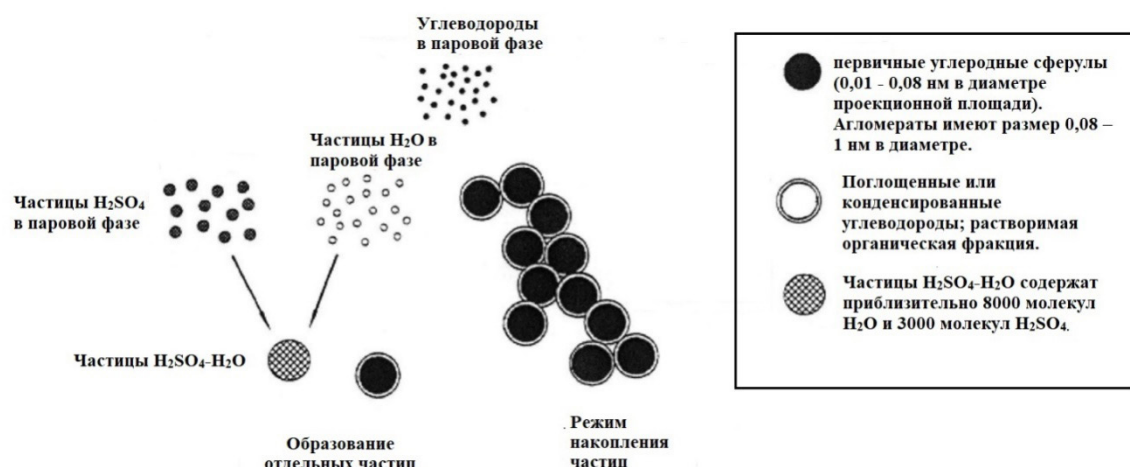


Рисунок 1 – Схематическое изображение частиц выхлопных газов техники с дизельным двигателем
Источник: составлено автором.

Figure 1 – Schematic representation of exhaust gas particles of equipment with a diesel engine
Source: compiled by the author.

Помимо тяжелых углеводородов, незначительные количества серы и неорганических масляных присадок также конденсируются на элементарные частицы сажи. Масла для дизельных двигателей для тяжелых условий эксплуатации состоят примерно на 75–85% из базового масла, а остальная часть состоит из систем присадок. Концентрация серы в базовом масле может варьироваться до 0,5% по массе (базовые масла группы I). Используемые системы добавок также являются источниками серы. Серосодержащие присадки, используемые в рецептуре масел для дизельных двигателей большой мощности, включают детергенты, противоизносные присадки (преимущественно из диалкилдитиофосфата цинка), ингибиторы коррозии, модификаторы трения и антиоксиданты [8].

Сажевые фильтры – это эффективное решение для обеспечения требований по выбросам твердых частиц, т.к. существуют ограничения по выбросам твердых частиц для дизельных двигателей, поэтому эффектив-

ность фильтрации должна обеспечивать 90% их удаления. На поверхности частиц сажи отлагаются соединения азота и кислорода, которые присутствуют в отработанных газах. Эти газы способствуют окислению углерода, из которого состоит сажа. Окисление углеродных частиц сажи является альтернативой регенерации сажевых фильтров современных автомобилей [9].

ПРОЦЕСС ОБРАЗОВАНИЯ САЖИ

Процесс образования сажи включает преобразование молекул углеводородного топлива, содержащих несколько атомов углерода, в агломерат, содержащий сотни тысяч атомов углерода, не имеющий уникальной химической или физической структуры. Фаза превращения газа в твердые частицы охватывает очень сложные химические и физические процессы, которые чрезвычайно трудно определить. Примерная картина образования сажи в однородной среде показана на рисунке 2.

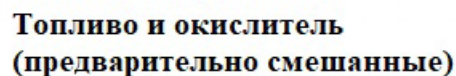


Figure 2 – Approximate picture of soot formation in homogeneous mixtures
Source: compiled by the author.

за счет реакции с C_2H_2 с образованием плоскостных полиароматических углеводородов (ПАУ). ПАУ объединяются, образуя димеры, тримеры и т. д., прежде чем превратиться в фазу частиц. Последующий поверхностный рост зарождающихся частиц сажи определяет конечное количество сажи, в то время как распределение частиц по размерам в основном определяется коагуляцией частиц.

Формирование первого ароматического кольца. Строительным блоком крупных ПАУ и, следовательно, частиц сажи является бензольное кольцо, обладающее относительно высокой термодинамической стабильностью. Образование первого ароматического кольца имеет решающее значение для последующего процесса образования сажи, даже если исходные молекулы топлива являются ароматическими, которые при некоторых условиях могут разлагаться. Большое количество различных химических путей, ведущих к первому бензольному кольцу, обсуждалось в литературе. Сегодня рекомбинация пропангильного радикала (C_3H_3) признана в сообществе горения как наиболее эффективный путь. Другие важные пути включают сочетание бутадиенильного радикала ($n-C_4H_5$) с винилом (C_2H_3), винил-ацетиленом (C_4H_4) с C_2H_2 и бутен-ионовый радикал ($n-C_4H_3$)¹ с C_2H_2 или C_2H_3 . Все вышеуказанные пути включают как рекомбинацию, так и циклизацию. Формирование первого ароматического кольца из полиацетиленов, таких как триацетилен (C_6H_2), оказывается второстепенным [10].

Рост ПАУ и образование частиц (зародышеобразование). Добавление мелких звеньев C_2H_2 способствует росту первого ароматического кольца. В основном рост ПАУ происходит за счет C_2H_2 . Однако были также предложены более быстрые маршруты с использованием таких строительных блоков, как фенил (C_6H_5), циклопентадиенильный радикал (C_5H_5), аценафталин ($C_{12}H_8$). Однако относительная важность реакций ПАУ-ПАУ по сравнению с ПАУ- C_2H_2 широко признается сообществом специалистов по горению на стадии зарождения частиц. На этой стадии тяжелые молекулы ПАУ сливаются и образуют частицы с молекулярной массой более 1500 атомной единицы массы и диаметром около 1,5 нм. Несмотря на то, что зарождение частиц включает в себя образование огромного количества частиц, загрузка сажи на этой стадии считается незначительной [11].

Поверхностный рост. Основная часть выхода сажи образуется в процессе поверхностного роста. Этот процесс включает в себя присоединение частиц газовой фазы к поверхности частиц и их включение в дисперсную фазу. Несмотря на то, что может быть некоторое перекрытие, рост поверхности продолжается сразу после образования зародышей, что создает значительную площадь поверхности для конденсирования на ней частиц газовой фазы. Поверхностный рост включает химиче-

ские связи между частицами сажи и частицами роста, что подразумевает наличие радикальных центров на частицах сажи или на самих ростовых частицах [12].

Коагуляция частиц. Коагуляция относится к столкновениям между частицами, в ходе которых общая масса сажи остается неизменной, в то время как средний размер частиц увеличивается. Для частиц малого диаметра частота столкновений высока и изотропна, так что результирующая частица статистически сохраняет сферическую форму. Быстрый рост поверхности на этой стадии также помогает «заглушить» любые неправильные формы [13]. Исследования показали, что силы ван-дер-Ваальса могут быть значительными на этой стадии, поскольку эффективность прилипания высока, в этих процессах часто используется предел теории столкновений.

Несмотря на то, что эти процессы изображены как отдельные, между вышеуказанными стадиями есть пересечения. Даже в идеально однородной среде рост поверхности и коагуляция частиц происходят одновременно. Более того, на любой из этих стадий происходит окисление ПАУ или сажи, в основном радикалом ОН. Агломерация, которая включает в себя образование скоплений частиц без сохранения их сферической формы начинается позже, когда частицы не очень химически реактивны и рост поверхности не может устранить любые неровности формы [14].

ОБРАЗОВАНИЕ САЖИ В ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Процесс сгорания дизельного топлива очень сложен из-за его нестационарной, неоднородной и турбулентной природы. Эта сложность делает фундаментальное понимание местоположения, сроков и механизмов образования загрязняющих веществ реальной проблемой [15].

Жидкое топливо впрыскивается непосредственно перед окончанием сжатия в горячий воздух, где оно начинает испаряться и смешиваться. После короткой задержки воспламенения происходит самовоспламенение топливно-воздушной смеси и быстрое выделение тепла.

По мере того как впрыскивается больше топлива, сгорание контролируется скоростью диффузии воздуха в пламени. Согласно первоначальному описанию сгорания дизельного топлива, все топливо, впрыскиваемое сразу после предварительного смешивания, будет расходоваться исключительно в диффузионном пламени.

Таблица
Элементный состав частиц дизельной сажи
 Источник: составлено автором.

Table
Elemental composition of diesel soot particles
 Source: compiled by the author.

Элемент	C	H	N	O	S
Первичная сажа	83,5	1,04	0,24	10,5	1,13
Дегазированная сажа	83,8	0,85	0,22	10,7	0,10

Обычно предполагается, что сажа образуется исключительно на стороне диффузионного пламени, богатой топливом, там, где преобладают высокие температуры и возможно разложение молекул исходного топлива [16].

Исходная предварительно смешанная смесь не рассматривается в качестве источника частиц сажи, поскольку считается, что она является стехиометрической.

Есть две основные характеристики концептуальной модели сгорания дизельного топлива, которые стоит отметить:

- Топливо проходит двухступенчатый процесс окисления даже после образования диффузионного пламени; первый происходит в зоне предварительного смешивания, богатой топливом, непосредственно после распыления жидкости, а второй – в диффузионном пламени на периферии факела.

- Сажа образуется в зоне предварительного смешивания, богатой топливом, где соотношение эквивалентности топлива и воздуха было измерено в диапазоне от 2 до 4; затем сажа растет в центре факела из-за роста поверхности, прежде чем часть ее окислится в диффузионном пламени [17].

Состав и структура сажи. Сажа образуется в процессе высокотемпературного пиролиза или при сжигании углеводородов, в основном углерода; другие элементы, такие как водород и кислород, обычно присутствуют в малом количестве. Она часто содержит растворимую органическую фракцию, в состав которой входят ароматические соединения, а также различные другие несгоревшие углеводороды. Выброс сажи из дизельного двигателя определяется конкуренцией между образованием сажи и процессом окисления [18].

Состав типичной дизельной сажи приведен в таблице.

Сажа содержит не менее 1 мас.% водорода. Сера присутствует в виде соединений, поглощенных поверхностью (в виде сульфатов), в то время как кислород прочно связан.

В частицах сажи также часто обнаруживаются незначительные количества цинка, фосфора, кальция, железа, кремния и хрома. Обнаружено, что сажа находится в форме ожерельеобразных агломератов. Эти агломераты состоят из скоплений более мелких основных частиц, которые имеют сферическую или почти сферическую форму. Скопления сажи могут содержать до 4000 сферул (шариков). Размер сферул варьируется в диаметре от 10–80 нм, но в основном находится в пределах 15–50 нм.

На поверхности шариков находится прилипший углеводородный материал или растворимая органическая фракция и неорганические материалы (в основном сульфаты). Сферулы называются «первичными частицами сажи», а скопления сажи, похожие на кластеры или цепочки, определяются как «вторичные частицы», которые состоят из нескольких десятков-сотен первичных сферических частиц. Первичная частица содержит 105–106 атомов углерода. На рисунке 3 представлена микрофотография дизельной сажи, на которой показаны частицы, состоящие из скоплений сферул [19].

При просмотре сферул с помощью просвечивающей электронной микроскопии (ПЭМ) обнаруживаются слои с поверхностными ступенями, которые образуются многочисленными концентрическими кристаллитами. Рентгеновская дифракция, как проиллюстрировано на рисунке 4, показывает, что атомы углерода первичной частицы сажи упакованы в гексагональные гранецентрированные массивы, обычно называемые пластинками.

Пластинки располагаются слоями, образуя кристаллиты. Обычно кристаллит состоит из двух до пяти пластинок. Расстояние между слоями составляет 3,55 нм, это лишь ненамного больше, чем у графита, толщина кристаллитов составляет около 12 нм [20].

Негативное воздействие сажи на автомобильные двигатели. Вредное воздействие загрязнения смазочного масла частицами сажи давно признано.

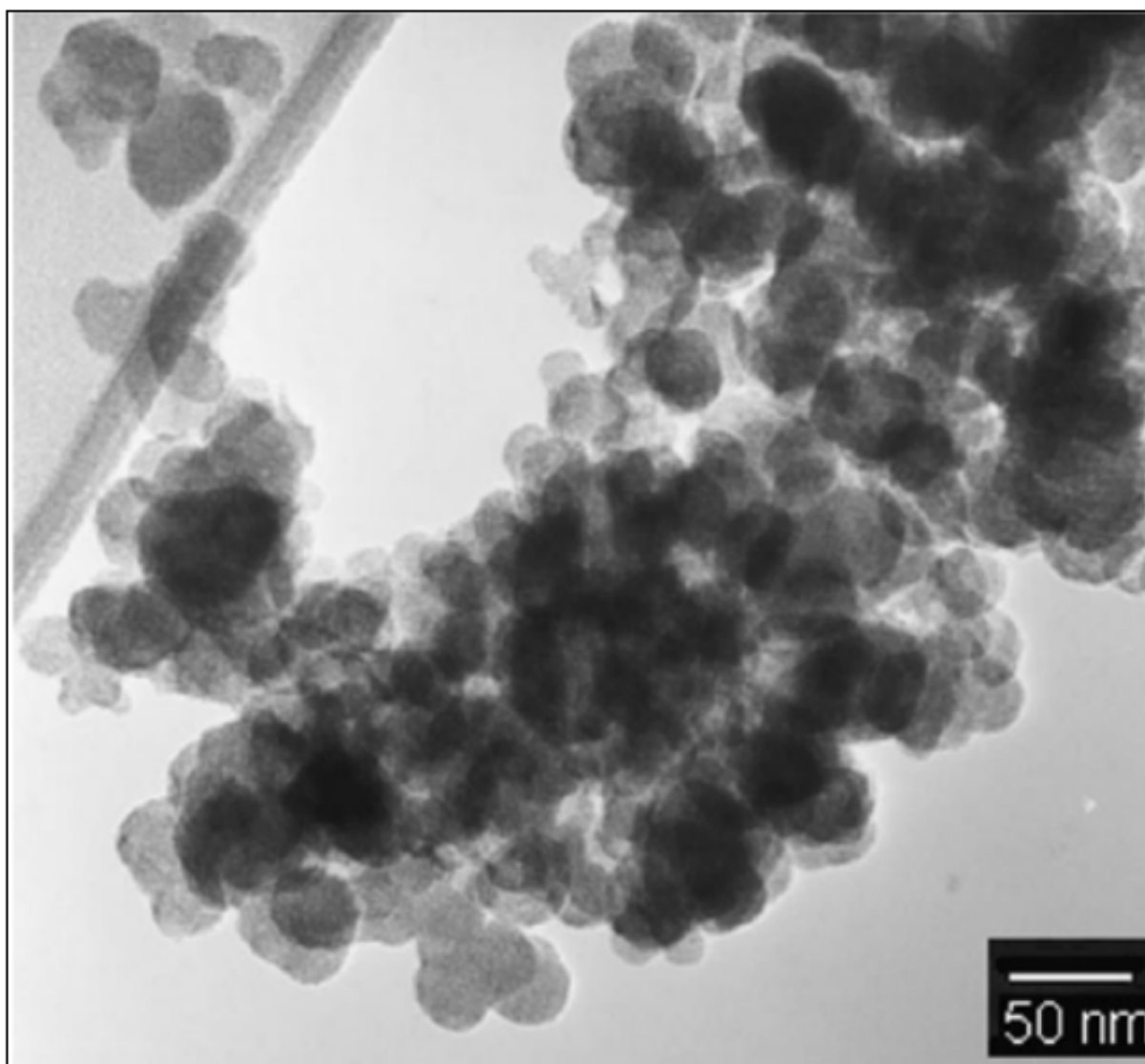


Рисунок 3 – Микрофотография дизельной сажи, на которой видны частицы, состоящие из скоплений сферул [19]

Figure 3 – Micrograph of diesel soot, which shows particles consisting of clusters of spheres [19]



Рисунок 4 – Субструктура частиц сажи [19]

Figure 4 – Substructure of soot particles [19]

Воздействие сажи является многомерным и считается, что механизм износа, вызванного сажей, представляет собой либо один, либо комбинацию некоторых из следующих факторов:

1. Сажа может либо непосредственно попадать в контакт между поверхностями движущихся частей двигателя, либо твердые частицы истирают или царапают поверхности при трении или же блокируют попадание масла в зону контакта трущихся механизмов, когда размер частиц сажи из-за агломерации превышает толщину масляной пленки, или косвенно ухудшается качество масла за счет изменения его химических свойств, что делает его неэффективным при эксплуатации в дизельных двигателях.

2. Сажа действует как абразив на противозносную твердую пленку, образованную маслом на поверхности металла, содержащую кальций, кислород, фосфор и серу.

Загрязнения сажей приводят к значительному увеличению вязкости масла и, таким образом, снижают эффективность масляного насоса, что, следовательно, влияет на скорость и количество смазки, попадающей в трибологические контакты, когда это необходимо [21, 22, 23, 24].

Микроструктура и трибохимическая активность сажи. Также считается, что микроструктура сажи оказывает влияние на ее химическую реакционную способность из-за расположения углеродной структуры, влияющей на ее стойкость к окислению. Термическое старение превращает структуру сажи из неупорядоченного аморфного углерода в более упорядоченные полиароматические соединения с более высокой стойкостью к окислению. При изучении образцов сажи из бензиновых и дизельных двигателей стало заметно, что углеродные, аморфные и графитированные структуры сажи оказывают влияние на их химическую реакционную способность в процессе окисления и газификации, при этом хорошо графитированная дизельная сажа окисляется менее легко [25].

Температура, при которой образуется сажа, также влияет на ее свойства (химический состав, площадь поверхности и морфология) и, следовательно, на ее реакционную способность.

Чем выше температура образования, тем более упорядоченными и менее реактивными являются образцы сажи.

Изучение трибохимического действия различных загрязненных сажей моторных масел

для дизельных двигателей привело к выводу, что концентрация частиц сажи не является единственной причиной износа пар трения.

Свойства, касающиеся морфологии сажи, химии поверхности и реакционной способности, играют большую роль в появлении износа [26, 27, 28].

Также было выяснено, что неспаренные электроны (оборванные связи) сильно разупорядоченной поверхности частиц сажи конкурируют с противоизносными присадками загрязненного моторного масла на металлической поверхности. Частицы сажи, будучи более полярными, имеют больше шансов сначала вступить в реакцию с металлической поверхностью, притягивая к себе присадки, тем самым увеличивая износ. Соответственно, более аморфная структура сажи в двигателе способствует высокому уровню реакционной способности с металлической поверхностью и присадками в смазочном масле. Следовательно, уровень беспорядка в микроструктуре частиц сажи пропорционален их химической реакционной способности. Другим механизмом износа, вызванным сажей, обусловленным в граничных условиях смазки, является коррозионно-абразивный механизм. Этот механизм возникает в результате одновременного образования и удаления трибопленок частицами сажи [29].

В то время как содержание частиц сажи влияет на уровень удаления трибопленок, скорость их образования определяется температурой.

Обычно считается [30], что присутствие частиц сажи в зоне трибологического контакта ответственно за повышенный износ сопрягаемых поверхностей.

Известны работы, в которых были проведены исследования влияния сажи на детали двигателей [31, 32, 33]. Сажа вводилась в моторные масла, состоящие из различных базовых масел, введенных детергентных, диспергирующих, противоизносных присадок и модификаторов трения. Также в ряде работ использовалось различное трибометрическое оборудование с разными контактами трения [34, 35, 36], в которых использовалась сажа моторного масла. На основании этих исследований выяснялось, что износ может быть связан главным образом с истиранием [37, 38] более мягкого материала твердыми частицами сажи. Известны случаи полирующего эффекта сажи при трении. Кроме этого, известны случаи шаржирования сажи в материалы пар трения, т.е. внедрения ее в поверхностные

слои. Встречаются случаи, когда углерод (неграфитная сажа) устраняет пограничную пленку, индуцированную присадкой. Это приводит к абразивному износу пар трения, но может быть компенсировано повышением вязкости базового масла и сопутствующим увеличением толщины пленки жидкости при контакте из-за мелкой дисперсности сажи в жидкости. Приведенные данные могут обеспечить работоспособность узлов трения при наличии сажи в масле.

Все эти факторы следует рассматривать как взаимодополняющие, а не противоречащие друг другу, поскольку каждый помогает лучше понять поведение сажи в автомобильном двигателе [39].

Пути образования загрязнения сажей моторных масел при эксплуатации дизельных двигателей

Основным путем появления сажи в моторном масле при работе дизельного двигателя является поступление газов из камеры сгорания в картерное пространство. Особенно процесс поступления сажи в моторное масло интенсифицируется при неполном сгорании углеводородного топлива.

Топливом для дизельных двигателей служат тяжелые нефтяные фракции, которые характеризуются длинными и гибкими углеводородными молекулами. Использование в топливах для дизельных тяжелых углеводородов позволяет производить процесс запуска двигателя без участия внешних источников энергии (в отличие от наличия системы зажигания в бензиновых двигателях).

Из-за способности дизельного топлива самовоспламеняться не требуется предварительного смешения топлива с воздухом, т.к. это происходит непосредственно в камере сгорания. Таким образом, двигатель всасывает только свежий воздух и газы из системы рециркуляции картерного пространства.

Фактически процесс горения происходит в областях, где соотношение воздух/топливо

является стехиометрическим, но из-за высокой реакционной способности топлива процесс горения также происходит в зонах, где количество углеводородов значительно больше, нежели количество, необходимое для окисления кислородом. Из-за этого области, богатые топливом, ответственны за образование углеродистых атомов-загрязнителей, известных как сажа.

При быстром сгорании топлива, накопленного во время задержки воспламенения, сгорает только часть топлива (около 10%). Далее

начинается смешанное контролируемое сжигание. На этой фазе скорость сгорания зависит от скорости, с которой непрерывно впрыскиваемое топливо испаряется, распределяясь между молекулами воздуха. Кроме того, эту фазу можно контролировать, регулируя скорость впрыска. Неокисленное топливо образует сажу из-за несгоревших полиароматических углеводородов. Для улучшения качества смеси решающее значение приобретает вихревое движение внутри камеры сгорания. Вихревое движение необходимо для уравнивания высокой реакционной способности дизельного топлива. Его способность гореть в богатых средах позволяет молекулам углеводородов осуществлять процессы дегидрирования, переходя от отношения Н/С от 1,85 до 0,1.

В результате такого поведения углеводородные цепи остаются неокисленными, поскольку водород в первую очередь вступает в реакцию с кислородом. Эти углеводородные цепочки имеют тенденцию накапливаться с образованием твердых частиц. Данные скопления углерода переносятся отработавшим газом, с видимой сажой при выхлопе двигателя, если он не оснащен сажевым фильтром. Однако сажа может продолжать окисляться, если присутствует кислород и температура достаточно высока [40, 41, 42].

Второй путь образования сажи возможен в случае неисправной работы элементов топливной системы и нарушения герметичности камеры сгорания. Всё это приводит к попаданию топлива в моторное масло. При работе двигателя из-за попадания топлива в моторное масло и окисления легких топливных углеводородов в смазочном материале происходит накопление элементарного углерода (сажи), ненасыщенных соединений, нитроэфиров, а также соединений, содержащих карбонильные, карбоксильные и гидроксильные функциональные группы. Сера и кислород, присутствующие в масле, способствуют дальнейшему преобразованию продуктов этих реакций в нерастворимые полимерные структуры – смолы и лаки. К образованию отложений, содержащих серу и кислород, приводит воздействие сернистых соединений на масляную пленку в канавках поршней, где установлены поршневые кольца. Результатом окисления и полимеризации указанных продуктов становится образование твердых отложений, способствующих потере подвижности поршневых колец, а это потеря компрессии и интенсификация процесса поступления топлива в масло [43, 44].

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В работе приведены этапы образования сажи в дизельных двигателях внутреннего сгорания.

2. Рассмотрены возможные побочные эффекты в случае загрязнения моторного масла частицами сажи.

3. Отмечено влияние частиц сажи на трибологическую составляющую поверхностей пар трения.

4. В условиях работы дизельного двигателя с высоким содержанием топлива и высокой нагрузкой резко возрастает образование сажи.

5. Сажа в моторном масле при эксплуатации дизельных двигателей образуется из-за неполного сгорания углеводородного дизельного топлива либо же вследствие попадания последнего в смазочный материал.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. E J., Xu W., Ma Yi, Tan D., Peng Q., Tan Ya., Chen L. Soot formation mechanism of modern automobile engines and methods of reducing soot emissions: A review. *Fuel Processing Technology*. 2022. 235: 107373. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2022.107373>
2. Omar A. Al Sh., Salehi F. M., Farooq U., Morina A., Neville A. Chemical and physical assessment of engine oils degradation and additive depletion by soot. *Tribology International*. 2021. 160: 107054. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107054>
3. Wei J., Lu W., Zeng Y., Huang H., Pan M., Liu Y. Physicochemical properties and oxidation reactivity of exhaust soot from a modern diesel engine: Effect of oxy-fuel type. *Combustion and Flame*. 2022. 238: 111940. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2021.111940>
4. Wang Y., Zhuang Y., Yao M., Qin Y., Zheng Zh. An experimental investigation into the soot particle emissions at early injection timings in a single-cylinder research diesel engine. *Fuel*. 2022. 316: 123288. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123288>
5. Zhang X., Song Ch., Lyu G., Li Yu., Qiao Yu., Li Zh. Physicochemical analysis of the exhaust soot from a gasoline direct injection (GDI) engine and the carbon black. *Fuel*. 2022. 322: 124262. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124262>
6. Liang X., Wang Ya., Wang Yu., Zhao B., Zhang Z., Lv X., Wu Zh., Cai X., Wang K. Impact of lubricating base oil on diesel soot oxidation reactivity. *Combustion and Flame*. 2020. 217: Pp. 77-84. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2020.03.035>
7. Liang X., Zhao B., Wang K., Lv X., Wang Ya., Liu J., Wang Yu. Impact of early injection on physicochemical characteristics of diesel soot particles. *Fuel*. 2021. 292: 120262. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.120262>
8. Lapuerta M., Rodríguez-Fernández J., Sánchez-Valdepeñas J. Soot reactivity analysis and implications on diesel filter regeneration. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2020. 78: 100833. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2020.100833>
9. Liu X., Liu J., Zhao L., Ma Zh., Li J., Wang X., Chen W., He Ch. Effects of operating conditions on the

morphology and internal structure of soot particles emitted from an agricultural tractor. *Biosystems Engineering*. 2020. 198. pp. 280-290. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2020.08.018>

10. Wang Yu., Chen Yu, Liang X., Tan P., Deng S. Impacts of lubricating oil and its formulations on diesel engine particle characteristics. *Combustion and Flame*. 2021. 225. Pp. 48-56. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2020.10.047>

11. Wolak A., Molenda J., Zając G., Janocha P. Identifying and modelling changes in chemical properties of engine oils by use of infrared spectroscopy. *Measurement*. 2021. 186: 110141. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2021.110141>

12. Kozina A., Radica G., Nižetić S. Analysis of methods towards reduction of harmful pollutants from diesel engines. *Journal of Cleaner Production*. 2020. 262: 121105. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.121105>

13. Qian Y., Li Z., Yu L., Wang X., Lu X. Review of the state-of-the-art of particulate matter emissions from modern gasoline fueled engines. *Applied Energy*. 2019. 238. Pp. 1269-1298. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.01.179>

14. Eismark J., Christensen M., Andersson M., Karlsson A., Denbratt I. Role of fuel properties and piston shape in influencing soot oxidation in heavy-duty low swirl diesel engine combustion. *Fuel*. 2019. 254: 115568. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.05.151>

Neha, Prasad R., Singh S.V. A review on catalytic oxidation of soot emitted from diesel fuelled engines. *Journal of Environmental Chemical Engineering*. 2020. 8: 103945. <https://doi.org/10.1016/j.jece.2020.103945>

15. Tan P., Cao Ch., Hu Zh., Lou D. Modeling of soot fragmentation that proceeds in a catalyzed diesel particulate filter of a diesel engine. *Chemical Engineering Journal*. 2019. 375: 122110. <https://doi.org/10.1016/j.cej.2019.122110>

16. Guo Yi, Horchler E. J., Fairley N., Stevanovic S., Shang J., Ristovski Z. An experimental investigation of diesel soot thermal-induced oxidation based on the chemical structure evolution. *Carbon*. 2022. 188. Pp. 246-253. <https://doi.org/10.1016/j.carbon.2021.11.068>

17. Wang Zh., Shen L., Lei J., Yao G., Wang G. Impact characteristics of post injection on exhaust temperature and hydrocarbon emissions of a diesel engine. *Energy Reports*. 2022. 8. Pp. 4332-4343. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.03.080>

18. Ni P., Bai L., Wang X., Li R. Characteristics of evolution of in-cylinder soot particle size and number density in a diesel engine. *Fuel*. 2018. 228: 215-225. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.04.158>

19. Yildiz I., Caliskan H., Mori K. Effects of cordierite particulate filters on diesel engine exhaust emissions in terms of pollution prevention approaches for better environmental management. *Journal of Environmental Management*. 2021. 293: 112873. <https://doi.org/10.1016/j.jenvman.2021.112873>

20. Wu H., Dong X., Shi Zh., Li H., Cao W., Zhang L., Bo Ya., Li X. Effect of injection timing on knock combustion and pollutant emission of heavy-duty diesel engines at low temperatures. *Chemosphere*. 2022. 305: 135519. <https://doi.org/10.1016/j.chemosphere.2022.135519>

21. Zhang W., Fan Ch., Lyu G., Li Yu., Liu Ye, Wang Ch., Song Ch. An analysis of the in-cylinder soots

generated from the main- and post-injection combustion in diesel engines. *Proceedings of the Combustion Institute*. 2022. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2022.07.216>.

22. Abián M., Martín Cr., Nogueras P., Sánchez-Valdepeñas J., Rodríguez-Fernández J., Lapuerta M., Alzueta M. U. Interaction of diesel engine soot with NO₂ and O₂ at diesel exhaust conditions. Effect of fuel and engine operation mode. *Fuel*. 2018. 212. Pp. 455-461. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.10.025>

23. Rohani B., Bae Ch. Morphology and nano-structure of soot in diesel spray and in engine exhaust. *Fuel*. 2017. 203. Pp. 47-56. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.04.093>

24. Sun Ch., Martin J., Boehman A. L. Impacts of advanced diesel combustion operation and fuel formulation on soot nanostructure and reactivity. *Fuel*. 2020. 276.118080. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118080>

25. Tormos B., Novella R., Gomez-Soriano J., García-Barberá A., Tsuji N., Uehara I., Alonso M. Study of the influence of emission control strategies on the soot content and fuel dilution in engine oil. *Tribology International*. 2019. 136. Pp. 285-298. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.03.066>

26. Hosseini S. H., Rastegari H., Aghbashlo M., Hajiahmad A., Hosseinzadeh-Bandbafha H., Mohammadi P., Sisi A. J., Khalife E., Lam S. Sh., Pan J., Khataee A., Tabatabaei M. Effects of metal-organic framework nanoparticles on the combustion, performance, and emission characteristics of a diesel engine. *Energy*. 2022. 260. 125070. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125070>

27. Guo Y., Ristovski Z., Graham E., Stevanovic S., Verma P., Jafari M., Miljevic B., Brown R. The correlation between diesel soot chemical structure and reactivity. *Carbon*. 2020. 161. Pp. 736-749. <https://doi.org/10.1016/j.carbon.2020.01.061>

28. Zhang Q., Liu Sh., Wang Zh., Li R., Zhang L., Dong Zh. Effects of a barium-based additive on gaseous and particulate emissions of a diesel engine. *Journal of Hazardous Materials*. 2022. 427. 128124. <https://doi.org/10.1016/j.jhazmat.2021.128124>

29. Fattah I.M. R., Yip Ho L., Jiang Zh., Yuen A.C.Y., Yang W., Medwell P. R., Kook S., Yeoh G.H., Chan Q.N. Effects of flame-plane wall impingement on diesel combustion and soot processes. *Fuel*. 2019. 255. 115726. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.115726>

30. Salehi F. M., Morina A., Neville A. The effect of soot and diesel contamination on wear and friction of engine oil pump. *Tribology International*. 2017.115. pp. 285-296. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.05.041>

31. Zhu D., Zhao R, Wu H., Shi Zh., Li X. Experimental study on combustion and emission characteristics of diesel engine with high supercharged condition. *Chemosphere*. 2022. 304. 135336. <https://doi.org/10.1016/j.chemosphere.2022.135336>

32. Cao Z, Wu H, Chen Z, Xiao P, Hu Z, Li X. Numerical investigation of component coupling effect on soot forming under low temperature condition. *Fuel*. 2022. 330. 125630. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.125630>

33. Fuad A., Rasid A., Zhang Ya. Comparison of the burning of a single diesel droplet with volume and surface contamination of soot particles. *Proceedings of the Combustion Institute*. 2021. 38. Pp. 3159-3166. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2020.07.092>.

34. Fan Ch., Song Ch., Lv G., Wei J., Zhang X., Qiao Yu., Liu Ye. Impact of post-injection strategy on the physicochemical properties and reactivity of diesel in-cylinder soot. *Proceedings of the Combustion Institute*. 2019. 37. Pp. 4821-4829. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2018.08.001>.

35. Cadrazco M., Santamaría A., Agudelo J. R. Chemical and nanostructural characteristics of the particulate matter produced by renewable diesel fuel in an automotive diesel engine. *Combustion and Flame*. 2019. 203. Pp. 130-142. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2019.02.010>.

36. Wu H., Xie F., Han Y., Zhang Q., Li Y. Effect of cetane coupled injection parameters on diesel engine combustion and emissions. *Fuel*. 2022. 319. 123714. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123714>.

37. Kurien C., Srivastava A. K., Gandigudi N., Anand K. Soot deposition effects and microwave regeneration modelling of diesel particulate filtration system. *Journal of the Energy Institute*. 2020. 93. Pp. 463-473. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2019.07.005>.

38. Rocca A. La, Ferrante A., Haffner-Staton E., Cairns A., Weillhard A., Sans V., Carlucci A. P., Laforgia D. Investigating the impact of copper leaching on combustion characteristics and particulate emissions in HPCR diesel engines. *Fuel*. 2020. 263. 116719. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116719>.

39. Verma P., Pickering E., Jafari M., Guo Yi, Stevanovic S., Fernando J.F.S., Golberg D., Brooks P., Brown R., Ristovski Z. Influence of fuel-oxygen content on morphology and nanostructure of soot particles. *Combustion and Flame*. 2019. 205. Pp. 206-219. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2019.04.009>.

40. Ferraro G., Fratini E., Rausa R., Baglioni P. Impact of oil aging and composition on the morphology and structure of diesel soot. *Journal of Colloid and Interface Science*. 2018. 512: 291-299. <https://doi.org/10.1016/j.jcis.2017.10.033>.

41. Pfau S.A., Rocca A. La, Haffner-Staton E., Rance G.A., Fay M.W., Brough, S. Malizia R.J. Comparative nanostructure analysis of gasoline turbocharged direct injection and diesel soot-in-oil with carbon black. *Carbon*. 2018. 139. Pp. 342-352. <https://doi.org/10.1016/j.carbon.2018.06.050>.

42. Bagi S., Sharma V., Aswath P. B. Role of dispersant on soot-induced wear in Cummins ISB engine test. *Carbon*. 2018. vol. 136. pp. 395-408. <https://doi.org/10.1016/j.carbon.2018.04.066>.

43. Korneev S. V., Bakulina V. D., Yarmovich Y. V., Pashukevich S. V. Influence of base oils on changes in the performance characteristics of motor oils when exposed to high temperatures and diluted with fuel // AIP Conference Proceedings, Omsk, 24–27 february 2021. Omsk, 2021. P. 020001. DOI 10.1063/5.0075527. EDN UOLQSH.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Пашукевич София Вячеславовна – аспирант группы Ма – 202 кафедры «Химия и химическая технология», SPIN-код: 5626-7085.

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Sophia V. Pashukevich – Postgraduate student, Chemistry and Chemical Technology Department, SPIN-код: 5626-7085.

Научная статья
УДК 669.058.7
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-260-276>
EDN: CBHVWL



МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЭЛЕКТРОЛИТИЧЕСКОГО ПОКРЫТИЯ СПЛАВА ЖЕЛЕЗО-ХРОМ ИЗ СУЛЬФАТНО-ХЛОРИДНОГО ЭЛЕКТРОЛИТА ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

А. С. Янута^{*1}, Ю. В. Штефан¹, В. К. Фёдоров¹, Н. И. Корнейчук²

¹Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, Россия

²Бендерский политехнический филиал Приднестровского государственного университета им. Т.Г. Шевченко, г. Бендеры, Молдова (Приднестровье)

ianyta_anton@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-7134-6979>

shtephan@madi.ru, <http://orcid.org/0000-0002-7882-4873>

kaskadf@yandex.ru, <http://orcid.org/0000-0002-5840-4759>

n.corneiciuc@uasm.md, <http://orcid.org/0000-0002-6420-389X>

^{*}ответственный автор

АННОТАЦИЯ

Введение. Технологический процесс восстановления детали должен обеспечивать более 80% ресурса и не более 50% стоимости новой детали. Износостойкость нанесенного покрытия предопределяет ресурс восстановленной детали, работающей при гидроабразивном и граничном трении. Микротвердость электролитического покрытия на основе железа является одним из ключевых показателей износостойкости. Исследование результатов статистической обработки и факторов, наибольшим образом влияющих на повышение микротвердости покрытия на основе железа, позволит рекомендовать и оптимизировать условия осаждения для получения наиболее износостойких покрытий.

Материалы и методы. Исследования проводили на оборудовании, позволяющем получать необходимые данные с требуемой точностью. Математическую обработку проводили с применением современных средств обработки статистических данных, которые исключали возможные ошибки, позволяя получать зависимость факторов с необходимой точностью.

Результаты. В ходе исследования разработанного сульфатно-хлоридного электролита для осаждения железохромового покрытия возникла необходимость определения влияния условий осаждения – «факторов» (температура, кислотность электролита, плотность катодного тока) на микротвердость покрытия – «отклик». Было выявлено, что сочетание факторов «температура» и «катодная плотность тока» в кодированных значениях 1,5...2,0 и -2 являются наиболее значимыми. Оптимизированы условия осаждения с целью получения покрытия с максимальной микротвердостью.

Обсуждение и заключение. В результате проведенных исследований влияния условий осаждения сплава Fe-Cr из сульфатно-хлоридного электролита на микротвердость покрытия установлено, что для получения качественного покрытия сплава железо-хром с высокими показателями микротвердости необходимо точно соблюдать требования условий осаждения и кислотности в большей степени. Так как плотность тока и температура электролита, по сравнению с кислотностью электролита, устанавливаются и регулируются оборудованием ванны железнения.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: железнение, сплав, железо-хром, восстановление, износостойкость, микротвердость, уравнение регрессии, статистическая обработка, температура электролита, кислотность электролита, плотность тока

БЛАГОДАРНОСТИ: благодарность рецензентам статьи.

Статья поступила в редакцию 19.01.2023; одобрена после рецензирования 06.03.2023; принята к публикации 21.04.2023.

© Янута А. С., Штефан Ю. В., Фёдоров В. К., Корнейчук Н. И., 2023



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Янута А. С., Штефан Ю. В., Фёдоров В. К., Корнейчук Н. И. Моделирование процесса электролитического покрытия сплава железо-хром из сульфатно-хлоридного электролита при восстановлении деталей машин // Вестник СибАДИ. 2023. Т. 20, № 2 (90). С. 260-276. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-260-276>

Origin article

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-260-276>

EDN: CBHVWL

ELECTROLYTIC COATING OF IRON-CHROMIUM ALLOY OF SULPHATE-CHLORIDE ELECTROLYTE IN MACHINE PARTS RECOVERY PROCESS MODELLING

Anton S. Lanuta^{*1}, Yuri V. Shtefan¹, Valerii K. Fiodorov¹, Nikolai I. Korneichuk²

¹Moscow Automobile and Road Engineering State Technical University (MADI),
Moscow, Russia

²Bendery Polytechnic Branch of T.G. Shevchenko Pridnestrovian State University,
Bendery, Moldova (Pridnestrovie)

ianyta_anton@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-7134-6979>

shtefan@madi.ru, <http://orcid.org/0000-0002-7882-4873>

kaskadf@yandex.ru, <http://orcid.org/0000-0002-5840-4759>

n.corneiciuc@uasm.md, <http://orcid.org/0000-0002-6420-389X>

^{*}corresponding author

ABSTRACT

Introduction. The technological process of restoring a part should provide more than 80% of the resource and no more than 50% of the cost of a new part. The wear resistance of the applied coating determines the resource of the restored part operating under waterjet and boundary friction. The microhardness of an iron-based electrolytic coating is one of the key indicators of wear resistance. The study of the results of statistical processing and the factors most affecting the increase in the microhardness of the iron-based coating will make it possible to recommend and optimize the deposition conditions for obtaining the most wear-resistant coatings.

Materials and methods. The studies on equipment that let to obtain the necessary data with the required accuracy were carried out. The mathematical processing using modern statistical data processing tools that excluded possible errors, let to obtain the dependence of factors with the necessary accuracy was carried out.

Results. During the study of the developed sulfate-chloride electrolyte for the deposition of an iron–chromium coating, it became necessary to determine the effect of deposition conditions – ‘factors’ (temperature, acidity of the electrolyte, cathode current density) on the microhardness of the coating – ‘response’. It was found that the combination of the factors ‘temperature’ and ‘cathode current density’ in the coded values of 1.5...2.0 and -2 are the most significant. The deposition conditions in order to obtain a coating with maximum microhardness are optimized.

Discussion and conclusions. As a result of the conducted studies for the effect of the deposition conditions of the Fe-Cr alloy from the sulfate-chloride electrolyte on the microhardness of the coating, it was found that in order to obtain high-quality coatings of the iron-chromium alloy with high microhardness, it is necessary to strictly comply with the requirements of the deposition conditions and acidity to a greater extent. As the current density and temperature of the electrolyte, compared with the acidity of the electrolyte, iron baths are installed and regulated by equipment.

KEYWORDS: ferruginization, alloy, iron-chromium, recovery, wear resistance, microhardness, regression equation, statistical processing, electrolyte temperature, electrolyte acidity, current density

ACKNOWLEDGEMENTS: The author expresses gratitude to the reviewers of the article.

© Lanuta A. S., Shtefan Y. V., Fiodorov V. K., Korneichuk N. I., 2023



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

The article was submitted 19.01.2023; approved after reviewing 06.03.2023; accepted for publication 21.04.23.

The authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation: Anton S. Lanuta, Yuri V. Shtefan, Valerii K. Fiodorov, Nikolai I. Korneichuk Electrolytic coating of iron-chromium alloy of sulphate-chloride electrolyte in machine parts recovery process modelling. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2023; 20 (2): 260-276. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-260-276>

ВВЕДЕНИЕ

Современная автомобильная, дорожно-строительная и специальная техника совершенствуется, усложняются конструкции, что приводит к повышению финансовых и трудовых затрат на ее ремонт [1]. Восстановление деталей позволяет снизить затраты на покупку детали до 50%. Известно, что более 40% деталей при ремонте техники пригодны для последующего восстановления [2].

Электролитический процесс восстановления имеет низкую себестоимость и достаточно высокую производительность. Так, износостойкие хромовые покрытия имеют высокую микротвердость более 1000 кг/мм², что позволяет их использовать при восстановлении деталей, работающих при гидроабразивном изнашивании [3, 4]. Недостатком применения гальванического хромирования является низкий выход хрома по току процесса осаждения и необходимость поддержания в узком диапазоне температуры электролита. В ходе осаждения большое количество энергии затрачивается на сопутствующие электролитические процессы. Для стабилизации температурного режима, особенно в холодных электролитах, возникает необходимость использовать энергоемкие холодильные установки, поддерживающие оптимальный рабочий диапазон температур [5]. Электролитическое железнение лишено данных недостатков, являясь производительным процессом, позволяющим осаждать покрытие со скоростью до 0,5 мм/ч и толщиной до 1,5 мм. Однако электролитическое железнение не позволяет получать покрытия с микротвердо-

стью более 600–700 кг/мм² без дополнительных методов интенсификации процесса.

Одним из направлений совершенствования электролитического железнения является применение сплавов на основе железа, позволяющих повысить микротвердость, износ- и коррозионную стойкость покрытия [6, 7, 8]. При проведении анализа применяемых электролитов для получения электролитического железохромового покрытия были выявлены особенности осаждения износостойких покрытий сплава Fe-Cr из сульфатно-хлоридных электролитов [9]. Исследования влияния различных условий осаждения на кинетику процесса и физико-механические свойства осаждаемого покрытия позволили выявить, что получаемые покрытия сплава Fe-Cr имеют более высокую микротвердость по сравнению с электролитическим железом^{1,2}[6]

На сегодняшний день электроосаждение двойных сплавов на основе железа недостаточно изученный процесс. Согласно данных различных исследований, микротвердость является одним из определяющих параметров износостойкости [10, 11, 12], поэтому весьма важным являются исследования по оптимизации сплава Fe-Cr из разработанного электролита, обеспечивающих максимальную износостойкость. Известны работы [13] по моделированию процесса хромирования, в исследованиях³[14, 15] приводятся результаты по оптимизации и разработке математической модели⁴ электролитического железнения и моделирования композиционных гальванических покрытий [10].

¹ Янута А. С. Применение гальванического покрытия сплава на основе железа для восстановления изношенных деталей дорожно-строительной техники // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые, мелиоративные машины и робототехнические комплексы: Сборник статей XXVI-й Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых. Москва. 2022. С. 585–589.

² Sinelnikov A.F., Bomeshko E.V., Korneychuk N.I., lanuta A.S. Electrolytic alloying of iron-chromium during deposition of coatings from a sulfate-chloride electrolyte // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering (14th-16th December 2020, Moscow). Moscow. 2020. pp. 1-9.

³ Серебровский В. В., Сафронов Р. И., Гнездилова Ю. П. Региональные проблемы повышения эффективности агро-промышленного комплекса: материалы Всероссийской научно-практической конференции // Прогнозирование износостойкости электроосажденных покрытий для восстановления деталей. Курск. 2007. Т. Часть 3. С. 274–277.

⁴ Калмуцкий В. С. Оптимизация технологии осаждения износостойких покрытий. Кишинев: Штиинца, 1973. 108 с.

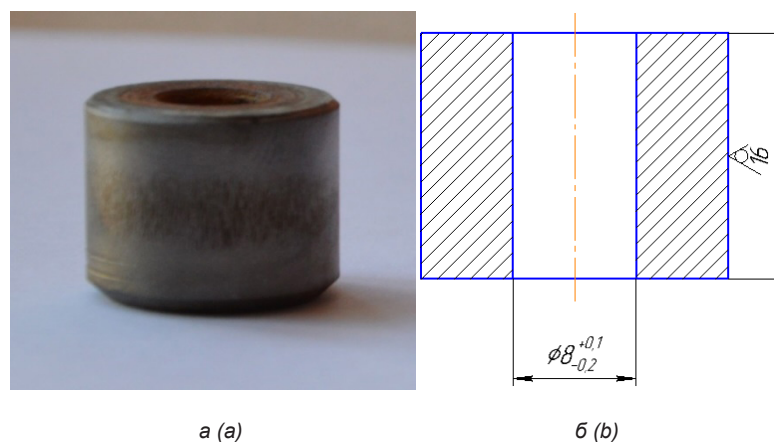


Рисунок 1 – Цилиндрические образцы для осаждения сплава железо-хром:
а – фото образца; б – чертеж с габаритными размерами образца
Источник: составлено авторами.

Figure 1 – Cylindrical samples for deposition of iron-chromium alloy:
a – photo of the sample, b – drawing with overall dimensions of the sample
Source: compiled by the authors.

Проведя анализ применяемых электролитов железнения, было выявлено, что в промышленности для восстановления деталей автомобильного транспорта наибольшее распространение получили хлоридные электролиты [9, 16, 17, 18, 19], которые имеют высокую производительность процесса, окисляемость, сложные эксплуатационные особенности. Было принято решение о разработке способа восстановления цилиндрических деталей автомобильного транспорта электролитическим методом на основе сульфатно-хлоридного электролита. В ходе исследований [20] кинетики процесса осаждения бинарного покрытия Fe-Cr, а также физико-механических свойств покрытия, применительно к восстановлению деталей автотранспорта были выделены особенности процесса, производительные режимы осаждения, закономерности влияния условий осаждения на морфологию и структуру покрытия^{1,2}. Выявлены критические условия, при которых покрытия не удовлетворяют таким требованиям, как сцепляемость, однородность покрытия. Результаты данных исследований носят точечный характер с описанием закономерностей влияния условий осаждения на морфологию, структуру, микротвердость, скорость осаждения покрытия. В силу сложно-

сти процесса влияния, в том числе взаимного, условий осаждения на физико-механические характеристики покрытия практически отсутствуют научные исследования по математическому моделированию с целью оптимизации условий получения качественного электролитического сплава на основе железа.

На основании вышеизложенного целью настоящих исследований является разработка математической модели влияния условий осаждения (температура электролита, кислотность электролита, катодная плотность тока) на микротвердость сплава Fe-Cr из сульфатно-хлоридного электролита.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

В качестве объекта исследований использовались образцы, на которые наносилось покрытие сплава Fe-Cr из сульфатно-хлоридного электролита⁵.

Для исследования процесса осаждения железохромового покрытия приготавливали сульфатно-хлоридный электролит, смешивая растворы сульфата хрома и хлорида железа в различных пропорциях. Раствор хлорида железа (FeCl_2) приготавливали по известной методике [17], раствор сульфата хрома ($\text{Cr}_2(\text{SO}_4)_3$) – растворением твердого кристал-

⁵ Янута А. С., Корнейчук Н. И., Бомешко Е. В. Электролит для получения железохромового покрытия: пат. № 543 Приднестровская Молдавская Республика, № 22100598, заявл. 20.04.2022; опубл. 01.06.2022. 4 с.

логидрата сульфата хрома в подкисленной воде с последующим доведением кислотности электролита до заданного значения pH с помощью 1 н. раствора HCl. Для приготовления электролитов использовали реактивы квалификации «Ч» и «ХЧ».

Покрывают наносили при постоянном токе на цилиндрические образцы из стали 20 (рисунок 1) с площадью покрываемой поверхности 0,1 дм². Перед электролизом образцы обезжиривали венской известью, а затем анодно травили в 30%-ном водном растворе серной кислоты с последующей промывкой в проточной воде в течение 20 с. Цилиндрические образцы являются аналогом деталей типа вал, применяемые в автомобильной отрасли.

Для питания электролизёра использовали источник постоянного тока, выпрямитель ВУ-42/70А с двухполупериодной схемой выпрямления тока. При исследованиях плотность тока изменяли с помощью регулятора напряжения модели РНТ. Сила тока в цепи измерялась

амперметром М-104 кл. 0.5. Плотность тока изменяли в интервале 15...45 А/дм², а кислотность – от 0,4 до 0,8 ед. pH. Панель управления рабочей установки питания электролизера представлена на рисунке 2. Рабочий объем в электролизёре составлял 2 л. Кислотность (pH) электролита контролировали с помощью pH-метра Smart Sensor модель AS218 с точностью измерения 0,01 ед. откалиброванными стандартными буферными растворами.

Подогрев и термостатирование электролита осуществлялись в термостате с точностью 0,1 °С при помощи термореле от 30 до 50 °С (рисунок 3).

Для обеспечения прочного сцепления гальванического осадка с поверхностью образца величину катодной плотности тока в начале процесса электроосаждения плавно увеличивали от А/дм² до заданного значения в течение 10 мин. Время осаждения покрытия составляло 1 ч с учетом «разгона».

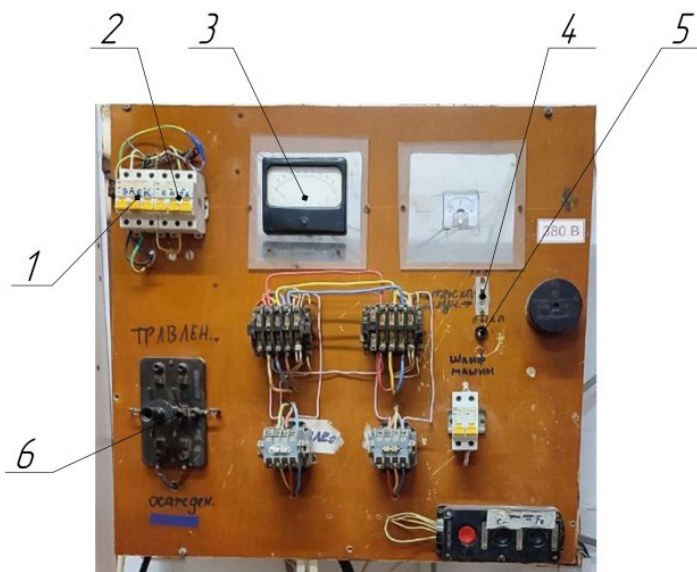


Рисунок 2 – Панель управления питания электролизера:

- 1 – автомат питания выпрямителя;
 - 2 – автомат питания подогрева электролизера;
 - 3 – вольтметр; 4 – тумблер включения освещения и питания управляющих реле;
 - 5 – тумблер включения вытяжки;
 - 6 – ключ включения процесса осаждения/травления
- Источник: составлено авторами.

Figure 2 – Control panel for the power supply of the electrolyzer:

- 1 – automatic rectifier power supply,
- 2 – automatic electrolyzer heating power supply,
- 3 – voltmeter, 4 – toggle switch for switching on lighting and powering control relays,
- 5 – toggle switch for turning on the hood,
- 6 – the key for turning on the deposition/etching process

Source: compiled by the authors.

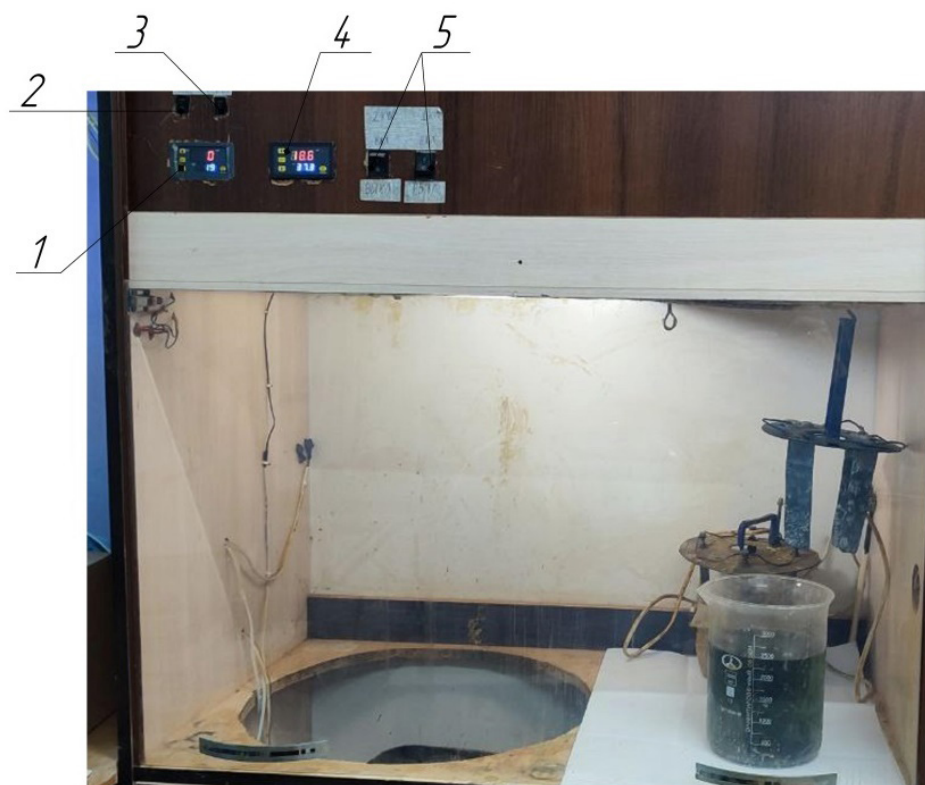


Рисунок 3 – Рабочее место железнения с термореле:
 1 – реле времени для управления водяным насосом водяной бани;
 2 – тумблер включения водяного насоса в обход реле времени;
 3 – тумблер включения водяного насоса вместе с ТЭНом ванны;
 4 – термореле; 5 – тумблера управления ТЭНом
 Источник: составлено авторами.

Figure 3 – The workplace of the iron with a thermal relay:
 1 – A time relay for controlling the water pump of the water bath,
 2 – a toggle switch for turning on the water pump bypassing the time relay,
 3 – a toggle switch for turning on the water pump together with the heating element of the bath,
 4 – a thermal relay, 5 – a toggle switch for controlling the heating element
 Source: compiled by the authors.

Измерение микротвердости покрытия производилось на микротвердомере ПМТ-3 с нагрузкой на инденторе 100 г (1Н) с последующим измерением размера диагонали отпечатка и расчета микротвердости по известной методике^{6,7,8}

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для выявления оптимальных технологических режимов проводили планирование экс-

периментов с целью построения математической модели зависимости твердости покрытий $y_1 \dots y_3$ от уровня pH среды (x_1), температуры (x_2) и плотности тока (x_3) в процессе гальванического осаждения покрытия Fe-Cr. Решение о выборе модели принимали экспертным путем для минимизации количества данных опытов. Учитывая изложенное, исследования проводили с применением планирования эксперимента на модели ортогональной центральной

⁶ Ковенский И. М., Поветкин В. В. Методы исследования электролитических покрытий. М.: Наука, 1994. 95 с.

⁷ ГОСТ 9450-76 (СТ СЭВ 1195-78) Измерение микротвердости вдавливанием алмазных наконечников. Введ. 01.01.77. М.: Издательство стандартов.

⁸ Харитонов Л. Г. Определение микротвердости. Методика испытаний, измерение отпечатков, номограммы и таблицы для определения микротвердости. М.: Металлургия, 1967. 47 с.

композиционной модели (ОЦКП) (таблица 1), откуда видно, что варьировали 3 фактора на трех уровнях каждый, после чего проводили эксперимент и его статистическую обработку. Всего было проведено 16 опытов в различных точках факторного пространства, указанных выбранной моделью.

Интервал варьирования факторов эксперимента устанавливали исходя из поляризационных исследований, установивших примерные оптимальные пороги условий осаждения [18]. Проведенные предварительные исследования показали, что повышение плотности тока до 55 А/дм² при определенных режимах осаждения (температура и кислотность электролита) приводит к увеличению микротвердости покрытия.

Представленная в таблице 1 матрица планирования эксперимента для независимых друг от друга факторов была реализована после получения предварительных опытов, по определению влияния условий осаждения на микротвердость и структуру покрытия

[20]. Полученные при этом полиномы II степени дали возможность нам предположить, что адекватность полученной при планировании эксперимента модели будет достаточной, что и было проверено после статистической обработки результатов эксперимента по методике, изложенной в работах [22, 23]. Сравнивали дисперсии полученных откликов и по критерию Фишера, проверяли их принадлежность к генеральной совокупности. Максимальная дисперсия наблюдалась для $\sigma_{y_1} = 0,95$ кг/см², а для y_3 – минимальная 0,66 кг/см². Тогда отношение большей к меньшей дисперсии дает расчетное значение критерия Фишера $F_p = 0,95/0,66 = 1,46$, что меньше табличного значения критерия для уровня доверительной вероятности 95% $F_T(0,05) = 3,41$. В то время как р-уровень значимости, определяемый при помощи встроенной функции ФТЕСТ в Microsoft Excel, равен 0,48, что более уровня значимости 0,05, следовательно, делается вывод о равенстве дисперсий.

Таблица 1
Варьируемые факторы при планировании эксперимента
Источник: составлено авторами.

Table 1
Variable factors when experiment planning
Source: compiled by the authors.

№ опыта	Кодированные значения факторов			Натуральные значения факторов			Отклик - твердость, кг/мм ² *10 ²			
				Уровень рН, x100	Температура, °С	Плотность тока, А/дм ²				
	X ₁	X ₂	X ₃	X ₁	X ₂	X ₃	Y ₁	Y ₂	Y ₃	Y _{ср}
1	-1,0	-1,0	-1,0	50,00	30,00	15,00	7,12	6,98	7,5	7,20
2	-1,0	-1,0	1,0	50,00	30,00	45,00	6,45	6,9	6,9	6,75
3	-1,0	1,0	-1,0	50,00	50,00	15,00	7,4	7,2	7	7,20
4	-1,0	1,0	1,0	50,00	50,00	45,00	8,8	9,5	9,3	9,20
5	1,0	-1,0	-1,0	70,00	30,00	15,00	7,15	6,95	7,8	7,30
6	1,0	-1,0	1,0	70,00	30,00	45,00	7,7	7,2	7,6	7,50
7	1,0	1,0	-1,0	70,00	50,00	15,00	6,55	7,1	6,9	6,85
8	1,0	1,0	1,0	70,00	50,00	45,00	7,3	7,15	6,55	7,00
9	-1,7	0,0	0,0	26,34	40,00	30,00	7,9	7,5	7,7	7,70
10	1,7	0,0	0,0	93,63	40,00	30,00	8,3	7,5	7,9	7,90
11	0,0	-1,7	0,0	60,00	23,18	30,00	6,05	6,85	6,6	6,50
12	0,0	1,7	0,0	60,00	56,82	30,00	7,1	7	6,45	6,85
13	0,0	0,0	-1,7	60,00	40,00	4,77	5,4	6,1	6	5,80
14	0,0	0,0	1,7	60,00	40,00	55,23	7,3	7,7	7,5	7,50
15	0,0	0,0	0,0	60,00	40,00	30,00	7,4	8,2	7,8	7,80
16	0,0	0,0	0,0	60,00	40,00	30,00	7,6	7,4	7,2	7,40

Таблица 2
Результаты преобразования Бокса-Кокса в Statistica
для расчета критериев согласия, полученные в ПМ Statistica
Источник: составлено авторами.

Table 2
The results of the Box-Cox transformation into Statistica
for calculating the consent criteria obtained in PM Statistica
Source: compiled by the authors.

Преобразование Б-К зависимой переменной: Отклик - твердость, кг/мм2 3 факторы, 1 Блоки; Остаточн. SS=.2993694 ЗП Отклик - твердость, кг/мм2					
	Лямбда	SSE(I)	Хи^2(1)	p	
Статистики	0.368365	1.770570	0.230095	0.631457	

Встроенные функции указанного программного обеспечения позволили наряду с программой Statistica 10.0 проверить не только значимость каждого полученного коэффициента уравнения регрессии по критерию Стьюдента, но и адекватность полученной модели через расчет дисперсии адекватности, как и в работе с табличным⁹, сравнивая полученное расчетное значение с табличным по критерию Фишера:

$$F_p \leq F_T, \quad (1)$$

где F_p – расчетное значение критерия Фишера; $F_T(pp=0,05; f_1=3; f_2=12)=3,49$; f_1 – число степеней свободы числителя для трехфакторной модели $k_1 = 3$, f_2 – знаменателя, которое зависит от числа наблюдений $n = 16$, количества факторов $m = 3$.

Но при этом уже по условию 1 проверяли гипотезу об адекватности полученной модели:

$$F_p = \frac{S_{\text{адек}}^2}{S_y^2} = \frac{1,1}{3,34} = 0,317 \leq F_T(0,05; 24; 16) = 2,235.$$

Одно из несомненных достоинств программного модуля Statistica 10.0 (далее ПМ Статистика) состоит в быстрой возможности проверить способность статистически, предсказывать поведение модели в различных точках факторного пространства с помощью множественной регрессии еще до построения уравнений регрессии и поверхностей отклика. Результаты проверки полученной модели представлены в таблице 2.

Близость спрогнозированных моделью зависимостей к полученным в лаборатории результатам измерений адгезионной прочности была оценена при помощи критериев согласия:

– Пирсона (критерий Хи-квадрат) получен при помощи ПМ Статистика (см. таблицу 2) $\chi^2 = 0,23$, что меньше табличного значения $P(6;3) = 111$, следовательно, по критерию согласия Пирсона теоретический закон распределения, предсказанный математической моделью, близок к фактическому. По результатам сравнений, полученных в ходе эксперимента, средними результатами микротвердости и расчетными по уравнению 2 получили: Различия между двумя распределениями могут считаться достоверными, если $\chi^2_{\text{Эмп}}$ достигает или превышает $\chi^2_{0,05}$, и тем более достоверным, если $\chi^2_{\text{Эмп}}$ достигает или превышает $\chi^2_{0,01}$. $\chi^2_{\text{Эмп}} = 0,119$, что меньше критического значения для уровней значимости 0,05 и 0,01 соответственно – 24,9 и 30,6. Поскольку $\chi^2_{\text{Эмп}}$ меньше критического значения, расхождения между распределениями статистически не достоверны, следовательно, модель правильно предсказывает результаты.

По критерию Колмогорова, позволяющему оценить справедливость гипотезы о законе распределения при малых объемах наблюдений случайной величины, получили $P[\lambda = 0,37] = 0,99$. По результатам этой проверки был также сделан вывод о случайности расхождения между теоретическими и опытными результатами, а также о соответствии теоретического и фактического распределения.

⁹ Юдин Ю. В., Майсурадзе М. В., Водолазский Ф. В. Организация и математическое планирование эксперимента: учебное пособие. Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2018. 124 с.

По данным обработки результатов испытаний получены уравнения регрессии зависимости твердости по Виккерсу от варьируемых входных параметров в кодированных значениях переменных:

$$HB(x_1, x_2, x_3) = 7,57 - 0,1x_1 + 0,16x_2 + 0,35x_3 + 0,16x_1^2 - 0,24x_2^2 - 0,25x_3^2 - 0,43x_1x_2 + 0,3x_2x_3 - 0,15x_1x_3. \quad (2)$$

Все коэффициенты уравнения регрессии по критерию Стьюдента оказались значимые. Так дисперсия парных взаимодействий по результатам расчетов составила

$$s_{bij} = \frac{s_y^0}{n \cdot \sum_{i \neq j=1}^n (x_i \cdot x_j)^2} = \frac{0,54}{3 \cdot 8} = 0,023, \quad (3)$$

где дисперсия воспроизводимости в центре плана $s_y^0 = \frac{\sum_{i=1}^k (y_i - \bar{y})^2}{k} = 0,54$; $(\bar{y} = 7,28)$ – величина среднего значения отклика по всем центральным точкам плана; k – количество центральных точек плана; n – количество факторов в математической модели.

Следовательно, условие значимости коэффициентов при парных взаимодействиях выполнены: $b_{ij} > |s_{bij} \cdot t|$, поскольку

ку превысили по модулю произведение $|s_{bij} \cdot t| = 0,031 \cdot 2,86 = 0,088$. Табличное значение критерия Стьюдента определяли в Excel при помощи встроенной функции, имеющей синтаксис СТЬЮДРАСПОБР $(0,01; 19) = 2,86$ для уровня доверительной вероятности 99% и числе степеней свободы $s = N - 4 = 16 - 4 = 12$.

Из таблицы 3 видно, что коэффициенты в уравнении регрессии признаны статистически значимыми по критерию $p = 0,05$, за исключением свободного члена уравнения, что подтвердило результаты расчетов по критерию Стьюдента.

Первый столбец справа в таблице 3 включает оценки коэффициентов для нелинейного уравнения регрессии при перекодированных значениях факторов. Первый и второй столбцы таблицы 3 дают готовые коэффициенты уравнения регрессии без их перекодирования. Но удобнее анализировать уравнения в перекодированных значениях факторов, когда масштабы всех четырех независимых факторов условно одинаковы и находятся в интервале от -1 до +1. Полученную при этом точность предсказания можно проанализировать по рисунку 4.

Таблица 3
Оценки эффектов для определения уравнений регрессии
Источник: составлено авторами.

Table 3
Effect estimates for determining regression equations
Source: compiled by the authors.

Оценки эффектов; R-кв.=.78014;Скор..45035 (Матрица итог.sta) 3 факторы, 1 Блоки; Остаточн.SS=.2993694 ЗП Отклик - твердость, кг/мм2							
Фактор	Эффект	Ст.Ош.	t(6)	p	-95. % Дов.Пред	+95. % Дов.Пред	Коэф.
Сред/Св.член	7.564569	0.385757	19.60967	0.000001	6.62066	8.508483	7.564569
(1)рН *10(L)	-0.199701	0.296114	-0.67441	0.525171	-0.92426	0.524863	-0.099850
рН *10(K)	0.312496	0.359527	0.86919	0.418153	-0.56723	1.192226	0.156248
(2)Температура, С(L)	0.305872	0.296114	1.03296	0.341451	-0.41869	1.030436	0.152936
Температура, С(K)	-0.482999	0.359527	-1.34343	0.227712	-1.36273	0.396731	-0.241500
(3)Плотность тока, А/дм2(L)	0.696946	0.296114	2.35365	0.056775	-0.02762	1.421510	0.348473
Плотность тока, А/дм2(K)	-0.500677	0.359527	-1.39260	0.213157	-1.38041	0.379053	-0.250339
1L на 2L	-0.850000	0.386891	-2.19700	0.070392	-1.79669	0.096688	-0.425000
1L на 3L	-0.300000	0.386891	-0.77541	0.467547	-1.24669	0.646688	-0.150000
2L на 3L	0.600000	0.386891	1.55082	0.171924	-0.34669	1.546688	0.300000

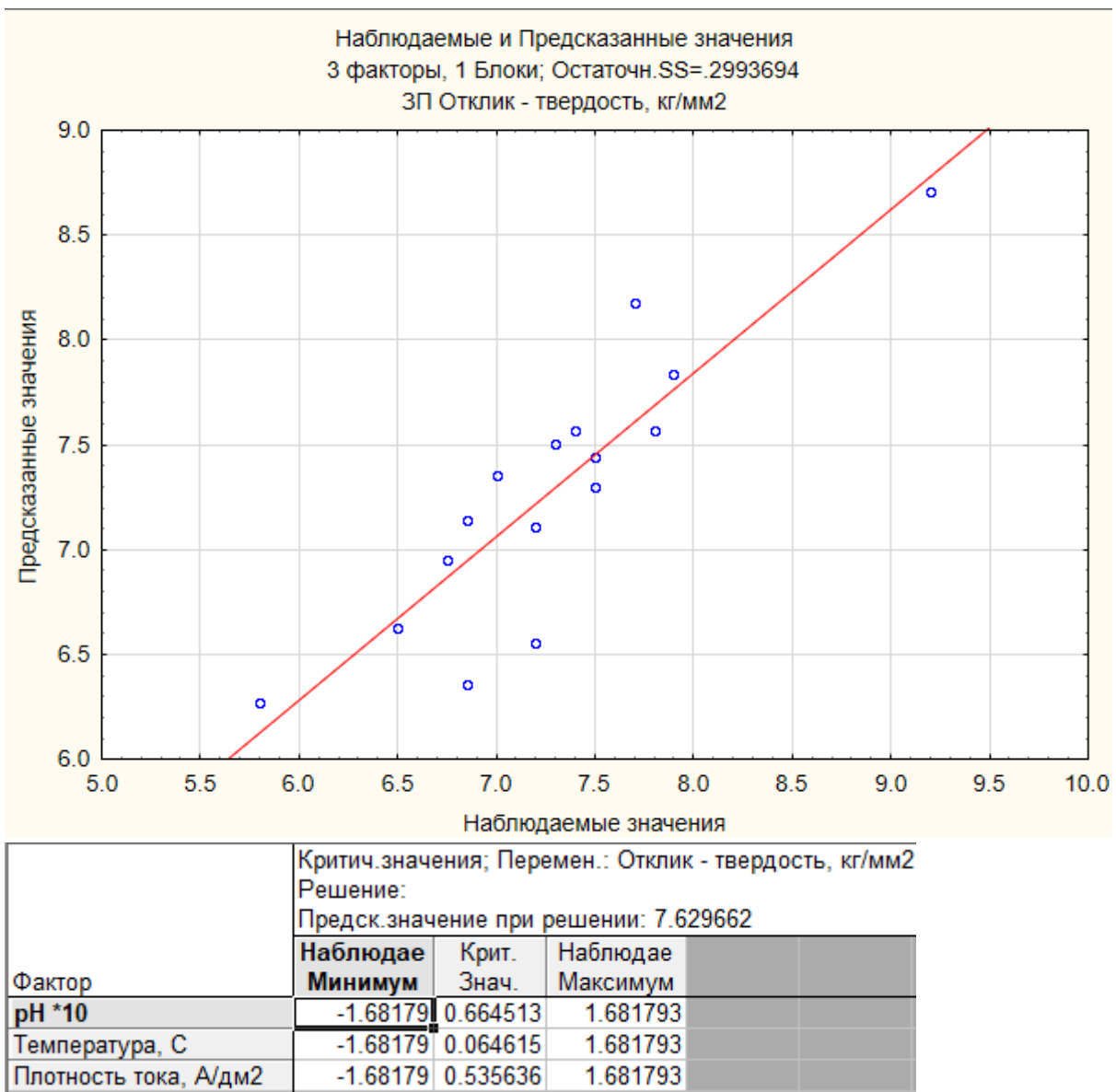


Рисунок 4 – Близость полученных средних значений отклика к предсказываемым моделью
Источник: составлено авторами.

Figure 4 – Proximity of the obtained average response values to the predicted ones
Source: compiled by the authors.

Задача математической модели – максимально точное описание всего факторного пространства, результаты представлены на рисунках 5, 6.

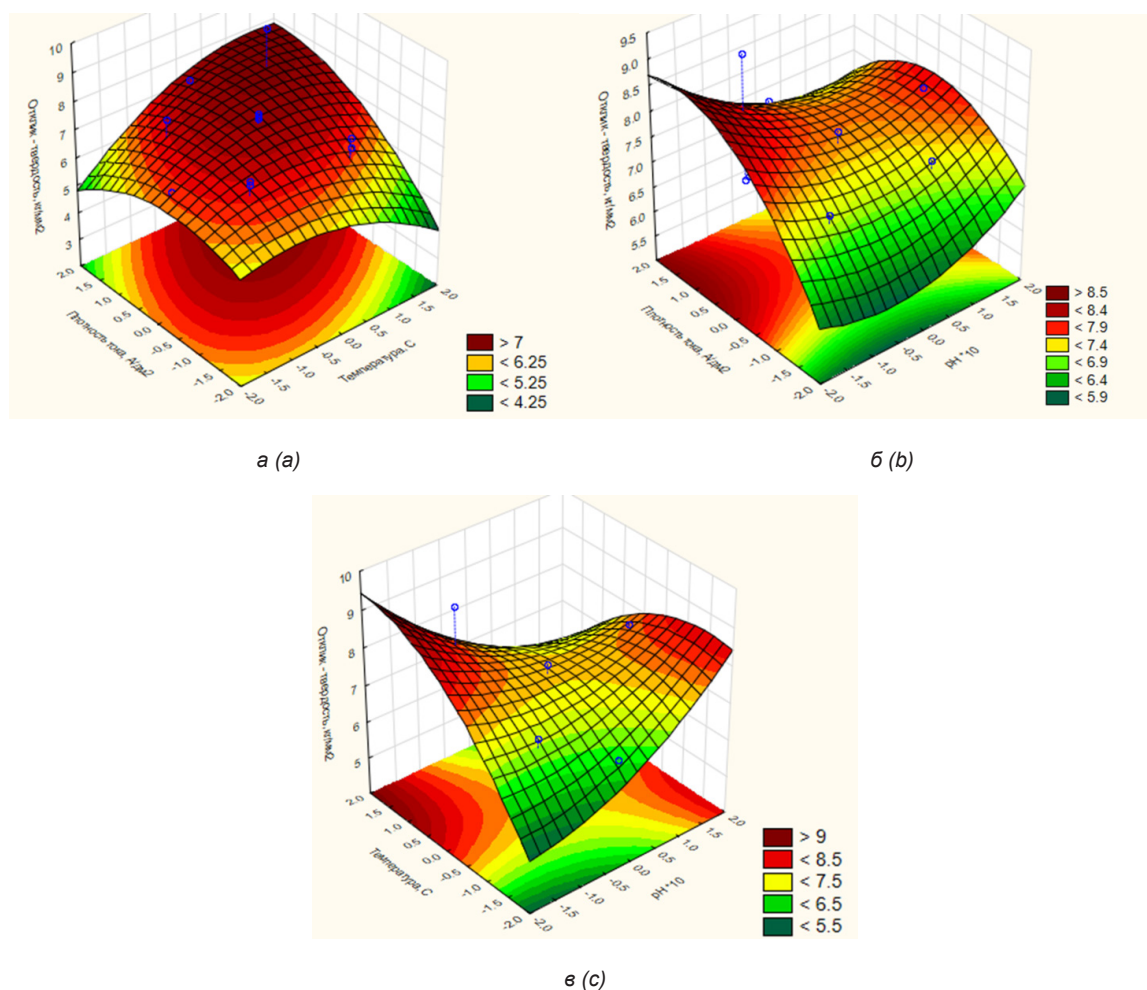


Рисунок 5 – Изображения полученных поверхностей микротвердости покрытия при проведении статистического анализа: а – поверхность отклика «твердость» от факторов «плотность тока» и «температура» в кодированных значениях факторов при pH на нулевом уровне; б – поверхность отклика «твердость» от факторов «плотность тока» и «pH» в кодированных значениях факторов при температуре на нулевом уровне; в – поверхность отклика «твердость» от факторов «температура» и «pH» в кодированных значениях факторов при плотности тока на нулевом уровне
Источник: составлено авторами.

Figure 5 – Images of the obtained microhardness surfaces of the coating during statistical analysis: а – the surface of the response 'hardness' from the factors 'current density' and 'temperature' in the coded values of the factors at pH at zero; б – the surface of the response 'hardness' from the factors 'current density' and 'pH' in the coded values factors at a temperature at zero level; с – the surface of the response 'hardness' from the factors 'temperature' and 'pH' in the coded values of the factors at a current density at zero level
Source: compiled by the authors.

Для более точного изучения вблизи факторного пространства около оптимального (максимального) значения отклика в ПМ Statistica есть модуль «Предсказания значений через функцию желательности», для получения которого можно задать полученные критические значения в кодированных переменных: $x_1 = 0$; $x_2 = 0$; $x_3 = 0,6$. Этому сочетанию факторов модель предсказывает значение отклика

$y = 795,6$ кг/мм². При сочетании $x_1 = x_2 = x_3 = 0$ соответствует отклик 7,57 в доверительном интервале от 6,5 до 8,5 с 95%-ным уровнем (см. рисунок 6). Как показывает анализ рисунка 8, наиболее значимыми факторами для получения желательности более 1 является сочетание факторов в кодированных значениях: «температура, оС» $x_2 = 1,5...2,0$ и «плотность тока» $x_1 = -2$ при фиксированном $x_3 = 0,0$.

Предсказ. знач.; Прм.:Отклик - твердость, кг/мм2; R-кв.=.78014 3 факторы, 1 Блоки; Остаточн.SS=.2993694 ЗП Отклик - твердость, кг/мм2			
Фактор	Регрес. Козф.	Знач.	Козф. * Знач.
Постоян.	7.564569		
(1)рН *10(L)	-0.099850	0.00	0.000000
рН *10(K)	0.156248	0.00	0.000000
(2)Температура, C(L)	0.152936	0.00	0.000000
Температура, C(K)	-0.241500	0.00	0.000000
(3)Плотность тока, А/дм2(L)	0.348473	0.00	0.000000
Плотность тока, А/дм2(K)	-0.250339	0.00	0.000000
1L на 2L	-0.425000	0.00	0.000000
1L на 3L	-0.150000	0.00	0.000000
2L на 3L	0.300000	0.00	0.000000
предсказан			7.564569
-95. % Дов.			6.620656
+95. % Дов.			8.508483
-95. % Пред.			5.926457
+95. % Пред.			9.202681

Рисунок 6 – Результаты предсказания моделью максимального значения отклика «твердость»
Источник: составлено авторами.

Figure 6 – Results of the model's prediction of the maximum value of the 'hardness' response
Source: compiled by the authors.

О том, насколько точно в центр факторного пространства попадает зависимость частоты от амплитуды УЗК, можно судить по контуру полученной поверхности, что мы и наблюдаем на поверхности отклика на рисунке 7, но границы варьирования факторов видны лучше на контурных линиях проекции. Отсюда можно сделать вывод, что дальнейшее увеличение плотности тока выше 1,0 в кодированных значениях нецелесообразно. И напротив, повышение температуры выше 0 в кодированных значениях при высоких уровнях рН нецелесообразно. Числовое значение экстремума функции получили, подставив в уравнение 2 значения $x_1 = x_2 = 0$, и нашли максимум твердости $HB(x_3 = -0,7) = 782,3 \text{ кг/мм}^2$ из уравнения регрессии:

$$HB(x_3) = 7,57 - 0,35x_3 - 0,25x_3^2 \quad \text{или} \quad (4)$$

$$HB(x_3) = -0,25x_3^2 - 0,35x_3 + 7,57.$$

Влияние и вклад каждого фактора в общее повышение твердости покрытия можно заметить на рисунках 9 и 10: наибольшее увеличение твердости дают факторы x_3 – плотность тока, парное воздействие $x_2 \cdot x_3$ и температура x_2 . Но в то же время парное сочетание воздействий $x_1 \cdot x_3$ снижает отклик модели, о чем можно судить по отрицательной величине абсолютного значения эффекта. Остальные отрицательные коэффициенты абсолютного

влияния факторов на отклик свидетельствуют о явно выраженной квадратичной зависимости и наличии экстремума функции в виде максимума. При наиболее благоприятном сочетании факторов $x_1, \dots, x_3$ можно получать и более высокие значения микротвердости до 800...900 кг/мм², что даже выше, чем полученные на границах исследованного факторного пространства значения микротвердости. Это позволяет прогнозировать дальнейшее увеличение микротвердости при варьировании более узкого диапазона изменения факторов вблизи полученного оптимума по модели ОЦКП. Это еще раз подтверждает правило «створа» И. А. Рыбьева для любых композиционных материалов [21, 22]: наиболее экстремальному значению отклика соответствуют только наиболее оптимальные значения факторов.

На рисунке 9 видно, что оптимально высокие значения твердости получаются точно в середине интервалов варьирования уровня рН = 0,6 и температуры 40 °С. Максимум же плотности тока следует рассматривать в комплексе со снижением уровня рН, как видно на рисунке 5, б, в и рисунке 8. Отсюда следует вывод, что повышение значения рН раствора вместе с небольшим увеличением плотности катодного тока может дать экстремально высокие показатели микротвердости. Полученные зависимости хорошо согласуются с результатами анализа влияния условий осаждения на микротвердость получаемого покрытия [18].

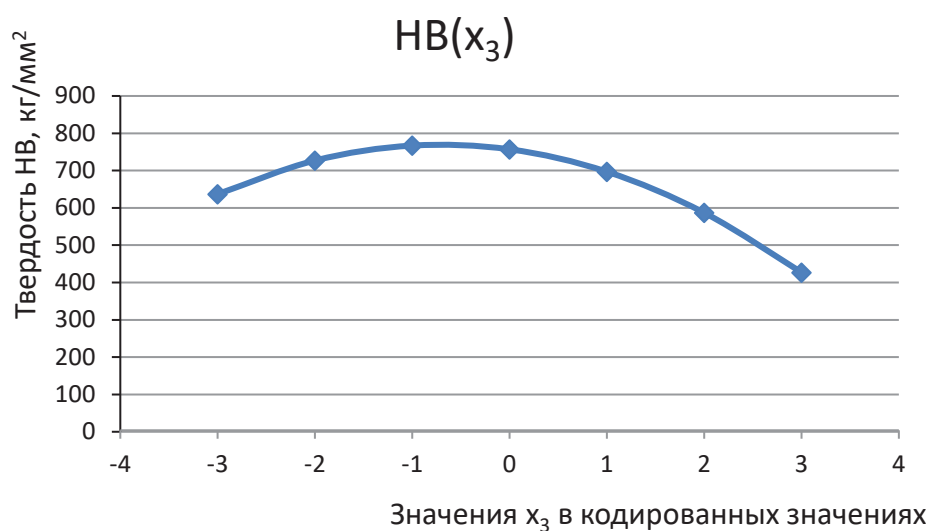


Рисунок 7 – Парабола, построенная по формуле (4)
Источник: составлено авторами.

Figure 7 – A parabola constructed according to formula 4
Source: compiled by the authors.

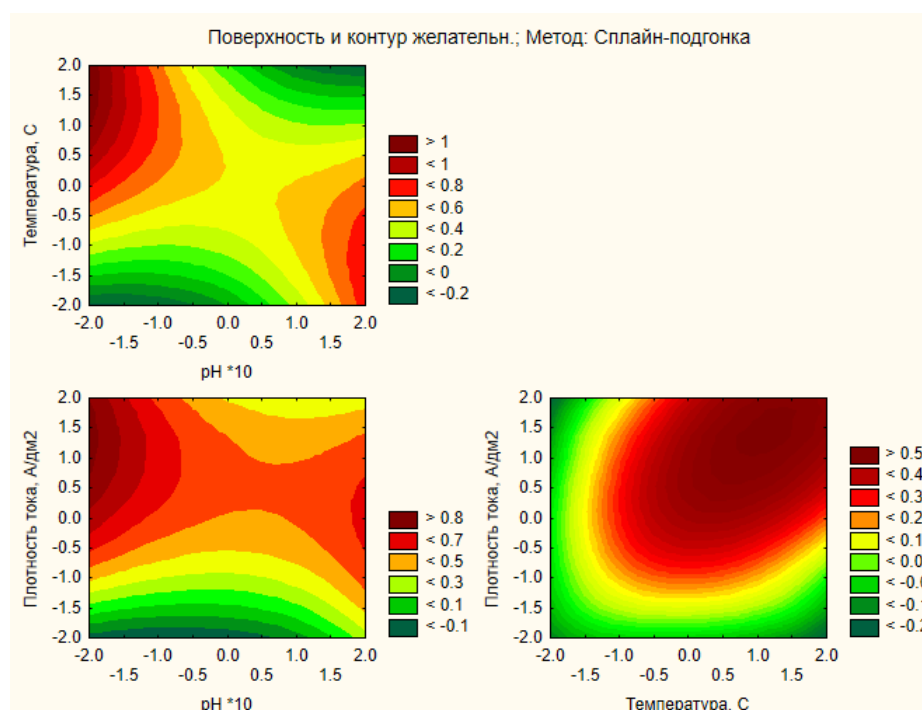


Рисунок 8 – Контурные линии поверхностей профиля желательности:
за 1 принято предсказываемое моделью максимальное значение твердости 860 кг/мм²
Источник: составлено авторами.

Figure 8 – Contour lines of desirability profile surfaces:
the maximum hardness value of 860 kg/mm² predicted by the model is taken as 1
Source: compiled by the authors.

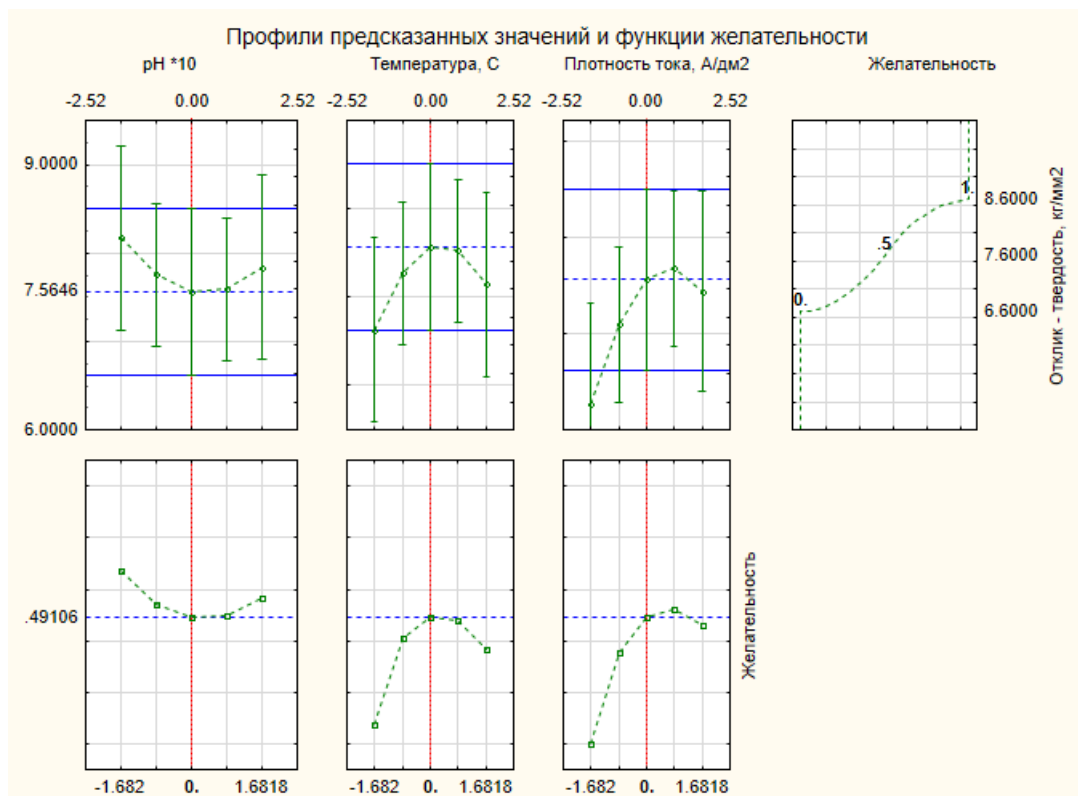


Рисунок 9 – Доверительные интервалы профиля желательности
Источник: составлено авторами.

Figure 9 – Confidence intervals of the desirability profile
Source: compiled by the authors.



Рисунок 10 – Карта Парето для коэффициентов регрессии
Источник: составлено авторами.

Figure 10 – Pareto map for regression coefficients
Source: compiled by the authors.

Наиболее обобщенным критерием предсказания зависимых параметров отклика от варьируемых независимых факторов является коэффициент детерминации модели по критерию R^2 . И хотя предсказание благодаря ПМ Статистика выходит не ниже $R^2 = 0,78$, но общий коэффициент корреляции между предсказанными по уравнению регрессии значения отклика модели с получаемыми результатами замеров в лаборатории для данной математической модели, рассчитанные в Excel при помощи встроенной функции, имеющей синтаксис КОРРЕЛ от двух массивов $y_{расч}$ по уравнению (2) и $y_{ср}$, было получено на уровне $R^2 = 0,746$ можно также считать достаточно высоким уровнем предсказания математической модели.

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненные исследования позволили определить оптимальные режимы осаждения и получить адекватную математическую модель зависимости микротвердости покрытия от переменных технологических условий осаждения (плотности тока, кислотности и температуры электролита).

Наилучшим образом описывает спрогнозированную модель уравнение регрессии, где наибольший вклад в увеличение микротвердости покрытия вносят факторы x_3 , x_2x_3 , x_2 в порядке уменьшения влияния.

Наибольшее влияние на исследуемый выходной параметр модели имеет плотность тока и кислотность электролита. Поэтому крайне важным является необходимость контроля кислотности электролита, а также описание рекомендаций по корректировке кислотности при выполнении процесса восстановления деталей автомобилей.

На основании результатов математического моделирования выявлен доминантный фактор, определяющий повышение микротвердости покрытия в ходе восстановления деталей автомобильного транспорта. Результаты моделирования эксперимента позволяют судить о необходимости дополнительных исследований влияния плотности тока в области 60...80 А/Дм², с целью повышения производительности и физико-механических свойств восстановленных деталей автомобильного транспорта.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Густов Ю. И., Орехов А. А. Исследование конструктивно-технологических и эксплуатационных показателей строительной техники // Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. 2014. № 4 (30). С. 470–475.
2. Мухаметшина Р. М. Трибологические отказы дорожно-строительных машин // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2016. Т. 18, № 1–2. С. 252–255.

3. Котомчин А. Н., Синельников А. Ф. Усовершенствование холодного саморегулирующегося электролита хромирования при упрочнении и восстановлении деталей машин // Мир транспорта и технологических машин. 2019. № 4 (67). С. 17–24.

4. Котомчин А. Н., Синельников А. Ф., Корнейчук Н. И. Интенсификация процесса электролитического хромирования при восстановлении и упрочнении деталей машин // Мир транспорта и технологических машин. 2020. № 3 (70). С. 22–32.

5. Котомчин А. Н., Синельников А. Ф. Установка для поддержания рабочей температуры электролитов при восстановлении деталей машин гальваническими покрытиями // Вестник СибАДИ. 2020. Т. 17, № 4 (74). С. 500–511.

6. Янута А. С., Синельников А. Ф. Высокие технологии и инновации в науке. Сборник избранных статей Международной научной конференции // Исследование влияния режимов осаждения на процесс осаждения сплава Fe-Cr из сульфатного электролита. Санкт-Петербург. 2021. С. 177–180.

7. Бомешко Е. В., Корнейчук Н. И. Электроосаждение двойных и тройных сплавов на основе железа и хрома: теоретические представления и практические рекомендации // Вестник ПГУ. 2019. Т. 3, № 53. С. 153–165.

8. Гурьянов Г. В., Кисель Ю. Е., Лысенко А. Н., Обозов А. А. Повышение износостойкости деталей электрохимическими сплавами на основе железа // Сельский механизатор. 2017. № 2. С. 34–35.

9. Янута А. С., Корнейчук Н. И., Синельников А. Ф. Анализ применения электролитов для получения электролитических сплавов Fe-Cr при восстановлении деталей машин и оборудования // Вестник ПГУ. 2021. № 3 (69). С. 101–106.

10. Жачкин С. Ю., Михайлов В. В., Гедзенко Д. В., Живогин А. А. Микротвердость композитных гальванических покрытий на основе железной матрицы // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2012. Т. 8, № 6. С. 51–53.

11. Колмыков Д. В. Восстановление и упрочнение деталей автомобилей гальваническими покрытиями // Главный механик. 2010. № 10. С. 33–38.

12. Виноградов С. Н., Перелыгин Ю. П., Кирев С. Ю. Износостойкость и антифрикционные свойства гальванических покрытий. Методы определения // Гальванотехника и обработка поверхности. 2012. Т. 20, № 3. С. 53–56. EDN PESEYT.

13. Котомчин А. Н., Штефан Ю. В., Зорин В. А. Моделирование ограничений при оптимизации эффективности хромирования деталей машин // Вестник СибАДИ. 2020. Т. 17. № 6 (76). С. 736–752.

14. Хлыстов А. В., Бабенко В. А. Математическое моделирование и оптимизация режимов железнения в «горячих» хлористых электролитах на асимметричном токе // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2004. № 4 (5). С. 44–47.

15. Артемчук В. В., Босов А. А. Теоретические основы математического моделирования процессов электролитического покрытия // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. 2007. № 15. С. 52–56.

16. Афанасьев Е. А., Серебровский В. И., Серебровский В. В., Степанов Р. В., Степашова И. В. Электроосаждение бинарных покрытий на основе железа для упрочнения и восстановления деталей машин // Вестник Курской государственной сельскохозяйственной академии. 2012. № 7. С. 79–81.

17. Блинков Б. С., Серебровский В. В., Калущий Е. С. Электроосаждение сплавов на основе железа // Вестник Курской ГСХА. 2016. № 2. С. 67–71.

18. Серебровский В. И., Серебровский В. В., Сафронов Р. И., Гнездилова Ю. П. Упрочняющее легирование электроосажденного железа // Вестник Курской ГСХА. 2015. № 4. С. 68–71.

19. Гадалов В. Н., Сафонов С. В., Серебровский В. И., Скрипкина Ю. В., Горещкий В. В. Реновация машиностроительной и сельскохозяйственной техники гальваническими железохромистыми покрытиями с применением цемента // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2013. Т. 9, № 4. С. 54–58.

20. Янута А. С. Исследование влияния режимов осаждения на структуру электролитического бинарного покрытия Fe-Cr, полученного из сульфатно-хлоридного электролита // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). 2020. № 3 (70). С. 17–21.

21. Sinelnikov A.F., Bomeshko E.V., Korneychuk N.I., Januta A.S. Electrolytic alloying of iron-chromium during deposition of coatings from a sulfate-chloride electrolyte // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering (14th-16th December 2020, Moscow). Moscow. 2020. pp. 1-9.

22. Штефан Ю. В., Зорин В. А. Методы выявления и оценки рисков в дорожном строительстве и машиностроении: монография. Москва: МАДИ, 2017. 136 с.

23. Зорин В. А., Штефан Ю. В., Тимченко М. И. Планирование экспериментов при создании деталей из композиционных материалов // Механизация строительства. 2018. Т. 79, № 4. С. 5–13.

REFERENCES

1. Gustov Ju.I., Orekhov A.A. Issledovanie konstrukcionno-tehnologicheskikh i jekspluatacionnykh pokazatelej stroitel'noj tehniki [Research of structural, technological and operational indicators of construction equipment]. *Izvestija Kazanskogo gosudarstvennogo arhitekturno-stroitel'nogo universiteta*. 2014; 4 (30): 470-475. (In Russ.)

2. Muhametshina R. M. Tribologicheskie otказы dorozhno-stroitel'nyh mashin [Tribological failures of road construction machines]. *Izvestija Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk*. 20216; T. 18, № 1-2, 2016: 252-255. (In Russ.)

3. Kotomchin A. N., Sinelnikov A. F. Usovershenstvovanie holodnogo samoregulirujushhegosja jelektrolita hromirovanija pri uprochnenii i vosstanovlenii detalej mashin [Improvement of cold self-regulating chromium plating electrolyte during strengthening and restoration of machine parts]. *Mir transporta i tehnologicheskikh mashin*. 2019; 4 (67): 17-24. (In Russ.)

4. Kotomchin A. N., Sinelnikov A. F., Korneychuk N. I. Intensifikacija processa jelektroliticheskogo hromirovanija pri vosstanovlenii i uprochnenii detalej

mashin [Intensification of the electrolytic chrome plating process during the restoration and strengthening of machine parts]. *Mir transporta i tehnologicheskikh mashin*. 2020; 3 (70): 22-32. (In Russ.)

5. Kotomchin A. N., Sinelnikov A. F. Installation for maintaining the operating temperature of electrolytes when restoring machine parts with electroplated coatings. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2020;17 (4): 500-511. (In Russ.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2020-17-4-500-511>

6. Januta A. S., Sinelnikov A. F. Vysokie tehnologii i innovacii v nauke. Sbornik izbrannyh statej Mezhdunarodnoj nauchnoj konferencii [High technologies and innovations in science. Collection of selected articles of the International Scientific Conference]. *Issledovanie vlijaniya rezhimov osazhdenija na process osazhdenija splava Fe-Cr iz sulfatnogo jelektrolita*. Sankt-Peterburg. 2021:177-180. (In Russ.)

7. Bomeshko E. V., Korneychuk N. I. Jelektroosazhdenie dvojnyh i trojnyh spлавov na osnove zheleza i hroma: teoreticheskie predstavlenija i prakticheskie rekomendacii [Electrodeposition of double and triple alloys based on iron and chromium: theoretical representations and practical recommendations]. *Vestnik PGU*. 2019; T. 3, № 53:153-165. (In Russ.)

8. Gur'janov G. V., Kisel' Ju. E., Lysenko A. N., Obozov A. A. Povyshenie iznosostojkosti detalejelektrohimičeskimi spлавami na osnove zheleza [Increasing wear resistance with iron-based parts]. *Sel'skij mehanizator*. 2017; 2, 2017: 34-35. (In Russ.)

9. Januta A.S., Korneychuk N.I., Sinelnikov A.F. Analiz primenenija jelektrolitov dlja poluchenija jelektroliticheskikh spлавov Fe-Cr pri vosstanovlenii detalej mashin i oborudovanija [Analysis of the use of electrolytes for the production of Fe-Cr electrolytic alloys when restoring parts of machines and equipment]. *Vestnik PGU*. 2021; (69): 101-106. (In Russ.)

10. Zhachkin S. Ju., Mihajlov V. V., Gedzenko D. V., Zhivogin A. A. Mikrotverdost' kompozitnyh gal'vanicheskikh pokrytij na osnove zheleznoj matricy [Microhardness of composite galvanic coatings based on an iron matrix]. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tehnicheskogo universiteta*. 2012; T. 8, № 6: 51-53. (In Russ.)

11. Kolmykov D. V. Vosstanovlenie i uprochnenie detalej avtomobilej gal'vanicheskimi pokrytijami [Restoration and strengthening of car parts with galvanic coatings]. *Glavnyj mehanik*. 2010; 10, 2010: 33-38. (In Russ.)

12. Vinogradov S. N., Pereygin Ju. P., Kireev S. Ju. Iznosostojkost' i antifrikcionnye svojstva gal'vanicheskikh pokrytij. Metody opredelenija [Wear resistance and antifriction properties of galvanic coatings. Methods of determination]. *Gal'vanotehnika i obrabotka poverhnosti*. 2012; T. 20, № 3, 2012: 53-56. EDN PESEYT. (In Russ.)

13. Kotomchin A.N., Shtefan Yu.V., Zorin V.A. Simulation of current output during chrome plating of parts for hardening and car parts restoration. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2020;17 (6): 736-753. (In Russ.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2020-17-6-736-752>

14. Hlystov A.V., Babenko V.A. Matematicheskoe modelirovanie i optimizacija rezhimov zheleznenija v

“gorjachih” hloristyh jeлектrolitah na asimmetrichnom toke [Mathematical modeling and optimization of iron plating modes in “hot” chloride electrolytes on asymmetric current]. *Vestnik Saratovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2004. 4 (5), 2004: 44-47. (In Russ.)

15. Artemchuk V. V., Bosov A. A. Teoreticheskie osnovy matematicheskogo modelirovaniya processov jeлектroliticheskogo pokrytija [Theoretical bases of mathematical modeling of processes of electrodeposited coating]. *Visnik Dnipropetrovs'kogo nacional'nogo universitetu zaliznichnogo transportu im. akademika V. Lazariana*. 2007; 15, 2007: 52-56. (In Russ.)

16. Afanas'ev E. A., Serebrovskij V. I., Serebrovskij V. V., Stepanov R. V., Stepashova I. V. Jeлектroosazhdenie binarnykh pokrytij na osnove zheleza dlja uprochnenija i vosstanovlenija detalej mashin [Electrodeposition of binary coatings based on iron for strengthening and restoring machine parts]. *Vestnik Kurskoj gosudarstvennoj sel'skohozjajstvennoj akademii* 2012; 7, 2012: 79-81. (In Russ.)

17. Blinkov B. S., Serebrovskij V. V., Kaluckij E. S. Jeлектroosazhdenie splavov na osnove zheleza [Electrodeposition of iron-based alloys]. *Vestnik Kurskoj GSHA*. 2016; 2, 2016: 67-71. (In Russ.)

18. Serebrovskij V. I., Serebrovskij V. V., Safronov R. I., Gnezdilova Ju. P. Uprochnjajushhee legirovanie jeлектroosazhennogo zheleza [Strengthening doping of electrodeposited iron]. *Vestnik Kurskoj GSHA*. 2015; 4, 2015: 68-71. (In Russ.)

19. Gadulov V. N., Safonov S. V., Serebrovskij V. I., Skripkina Ju. V., Goreckij V. V. Renovacija mashinostroitel'noj i sel'skohozjajstvennoj tekhniki gal'vanicheskimi zhelezohromistymi pokrytijami s primeneniem cementacii [Renovation of machine-building and agricultural equipment with galvanic iron-chromium coatings using cementation]. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2013; T. 9 (4): 54-58. (In Russ.)

20. Januta A. S. Issledovanie vlijaniya rezhimov osazhdenija na strukturu jeлектroliticheskogo binarnogo pokrytija Fe-Cr, poluchennogo iz sul'fatno-hloridnogo jeлектrolita [Study of the influence of deposition modes on the structure of the electrolytic binary coating Fe-Cr obtained from sulfate-chloride electrolyte]. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta (MADI)*. 2022; 3 (70), 2022: 17-21. (In Russ.)

21. Sinelnikov A. F., Bomeshko E. V., Korneychuk N. I., Januta A. S. Electrolytic alloying of iron-chromium during deposition of coatings from a sulfate-chloride electrolyte. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* (14th-16th December 2020, Moscow). Moscow. 2020. pp. 1-9.

22. Shtefan Ju. V., Zorin V. A. Metody vyjavlenija i ocenki riskov v dorozhnom stroitel'stve i mashinostroenii: monografija [Methods for identifying and assessing risks in road construction and mechanical engineering: monograph]. Moscow: MADI. 2017: 136.

23. Zorin V. A., Shtefan Ju. V., Timchenko M. I. Planirovanie jeksperimentov pri sozdanii detalej iz kompozicionnykh materialov [Planning experiments when creating parts from composite materials]. *Mehanizacija stroitel'stva*. 2018. 79 (4): 5-13. (In Russ.)

ВКЛАД СОАВТОРОВ

Янута А. С. Проведение эксперимента и обработка экспериментальных данных, составление уравнения регрессии, описание математической модели. Оформление статьи.

Штефан Ю. В. Выполнения работ по планированию эксперимента. Составление уравнения регрессии, описание математической модели.

Фёдоров В. К. Руководство темой исследования. Формулирование целей и задач исследований. Анализ состояния вопроса. Подготовка материала для статьи.

Корнейчук Н. И. Руководство темой исследования. Формулирование целей и задач исследований. Анализ состояния вопроса. Разработка методики проведения эксперимента. Подготовка материала для статьи.

COAUTHORS' CONTRIBUTION

Anton S. Yanuta. An experiment and processing experimental data conducting, a regression equation compiling, a mathematical model describing. the article layout.

Yuri V. Shtefan. Work on experiment planning. Regression equation compilation, mathematical model description.

Valerii K. Fiodorov. Research topic guidance. Research goals and objectives statement. State of the issue analysis. Material for the article preparation.

Nikolai I. Korneychuk. Research topic guidance. Research goals and objectives statement. State of the issue analysis. Material for the article preparation. Methodology of the experiment development.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Янута Антон Сергеевич – аспирант кафедры «Производство и ремонт автомобилей и дорожных машин», SPIN-код: 2532-4888.

Штефан Юрий Витальевич – канд. техн. наук, доц. кафедры «Производство и ремонт автомобилей и дорожных машин», SPIN-код: 7856-2194.

Фёдоров Валерий Константинович – д-р техн. наук, проф. кафедры «Производство и ремонт автомобилей и дорожных машин», SPIN-код: 2658-1813.

Корнейчук Николай Иванович – канд. техн. наук, проф. кафедры «Инженерные науки, промышленность и транспорт», SPIN-код: 7430-8174.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Anton S. Januta – Postgraduate student of the Motor and Road Vehicles Production and Repair Department, SPIN-код: 2532-4888.

Yuri V. Shtefan – Cand. of Sci., Associate Professor of the Motor and Road Vehicles Production and Repair Department, SPIN-код: 7856-2194.

Valerii K. Fiodorov – Dr. of Sci., Professor of the Motor and Road Vehicles Production and Repair Department, SPIN-код: 2658-1813.

Nikolai I. Korneychuk – Cand. of Sci., Professor of the Engineering Sciences, Industry and Transport Department, SPIN-код: 7430-8174.

РАЗДЕЛ III. СТРОИТЕЛЬСТВО И АРХИТЕКТУРА



PART III. CONSTRUCTION AND ARCHITECTURE

Научная статья

УДК 665.775

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-278-290>

EDN: WWSVEJ



ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМЫ ОБЪЕМНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ АСФАЛЬТОБЕТОННОЙ СМЕСИ ПО ТЕХНОЛОГИИ SUPERPAVE И ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАРКИ PG БИТУМНОГО ВЯЖУЩЕГО

Н. И. Брызгалов*, А. Ф. Кемалов

Казанский федеральный университет

г. Казань, Россия

ni.bryzgalov@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0001-9511-3689>alim.kemalov@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0003-3889-9640>

*ответственный автор

АННОТАЦИЯ

Введение. В данной статье рассмотрена технология проектирования асфальтобетонных покрытий по методу Superpave. Система Superpave (Superior PERforming Asphalt PAVements) была разработана стратегической программой исследований автомобильных дорог (SHRP) в США. Целью программы был поиск новых способов проектирования, асфальтобетонных покрытий, которые будут работать лучше при экстремальных температурах и интенсивных транспортных нагрузках.

В настоящее время в российской дорожно-строительной отрасли активно внедряется система объемного проектирования асфальтобетонных смесей. Это адаптация американского метода Superpave и внедряется в нашей стране в виде серии новых стандартов. Система объемно-функционального проектирования Superpave в частности связана с устранением нескольких проблем, связанных с дорожным покрытием: постоянной деформацией, которая является результатом неудовлетворительной прочности асфальтобетонной смеси на сдвиг при высоких температурах, и повреждением при низких температурах, которое возникает, когда асфальтобетонное покрытие подвергается напряжению, превышающему предел прочности на сжатие и растяжение. Устранение вышеописанных проблем осуществляется за счет наиболее разумного подбора составляющих асфальтобетонной смеси.

Материалы и методы. Исследования битумных вяжущих проведены по методам, заложенным в технические требования: ГОСТ Р 58400.1–2019 «Дороги автомобильные общего пользования. Материалы вяжущие нефтяные битумные. Технические требования с учетом температурного диапазона эксплуатации».

Подбор марки PG битумного вяжущего по технологии Superpave был проделан на примере полимер-битумного вяжущего, отвечающего требованиям ГОСТ 52056–2003 марки ПБВ 90 (образец 4) и битумного вяжущего, полученного на основе гудрона с добавлением термоэластопласта (далее – ТЭП) типа СБС, соответствующего требованиям ГОСТ 52056–2003 марки ПБВ 90 (образец 3).

Результаты. В статье проведен обзор технической документации с целью ознакомления с методологией подбора марки битумного вяжущего для асфальтобетонной смеси. В ходе исследований рассмотрены технологические особенности системы объемного функционального проектирования асфальтобетонной смеси по методике Superpave, а также определены марки битумного вяжущего. Внедрение иностранного опыта в строительство дорог может способствовать улучшению и повышению качества российских автомобильных дорог.

Обсуждение и заключение. Основываясь на проведенных в работе экспериментальных данных, можно сделать заключение о том, что достигнута поставленная цель, а именно – подобраны марки битумного вяжущего по технологии Superpave, отвечающие требованиям ГОСТ Р 58400.1–2019 и ГОСТ Р 58400.2–2019, а именно для полимерно-битумного вяжущего (ПБВ 90 по ГОСТ 52056–2003) – PG 58-28, и на основе гудрона с добавлением ТЭП марки СБС – PG 64-28 соответственно.

По результатам проведенных испытаний были подобраны марки битумных вяжущих PG по технологии Superpave и в зависимости от климатических условий и транспортных нагрузок ГОСТ Р 58400.1–2019 «Дороги автомобильные общего пользования. Материалы вяжущие нефтяные битумные. Технические требования с учетом температурного диапазона эксплуатации» и ГОСТ Р 58400.2–2019 «Дороги автомобильные общего пользования. Материалы вяжущие нефтяные битумные. Технические требования с учетом уровней эксплуатационных транспортных нагрузок».

© Брызгалов Н. И., Кемалов А. Ф., 2023

Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: *Superpave (Superior performing asphalt pavements), PG (Performance Grade), Полимер-битумное вяжущее, термоэластопласт, физико-механические показатели, реологические характеристики*

Статья поступила в редакцию 25.01.2023; одобрена после рецензирования 10.03.2023; принята к публикации 21.04.2023.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Брызгалов Н. И., Кемалов А. Ф. Особенности системы объемного проектирования асфальтобетонной смеси по технологии SUPERPAVE и определение марки pg битумного вяжущего // Вестник СибАДИ. 2023. Т. 20, № 2 (90). С. 278-290. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-278-290>

Origin article

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-278-290>

EDN: WWSVEJ

FEATURES OF DIMENSIONAL DESIGN SYSTEM FOR ASPHALT CONCRETE MIX ON SUPERPAVE TECHNOLOGY AND BITUMINOUS BINDER OF PG GRADE DETERMINATION

Nikolai I. Bryzgalov*, Alim F. Kemalov

Kazan Federal University

Kazan, Russia

ni.bryzgalov@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0001-9511-3689>

alim.kemalov@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0003-3889-9640>

*corresponding author

ABSTRACT

Introduction. This article discusses the technology of designing asphalt concrete pavements, using the Superpave method. The Superpave (SUPERior PERforming Asphalt PAVements) system was developed by the Strategic Highway Research Program (SHRP) in the USA. The aim of the program was to find new ways of designing asphalt concrete pavements that will work better at extreme temperatures and heavy traffic loads.

Currently, the system of volumetric design of asphalt concrete mixtures is being actively implemented in Russian road construction industry. This is an adaptation of the American Superpave method and is being implemented in our country in the form of a series of new standards. The Superpave volumetric and functional design system in particular addresses several pavement-related problems: permanent deformation, which results from poor asphalt mix shear strength at high temperatures, and low temperature damage, which occurs when the asphalt pavement is subjected to stress exceeding the compressive and tensile strength. The elimination of the above problems is carried out due to the most reasonable selection of the components of the asphalt concrete mixture.

Materials and methods. Studies of bitumen binders were carried out according to the methods laid down in the technical requirements: GOST R 58400.1-2019 - Public roads. Materials binding petroleum bitumen. Technical requirements taking into account the temperature ranges of operation.

The selection of the PG brand of bitumen binder using Superpave technology was carried out using the example of a polymer-bitumen binder that meets the requirements of GOST 52056-2003 PBB 90 (sample 4) and a bitumen binder obtained from tar with the addition of thermoplastic elastomer (hereinafter referred to as TEP) of the SBS type that meets the requirements of GOST 52056-2003 PBB 90 (sample 3).

Results. The article provides a review of technical documentation in order to familiarize with the methodology for selecting the brand of bituminous binder for asphalt mix. In the course of the research, the technological features of the system of volumetric functional design of the asphalt concrete mixture according to the Superpave method, as well as the determination of the brand of bituminous binder, were considered. The introduction of foreign experience in road construction can contribute to the improvement and improvement of the quality of Russian roads.

Discussion and conclusions. Based on the experimental data carried out in the work, it can be concluded that the goal has been achieved, namely, the brands of bitumen binder have been selected using Superpave technology that meet the requirements of GOST R 58400.1-2019 and GOST R 58400.2-2019, namely for polymer-bitumen binder (PBB 90 according to GOST 52056-2003) – PG 58-28, and on the basis of tar with the addition of SBS – PG 64-28 grade TEP, respectively.

© Bryzgalov N. I., Kemalov A. F., 2023



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Having studied the physical and chemical characteristics of the initial reagents, as well as the results of numerous chemical experiments, brands of PG bitumen binders were selected using Superpave technology and depending on climatic conditions and transport loads GOST R 58400.1-2019 - Public roads. Materials binding petroleum bitumen. Technical requirements taking into account the temperature ranges of operation and GOST R 58400.2-2019 - Public roads. Materials binding petroleum bitumen. Technical requirements taking into account the levels of operational transport loads.

KEYWORDS: Superpave (Superior performing asphalt pavements), PG (Performance Grade), Polymer-bitumen binder, thermoplastics, physical and mechanical parameters, rheological characteristics

The article was submitted 25.01.2023; approved after reviewing 10.03.2023; accepted for publication 21.04.23.

The authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation: Nikolai I. Bryzgalov*, Alim F. Kemalov Features of dimensional design system for asphalt concrete mix on superpave technology and bituminous binder of pg grade determination. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2023; 20 (2): 278-290. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-278-290>

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в российской дорожно-строительной отрасли активно внедряется система объемного проектирования асфальтобетонных смесей. Это адаптация американского метода Superpave и внедряется в нашей стране в виде серии новых стандартов. Система объемно-функционального проектирования Superpave в частности связана с устранением нескольких проблем, связанных с дорожным покрытием: постоянной деформацией, которая является результатом неудовлетворительной прочности асфальтобетонной смеси на сдвиг при высоких температурах, и повреждением при низких температурах, которое возникает, когда асфальтобетонное покрытие подвергается напряжению, превышающему предел прочности на сжатие и растяжение. Устранение вышеописанных проблем осуществляется за счет наиболее разумного подбора составляющих асфальтобетонной смеси. В России эта технология недавно вызвала интерес. В 2016 г. были переведены и опубликованы предварительные национальные стандарты, в которых описывались требования к материалам, проведению проектирования и подбору смесей [1].

Система объемного проектирования Superpave позволяет подобрать смесь с требуемыми техническими характеристиками в зависимости от климатических условий и транспортной нагрузки в конкретных условиях

эксплуатации. Главнейшим параметром в данной системе проектирования является метод подбора битумного вяжущего, который считается основным компонентом, придающим дорожному полотну требуемые эксплуатационные характеристики и долговечность. Система включает в себя требования к битумному вяжущему и методы испытаний, основанные на оценке реологических характеристик. В соответствии с определением верхнего и нижнего температурных пределов, при которых не растрескивается битумное вяжущее в дорожном покрытии, определяется она по маркам PG и классифицируется в соответствии с температурным диапазоном эксплуатации (ТДЭ) в покрытии, которое играет важную роль¹. Испытание битумного вяжущего проводят из расчета всего срока службы покрытия с учетом технологического и эксплуатационного старения. Номенклатурный перечень марок PG в соответствии с ГОСТ Р 58400.1 позволяет подобрать наилучшее битумное вяжущее, необходимое для конкретного участка дороги.

С июля 2019 г. российская дорожно-строительная отрасль внедрила ряд стандартов, согласно системе объемного функционального проектирования SPAS, для стандартизации технических требований к битумному вяжущему и асфальтобетонной смеси, аналогичных системе Superpave США и методам испытаний для них. ГОСТ Р 58400.1–2019² и ГОСТ Р 58400.2–2019³ ввели вместо предварительных

¹ Тюкилина П. М. Комплексное технологическое регулирование производства современных дорожных битумных вяжущих: автореф. дис. ... докт. тех. наук: 2.6.12 / Тюкилина Полина Михайловна; РГУ нефти и газа (НИУ) им. И. М. Губкина. Москва, 2021. 51 с.

² ГОСТ Р 58400.1–2019. Дороги автомобильные общего пользования. Материалы вяжущие нефтяные битумные / Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. Изд. официальное. М.: Стандартинформ, 2019. 11 с.

³ ГОСТ Р 58400.2–2019. Дороги автомобильные общего пользования. Материалы вяжущие нефтяные битумные / Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. Изд. официальное. М.: Стандартинформ, 2019. 11 с.

стандартов ПНСТ 85–2016 и ПНСТ 82–2016 соответственно, эти стандарты регулируют выбор битумных вяжущих с учетом рабочей температуры и транспортной нагрузки.

Метод подбора марки битумного вяжущего, предложенный в новой системе проектирования, в полном объеме отличается от метода, используемого в настоящее время в нашей стране. Он основан на определении основных характеристик битумного вяжущего в зависимости от температуры и нагрузки в отличие от технических требований ГОСТ 22245–90 и обновленного ГОСТ 33133–2014⁴, по этой причине переход на новую систему стандартизации требует полного переоснащения лаборатории, что не только влечет за собой огромные финансовые издержки, но и сроки поставки, настройки и пуско-наладочные работы оборудования, а также время на обучение персонала. Лабораторное оборудование, соответствующее новым требованиям ГОСТ Р 58400.1 и ГОСТ Р 58400.2, в принципе не имеет аналогов российского производства, а поставляется только из-за границы.

В соответствии с требованиями по ГОСТ Р 58400.1 марки битумного вяжущего обозначаются как PG X±Y, где значение X (верхняя предельная температура) и Y (нижняя предельная температура), данные параметры устанавливаются на основе температуры, рассчитанной в соответствии с условиями эксплуатации асфальтобетонного полотна. Параметр X отражает летнюю температуру, при которой ожидается эксплуатация участка дороги, и считается самой высокой температурой, при которой битумное вяжущее в составе асфальтобетонной смеси гарантирует устойчивость к образованию колеи. Параметр Y – это зимняя температура, при которой дорожное покрытие обеспечивает стойкость к растрескиванию при низких температурах. Например, при изготовлении покрытий можно использовать вяжущее марки PG 58-34. Согласно проекту летняя рабочая температура ожидается на уровне 58 °C (расчет за семь суток), а зимняя температура покрытия не ниже минус 34 °C. Максимальная и минимальная температуры двух соседних марок отличаются на 6 °C, чтобы исключить риск разрушения и обеспечить устойчивость связующего к усталостному разрушению. Помимо всего этого, ГОСТ Р 58400.1 также содержит требования к промежуточной температуре, которая является функцией верхней

и нижней температуры, но она не указана в названии марки битумного вяжущего.

Выбор марки битумного вяжущего осуществляется в соответствии с процедурами определения марки и методами, указанными в отраслевом документе ОДМ 218.4.036-2017–подготовка, укладка и приемка асфальтобетонных смесей и приемке выполненных работ.

ОБЪЕКТЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследования битумных вяжущих проведены по методам, заложенным в технические требования:

- ГОСТ Р 58400.1–2019 «Дороги автомобильные общего пользования. Материалы вяжущие нефтяные битумные. Технические требования с учетом температурного диапазона эксплуатации».
- ГОСТ Р 58400.2–2019 «Дороги автомобильные общего пользования. Материалы вяжущие нефтяные битумные. Технические требования с учетом уровней эксплуатационных транспортных нагрузок».

Вязкоупругие свойства битумного вяжущего важны для оценки устойчивости к сдвигу при высоких температурах. Они измеряются при заданной деформации и скорости в плоской измерительной системе на динамическом сдвиговом реометре (DSR) SmartPave 102 компании AntonPaar производства Австрии.

Вязкоупругие свойства битума определяли составным показателем на основе измеренных значений модуля сдвига (G^*) и фазового угла (δ). Сдвиговую устойчивость вяжущего материала рассчитывали в автоматическом режиме с помощью ПО SmartPave 102.

Битумное вяжущее, входящее в состав асфальтобетонной смеси, может свидетельствовать о свойствах эластичного материала и после приложения транспортных нагрузок восстанавливаться в соотношении следующих показателей ($G^*/\sin \delta$):

- не более 1 кПа – для исходного битумного вяжущего;
- не более 2.2 кПа – для состаренного методом RTFOT.

Чем значение комплексного модуля сдвига ниже, тем меньшее значение показателя фазового угла, которое характеризует запаздывание деформации после приложения напряжения, указывая на то, что битумное вяжущее более склонно проявлять эластичность, чем

⁴ ГОСТ 33133–14 (2014) «Дороги автомобильные общего пользования. Битумы нефтяные дорожные вязкие». М., Россия: Изд-во стандартов.

пластичность, и наоборот⁵. Для определения фактического предельного значения марки битумного вяжущего, когда показатель $G^*/\sin \delta$ соответствует стандартному значению, вычисляется критическая температура T_v .

Изучение битумного вяжущего, приготовленного в соответствии с методом старения битума PAV, при средней эксплуатационной температуре может предсказать стойкость асфальтобетона к усталостному растрескиванию⁶. В этом случае составной показатель вычисляется как произведение значения комплексного модуля сдвига и значения синуса фазового угла ($G^*\sin\delta$). В этом случае граничным значением являются следующие условия: для участков с S-образными транспортными нагрузками (стандартные условия) оно не превышает 5000 кПа, для H-, V- и E-образных участков (тяжелые, очень тяжелые и экстремальные условия) с большими транспортными нагрузками оно не превышает 6000 кПа, в соответствии с номенклатурным перечнем, приведенным в ГОСТ Р 58400.2. Для определения критической средней температуры T_c была рассчитана температура, при которой $G^*\sin \delta = \text{кПа}$.

Реометр, изгибающий балку (BBR), использовался для определения стойкости к растрескиванию при низких температурах. Был испытан образец битумного вяжущего в форме балочки, который последовательно прошел стадии технологического (RTFOT) и долговременного (PAV) старения на способность выдерживать деформацию без повреждений при заданной отрицательной температуре. При этом определяют следующие показатели: модуль жесткости S (не должен превышать 300 МПа), характеризующий стойкость битумного вяжущего к постоянным нагрузкам, коэффициент пластичности m (не менее 0,300) – показатель, который показывает изменение скорости деформации во времени и характеризует способность вяжущего к релаксации напряжений.

Методы исследования дорожных битумных вяжущих материалов, имитирующие эксплуатационные транспортные нагрузки

Согласно ГОСТ Р 58400.2 уровни нагрузки от транспортных средств (ТС) подразделяются на:

- S (дороги с нормальными условиями и стандартным характером движения) соответ-

ствует количеству приложений расчетной нормативной нагрузки АК-11,5 менее 1.8 млн и прогнозируемой средней скорости транспортного потока более 70 км/ч;

- H (дороги с тяжелыми условиями и медленным характером движения) соответствует количеству приложений расчетной нормативной нагрузки АК-1,5 от 1.8 до 5.6 млн и прогнозируемой средней скорости транспортного потока от 20 до 70 км/ч;

- V (дороги с экстремально тяжелыми условиями и неподвижным характером движения) соответствует количеству приложений расчетной нормативной нагрузки АК-11,5 более 5.6 млн и прогнозируемой средней скорости транспортного потока менее 20 км/ч;

- E (дороги с экстремально тяжелыми условиями и неподвижным характером движения) соответствует количеству приложений расчетной нормативной нагрузки АК-11,5 более 5,6 млн и прогнозируемой средней скоростью транспортного потока менее 20 км/ч.

В зависимости от условий транспортной нагрузки провели испытания по определению показателя ползучести и способности к восстановлению под воздействием множественных напряжений (MSCR-тест), которая выполняется на динамическом сдвиговом реометре (DSR) для определения устойчивости битумного вяжущего к образованию колеи, включающей в себя применение циклической ступенчатой нагрузки на битумное вяжущее (0,1 кПа и 3,2 кПа) при расчетной температуре климатического региона. После данных действий на вяжущее, состаренное в соответствии с RTFOT, прикладывают нагрузку в 100 Па в течение 1 с, а затем снимают напряжение через 9 с. Данный процесс повторяют 10 раз. Идентичные испытания были проведены при нагрузке 3200 Па. Невосстанавливаемая деформация характеризуется остаточной гибкостью при ползучести при следующих нагрузках: Jnr0.1 и Jnr3.2.

Параметр Jnr3.2 наиболее точно описывает соответствие фактической глубине образования колеи дорожного покрытия. В случае если параметр $Jnr3.2 > 4,5 \text{ кПа}^{-1}$, то битумное вяжущее имеет слишком большое свойство пластичности, что снижает устойчивость к колеобразованию асфальтобетонного полотна. В этом случае снижают температуру и проводят испытания, чтобы оценить применимость

⁵ Бонченко Г. А. Асфальтобетон. Сдвиг устойчивость и технология модифицирования полимером / Г. А. Бонченко. М.: Машиностроение, 1994. 176 с. ISBN 5-217-02714-2.

⁶ Гохман Л. М. Дорожный полимер асфальтобетон / Л. М. Гохман. М.: Экон-Информ, 2017. 477 с.

битумного вяжущего в другой климатической зоне. Для режима экстремальной нагрузки типа Е, характеризующегося как «интенсивная с остановками», то есть для дорог с чрезвычайно суровыми условиями и стационарным движением, $J_{nr3.2}$ должен составлять менее $0,5 \text{ кПа}^{-1}$. По мере получения результата теста после верхнего предельного значения температуры спецификации PG добавляются буквы, описывающие допустимую интенсивность движения при данной температуре: S, H, V или E.

Реологические испытания битумных вяжущих по системе объемно-функционального проектирования Superpave являются эффективным инструментом для контроля качества битумов для дорожно-строительной отрасли⁷. Однако выбор и использование конкретных стандартов требует высококвалифицированного персонала, что также является ключевым методом планирования и проведения исследований. В виду сложности объекта испытания полученные результаты требуют тщательной и скрупулезной интерпретации, то есть необходимо спокойно и вдумчиво объяснить и освоить новый метод, на который в Соединенных Штатах ушло более 20 лет.

Уровень транспортной нагрузки (traffic load level), соответствующий ГОСТ Р 58400.2, представляет собой транспортную нагрузку, прогнозируемую в течение срока службы конструктивного слоя с учетом условий и характера дорожного движения. Битумное вяжущее

тестируется при четырех уровнях нагрузки (S, H, V, E). Испытательный параметр называется сопротивлением к многократной деформации сдвига. Испытание проводилось на динамическом сдвиговом реометре DSR.

Чтобы определить устойчивость битумного вяжущего к образованию колеи и усталостному растрескиванию, были испытаны образцы битума на динамическом сдвиговом реометре (DSR), с начальным, быстрым (RTFOT) и медленным (PAV) старением. Чтобы определить стойкость битумного вяжущего к низкотемпературному растрескиванию, его тестируют на реометре BBR (или DSR, температуру растрескивания также можно определить на оборудовании ABCD), а непрерывно стареющие образцы вяжущего тестируют при низких отрицательных температурах в соответствии с RTFOT и PAV.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ

Подбор марки PG битумного вяжущего по технологии Superpave был проделан на примере полимерно-битумного вяжущего, отвечающего требованиям ГОСТ 52056–2003 марки ПБВ 90 (образец 4) и битумного вяжущего, полученного на основе гудрона с добавлением термоэластопласта (далее – ТЭП) типа СБС, соответствующего требованиям ГОСТ 52056–2003 марки ПБВ 90 (образец 3) [2]. Характеристики вяжущих представлены в таблице 1:

Таблица 1
Физико-химические свойства образцов ПБВ
Источник: составлено авторами.

Table 1
Physical and chemical properties of samples of polymer-bitumen binder (PBB)
Source: compiled by the authors.

№ п/п	Показатели	Требования ГОСТ Р 52056–2003 для марки ПБВ 90	Фактические результаты	
			образец 3	образец 4
1	Пенетрация, 0,1 мм			
	при 25°C	не менее 90	95	128
	при 0°C	не менее 40	61	58
2	Темп-размяг. по КиШ, °C	не ниже 51	53,6	51,7
3	Растяжимость, см			
	при 0°C	не менее 25	97,8	77,3
	при 25°C	не менее 15	19	26,5
4	Тем-ра хрупкости по Фраасу, °C,	не выше -25	-25,8	-26,9
5	Тем-равсп., °C,	не ниже 230	235	258

⁷ Гохман Л. М. Битумы, полимерно-битумные вяжущие, асфальтобетон, полимерасфальтобетон / Л. М. Гохман. М.: Экон-Информ. 2008. 117 с.: ил. ISBN 978-5-9506-0352-5.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Результаты испытаний по ГОСТ Р 58400.1 и ГОСТ Р 58400.2 представлены в таблицах 2 и 3.

Таблица 2
Результаты испытаний (образец 3)
Источник: составлено авторами.

Table 2
Test results, Sample 3
Source: compiled by the authors.

Наименование показателя		Требование ГОСТ Р 58400.1 ГОСТ Р 58400.2	Фактическое значение
Показатели качества и требования для исходного битумного вяжущего			
Температура вспышки, °С		не ниже 230	>250
Динамическая вязкость при 135 °С, Па*с		не более 3	0,73
Сдвиговая устойчивость при 10 рад/с, кПа (до 0,01):		G*/sinδ ≥ 1,0	
При 58 °С			1,71
При 64 °С			1,05
При 70 °С			0,69
Крит. высокая температура, °С (до 0,1)			64,7
Показатели качества и требования для вяжущего, состаренного по методу RTFOT			
Изменение массы после старения, %		не более 1	0,1
Сдвиговая устойчивость после старения при 10 рад/с, кПа (до 0,01)		G*/sin δ ≥ 2,2	
При 58 °С			2,53
При 64 °С			1,39
Крит. высокая температура, °С (до 0,1)			59,4
Устойчивость при многократных сдвиговых деформациях для типа марки (J _{3,2} до 0,01) (J до 0,1)			
S	При 64 °С	J _{3,2} ≤ 4,5 кПа ⁻¹	2,85
		J ≤ 75%	217,9
Показатели качества и требования для вяжущего, подготовленного по методу PAV			
Сдвиговая устойчивость после старения при 10 рад/с, кПа (до 1)		G* sin δ ≤ 5000 (тип S) G* sin δ ≤ 6000 (тип H, V, E)	
При 16 °С			3282
При 13 °С			5325
При 10 °С			8281
Крит. средняя температура (G* sinδ = 6000 кПа), °С			12,2
Низкотемпературная устойчивость S (60), Мпа (до 0,1) Ползучесть m (до 0,001)			
При -24 °С		S (60) ≤ 300	381
		m ≥ 0,300	0,274
При -18 °С		S (60) ≤ 300	155
		m ≥ 0,300	0,346
Критическая низкая температура, °С, по жесткости S (до 0,1)			-22,4
Критическая низкая температура, °С, по параметру m (до 0,1)			-21,8
Марка по ГОСТ Р 58400.1 – 2019		PG 58-28	
Марка по ГОСТ Р 58400.2 – 2019		PG 64(S)-28	
Фактическая марка		PG 59,4-31,8	

Таблица 3
Результаты испытаний (образец 4)
Источник: составлено авторами.

Table 3
Test results, Sample 4
Source: compiled by the authors.

Наименование показателя		Требование ГОСТ Р 58400.1 ГОСТ Р 58400.2	Фактическое значение
Показатели качества и требования для исходного битумного вяжущего			
Температура вспышки, °С		не ниже 230	>250
Динамическая вязкость при 135 °С, Па*с		не более 3	0,83
Сдвиговая устойчивость при 10 рад/с, кПа (до 0,01):		G*/sinδ ≥ 1,0	
При 58 °С			2,57
При 64 °С			1,38
При 70 °С			0,77
Крит. высокая температура, °С (до 0,1)			67,3
Показатели качества и требования для вяжущего, состаренного по методу RTFOT			
Изменение массы после старения, %		не более 1	0,7
Сдвиговая устойчивость после старения при 10 рад/с, кПа (до 0,01)		G*/sin δ ≥ 2,2	
При 58 °С			6,46
При 64 °С			3,68
Крит. высокая температура, °С (до 0,1)			69,6
Устойчивость при многократных сдвиговых деформациях для типа марки (J _{3,2} до 0,01) (J до 0,1)			
S	При 64 °С	J _{3,2} ≤ 4,5 кПа ⁻¹	1,39
		J ≤ 75%	141,9
Показатели качества и требования для вяжущего, подготовленного по методу PAV			
Сдвиговая устойчивость после старения при 10 рад/с, кПа (до 1)		G* sin δ ≤ 5000 (тип S) G* sin δ ≤ 6000 (тип H, V, E)	
При 16 °С			3493
При 13 °С			4940
При 10 °С			6861
Крит. средняя температура (G* sinδ = 6000 кПа), °С			5,3
Низкотемпературная устойчивость S (60), Мпа (до 0,1) Ползучесть m (до 0,001)			
При -24 °С		S (60) ≤ 300	149
		m ≥ 0,300	0,289
При -18 °С		S (60) ≤ 300	74
		m ≥ 0,300	0,312
Критическая низкая температура, °С, по жесткости S (до 0,1)			-30,0
Критическая низкая температура, °С, по параметру m (до 0,1)			-21,13
Марка по ГОСТ Р 58400.1 – 2019			PG 64-28
Марка по ГОСТ Р 58400.2 – 2019			PG 64(H)-28
Фактическая марка			PG 67,3-31,1

Как мы все знаем, регулировка показателей качества битумного вяжущего осуществляется в соответствии с основными положениями физико-химической механики нефтяных дисперсных систем (НДС), а его пространственная коллоидно-химическая структура регулируется главным образом путем изменения размера частиц дисперсной фазы сложной структурной единицы (ССЕ)⁸. Модифицирующие добавки могут изменять фазовый состав, геометрию частиц дисперсной фазы, скорость их конденсации и растворения [3, 4, 5]. Используя выбранные добавки, физические, химические и эксплуатационные свойства битумного вяжущего могут быть значительно улучшены за счет изменения физико-химических свойств и группового химического состава вяжущего⁹.

Исходя из полученных результатов таблиц 2 и 3, видно, что полученное вяжущее из гудрона и полимер-битумное вяжущее соответствуют требованиям ГОСТ Р 58400.1–2019 марки PG 58-28 и PG 64-28.

По сравнению с вяжущим, полученным из окисленного битума марки БНД 70/100 с добавлением полимерного модификатора (образец 4), вяжущее, полученное непосредственно из гудрона (ВУ80 = 30-80 с) с добавлением полимерного модификатора (образец 3), характеризуется более низкой рабочей температурой. Следует отметить, что использование полимерных добавок позволяет увеличить верхний предел рабочей температуры вяжущего, тем самым улучшая его стойкость к образованию колеи [6, 7].

При сравнении показателей низкотемпературной стойкости к растрескиванию было замечено, что фактическая минимальная рабочая температура битумного вяжущего в большинстве случаев ниже T_{xp} . Данные, приводимые некоторыми исследователями, показывают, что значение температуры хрупкости по методу Фрааса в среднем на 10–12 °С выше минимального значения рабочей температуры, рассчитанного по индексу жесткости ($T_c(S)$), однако зависимость между этими показателями пока не установлена.

В классических методах стандартизации твердость и жесткость битумных вяжущих

оценивают с помощью показателя «глубина проникновения иглы при 25 °С»¹⁰. В новых требованиях ГОСТ Р 58400.1 и ГОСТ Р 58400.2 заданные условия касательного напряжения ($G^*/\sin\delta$ ниже 5000 кПа) являются основной характеристикой качества вяжущего при средних температурах [8]. Сравнительный анализ усталостной прочности (T_c) и показатель глубины проникновения иглы при 25 °С в образце 4 показывают незначительную связь между рассматриваемыми показателями (чем выше значение глубины проникновения иглы при 25 °С, тем ниже температура сопротивления усталости)¹¹.

Образец 3 (полученный непосредственно из гудрона) – при сопоставимой температуре эти марки демонстрируют большую остаточную гибкость при ползучести (или необратимую деформацию) при нагрузке 3,2 кПа: ($J_{nr3,2}$), поэтому сопротивление образованию колеи при воздействии транспорта ниже, чем у образца 4, полученного из окисленного битума марки БНД 70,100. Кроме того, особенностью образца 4 является то, что значение $J_{nr3.2}$ уменьшается быстрее по мере снижения верхнего предела рабочей температуры, поэтому он больше подходит для тяжелых (тип V) и экстремально тяжелых (тип E) условий транспортных нагрузок при эксплуатации дорожного покрытия [9, 10].

Согласно нормализованным реологическим характеристикам нового стандарта, разработанного на основе метода Superpave, битумное вяжущее, классифицированное по ГОСТ 33133–2014, может быть отнесено к разным маркам [11]. Использование того же битума марки по ГОСТ 33133–2014 на участках, где рабочая температура выше T_v или отрицательная температура ниже T_n , приведет к быстрому образованию дорожных дефектов в процессе эксплуатации относительно установленного проектного срока службы. Полученная корреляция будет в дальнейшем исследована на возможность сравнительной оценки качества вяжущих на основе ГОСТ 33133–2014 и ГОСТ Р 58400.1 с ГОСТ Р 58400.2. Стандарты системы Superpave для производства вяжущих позволяет нам утверждать эффективность метода нормирования качества вяжущих в новых

⁸ Сюняев З. И. Нефтяные дисперсные системы / З. И. Сюняев, Р. З. Сюняев, Р. З. Сафиева. М.: Химия, 1990. 224 с.: ил. ISBN 5-7245-0573-8.

⁹ Вострякова В. Н. Термоэластопласты / под ред. В.В. Моисеева. М.: Химия, 1985. 184 с.

¹⁰ Гуреев А. А. Нефтяные вяжущие материалы / А. А. Гуреев. М.: Недра, 2018. 242 с. ISBN 978-5-8365-0484-7.

¹¹ Грудников И. Б. Нефтяные битумы. Процессы и технологии производства / И.Б. Грудников. Уфа: ГУП ИНХП РБ, 2015. 288 с.: ил. ISBN 978-5-9021-59-51-3.

стандартах ГОСТ Р 58400.1 и ГОСТ Р 58400.2, принимая во внимание не только климатические условия эксплуатации дорожного полотна, но и транспортную нагрузку¹² [12, 13].

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Основываясь на приведенных выше экспериментальных данных, можно сделать заключение о том, что достигнута поставленная цель, а именно – подобраны марки битумного вяжущего по технологии Superpave, отвечающие требованиям ГОСТ Р 58400.1–2019

и ГОСТ Р 58400.2–2019, а именно для полимерно-битумного вяжущего (ПБВ 90 по ГОСТ 52056–2003) – PG58-28, и на основе гудрона с добавлением ТЭП марки СБС – PG 64-28 соответственно.

На рисунках 1, 2, 3, 4 показаны зависимости *устойчивости при многократных сдвиговых деформациях* (MSCR), которые заключаются в прикладывании циклической ступенчатой нагрузки на битум (0.1 кПа и 3.2 кПа) при расчетной для данного климатического региона температуре.

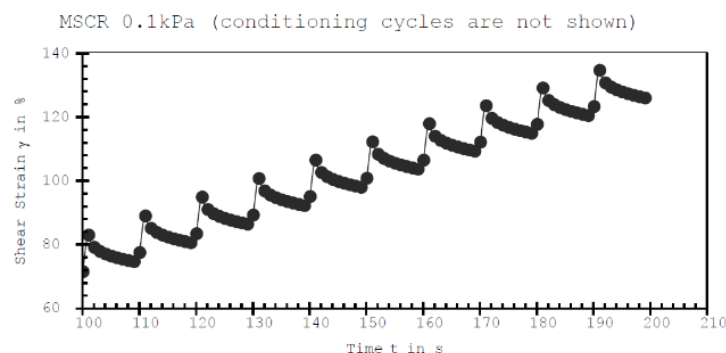


Рисунок 1 – Устойчивость при многократных сдвиговых деформациях (MSCR) 0,1 кПа при 64 °С (образец 4).
Источник: составлено авторами.

Picture 1 – Resistance to multiple shear deformations (MSCR) 0.1 kPa at 64 °C (Sample 4).
Source: compiled by the authors.

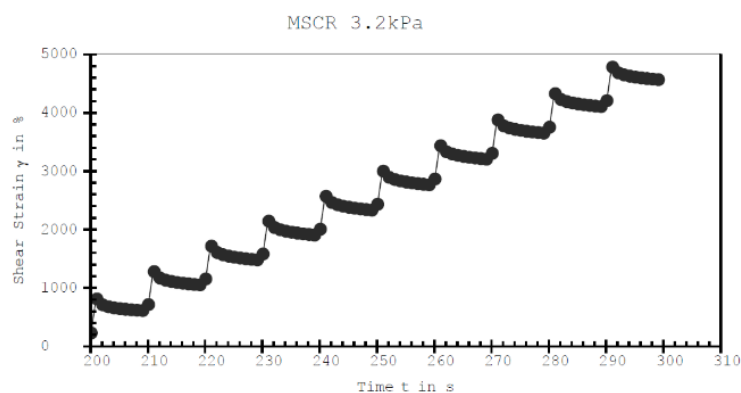


Рисунок 2 – Устойчивость при многократных сдвиговых деформациях (MSCR) 3,2 кПа при 64 °С (образец 4).
Источник: составлено авторами.

Picture 2 – Resistance to multiple shear deformations (MSCR) 3.2 kPa at 64 °C (Sample 4).
Source: compiled by the authors.

¹² Тюкилина П. М. Битумная основа для ПБВ, получаемого с использованием СБС-модификатора: оценка группового химического состава / П. М. Тюкилина, А. А. Андреев, О. В. Гавриленко: материалы В сб.: Сборник статей и докладов ежегодной научной сессии Ассоциации исследователей асфальтобетона. М.: Техполиграфцентр. 2019. С. 47–54.

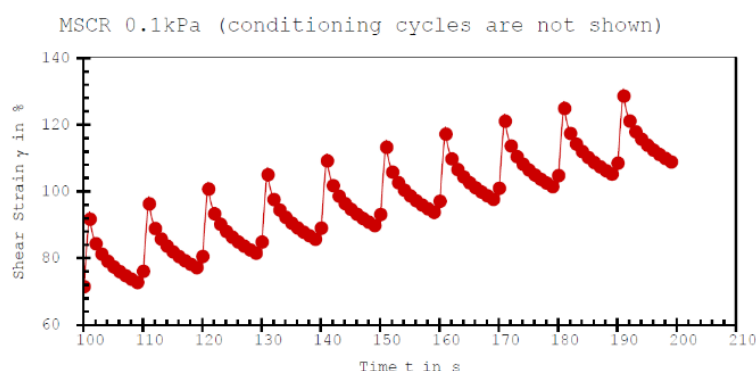


Рисунок 3 – Устойчивость при многократных сдвиговых деформациях (MSCR) 0,1 кПа при 58 °С (образец 3).
Источник: составлено авторами.

Picture 3 – Resistance to multiple shear deformations (MSCR) 0.1 kPa at 58 °C (Sample 3).
Source: compiled by the authors.

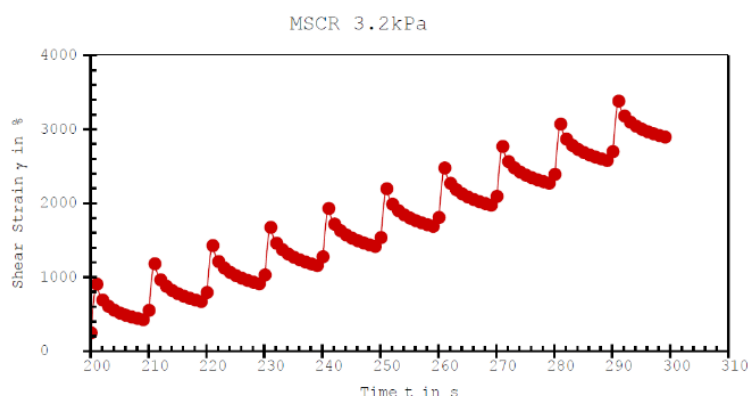


Рисунок 4 – Устойчивость при многократных сдвиговых деформациях (MSCR) 3,2 кПа при 58 °С (образец 3).
Источник: составлено авторами.

Picture 4 – Stability at multiple shear deformations (MSCR) 3.2 kPa at 58 °C (Sample 3).
Source: compiled by the authors.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам проведенных испытаний были подобраны марки битумных вяжущих PG по технологии Superpave и в зависимости от климатических условий и транспортных нагрузок ГОСТ Р 58400.1–2019 «Дороги автомобильные общего пользования. Материалы вяжущие нефтяные битумные. Технические требования с учетом температурного диапазона эксплуатации» и ГОСТ Р 58400.2–2019 «Дороги автомобильные общего пользования. Материалы вяжущие нефтяные битумные. Технические требования с учетом уровней эксплуатационных транспортных нагрузок».

Обзор современной научной и технической литературы показывает, что проблемы

быстрого разрушения асфальтобетонных дорог по-прежнему актуальны. На основании изложенного становится понятным, что для повышения межремонтного срока эксплуатации автомобильных дорог необходимо существенно повысить качество вяжущего благодаря scrupulous подбору марки битума для использования на определенных участках автомобильных дорог в зависимости от климатических условий и интенсивности движения.

Обзор литературы РФ и зарубежной показывает, что наиболее востребованным для модифицирования битумов полимером является термоэластопласт типа СБС. СБС отличается лучшей совместимостью с битумами, характеризуется прочностью и вместе с тем

эластичностью, обладая способностью к обратимым деформациям. Большинство других рассматриваемых и применяемых классов полимеров оказывают влияние либо на низкотемпературные свойства, либо на высокотемпературные. В зависимости от необходимости достижения только низкотемпературных или высокотемпературных требований марки вяжущего по PG возможно использование целевых модификаторов для конкретной задачи и улучшения того или иного свойства.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Худякова Т. С. О новых стандартных требованиях к дорожному битуму // *Дорожная держава*. 2015. № 3. С. 40–44.
2. Брызгалов Н. И., Кемалов А. Ф., Кемалов Р. А. Влияние бутадиен-стирольного термоэластопласта на физико-химические показатели полимер-битумных вяжущих // *Вестник технологического университета*. 2022. Т. 25, № 9. С. 76–85.
3. Обухов А. Г., Высотская М. А., Киндеев О. Н. Влияние компонентного состава на качество ПБВ // *Новая наука: От идеи к результату*. 2015. № 2. С. 97–101.
4. Исследование влияния модифицирующих добавок в битум на физико-механические свойства и колееустойчивость мелкозернистого асфальтобетона / В. К. Жданюк, О. А. Макаревич, Р. Б. Шрестха [и др.] // *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*. 2012. Вып. 58. С. 130–133.
5. Котенко Н. П., Щерба Ю. С., Евфорицкий А. С. Влияние полимерных и функциональных добавок на свойства битума и асфальтобетона // *Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки*. 2019. № 1. С. 94–99. DOI: 10.17213/0321-2653-2019-1-94-99
6. Дорожные битумы с модифицирующими добавками / С. В. Котов, Г. В. Тимофеева, С. В. Леванова [и др.] // *Химия и технология топлив и масел*. 2003. № 3. С. 52 – 53.
7. Глуховская В. С. Термоэластопласты на основе бутадиена, пиперилена и стирола // *Промышленное производство и использование эластомеров*. 2008. № 4. С. 13 – 15.
8. Тюкилина П. М., Гуреев А. А. Об эволюции нормативных требований к реологическим характеристикам // *Химия и технология топлив и масел*. 2021. № 1. С. 46–48.
9. Золотарев В. А., Лапченко А. С. Реологические свойства асфальтобетонов на основе битумов с большим содержанием полимера // *Наука и техника в дорожной отрасли*. 2009. № 3. С. 23–27.
10. Александров А. С., Александрова Н. П., Семенова Т. В. Критерии проектирования шероховатых асфальтобетонных покрытий из условия обеспечения безопасности движения // *Известия вузов. Строительство*. 2009. № 2. С. 66–73.
11. Тюкилина П. М., Егорова А. Г., Зиновьева Л. В. О современных подходах к решению про-

блем повышения деформативности дорожных битумов // *Мир нефтепродуктов*. 2018. № 6. С. 34–38.

12. Руденский А. В., Хромов А. С., Марьев В. А. Применение резиновой крошки для повышения качества дорожных битумов и асфальтобетонов // *Дороги России XXI века*. 2004. № 5. С. 62–71.

13. Применение пластификаторов различного углеводородного состава в получении полимерно-битумных вяжущих / П. М. Тюкилина, С. В. Котов, В. А. Погуляйко, Л. В. Зиновьева: *Материалы X Международного Форума ТЭК – Санкт-Петербург*, 2010.

REFERENCE

1. Hudjakova T. S. O novykh standartnykh trebovaniyakh k dorozhnomu bitumu [About the new standard requirements for road bitumen]. *Dorozhnaja derzhava*. 2015; 3: 40–44. (In Russ.)
2. Bryzgalov N. I., Kemalov A. F., Kemalov R. A. Vlijanie butadien-stirol'nogo termojelastoplasta na fiziko-himicheskie pokazateli polimer-bitumnyh vjazhushhih [Effect of Butadiene-Styrene Thermoelelastoplast on Physical and Chemical Parameters of Polymer-Bitumen Binders]. *Vestnik tehnologicheskogo universiteta*. 2022; T. 25, № 9: 76-85 (In Russ.)
3. Obuhov A. G., Vysotskaja M. A., Kindeev O. N. Vlijanie komponentnogo sostava na kachestvo PBV [Effect of the component composition on the quality of the PBV]. *Novaja nauka: Ot idei k rezul'tatu*. 2015; 2: 97-101 (In Russ.)
4. Zhdanjuk V. K., Makarchev O. A., Shrestha R. B. Issledovanie vlijaniya modifitsirujushhih dobavok v bitum na fiziko-mehaniicheskie svojstva i koleeustojchivost' melkozernistogo asfal'tobetona [Study of the Effect of Modifying Bitumen Additives on the Physical and Mechanical Properties and Roughness of Fine-Grained Asphalt Concrete]. *Vestnik Har'kovskogo nacional'nogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta*. 2012; 58: 130–133 (In Russ.)
5. Kotenko N. P., Shherba Ju. S., Evforickij A. S. Vlijanie polimernyh i funkcional'nyh dobavok na svojstva bituma i asfal'tobetona [Influence of polymer and functional additives on bitumen and asphalt concrete properties]. *Izvestija vuzov. Severo-Kavkazskij region. Tehnicheskie nauki*. 2019; 1: 94–99. DOI: 10.17213/0321-2653-2019-1-94-99 (In Russ.)
6. Kotov C. B., Timofeeva G. V., Levanova C. B. Dorozhnye bitumy s modifitsirujushhimi dobavkami [Road bitumen with modifying additives]. *Himija i tehnologija topliv i masel*. 2003; 3: 52–53 (In Russ.)
7. Gluhovskaja V. S. Termojelastoplasty na osnove butadiena, piperilena i stiroda [Thermoelelastoplasts based on butadiene, piperylene and styrene]. *Promyshlennoe proizvodstvo i ispol'zovanie jelastomerov*. 2008; 4:13-15 (In Russ.)
8. Tjukilina P. M., Gureev A. A. Ob jevoljucii normativnyh trebovanij k reologicheskim harakteristikam [On the evolution of regulatory requirements for rheological characteristics]. *Himija i tehnologija topliv i masel*. 2021; 1: 46-48 (In Russ.)
9. Zolotarev V. A., Lapchenko A. S. Reologicheskie svojstva asfal'tobetonov na osnove bitumov s

bol'shim sodержaniem polimera [Rheological properties of bitumen-based asphalt concrete with high polymer content]. *Nauka i tehnika v dorozhnoj otrasli*. 2009; 3: 23–27 (In Russ.).

10. Aleksandrov A. S., Aleksandrova N. P., Semanova T. V. Kriterii proektirovaniya sherohovatykh asfal'tobetonnykh pokrytij iz uslovija obespechenija bezopasnosti dvizhenija [Design criteria for rough asphalt concrete pavements based on traffic safety conditions]. *Izvestija vuzov. Stroitel'stvo*. 2009; 2: 66–73 (In Russ.).

11. Tjukilina P. M., Egorov A. G., Zinov'eva L. V. O sovremennykh podhodah k resheniju problem povyshenija deformativnosti dorozhnykh bitumov [On modern approaches to solving the problems of increasing the deformation of road bitumen]. *Mir nefteproduktov*. 2018; 6: 34–38 (In Russ.).

12. Rudenskij A. V., Hromov A. S., Mar'ev V. A. Primenenie rezinovoj kroszki dlja povyshenija kachestva dorozhnykh bitumov i asfal'tobetonov [Use of rubber crumbs to improve the quality of road bitumen and asphalt concrete]. *Dorogi Rossii XXI veka*. 2004; 5: 62–71 (In Russ.).

13. Tjukilina P. M., Kotov S. V., Poguljajko V. A., Zinov'eva L. V. Primenenie plastifikatorov razlichnogo uglevodorodnogo sostava v poluchenii polimerno-bitumnykh vjazhushhih [Use of plasticizers of various hydrocarbon compositions in the production of polymer-bitumen binders]. *Materialy X Mezhdunarodnogo Foruma TJeK – Sankt-Peterburg*, 2010 (In Russ.).

ВКЛАД СОАВТОРОВ

Брызгалов Н. И. Постановка проблемы, разработка концепции статьи, критический анализ литературы, сбор статистических данных, табличное и графическое представление результатов, описание результатов и формирование выводов исследования.

Брызгалов Н. И. Постановка проблемы, разработка концепции статьи, критический анализ литературы, сбор статистических данных, табличное и графическое представление результатов, описание результатов и формирование выводов исследования.

Кемалов А. Ф. Научное руководство исследованием, формулировка научных гипотез, проверка выводов посредством модельных экспериментов.

COAUTHORS' CONTRIBUTIONS

Nikolai I. Bryzgalov. Problem statement, development of the article concept, critical analysis of the literature, collection of statistical data, tabular and graphical presentation of the results, description of the results and formation of the conclusions of the study.

Alim F. Kemalov. Scientific leadership of the study, formulation of scientific hypotheses tested through model experiments.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Брызгалов Николай Иннокентьевич – аспирант кафедры технологии нефти, газа и углеродистых материалов, SPIN-код: 5932-1077.

Кемалов Алим Фейзрахманович – д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой технологии нефти, газа и углеродистых материалов, SPIN-код: 7034-3063.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Nikolai I. Bryzgalov – Graduate student of the Technologies of Oil, Gas and Carbon Materials Department, SPIN-код: 5932-1077.

Alim F. Kemalov – Dr. of Sci., Professor, Head of the Technologies of Oil, Gas and Carbon Materials Department, SPIN-код: 7034-3063.

ИНФОРМАЦИЯ ДЛЯ АВТОРОВ ПО ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЕЙ

Для публикации принимаются рукописи по направлениям: Транспорт. Транспортные и технологические машины; Строительство. Строительные материалы и изделия; Редакция принимает к рассмотрению **оригинальные научные статьи** объемом 8–10 стр. машинописного текста через 1 интервал, 5–8 рисунков и (или) таблиц, 20–40 ссылок; **обзорные статьи** – (критическое обобщение какой-то исследовательской темы) – от 10 и более страниц, от 5 и более рисунков, до 80 ссылок.

Статья должна быть неопубликованной ранее в других изданиях, написана в контексте современной литературы, обладать новизной и соответствовать профилю журнала. Автор отвечает за достоверность сведений, точность цитирования и ссылок на официальные документы и другие источники. Редакция принимает на себя обязательство ограничить круг лиц, имеющих доступ к присланной в редакцию рукописи, сотрудниками редакции, членами редколлегии, а также рецензентами данной работы. В случае обнаружения одновременной подачи рукописи в несколько изданий статья будет **ретрагирована** (отозвана из печати).

Следует уделить особенное внимание качеству перевода. Недопустимо при переводе пользоваться машинами-переводчиками. Перевод должен быть выполнен профессиональными переводчиками, а лучше – носителем английского языка. Необходимо учесть, что законодательство охраняет права переводчиков авторским правом наравне с правами авторов оригинальных произведений. Перевод текста – творческий процесс, производный объект авторского права, т.е. переводчик – соавтор нового произведения.

1 УДК. На первой странице, слева в верхнем углу без отступа, указываются индекс по универсальной десятичной классификации (УДК) (размер шрифта 10 пт).

2. Заглавие статьи. Заголовок (максимально 10-12 слов) должен быть информативным, лаконичным, соответствовать научному стилю текста, содержать основные ключевые слова, характеризующие тему (предмет) исследования и содержание работы. Приводится на русском и английском языках, по центру полужирным шрифтом размером 12 пт. прописными буквами.

3. Фамилии авторов. Количество авторов не должно превышать четырех. Для англоязычных метаданных важно соблюдать вариант написания сведений об авторе в последовательности: полное имя, инициал отчества, фамилия (Anna V. Ivanova). При латинизации фамилии можно воспользоваться системой 1 BSI – Британский Институт Стандартов (British Standards Institution) транслитерации на сайте <http://translit.ru>, при этом необходимо выбрать вариант стандарта, например, BSI. Перечень авторов располагается после заголовка статьи обычным шрифтом (размер шрифта 12 пт.).

4. Аннотация. Аннотация включает характеристику основной темы, проблемы объекта, цели исследования, основные методы, результаты исследования и главные выводы. В аннотации необходимо указать, что нового несет в себе научная статья в сравнении с другими, родственными по тематике и целевому назначению, объем от 200 до 250 слов. Структура аннотации представлена на сайте журнала vestnik.sibadi.org.

Приводится на русском и английском языках. Начинается словом «Аннотация» с прописной буквы (шрифт полужирный, курсив, 10 пт); точка; затем с прописной буквы текст (курсив, 10 пт).

5. Ключевые слова служат ориентиром для читателя и используются для поиска статей в электронных базах, поэтому должны отражать дисциплину (область науки, в рамках которой написана статья), тему, цель и объект исследования.

Рекомендуемое количество ключевых слов – 10–12, количество слов внутри ключевой фразы – не более трех.

Размещаются после аннотации, на русском и английском языках.

6. Благодарности. Раздел включен в требования всеми крупными издательствами. В этом разделе следует упомянуть людей, помогавших автору подготовить настоящую статью, организации, оказавшие финансовую поддержку. Хорошим тоном считается выражение благодарности анонимным рецензентам.

7. Основные положения. Отражают ключевые результаты исследования, основное содержание статьи, изложенные тезисно и оформленные в виде 3–5 пунктов маркированного списка.

8. Основной текст статьи излагается на русском или английском языках, в электронном и бумажном виде (шрифт «Arial» (10 пт), отступ первой строки 0,6 см, межстрочный интервал одинарный), в следующей последовательности:

Введение (1–4 стр.) В этом разделе описываются общая тема исследования, цели и задачи планируемой работы, теоретическая и практическая значимость, приводятся наиболее известные и авторитетные публикации по изучаемой теме, обозначаются нерешенные проблемы. Данный раздел должен содержать обоснование необходимости и актуальности исследования. Информация во Введении должна быть организована по принципу «от общего к частному».

Подразделы введения представлены на сайте журнала vestnik.sibadi.org.

Методы и материалы (от 2 стр. и более) В этом разделе в деталях описываются методы, которые использовались для получения результатов. Обычно сначала дается общая схема экспериментов/исследования, затем они представляются настолько подробно и с таким количеством деталей, чтобы любой компетентный специалист мог воспроизвести их, пользуясь лишь текстом статьи. Более подробно содержание раздела представлено на сайте журнала vestnik.sibadi.org.

Результаты. В этом разделе представлены экспериментальные или теоретические данные, полученные в ходе исследования. Результаты даются в обработанном варианте: в виде таблиц, графиков, организационных или структурных диаграмм, уравнений, фотографий, рисунков. В этом разделе приводятся только факты. Если было получено много похожих зависимостей, представляемых в виде графиков, то приведите только один типичный график, а данные об имеющихся количественных отличиях между ними, представьте в таблице.

Способы представления результатов представлена на сайте журнала vestnik.sibadi.org.

Обсуждение и заключение. Раздел содержит интерпретацию полученных результатов исследования, предположения о полученных фактах, сравнение полученных собственных результатов с результатами других авторов. Более подробно содержание раздела представлено на сайте журнала vestnik.sibadi.org.

9. Список источников (References)

В список источников включаются только те источники, которые автор использовал при подготовке статьи. Оформление библиографического списка регламентируется ГОСТ Р 7.0.5–2008.

Ссылаться нужно в первую очередь на оригинальные источники из научных журналов, включенных в глобальные индексы цитирования. Желательно использовать 20–40 источников, но не более 50. Из них за последние 3 года – рекомендуется указать не менее 20, иностранных – не менее 15. Важно правильно оформить ссылку на источник.

Следует указать фамилии авторов, журнал (электронный адрес), год издания, том (выпуск), номер, страницы, DOI или адрес доступа в сети Интернет.

Источники указываются в конце статьи в алфавитном порядке либо в порядке упоминания в тексте статьи.

Приводится на русском языке и в латинице по образцу, представленному на сайте журнала.

Аффилиация. Фамилия, имя, отчество, ученая степень, ученое звание, ORCID i, Scopus Author ID, ResearcherID, далее указать все места работы, должность, название организации, служебный адрес, электронная почта, телефон, e-mail.

Приводится на русском и английском языках.

Технические требования к оформлению.

Формат A4, шрифт Arial (10 пт), отступ первой строки 0,6 см, межстрочный интервал одинарный.

Поля: верхнее – 3,5 см, остальные – по 2,5.

Все сокращения при первом употреблении должны быть полностью расшифрованы, за исключением общепринятых терминов и математических величин.

Формулы необходимо набирать в редакторе формул Microsoft Equation. Перенос формул допускаются на знаках «плюс» и «минус», реже – на знаке «умножение». Эти знаки повторяются в начале и в конце переноса. Формулы следует нумеровать (нумерация сквозная по всей работе арабскими цифрами). Номер формулы заключают в круглые скобки у правого края страницы.

Рисунки, схемы и графики предоставляются в электронном виде включенными в текст, в стандартных графических форматах с обязательной подрисункной подписью, и отдельными файлами с расширением (JPEG, GIF, BMP). Должны быть пронумерованы (Таблица 1 – Заголовок, Рисунок 1 – Наименование), озаглавлены (таблицы должны иметь заглавие, выравнивание по левому краю, а иллюстрации – подрисункные подписи, выравнивание по центру). В основном тексте должны содержаться ссылки на них (на рисунке 1.....).

Рисунки и фотографии должны быть ясными и четкими, с хорошо проработанными деталями с учетом последующего уменьшения. При представлении цветных рисунков автор должен предварительно проверить их качество при использовании черно-белой печати. Отсканированные версии рисунков, схем, таблиц и формул не допускаются.

Таблицы предоставляются в редакторе Word.

Все названия, подписи и структурные элементы графиков, таблиц, схем и т. д. оформляются на русском и английском языках.

Общий порядок опубликования

Рукописи статей, подготовленные в соответствии с правилами оформления научно-исследовательской публикации и принятыми редакцией журнала международными стандартами, в электронном (через официальный сайт журнала) и бумажном виде предоставляются в редакцию журнала в комплекте:

- с экспертным заключением о возможности опубликования в открытой печати;
- согласие на обработку персональных данных в научном периодическом издании;

При регистрации присваивается дата поступления и регистрационный номер статьи. Статьи регистрируются через электронную редакцию. Регистрация осуществляется бесплатно.

Первичная экспертиза на соответствие требованиям и профилю журнала (модерация). Зарегистрированные рукописи статей проходят первичную экспертизу на соответствие требованиям и профилю журнала. Началом для экспертизы рукописи статьи редакцией является дата регистрации статьи. Редакция журнала оставляет за собой право отбора присылаемых материалов. Только прошедшие первичную экспертизу рукописи статей, полностью соответствующие требованиям редакции журнала, соответствующие профилю журнала, получают статус «Принята к рассмотрению». Для них отдельно регистрируется дата приема рукописи статьи к рассмотрению.

Рецензирование. Принятые к рассмотрению рукописи статей направляются на слепое рецензирование для оценки их научного содержания нескольким специалистам соответствующего профиля, членам редакционной коллегии и/или редакционного совета. Экспертиза и рецензирование осуществляются бесплатно.

Решение о принятии к публикации основывается на поступивших рекомендациях рецензентов журнала. Если принято решение «рекомендовать с учетом исправления отмеченных недостатков», то автору направляются рекомендации и вопросы для исправления. Рукопись статьи, скорректированная автором, повторно направляется на рецензирование. Рукописи статей, не рекомендованные к публикации, повторно не рассматриваются. Автору рукописи направляется мотивированный отказ в публикации.

Редакционная подготовка. Рукописи статей, принятые к публикации, проходят редакционную подготовку к публикации – литературное редактирование и сверку данных, корректуру, форматирование, макетирование. Общий срок редакционной подготовки статьи, успешно прошедшей рецензирование, составляет 2 месяца в соответствии с периодичностью и графиком публикации выпусков. Корректуре статей авторам не высылается, тем не менее вопросы, возникающие в процессе редактирования высылаются авторам для согласования.

Окончательный вариант макета статьи высылается по электронной почте автору на утверждение. На рассмотрение отводится три дня, по истечении которых в случае неполучения ответа от автора, макет автоматически считается автором одобренным и в представленном виде направляется в печать.

Публикация. Подготовленный к публикации макет тиражируется в типографии СибАДИ и размещается на сайте журнала в открытом бесплатном доступе. Публикация всех статей одного выпуска осуществляется единой датой.

Метаданные опубликованных статей выпуска регистрируются в РИНЦ, размещаются в библиографических сервисах и базах данных в сроки, установленные соответствующими договорами, распространяются по подписке.