



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

TRACTORS AND AGRICULTURAL MACHINERY

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с февраля 1930 г.

6•2021

Выходит 6 раз в год

ISSN 0321-4443

DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6

Учредитель

- Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Московский политехнический университет»
- ООО «Эко-Вектор»

Зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций 05.10.2021
ПИ № 77-81900

Журнал входит в перечень ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней, а также в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ)

Издатель

ООО «Эко-Вектор»

Адрес издательства:

191186, г. Санкт-Петербург,
Аптекарский переулок, д. 3, литера А,
помещение 1Н
E-mail: info@eco-vector.com
WEB: <https://eco-vector.com>

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении по каталогу «Пресса России» – индекс 27863, а также в агентствах: «Информнаука», тел. (495) 787-38-73, gladkih@viniti.ru; «Урал-Пресс», тел. (495) 789-86-36, e_timoshenkova@ural-press.ru; «МК-Периодика», тел. (495) 672-70-89, chernous@periodicals.ru

Перепечатка материалов из журнала возможна при обязательном письменном согласии редакции.
При перепечатке ссылка на журнал «Тракторы и сельхозмашины» обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

За приводимые в статьях факты, точность расчетов и экспериментальных данных, а также за точность цитирования и ссылок на источники ответственность несут авторы.

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

КАМИНСКИЙ Валерий Наумович – профессор, доктор технических наук; профессор Московского политехнического университета, член Экспертного совета ветеранов (старейшин) отрасли поршневого двигателестроения России; заслуженный работник промышленности Московской области (Москва, Россия)

ОТВЕТСТВЕННЫЙ РЕДАКТОР

ЛЕПЁШКИН Александр Владимирович – профессор, кандидат технических наук; профессор Московского политехнического университета, доцент Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана (Москва, Россия)

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

БАХМУТОВ Сергей Васильевич – профессор, доктор технических наук; заместитель генерального директора по научной работе Государственного научного центра РФ «Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт „НАМИ“» (Москва, Россия)

ГОДЖАЕВ Захид Адыгезалович – член-корреспондент РАН, профессор, доктор технических наук; заместитель директора по инновационной и внедренческой деятельности Федерального научного агроинженерного центра ВИМ (Москва, Россия)

ГОРОДЕЦКИЙ Константин Исаакович – профессор, доктор технических наук; профессор Московского политехнического университета; заслуженный машиностроитель РФ (Москва, Россия)

ДЕВЯНИН Сергей Николаевич – профессор, доктор технических наук; профессор Российского государственного аграрного университета – МСХА (Московская сельскохозяйственная академия) имени К.А. Тимирязева (Москва, Россия)

ЕРОХИН Михаил Никитьевич – академик РАН, доктор технических наук; профессор Российского государственного аграрного университета – МСХА (Московская сельскохозяйственная академия) имени К.А. Тимирязева (Москва, Россия)

ЖАЛНИН Эдуард Викторович – профессор, доктор технических наук; заведующий отделом Федерального научного агроинженерного центра ВИМ; заслуженный деятель науки РФ (Москва, Россия)

ИЗМАЙЛОВ Андрей Юрьевич – академик РАН, доктор технических наук; директор Федерального научного агроинженерного центра ВИМ (Москва, Россия)

КОВАЛЁВ Михаил Михайлович – доктор технических наук; научный руководитель Федерального научного центра лубяных культур; заслуженный изобретатель РФ (Тверь, Россия)

КОТИЕВ Георгий Олегович – профессор, доктор технических наук; заведующий кафедрой Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана; заслуженный деятель науки РФ (Москва, Россия)

КУТЬКОВ Геннадий Михайлович – профессор, доктор технических наук; профессор Российского государственного аграрного университета – МСХА (Московская сельскохозяйственная академия) имени К.А. Тимирязева; заслуженный деятель науки и техники РФ (Москва, Россия)

ЛАЧУГА Юрий Фёдорович – академик РАН, доктор технических наук; академик-секретарь Отделения сельскохозяйственных наук РАН, председатель Экспертного совета Отделения сельскохозяйственных наук РАН (Москва, Россия)

ЛОБАЧЕВСКИЙ Яков Петрович – академик РАН, доктор технических наук; первый заместитель директора Федерального научного агроинженерного центра ВИМ (Москва, Россия)

ЛЯШЕНКО Михаил Вольфредович – профессор, доктор технических наук; заведующий кафедрой Волгоградского государственного технического университета (Волгоград, Россия)

МАРЧЕНКО Андрей Петрович – профессор, доктор технических наук; проректор по научной работе НТУ ХПИ (Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»), заместитель главы Совета проректоров по научной работе ВУЗов Украины, академик Академии высшей школы Украины, член-корреспондент Инженерной академии Украины (Харьков, Украина)

НАТРИАШВИЛИ Тамаз Мамиевич – академик Национальной академии наук Грузии, профессор, доктор технических наук; директор Института механики машин им. Р. Двали (ИММ); лауреат Национальной премии Грузии в области науки (Тбилиси, Грузия)

ПРЕДИГЕР Виктор – профессор, доктор технических наук; профессор Университета прикладных наук (Оснабрюк, Германия)

СКВОРЦОВ Аркадий Алексеевич – профессор, доктор физико-математических наук; проректор по исследованиям и разработкам Московского политехнического университета (Москва, Россия)

СОЛОВЬЁВ Рудольф Юрьевич – доцент, кандидат технических наук; директор Центра сельскохозяйственного машиностроения Государственного научного центра РФ «Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт „НАМИ“» (Москва, Россия)

СТАСИЛЕВИЧ Андрей Георгиевич – генеральный конструктор ОАО «МТЗ» (Минский тракторный завод) (Минск, Беларусь)

ФОМИН Валерий Михайлович – профессор, доктор технических наук; профессор Московского политехнического университета, член Экспертного совета ветеранов (старейшин) отрасли поршневого двигателестроения России (Москва, Россия)

ФУКС Кристиан – доктор технических наук; менеджер проекта по системам больших двигателей международной инженеринговой компании AVL List (Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List – «Институт двигателей внутреннего сгорания „Лист“») (Грац, Австрия)

ШУМАН Олаф – генеральный директор ООО «ФЭВ Рус» международной инженеринговой компании FEV (Forschungsgesellschaft für Energietechnik und Verbrennungsmotoren – «Исследовательская компания по силовым агрегатам и двигателям внутреннего сгорания») (Аахен, Германия)

EDITOR-IN-CHIEF

Valery N. KAMINSKY – Professor, DSc in Engineering; Professor of Moscow Polytechnic University, Member of the Veterans (Elders) Expert Council of the Russian Piston Engine Industry; Honorary Worker of Industry of the Moscow Region (Moscow, Russia)

EXECUTIVE EDITOR

Alexander V. LEPESHKIN – Professor, PhD in Engineering; Professor of Moscow Polytechnic University, Associate Professor of Bauman Moscow State Technical University (Moscow, Russia)

EDITORIAL BOARD MEMBERS

Sergey V. BAKHMUTOV – Professor, DSc in Engineering; Professor, Deputy CEO for Research of the State Research Center of the Russian Federation NAMI (Moscow, Russia)

Zakhid A. GODZHAEV – Corresponding Member of the Russian Academy of Sciences, Professor, DSc in Engineering; Deputy Director for Innovation and Implementation Activities of the Federal Scientific Agroengineering Center VIM (Moscow, Russia)

Konstantin I. GORODETSKIY – Professor, DSc in Engineering; Professor of Moscow Polytechnic University; Honorary Mechanical Engineer of the Russian Federation (Moscow, Russia)

Sergey N. DEVYANIN – Professor, DSc in Engineering; Professor of Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy (Moscow, Russia)

Mikhail N. YEROKHIN – Full Member of the Russian Academy of Sciences, DSc in Engineering; Professor of Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy (Moscow, Russia)

Eduard V. ZHALNIN – Professor, DSc in Engineering; Head of the Department of the Federal Scientific Agroengineering Center VIM; Honorary Scientist of the Russian Federation (Moscow, Russia)

Andrey Yu. IZMAYLOV – Full Member of the Russian Academy of Sciences, DSc in Engineering; Director of the Federal Scientific Agroengineering Center VIM (Moscow, Russia)

Mikhail M. KOVALEV – DSc in Engineering; Research Advisor of the Federal Scientific Center for Bast Crops; Honorary Inventor of the Russian Federation (Tver, Russia)

George O. KOTIEV – Professor, DSc in Engineering; Head of the Department of Bauman Moscow State Technical University; Honorary Scientist of the Russian Federation (Moscow, Russia)

Gennadiy M. KUTKOV – Professor, DSc in Engineering; Professor of Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy; Honorary Scientist of the Russian Federation (Moscow, Russia)

Yury F. LACHUGA – Full Member of the Russian Academy of Sciences, DSc in Engineering; Academician-Secretary of the Department of Agricultural Sciences of the Russian Academy of Sciences, Chairman of the Expert Council of the Department of Agricultural Sciences of the Russian Academy of Sciences (Moscow, Russia)

Yakov P. LOBACHEVSKIY – Full Member of the Russian Academy of Sciences, DSc in Engineering; First Deputy Director of the Federal Scientific Agroengineering Center VIM (Moscow, Russia)

Mikhail V. LYASHENKO – Professor, DSc in Engineering; Head of the Department of Volgograd State Technical University (Volgograd, Russia)

Andriy P. MARCHENKO – Professor, DSc in Engineering; Vice-Rector for Scientific-and-Research Work of National Technical University Kharkiv Polytechnic Institute; Deputy Head of the Council of Vice-Rectors for Scientific and Research Work of Universities of Ukraine, Full Member of the Academy of Higher School of Ukraine, Corresponding Member of the Engineering Academy of Ukraine (Kharkiv, Ukraine)

Tamaz M. NATRIASHVILI – Full Member of the Georgian National Academy of Sciences, Professor, DSc in Engineering; Director of Rafiel Dvali Institute of Machine Mechanics (IMM); Laureate of the Georgian National Prize in Science (Tbilisi, Georgia)

Viktor PREDIGER – Professor, DSc in Engineering (Dr.-Ing.); Professor of Osnabrück University of Applied Sciences (Osnabrück, Germany)

Arkadiy A. SKVORTSOV – Professor, DSc in Physics and Mathematics; Vice-President for Research and Development of Moscow Polytechnic University (Moscow, Russia)

Rudolf Yu. SOLOVYEV – Associate Professor, PhD in Engineering; Director of the Center for Agricultural Engineering at the State Research Center of the Russian Federation NAMI (Moscow, Russia)

Andrey G. STASILEVICH – General Designer of Minsk Tractor Works (Minsk, Belarus)

Valeriy M. FOMIN – Professor, DSc in Engineering; Professor of Moscow Polytechnic University; Member of the Veterans (Elders) Expert Council of the Russian Piston Engine Industry (Moscow, Russia)

Christian FUCHS – DSc in Engineering; Project Manager for Large Engine Systems, International Engineering Company AVL List (Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List) (Graz, Austria)

Olaf SCHUMANN – CEO of LLC FEV Rus, International Engineering Company FEV (Forschungsgesellschaft für Energietechnik und Verbrennungsmotoren) (Aachen, Germany)

Колонка главного редактора	Editor-in-Chief's Column	5
СТРАНИЦЫ ИСТОРИИ	PAGES OF HISTORY	
Игнатович И.В. О первых шагах по созданию отечественных нейтрализаторов отработавших газов автомобилей и тракторов	Ignatovich I.V. The first steps to create domestic neutralizers of exhaust gases for automobiles and tractors	6
НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ	NEW MACHINES AND EQUIPMENT	
Сиротин П.В. Метод прогнозирования технического облика зерно- и кормоуборочных комбайнов новых поколений с обоснованием структуры их виброзащитной системы	Sirotin P.V. Method for predicting the technical appearance of grain and forage harvesters of new generations with a substantiation of the structure of their vibration protection system	15
ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ	THEORY, DESIGN, TESTING	
Газизуллин Р.Л., Чжэн Х., Котиев Г.О., Косицын Б.Б. Метод управления буксованием колесного движителя автомобиля и трактора	Gazizullin R.L., Chzhen Kh., Kotiyev G.O., Kositsyn B.B. Method of controlling the slipping of a wheel propeller of automobile and tractor	29
Панов А.Н. Прогнозирование циклической долговечности и анализ рисков несоответствий несущих конструкций мобильных машин	Panov A.N. Prediction of cyclic durability and risk analysis of inconsistencies in the supporting structures of mobile vehicles	45
Евсеев К.Б. Сравнительные исследования маневренности гусеничных поездов для транспортировки контейнеров	Yevseyev K.B. Comparative studies on the maneuverability of track trains for transportation of containers	54
Поддубный В.И. Математическое моделирование движения гусеничной машины с использованием прикладного пакета RecurDyn	Poddubnyy V.I. Mathematical modeling of the movement of a tracked vehicle using the RecurDyn application package	68
КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ	QUALITY, RELIABILITY	
Поливаев О.И., Пиляев С.Н., Болотов Д.Б. Эффективность использования машинно-тракторных агрегатов, работающих с упругодемпфирующими приводами ведущих колес	Polivayev O.I., Pilyayev S.N., Bolotov D.B. Efficiency of use of machine and tractor units operating with elastic damping drives of driving wheels	76
Казанников О.В., Попов Е.В. Восстановление и легирование рабочих органов землеройных машин	Kazannikov O.V., Popov Ye.V. Restoration and alloying of working bodies of earth-moving machinery	82
ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА	ECONOMICS, ORGANIZATION AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING	
Болоев П.А., Петров Н.В., Скрыбыкин Ф.А. Разработка методики нормирования маршрутного расхода топлива автобуса ЛиАЗ-5256.57 в эксплуатации	Boloyev P.A., Petrov N.V., Skrybykin F.A. Development of a methodology for rationing the route fuel consumption of the LiAZ-5256.57 bus in operation	90
Титов Н.В., Коломейченко А.В., Виноградов В.В., Коломейченко А.С. Экономическая целесообразность использования технологии карбовибродугового упрочнения для упрочнения стрелчатых лап почвообрабатывающих машин	Titov N.V., Kolomeychenko A.V., Vinogradov V.V., Kolomeychenko A.S. Economic feasibility of using the technology of carbon-vibro-arc hardening for hardening the pointed paws of tillage machinery	99

Уважаемые коллеги, дорогие друзья!

Перед вами заключительный, шестой, номер журнала за 2021 год.

Шаг за шагом мы приближаемся к одной из наших стратегических целей – индексации в международной наукометрической базе данных (МНБД) «Скопус». Запущен новый двуязычный сайт журнала, где в первом квартале 2022 года будут опубликованы четыре статьи, выбранные из выпусков 2021 года, с полным переводом на английский язык. Сотрудники журнала осваивают новый инструмент – «электронную редакцию». Надеемся, что авторы, читатели и партнеры издания присоединятся к этой форме работы. Для этого достаточно зарегистрироваться на сайте: <https://journals.eco-vector.com/0321-4443/index> – и открыть там свой личный кабинет.

С первого номера 2022 года внедряется еще одно новшество, связанное с требованиями МНБД, – нумерация выпусков по томам (годам выхода). Сейчас уточняется история журнала в сложные послевоенные годы и, возможно (если подтвердится выход журнала в 1947 году), что в 2022 году выйдет 90-й том нашего издания.

В рубрике «Страницы истории» текущего номера мы публикуем воспоминания безвременно ушедшего Игоря Вячеславовича Игнатовича, одного из ведущих отечественных экспертов в области экологии транспортных средств, включая спецтехнику. Он плодотворно работал в лаборатории автомобильных нейтрализаторов ЦНИТА. В материале изложена история разработки и создания первых отечественных нейтрализаторов отработавших газов двигателей внутреннего сгорания. Статья подготовлена к печати Надеждой Ивановной Игнатович, супругой Игоря Вячеславовича, также многие годы трудившейся в области нейтрализации отработавших газов двигателей.

В наступающем году мы желаем вам крепкого здоровья, осуществления планов, удачи во всех начинаниях, упорства в преодолении трудностей, а также позитивного развития науки и отрасли, к которой все мы принадлежим.

*В.Н. Каминский,
д.т.н., профессор, главный редактор
журнала «Тракторы и сельхозмашины»*

Dear colleagues! Dear friends!

Here is the sixth final issue of the journal for 2021.

Step by step, we are approaching one of our strategic goals of indexing in the Scopus International Scientometric Databases (ISDB). A new bilingual journal website was launched and four papers selected from the 2021 editions will be published with full English translations in the first quarter of 2022. The staff of the journal is mastering a new tool – the electronic edition. We hope that authors, readers and partners of the journal will join this form of work. To do this, please, register on the website: <https://journals.eco-vector.com/0321-4443/index>, and create your personal account there.

Starting from the first issue of 2022, another innovation related to the requirements of the ISDB is being introduced. This is the numeration of issues by volumes (years of publication). Now we are clarifying the history of the journal in the difficult post-war years, and it is possible (if the journal's release in 1947 is confirmed) that the 90th volume of our journal will be published in 2022.

In the Pages of History section of this issue there are published the memoirs of the dearly departed Igor V. Ignatovich, who was one of the leading domestic experts in the field of vehicle ecology, including special equipment. He fruitfully worked in the Automotive Converters Laboratory of the Leningrad Central Scientific Research Institute of Fuel Equipment. The paper was prepared for publication by Nadezhda I. Ignatovich, the wife of Igor V. Ignatovich, who also worked for many years in the field of neutralization of exhaust gases from engines.

In the coming year, we wish you a good health, plans implementation, good luck in all your endeavors, perseverance in overcoming difficulties, as well as the positive development of science and the industry, where all of us belong.

*Valery N. Kaminskiy,
DSc in Engineering, Professor
Editor-in-Chief of the Tractors and Agricultural Machinery journal*

О ПЕРВЫХ ШАГАХ ПО СОЗДАНИЮ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ НЕЙТРАЛИЗАТОРОВ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

THE FIRST STEPS TO CREATE DOMESTIC NEUTRALIZERS OF EXHAUST GASES FOR AUTOMOBILES AND TRACTORS

И.В. ИГНАТОВИЧ, к.т.н.
МЭЛ ЦНИТА, ЛАН ЦНИТА, НИЛТД, Москва, Россия

I.V. IGNATOVICH, PhD in Engineering
Moscow Experimental Laboratory of the Leningrad Central Scientific Research Institute of Fuel Equipment, Automotive Converters Laboratory of the Leningrad Central Scientific Research Institute of Fuel Equipment, Engine Toxicity Research Laboratory, Moscow, Russia

В статье изложена история разработки и создания первых отечественных нейтрализаторов отработавших газов двигателей внутреннего сгорания, которая началась с испытаний и исследований зарубежных нейтрализаторов. Рассмотрены последовательные этапы конструирования, исследования и испытания отечественных нейтрализаторов для бензиновых и дизельных двигателей. Изложен процесс разработки методик испытаний двигателей на токсичность, создания оценочных показателей и разработки нормативно-технической документации в области токсичности двигателей и автомобилей.

Ключевые слова: испытания, зарубежные нейтрализаторы, отечественные разработки, методики испытаний, стенд с беговыми барабанами, токсическая характеристика двигателя, автомобиля, нормативно-технические документы.

Для цитирования: Игнатович И.В. О первых шагах по созданию отечественных нейтрализаторов отработавших газов автомобилей и тракторов // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 6. С. 6–14.
DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-6-14

The article describes the history of the development and creation of the first domestic neutralizers of exhaust gases of internal combustion engines, which began with testing and research of foreign neutralizers. Sequential stages of design, study and testing of domestic converters for gasoline and diesel engines are considered. There are described the following processes: the process of developing methods for testing engines for toxicity and the process of creating estimated indicators and developing normative and technical documents in the field of toxicity of engines and vehicles.

Keywords: tests, foreign neutralizers, domestic developments, test methods, test bench with running drums, toxic characteristics of an engine, vehicle, regulatory and technical documents.

Cite as: Ignatovich I.V. The first steps to create domestic neutralizers of exhaust gases for automobiles and tractors. Traktory i sel'khoz mashiny. 2021. No 6, pp. 6–14 (in Russ.). DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-6-14

Мы были первыми в нашей стране! Что было за рубежом

О проблеме загазованности крупных городов выбросами автотранспорта впервые заговорили в США, в стране, где эта проблема остро проявилась в 1950-е г., в связи с высокой степенью автомобилизации. Сначала инженеры стали совершенствовать системы питания и зажигания двигателей. Оказалось, что добиться существенного улучшения ситуации без применения дополнительных устройств не-

возможно. Появились первые каталитические нейтрализаторы отработавших газов, двухкомпонентные, так называемого окислительного типа. Двухкомпонентными они назывались потому, что могли нейтрализовать только два токсичных компонента – окись углерода СО и углеводороды СН. Происходившие в нейтрализаторе реакции представляли собой окисление (дожигание) СО и СН с образованием углекислого газа и воды. Принципиально конструкция нейтрализаторов с течением вре-

мени не менялась и представляла собой корпус из нержавеющей стали, включенный в систему выпуска вместо глушителя. В корпусе располагается блок носителя, покрытый тончайшим слоем катализатора, который и доокисляет указанные токсичные компоненты. Выявилось, что лучшим катализатором является платина. Применение каталитических нейтрализаторов (КН) потянуло за собой распространение безсвинцовых бензинов, поскольку содержащийся в обычном этилированном бензине тетраэтилсвинец (ТЭС) «отравлял» платину, сводя на нет ее каталитическое действие.

В 1953 г. французская фирма Окси-Франс приступила к серийному производству нейтрализаторов, в которых использовался платиновый катализатор-оксидат Гудри, представляющий собой набор керамических стержней, закрепленных в шахматном порядке между параллельными керамическими пластинами. На стержни нанесен тонкий слой оксида алюминия, содержащий дисперсную платину.

У нас в стране

У нас в стране эти работы начались в 1961 году с образованием Московской экспериментальной лаборатории (МЭЛ).

Сюда (в МЭЛ) я в 1961 году, после окончания МАДИ, пришел молодым специалистом и был принят на должность конструктора 2-й категории.

Эта организация была буквально только что создана и называлась Московская экспериментальная лаборатория ЦНИТА (МЭЛ ЦНИТА). Таким образом, она находилась в подчинении ленинградского центрального научно-исследовательского института топливной аппаратуры (ЦНИТА).

Численность МЭЛ была в тот момент человек 15. Даже директора пока не было. Был заместитель директора – Могилевкин Борис Давыдович, прекрасный организатор производства и администратор.

И начали мы, молодые специалисты – выпускники МАДИ, с испытаний французских каталитических нейтрализаторов «Окси-Франс» с оксидатами Гудри.

Четкой структуры подразделений еще не было – кроме химической лаборатории другие подразделения пока не были обозначены.

Здесь, в Зеленом домике располагались: заместитель директора, уже упомянутый Борис

Давыдович, секретарь-машинистка симпатичная интеллигентная женщина средних лет Клара Моисеевна; кадровик Шарейко Владимир Николаевич. Конструкторско-испытательский блок: Комаров Николай Иванович – конструктор, мой непосредственный начальник, Лысых Юрий Михайлович – ведущий инженер, ответственный за дорожные и стендовые испытания. Кроме меня, молодого специалиста, выпускника МАДИ, в эту лабораторию по были направлены еще два выпускника МАДИ – Гаргала Рудольф и Величкина Надежда. Химическая лаборатория: начальник Масленковский Лев Григорьевич, лаборанты – Китова Наталья, Лосева Лида, Перевозчикова Аня.

В отдельном здании, метрах в ста, в одном корпусе – три испытательных бокса, пока только в стадии строительства. Здесь планируется проводить стендовые испытания бензинового и дизельного двигателей. Частично готов один бокс: стоит рама автомобиля ГАЗ-51 без кабины, кузова и трансмиссии – «голый» двигатель на раме с колесами и с выхлопной трубой, в которой вместо глушителя установлен нейтрализатор отработавших газов (французский «Окси Франс»). Вывод отработавших газов из бокса наружу.

Первые шаги, стендовые испытания

В боксе, где был установлен двигатель ГАЗ-51 (рис. 1), отработывалась методика отбора проб и проверка работы каталитического нейтрализатора на холостом ходу (тормозной установки для двигателя пока не было).

Пробы отработавших газов отбирались в стеклянные вакуумированные колбы (аспи-

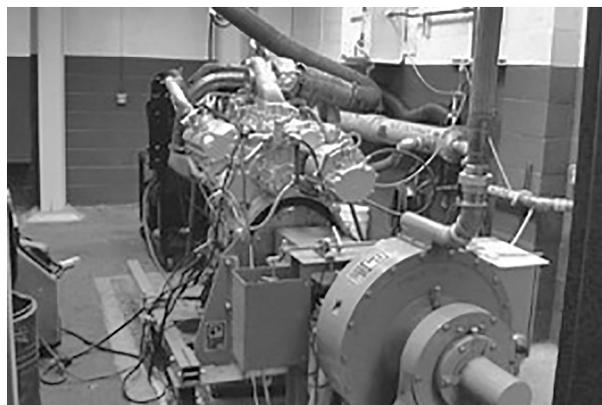


Рис. 1. Один из наших моторных боксов

Fig. 1. The one of our motor boxes

раторы) – до и после нейтрализатора. По две колбы: одна для определения окиси углерода и углеводородов, другая – окислов азота. Таким образом, только для одного режима работы двигателя (в данном случае – конкретная частота вращения коленчатого вала) требуется четыре колбы. Если, допустим, снимается характеристика холостого хода от минимальной частоты вращения до максимальной с интервалом 100 об/мин, то потребуется комплект до 30 колб, которые затем передаются в химическую лабораторию для последующего анализа.

А если снимаются нагрузочные характеристики, где число режимов значительно больше? Нужен большой ящик для колб. При стендовых испытаниях это еще терпимо.

Дорожные испытания

В дорожных испытаниях все значительно сложнее. Испытания проводились на 54 километре Киевского шоссе – ровный участок трассы, мало автомобильного движения. Испытатель сидит в кабине рядом с водителем (рис. 2), под ногами ящик с колбами. С одной



Рис. 2. Дорожные испытания

Fig. 2. Road tests

стороны колба оканчивается стеклянным наконечником, на который надет короткий конец резинового шланга, пережатый также винтовым зажимом (колба вакуумирована). Соединяешь колбу с пробоотборной трубкой, соединенной с выхлопной трубой и отвинчиваешь зажим. Газ наполняет колбу.

Это надо сделать быстро – необходимо успеть еще замерить расход топлива. Затем в обратном направлении на той же скорости движения проводишь повторный отбор пробы газов уже после нейтрализатора. И определяешь расход топлива. Затем повторяются все замеры на скоростях 40, 60, 80, 100 км/час.

Дорожные испытания проводились на автомобилях ГАЗ-51 и ЗИЛ-130 Автокомбината. Автомобили находились в обычной эксплуатации и через определенный пробег сотрудником МЭЛ проводятся контрольные отборы проб на 54-м километре Киевского шоссе.

На этом этапе испытывался французский нейтрализатор, своих разработок пока не было.

Приблизительно в это время я сменил амплуа: попросился у руководства перевести меня из конструктора на должность инженера-испытателя.

Позднее, из зарубежной литературы, мы узнали, что существуют методы измерений, осуществляемых при непрерывном отборе проб газов с автоматической записью результатов, то есть можно обойтись без колб. А также то, что обязательным оборудованием для контроля токсичности автомобилей является стенд с беговыми барабанами. Все это появится и у нас, но позже.

Лаборатория автомобильных нейтрализаторов (ЛАН ЦНИТА)

Как-то, не очень заметно, организацию нашу переименовали – она стала называться Лаборатория автомобильных нейтрализаторов (ЛАН ЦНИТА). Это было вызвано тем, что мы сами стали конструировать свои экспериментальные каталитические нейтрализаторы, базируясь на опыте создателей французского нейтрализатора.

А вскоре нам назначили долгожданного руководителя лаборатории – им стал заслуженный деятель науки и техники доктор технических наук Варшавский Илья Львович. С ним пришли два очень сильных инженера – Золотаревский Леонид Семенович и Малов Радий

Васильевич, кандидат технических наук. А они подтянули за собой мотористов-испытателей высокой квалификации – Желонкина и Гавшина.

Завершилась строительная часть моторных боксов, началась установка двигателей, монтаж и наладка испытательного оборудования, приборов.

Появились новые сотрудники и была реорганизована структура ЛАН. Образованы: сектор бензиновых двигателей (СБД), сектор дизельных двигателей (СДД), сектор опытных конструкций (СОК), сектор дорожно-эксплуатационных испытаний (СДЭИ). Вместе с ранее существующей химической лабораторией они образовали единый основной исследовательский блок. СОК возглавил Шарапов Константин Андреевич (рис. 3), который был генеральным конструктором первого советского малолитражного автомобиля НАМИ-1. С Константином Андреевичем мне довелось вместе работать – проводить испытания нейтрализаторов его конструкции.



Рис. 3. К.А. Шарапов

Fig. 3. Konstantin A. Sharapov

Официальные сведения о Константине Андреевиче Шарапове

К.А. Шарапов родился в 1899 г., конструктор первого в СССР малолитражного автомобиля НАМИ-1 (рис. 4). Машина имела двухцилиндровый четырехтактный двигатель воздушного охлаждения, мощностью 18,5 л.с.; наибольшая скорость автомобиля 70 км/ч, расход топлива 9–10 л/100 км.



Рис. 4. Малолитражный автомобиль НАМИ-1

Fig. 4. Vehicle with small cylinder capacity NAMI-1

За период 1928–1930 гг. было выпущено 400 автомобилей НАМИ-1. Затем его руководством К.А. Шарапова была сконструирована малолитражка НАМИ-2.

С 1954 г. заведовал сектором опытных конструкций в институте двигателей АН СССР, в 1960 г. защитил кандидатскую диссертацию.

Жидкостные нейтрализаторы

Начались работы по испытаниям жидкостных нейтрализаторов для дизельных двигателей. Я попал к Малову Радию Васильевичу в сектор дизельных двигателей. К тому, что Радий Васильевич – кандидат технических наук и бывший моряк-подводник, следует добавить блокадное Ленинградское детство зимой 1941–1942 гг. Так что это человек, закаленный жизнью, но веселый и общительный.

Первым – для дизельного двигателя ЯАЗ-М204В, мощностью 130 л.с. – был испытан жидкостный нейтрализатор фирмы «Зальцгиттер» (ФРГ), используемый в Германии на дизель-электрических вагонетках в подземных рудниках. Наши испытания показали, что нейтрализатор обеспечивает бездымный выхлоп и очистку газов от альдегидов и сажи почти полностью и на 30–60 % – от окислов азота, при смене раствора реагента через 7–8 часов работы.

Это было вполне приемлемо для применения жидкостного нейтрализатора дизельного двигателя в местах с положительной круглогодичной температурой воздуха: в подземных рудниках и в метро, при ночных путевых профилактических работах, когда там отключается электричество.

На основе результатов испытаний «Зальцгиттера» в 1963 г. нами был спроектирован и испытан жидкостный нейтрализатор для дизеля 1Д6, установленного на тепловозе ТГК для работы в ночное время в тоннелях ленинградского метро [1]. Эффективность работы нейтрализатора была такой же, как у «Зальцгиттера», при меньшем расходе раствора, благодаря установке водоотделительного циклона.

Для самоходной дизель-электрической вагонетки ВС-15, используемой в подземных рудниках (рис. 5), нами совместно со специалистами «Гипроуглемаш» был спроектирован и изготовлен опытный комбинированный нейтрализатор [2].



Рис. 5. Вагонетка в шахте

Fig. 5. Mine cart

Он включал себя жидкостный блок и низкотемпературный каталитический блок (гопкелит – смесь 65 % двуокиси марганца и 35 % окиси меди). Мое участие в этой работе ограничилось только стендовыми испытаниями. Ходовые наземные испытания вагонетки, оснащенной нейтрализатором, проводил Рудольф Гаргала.

Положительные результаты позволили Государственной комиссии рекомендовать к производству опытную партию вагонеток с нейтрализаторами для эксплуатационных испытаний в Джезказгане и Ачисае (Казахстан). Эти испытания проводили уже сотрудники «Гипроуглемаш».

Параллельно в других подразделениях Лаборатории проводились работы по исследованию влияния различных режимов работы двигателей, как бензиновых, так и дизельных, на содержание отравляющих веществ в отработавших газах. Велись конструкторские работы по созданию каталитических и жидкостных нейтрализаторов, по исследованию

снижения выбросов загрязняющих веществ при работе двигателей с нейтрализаторами, по разработке методов уменьшения выделения сажи и снижению выбросов загрязняющих веществ дизельными двигателями и другие.

Теория и практика дорожных испытаний

Методики и практика испытаний автомобилей на токсичность во всем диапазоне режимов работы, как в дорожных условиях, так и при стендовых испытаниях, постоянно совершенствовались. Была существенно изменена первоначальная методика и практика испытаний автомобилей на токсичность во всем диапазоне режимов работы.

Параллельно происходило и теоретическое (научное) осмысление результатов испытаний. Главным здесь был, конечно, Золотаревский Леонид Семенович. У нас не было такой официальной должности – заместитель директора по научной работе, но фактически Леонид Семенович общепризнанно таковым и являлся.

Для оценки двигателей внутреннего сгорания по влиянию их на состояние окружающей среды было предложен термин «токсичность двигателя». Термин вызвал нарекания медиков – токсикологов: они говорили, что токсичным может быть продукт, вещество, но никак не двигатель. Позже, когда мы разрабатывали Государственный стандарт на термины, мне удалось доказать правомочность этого понятия. В этом случае понятие «токсичность отработавших газов двигателя» совершенно законно заменяется понятием «токсичность двигателя».

Я занялся теоретическими расчетами: на основании своих экспериментальных стендовых испытаний двигателя на токсичность и данных о преимущественных режимах работы автомобиля в городе рассчитал пространственные характеристики выбросов CO и NOx.

Объемные графики наглядно выявляют те режимы работы двигателя, на которых в рассматриваемых условиях движения автомобиля выбрасывается наибольшее количество окиси углерода и окислов азота (рис. 6).

Эта работа легла в основу моей кандидатской диссертации, которая впоследствии стала называться «Разработка комплексных экологических показателей оценки качества двигателей внутреннего сгорания».

Развитие автотранспорта и последовавшее загрязнение воздуха городов выбросами

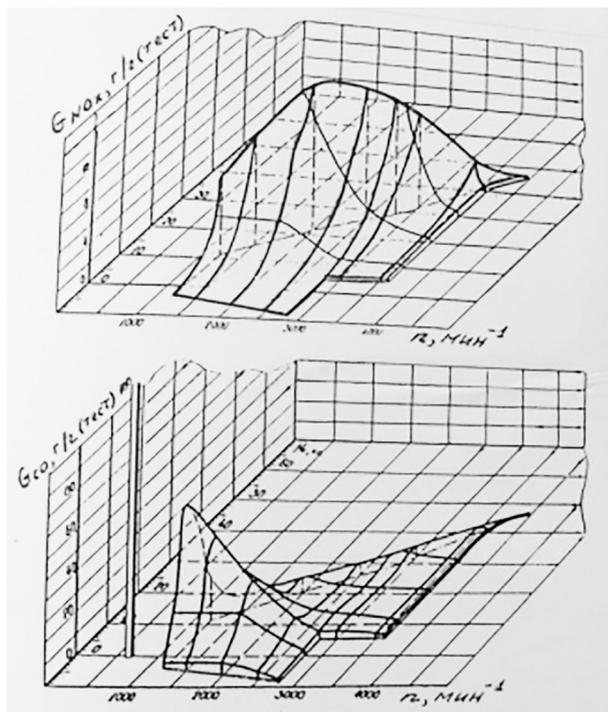


Рис. 6. Пространственные характеристик токсичности двигателя

Fig. 6. Spatial characteristics of engine toxicity

вредных веществ привело объективно к выявлению нового свойства автомобиля. Следовательно, появилась потребность в его новой дополнительной характеристике, и назовем ее «Токсическая характеристика автомобиля», которая отражает его способность загрязнять окружающий воздух токсичными веществами [3, 4].

По данным стендовых и дорожных испытаний двигателя на токсичность были разработаны методы сравнительных испытаний двигателей как с нейтрализатором, так и без него, испытаны нейтрализаторы различных конструкций, как жидкостные, так и каталитические, а также различные устройства, влияющие на состав отработавших газов [5, 6].

Сектор дорожно-эксплуатационных испытаний

Пройдя все должностные ступеньки: конструктор 2-й, затем 1-й категории, старший инженер-испытатель, ведущий инженер-испытатель, в 1970 г. я был назначен начальником сектора дорожно-эксплуатационных испытаний. Тогда это было вспомогательное подразделение, работавшее по тематике научных секторов – сектора бензиновых двигателей и сектора дизельных двигателей.

Через год мой сектор был преобразован в самостоятельный сектор дорожно-эксплуатационных исследований (СДЭИ) со своей тематикой научных работ.

За этот и последующий периоды была разработана система показателей оценки токсичности автомобилей и соответствующая методика проведения исследований.

В последующем, система легла в основу руководящих технических материалов миавтопрома СССР – РТМ 37.031.016.-80.

По этой методике проводились все важные испытания (исследования) токсичности автомобилей. Большинство с моим участием. Среди них:

- государственные испытания отечественных и зарубежных малолитражных автомобилей (председатель Комиссии чл.-корр. АН СССР Д.П. Великанов) – 5 автомобилей АЗЛК и 5 иномарок;

- межведомственные испытания газобаллонных автомобилей, автомобиля «Волга»: с двигателем Кушуля, с дизельным двигателем НАМИ 0101;

- текущие рабочие испытания: автомобилей с нейтрализаторами опытных конструкций, автомобилей с опытными антитоксичными присадками к топливу.

Важным этапом было проведение государственных сравнительных испытаний на токсичность отечественных и зарубежных легковых автомобилей (председатель Госкомиссии чл.корр. АН СССР Д.П. Великанов). Всего испытывалось 8 автомобилей – 4 автомобиля «Москвич-412» и 4 зарубежных: «Пежо», «Симка», «Фиат» и «Фольксваген». Все испытания и обработку результатов я провел лично.

Оценка токсичности производилась по упомянутому выше, предложенным мной, показателям, принятым Миавтопромом РТМ (руководящие технические материалы) – РТМ 37.031.016.-80 «Автомобили и двигатели. Выброс вредных веществ. Номенклатура показателей».

Проводились многочисленные дорожные испытания каталитических нейтрализаторов для разных марок автомобилей, в том числе эксплуатационные испытания в шахте (г. Солигорск).

Параллельно по моей методике на Владимирском тракторном заводе велись стендовые испытания дизельного двигателя ЯМЗ по исследованию изменения токсичности двигателя в процессе ускоренного износа.

По моему предложению проводились также исследования по продлению срока службы нейтрализаторов (комплект: экономайзер холостого хода + нейтрализатор) в условиях имитации горных дорог на автополигоне НАМИ.

В моем секторе работы энергично развивались. У нас установился прочный контакт с Автополигоном НАМИ. Начались мои интенсивные командировки на полигон.

Автополигон НАМИ – крупнейшая в стране и Европе специализированная научная и испытательная организация. Является центром экспериментальных исследований и разработки методологии испытаний автотранспортных средств и комплектующих изделий. Построен в 1964 г. в лесах Московской области, недалеко от г. Дмитрова.

В какой-то момент наша организация резко помолодела: к нам по распределению пришли молодые специалисты – выпускники МАМИ, сразу человек десять, может, даже больше. В мой сектор выделили: Дымента Сашу, Кисурину Любу, Носкова Володю и Рыбкина Юру. Мне исключительно повезло – все четверо гармонично вписались в коллектив, работали с интересом, дисциплинированно, инициативно, и, вообще, были приятными в общении люди.

Кстати, с удовольствием вспоминаю и основную костяк сектора: Григорян Виген, Гайдамако Николай Григорьевич, Павлов Николай, Прахов Афанасий Александрович, Яблоков Володя и копировщица Буздакова Людмила.

Кроме проведения текущих испытаний опытных нейтрализаторов и специальных экспериментов я продолжал «ковыряться» в некоторых теоретических вопросах.

В процессе испытательской работы осуществлялось теоретическое обоснование нового понятия – «токсичность автомобиля»; были разработаны формулы расчета показателей токсичности, уточнялись методы испытаний и обработки результатов испытаний.

В этот период за рубежом для оценки и проверки соответствия нормам токсичности автомобилей были приняты так называемые, ездовые циклы. Эти циклы воспроизводились при испытаниях автомобилей на специальных стендах с беговыми барабанами, оборудованных соответствующей аппаратурой и газоанализаторами. Появились циклы в США, Японии и Европе (Европейский ездовой цикл – правила 15 Европейской экономической комиссии (ЕЭК) ООН). Наша страна (Минавтопром)

стала ориентироваться на Правила ЕЭК ООН, на Европейский ездовой цикл.

Однако, в нашей стране имелся только один стенд для испытаний автомобилей по Европейскому ездовому циклу – на автополигоне НАМИ, импортный, купленный за валюту в ФРГ.

Особо следует отметить создание собственными силами сектора стенда с беговыми барабанами (рис. 7) для испытания автомобилей по Европейскому ездовому циклу (рис. 8).

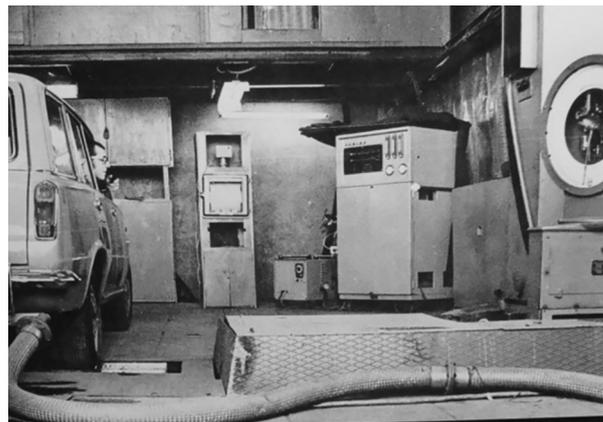


Рис. 7. Наш стенд с беговыми барабанами

Fig. 7. Our test bench with running drums

Мы в НИИТД, в нашем секторе, в большой степени силами молодых специалистов, упомянутых в предыдущем разделе, все сделали сами. За обычную советскую зарплату и небольшую премию.

Сравнительные испытания пяти автомобилей, проведенных на нашем стенде и на импортном стенде автополигона НАМИ, показали полную сопоставимость результатов.

Научно-исследовательский отдел стандартизации

Параллельно с перечисленными работами в секторе велись еще и подготовительные работы по стандартизации. На основе этих разработок в 1974 г. из моего сектора дорожно-эксплуатационных исследований руководством была выделена группа сотрудников и образован сектор стандартизации, начальником которого был назначен я.

Таким образом, из одного подразделения, которое возглавил я в 1970 г., было образовано еще одно, т.е. в ЛАНЭ возникло новое направление – разработка нормативно-технической документации в области токсичности двигателей.

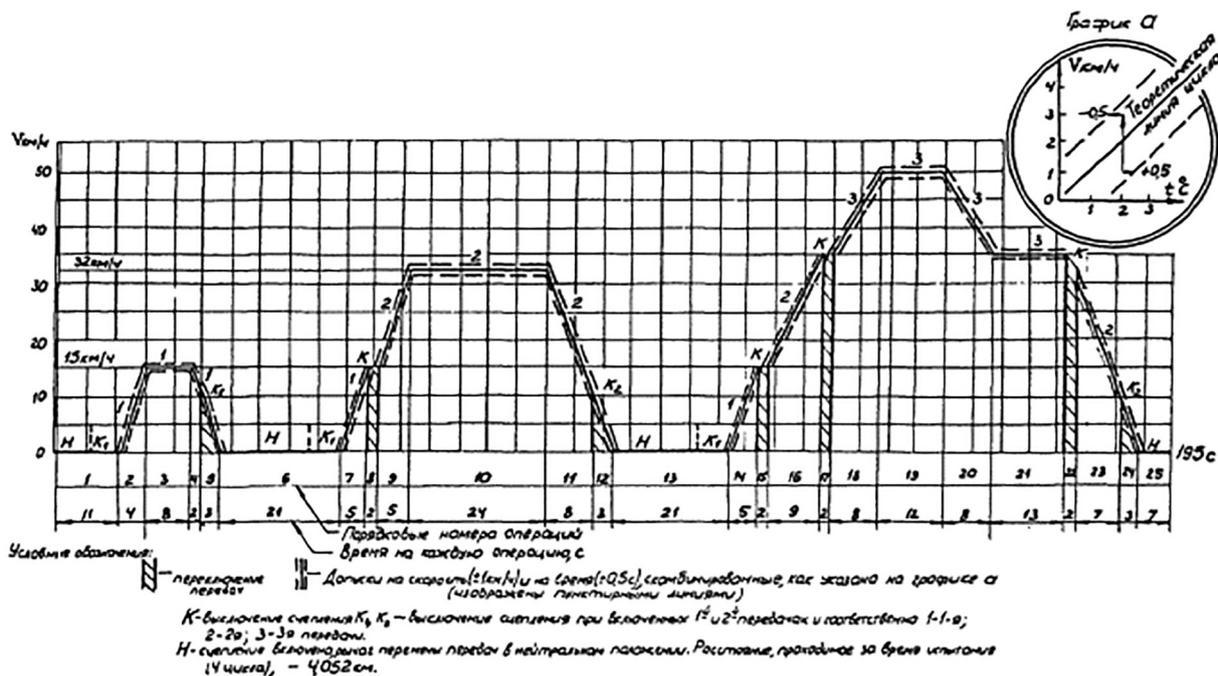


Рис. 8. Европейский ездовой цикл в координатах «скорость – время»

Fig. 8. European driving cycle in the coordinates "speed – time"

В 1976 г. статус сектора повысили: его преобразовали в научно-исследовательский отдел стандартизации; я был назначен его начальником.

В отделе были проведены предварительные поисково-аналитические работы по изучению иностранных стандартов по тематике «Токсичность и дымность двигателей», а также зарубежных материалов по метрологическому обеспечению стандартов.

По отечественным официальным документам была проведена оценка уровней токсичности и дымности отечественных двигателей и наших возможностей метрологического обеспечения стандартов [7–9].

На основе проведенной аналитической работы нашим отделом, совместно с соответствующими институтами Госстандарта, были разработаны и приняты Госстандартом СССР два первых стандарта в новой системе отечественных государственных стандартов «Охрана природы. Атмосфера»:

1) ГОСТ 17.7.1.01–76 «Охрана природы. Атмосфера. Классификация выбросов по составу». Это была наша совместная с НИИОГАЗом работа, включенная в план НИР НИЛТД, по моей инициативе Техническим управлением нашего Министерства;

2) ГОСТ 17.2.1.02–76 «Охрана природы. Атмосфера. Термины и определения. Выбросы

двигателей автомобилей, тракторов, самоходных сельскохозяйственных и строительных машин» – это особая моя гордость, можно сказать, моя авторская работа.

Работали мы совместно с институтом Госстандарта ВНИИКИ.

Два этих ГОСТа в последующем были приняты как стандарты СЭВ, соответственно, СТ СЭВ 1365–78 и СТ СЭВ 1366–78.

Для нашей отрасли (Минтракторосельхозмаш) нашим отделом, совместно с сектором токсичности дизелей (А.И. Френкель), при методической помощи сектора стандартизации НАТИ были разработаны два отраслевых стандарта:

– ОСТ 23.1.440–76 «Дизели тракторные и комбайновые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения»;

– ОСТ 23.1. 441–76 «Дизели тракторные и комбайновые. Дымность отработавших газов. Нормы и методы определения».

Закключение

Совершенствование технического регулирования экологической безопасности в стране привело к разработке в 2005 г. специального регламента на автомобильные выбросы, вступившего в силу с 1 апреля 2006 г. Регламент предусматривал поэтапное ужесточение тре-

бований – от уровня Евро-2 в 2006 г. до Евро-5 в 2014 г.

Тем самым Россия не только вводит в действие технические нормативы по выбросам автотранспорта, но и в значительной мере стимулирует внутренний рынок к производству средств, обеспечивающих выполнение этих нормативов.

Приятно осознавать, что наша работа, с которой мы начали свою трудовую деятельность и в свое время получила признание сведущих людей, постепенно совершенствовалась и сейчас реализуется в современном исполнении.

Литература

1. Гончаров В.В., Игнатович И.В., Малов Р.В. Жидкостный нейтрализатор отработавших газов для тепловоза // Городское хозяйство Москвы. 1964. № 4. С. 11–12.
2. Гаргала Р.В., Игнатович Н.И., Малов Р.В., Солопий И.С. Разработка и испытание нейтрализаторов отработавших газов дизель-электрических самоходных вагонеток // Горный журнал. 1965. № 12. С. 70–72.
3. Варшавский И.Л., Золотаревский Л.С., Игнатович И.В. Токсичность и токсическая характеристика автомобиля // Токсичность двигателей внутреннего сгорания и пути ее снижения: доклады симпозиума с участием специалистов стран СЭВ. М., 1966. С. 57–61.
4. Варшавский И.Л., Золотаревский Л.С., Игнатович И.В. Токсическая характеристика автомобиля и методы ее определения // Автомобильная промышленность. 1967. № 6. С. 32–38.
5. Игнатович И.В., Кутенев В.Ф., Малов Р.В. Общие положения теории оценки токсичности автомобиля // Автомобильная промышленность. 1979. № 7. С. 1–3.
6. Григорьян В.Т., Игнатович И.В., Манусаджянц Ж.Г., Яблоков В.Б. Исследование влияния антидетонационных присадок к бензинам на токсичность отработавших газов двигателя // Сборник трудов НИИАТ. М., 1978. С. 142–149.
7. Варшавский И.Л., Золотаревский Л.С., Игнатович И.В. Принципы нормирования автомобилей и двигателей по признаку токсичности. Сборник трудов ЛАНЕ, М., Изд-во «Знание», 1969. С. 41–60.
8. Игнатович И.В., Кутенев В.Ф. О стандартизации комплексных показателей токсичности двигателей автомобилей // «Стандарты и качество». 1980. № 4. С. 61–64.
9. Игнатович И.В., Кутенев В.Ф., Рывинский Г.Н. Квалиметрический метод оценки токсичности двигателя // Вестник машиностроения. 1991. № 7. С. 9–12.

References

1. Goncharov V.V., Ignatovich I.V., Malov R.V. Liquid catalytic converter for diesel locomotive. Gorodskoye khozyaystvo Moskvy. 1964. No 4, pp. 11–12 (in Russ.).
2. Gargala R.V., Ignatovich N.I., Malov R.V., Solopiy I.S. Development and testing of exhaust gas neutralizers for diesel-electric self-propelled trolleys. Gornyy zhurnal. 1965. No 12, pp. 70–72 (in Russ.).
3. Varshavskiy I.L., Zolotarevskiy L.S., Ignatovich I.V. Toxicity of the vehicle. V kn. Toksichnost' dvigateley vnutrennego sgoraniya i puti yeye snizheniya. Doklady simpoziuma s uchastiyem spetsialistov stran S-EV [In the book: Toxicity of internal combustion engines and ways to reduce it. Reports of the symposium with the participation of experts from the CMEA countries]. Moscow, 1966, pp. 57–61 (in Russ.).
4. Varshavskiy I.L., Zolotarevskiy L.S., Ignatovich I.V. Toxic characteristics of the vehicle and methods for its determination. Avtomobil'naya promyshlennost'. 1967. No 6, pp. 32–38 (in Russ.).
5. Ignatovich I.V., Kutenev V.F., Malov R.V. General provisions of the theory of assessing the toxicity of vehicle. Avtomobil'naya promyshlennost'. 1979. No 7, pp. 1–3 (in Russ.).
6. Grigor'yan V.T., Ignatovich I.V., Manusadzhants Zh.G., Yablokov V.B. Study of the effect of anti-knock additives for gasoline on the toxicity of engine exhaust gases. Sbornik trudov NIAT. Moscow. 1978, pp. 142–149 (in Russ.).
7. Varshavskiy I.L., Zolotarevskiy L.S., Ignatovich I.V. Principles of standardization of vehicles and engines on the basis of toxicity. V kn. Sbornik trudov LANE, Moscow, Izd-vo «ZnaniYE», 1969, pp. 41–60 (in Russ.).
8. Ignatovich I.V., Kutenev V.F. Standardization of complex indicators of toxicity of vehicle engines. «Standarty i kachestvo». 1980. No 4, pp. 61–64 (in Russ.).
9. Ignatovich I.V., Kutenev V.F., Rytvinskiy G.N. Qualimetric method for assessing engine toxicity. «Vestnik mashinostroyeniYA», 1991. No 7, pp. 9–12 (in Russ.).

МЕТОД ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБЛИКА ЗЕРНО- И КОРМОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ НОВЫХ ПОКОЛЕНИЙ С ОБОСНОВАНИЕМ СТРУКТУРЫ ИХ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ

METHOD FOR PREDICTING THE TECHNICAL APPEARANCE OF GRAIN AND FORAGE HARVESTERS OF NEW GENERATIONS WITH A SUBSTANTIATION OF THE STRUCTURE OF THEIR VIBRATION PROTECTION SYSTEM

П.В. СИРОТИН, к.т.н.

Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) им. М.И. Платова, Новочеркасск, Россия, spv_61@mail.ru

P.V. SIROTIN, PhD in Engineering

Platov South-Russian State Polytechnic University, Novocherkassk, Russia, spv_61@mail.ru

Работа посвящена разработке метода прогнозирования технического прогресса самоходных зерно- и кормоуборочных комбайнов и обоснованию систем для их реализации. Обоснована необходимость совершенствования существующих и разработки новых методов прогнозирования свойств машин с учетом сложившихся особенностей функционирования предприятий агропромышленного комплекса. Предложена новая методика синтеза технического облика изделий с возможностью выделения номенклатуры определяющих параметров на основе фактического изменения их значений, ранжирования показателей с выделением наиболее важных из них для каждой категории хозяйствующих субъектов, прогнозирования методами нечеткой логики, а также обоснования требуемых систем машин новых поколений с помощью методов объектно-ориентированного проектирования. Приведено описание каждого из этапов процесса прогнозирования. На основе серийно производимых в России зерно- и кормоуборочных комбайнов проведен анализ их конструктивной эволюции с выделением устойчивых и наследуемых критериев развития. Показан сравнительный анализ фактического изменения определяющих параметров для машин текущего и предыдущего поколений. Приведены методика и результаты прогнозирования выделенных определяющих параметров. Показано, что прогнозируемый уровень свойств формирует разнонаправленные требования, которые с точки зрения реализации на основе существующих подходов конструирования противоречивы, а с учетом имеющихся проблем динамики движения и вибрационной нагруженности рабочего места операторов машин текущего поколения – недостижимы. С помощью методов объектно-ориентированного анализа составлена объектно-целевая диаграмма классов возможных вариантов построения виброзащитной системы машин нового поколения. Определены отношения наследования, установившие иерархическую декомпозицию целей. На основе проведенного анализа показано, что управление выделенными вибрационными процессами комбайнов без существенных изменений их конструкции и компоновки целесообразнее вести посредством систем динамической стабилизации корпуса и виброизоляции рабочего места оператора.

Ключевые слова: комбайн, эволюция, прогнозирование, определяющий параметр, метод Мамдами, метод Сати, алгоритм, объектно-целевой анализ, виброзащитная система.

Для цитирования: Сиротин П.В. Метод прогнозирования технического облика зерно- и кормоуборочных комбайнов новых поколений с обоснованием структуры их виброзащитной системы // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 6. С. 15–28. DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-15-28

The work is devoted to the development of a method for predicting the technical progress of self-propelled grain and forage harvesters and the substantiation of systems for their implementation. The necessity of improving the existing and developing new methods for predicting the properties of machinery, taking into account the existing features of the agro-industrial enterprises operation, were substantiated. A new technique for the synthesis of the technical appearance of products is proposed with the possibility of identifying the nomenclature of defining parameters based on the actual change in their values, ranking indicators with highlighting the most important of them for each category of business entities, forecasting using fuzzy logic methods, as well as justification of required machine systems of new generations using object-oriented design methods. A description of each of the stages of the forecasting process is given. On the basis of mass-produced grain and forage harvesters in Russia, an analysis of their constructive evolution with the allocation of stable and inherited development criteria has been carried out. A comparative analysis of the actual change in the defining parameters for machinery of the current and previous generations is shown. The technique and the results of forecasting the selected defining parameters are presented. It is shown that the

predicted level of properties forms multidirectional requirements, which, from the point of view of implementation on the basis of existing design approaches, are contradictory. Taking into account the existing problems of motion dynamics and vibration loading of the workplace of operators of machinery of the current generation, it is stated that those multidirectional requirements are unattainable. Using the methods of object-oriented analysis, an object-target diagram of classes of possible options for constructing a vibration protection system for machinery of a new generation has been compiled. The relations of inheritance, which established the hierarchical decomposition of goals, were determined. It is shown that it is more expedient to control the selected vibration processes of combines without significant changes in their design and layout by means of systems for dynamic stabilization of the body and vibration isolation of the operator's workplace.

Keywords: harvester, evolution, forecasting, determining parameter, Mamdani method, Saati method, algorithm, object-target analysis, vibration protection system.

Cite as: Sirotin P.V. Method for predicting the technical appearance of grain and forage harvesters of new generations with a substantiation of the structure of their vibration protection system. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2021. No 6, pp. 15–28 (in Russ.). DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-15-28

Введение

В настоящее время зерноуборочные (ЗУК) и кормоуборочные комбайны (КУК), являясь наиболее энергоемкими машинами растениеводства, во многом определяют возможность ведения эффективного и экологически чистого агрохозяйства, а также обеспечивают технический аспект преобразования агропромышленного комплекса (АПК) в передовой сектор промышленности. Действующие в России стратегические документы [1] предполагают развитие и укрепление отрасли сельхозмашиностроения с целью обеспечения производственными средствами механизации АПК страны и реализации продукции на мировом рынке. В последнее время создание новых образцов техники российскими предприятиями предполагало использование наработок мировых лидеров в соответствующей отрасли, что в большей степени обусловлено несопоставимыми объемами финансирования новых разработок. Такой подход не только затрудняет создание российскими предприятиями изделий с конкурентоспособным уровнем свойств на глобальном рынке, но и предполагает создание образцов техники и оборудования, технический облик которых не всегда соответствует требованиям отечественных субъектов АПК. В связи с чем возникает задача разработки методологической основы формирования технического облика изделий для соответствующих рынков сбыта.

Как показывают сравнительные испытания [2–4], при сопоставимых энергосиловых параметрах отечественные машины существенно уступают импортным аналогам в части экологической безопасности и условий труда, что связано с особенностями действующих динамических нагрузок при эксплуатации.

Вместе с тем, многими государствами через нормативно-правовую систему вводятся ограничения по параметрам экологической безопасности, которые выступают барьером к рынкам сбыта российской продукции сельхозмашиностроения.

Таким образом, в настоящее время особую актуальность приобретают разработки, направленные на формирование методологической основы прогнозирования свойств машин и оборудования, а также обоснования систем для их реализации.

Цель исследований

Разработка метода прогнозирования технического облика машин и оборудования новых поколения и обоснование структуры базового инварианта системы снижения динамической нагруженности конструкции и рабочего места операторов самоходных ЗУК и КУК.

Материалы и методы

Разработанная методика предусматривает последовательное выполнение следующих этапов: выделение критериев развития, описание и анализ конструктивной эволюции ЗУК и КУК на основе положений работы [5]; определение номенклатуры определяющих параметров и их ранжирование методом Саати [6]; прогнозирование уровней определяющих параметров для ЗУК и КУК новых поколений на основе методов нечеткой логики [7–9]; определение базового инварианта структуры ЗУК и КУК на основе унифицированного языка моделирования (Unified Modeling Language, UML) [10] и концептуального проектирования [11].

Первый этап заключается в проведении описания и анализа конструктивной эволюции

ЗУК и КУК в выявлении устойчивых (постоянно действующих) критериев развития, определении закономерностей строения и развития технических объектов, установлении закономерности периодичности смены поколений, а также формировании правил или приемов получения улучшенных технических решений путем преобразования прототипа. Методика выполнения такого анализа подробно изложена в работе [5].

Второй этап посвящен ранжированию выделенных показателей развития по степени важности [12]. Поскольку оценивать какое-либо свойство лишь на качественном уровне достаточно сложно, то целесообразно применять попарное сравнение рассматриваемых параметров с помощью экспертов с последующей обработкой данных в соответствии с методикой, приведенной в работе [13]. В работе использован метод парных сравнений, разработанный профессором Саати [6].

Третий этап посвящен прогнозированию определяющих параметров новых поколений ЗУК и КУК на перспективу или период существования комбайнов нового поколения. В соответствии с работой [12] для прогнозирования роста конкретного определяющего параметра на основе его фактического изменения строится функция принадлежности «Интенсивность роста параметра», а на основе опроса экспертов – функция принадлежности «Степень соответствия достигнутого уровня идеальному значению». Затем на основе полученных функций принадлежности процесс нечеткого логического вывода реализован на базе алгоритма Мамдами [7], с последующей фазсификацией входных лингвистических переменных. На основании заданных нечетких правил, приведенных в работах [9, 12], для прогнозирования значения определяющего параметра, используя операции импликации и агрегирования, определены значения выходных лингвистических переменных.

Четвертый этап заключается в проведении целевого анализа, обеспечивающего возможность формирования структуры исходя из обозначенной цели существования и функционального назначения проектируемого объекта. На данном этапе принцип функционально-ориентированного анализа реализуется через методы UML, который предполагает последовательную декомпозицию цели и описание технических объектов с помощью трех типов

моделирующих блоков: сущность, отношение и диаграммы [10].

Результаты и обсуждение

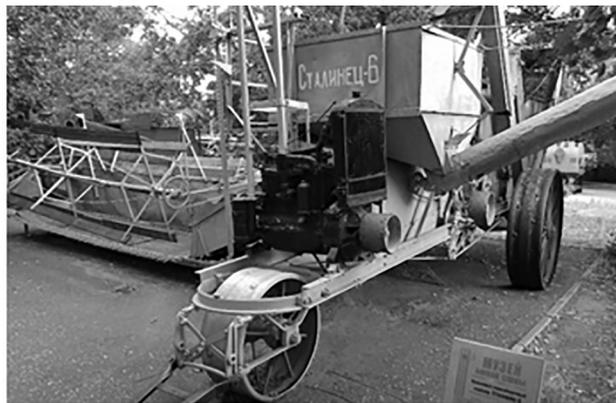
В соответствии с методикой [5] проведен анализ эволюционного развития ЗУК (рис. 1) и КУК (рис. 2) с момента их начала производства в России и до настоящего времени. С учетом закономерности циклического изменения производства техники построено распределение выпускаемой техники и установлено, что примерно каждые 28–30 лет происходит смена поколений машин. На основе закономерности приобретения новых функциональных свойств [5] выделено три поколения каждого из анализируемых типов машин. Машины первого поколения характеризуются возможностью реализации только технологической и энергетической функции (рис. 1, а, б и рис. 2, а, б): при этом они являются прицепными и не имеют конструктивно выделенных рабочих мест. В следующем (втором) поколении ЗУК и КУК развита технологическая функция как основной устойчивый параметр развития, а также приобретены две дополнительные функции: мобильности и комфортности рабочего места оператора (рис. 1, б, в и рис. 2, б, в). В полном соответствии с [5] в конструкции машин третьего поколения выделенные функции получили дальнейшее развитие, а отличия от машин второго поколения заключаются в расширении функции экологической безопасности и применении новых систем автоматизации технологического процесса, которые в целом закономерно отражают приобретение машинами функции автоматизации [5].

Таким образом, выделено три поколения ЗУК: первое представлено прицепными установками типа «Колхоз» и «Сталинец», производимыми с 1930 г.; второе – самоходными комбайнами (СК) типа СК 3 и СК 5, производимыми с 1958 г.; третье – машинами типа «ДОН 1500» и др., производимыми с 1986 г. В настоящее время в России производятся ЗУК третьего и седьмого классов, которые в контексте данной работы принято обозначать как ЗУК базовой производительности (ЗУКбп) и ЗУК повышенной производительности (ЗУКпп).

Аналогично проведено деление и для КУК: так, первое поколение представлено прицепными установками типа СК 2,6 и КСГ 2,6, производимыми с 1954 г. (рис. 2, а, б); второе – самоходными машинами типа КСГ 3,2 и КСК 100,



а



б



в



г



д



е

Рис. 1. Произведенные в России ЗУК:

а – «Колхоз»; б – «Сталинец 6»; в – СК 3; г – СК 5; д – «ДОН 1500»; е – РСМ 161

Fig. 1. Grain harvesters (ZUK) made in Russia:

a – Kolkhoz; b – Stalinets 6; c – SK 3; d – SK 5; e – DON 1500; f – RSM 161

производимыми с 1973 г. (рис. 2, в, г); третья – самоходными машинами типа РСМ 1401 (рис. 2, д, е), производство которых осуществляется с 2010 г. до нашего времени.

Ввиду меньшей распространенности и применения КУК достаточно узким сегментом потребителей такие машины имели меньшую сегрегацию параметров и количество модификаций. Анализ модельных рядов различных производителей КУК позволил установить, что к концу XX века большинство произво-

дителей стали выпускать КУК с четким разделением по производительности. В настоящее время в России производят КУК «ДОН 680» и RSM 2650, которые по определенным выше критериям можно отнести, соответственно, к КУК базовой производительности (КУКбп) и КУК повышенной производительности (КУКпп). Аналогичное деление можно выявить в моделях комбайнового завода «Гомсельмаш» (Беларусь), а также других производителей этих самоходных комбайнов.

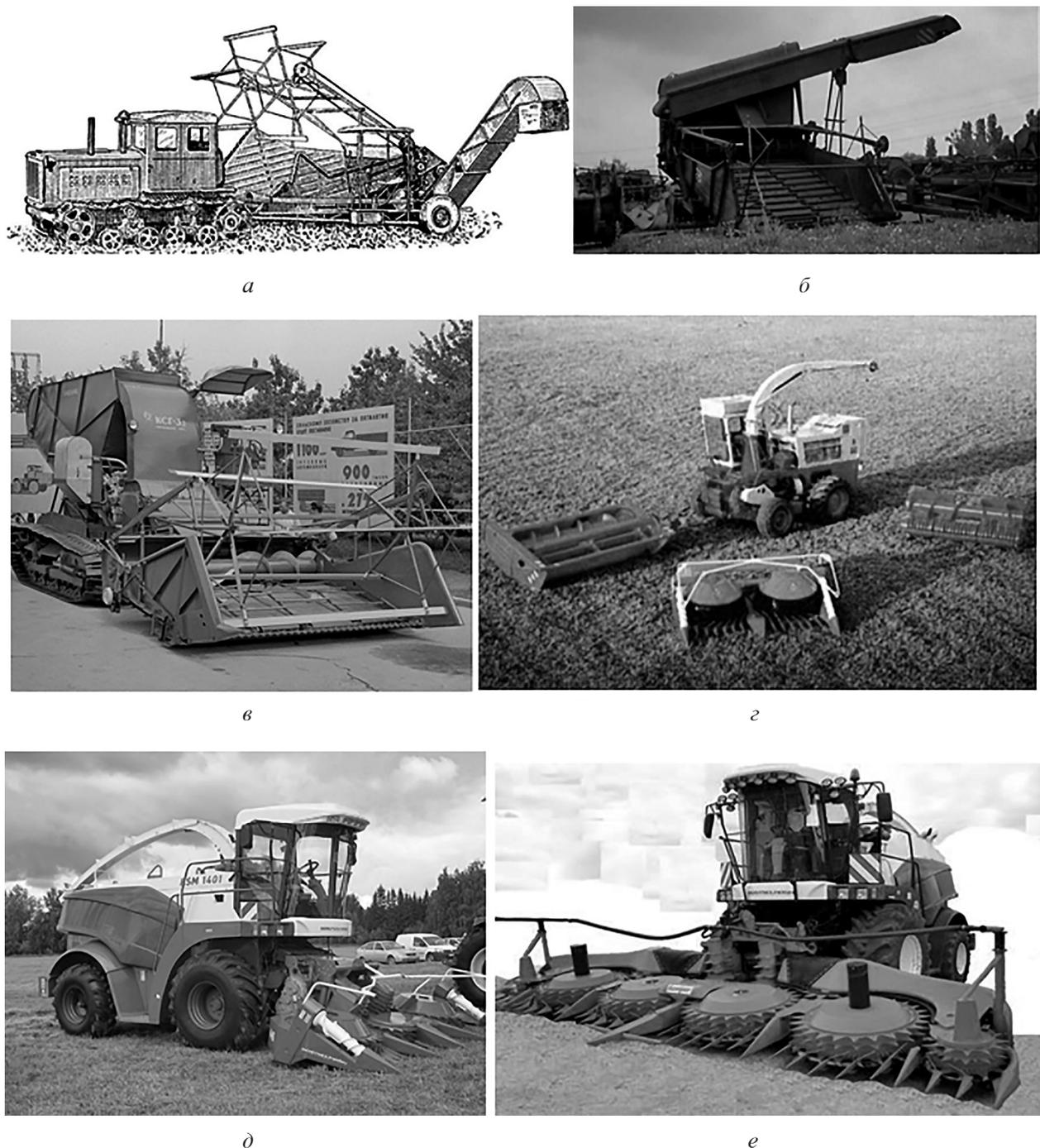


Рис. 2. Произведенные в России КУК:
 а – СК 2,6; б – КСГ 2,6; в – КСГ 3,2; г – КСК 100; д – РСМ 1401; е – РСМ 2650
Fig. 2. Forage harvesters (KUK) made in Russia:
 а – SK 2,6; б – KSG 2,6; в – KSG 3,2; д – KSG 100; е – RSM 1401, ф – RSM 2650

Таким образом, проведенный анализ позволил для каждого поколения машин выделить наследуемые и развиваемые функции, а также определить устойчивые критерии развития, заключающиеся в непрерывном повышении производительности, улучшении транспортных свойств, а также комфортности рабочего места оператора и экологической безопасности. В со-

ответствии с выделенными критериями развития и развиваемыми функциями для проведения процедуры прогнозирования выделен набор определяющих параметров ЗУК и КУК: производительность, качественные показатели, топливная экономичность, транспортная скорость, маневренность, габаритные размеры, масса и комфортность на рабочем месте.

С целью проведения прогнозирования на основе официальных изданий и публикуемых результатов сравнительных испытаний [14–21] проведена оценка фактического изменения выделенных определяющих параметров от предыдущего к текущему поколению машин (табл. 1 и 2). Для учета фактического изменения комфортности на рабочем месте использован метод экспертных оценок путем ранжирования по 10-балльной шкале. Как видно из табл. 1 и 2, при смене поколений ЗУК и КУК наибольшее развитие получили такие определяющие параметры, как «производительность» и «масса», которые имеют корреляцию между собой из-за сформировавшихся способов модульного проектирования машин. Определяющий параметр «качество технологического процесса» изменился несущественно, поскольку его предельный уровень регламентирован

стандартами. По параметру «Расход топлива» ЗУК имели некоторое снижение из-за внедрения автоматизации отдельных технологических подсистем. Все анализируемые параметры, определяющие транспортные свойства, улучшались. Во всех случаях отмечено увеличение длины машин, уменьшение ширины и высоты, что обусловлено требованиями и условиями передвижения и транспортировки по дорогам общего пользования. Комфортность рабочего места по 10-балльной шкале улучшилась на 2–3 балла.

Динамика основных определяющих параметров КУК изменялась аналогично ЗУК, однако отмечено, что определяющий параметр «расход топлива в рабочем режиме» у машин текущего поколения выше, чем у предыдущего, что обусловлено увеличением массы и, соответственно, повышением энергозатрат

Таблица 1

Динамика изменения определяющих параметров ЗУК [14–18]

Table 1. Dynamics of changes in defining parameters of grain harvesters [14–18]

№	Наименование определяющего параметра	ЗУКбп		ЗУКпп		
		СК 5	S 300	«ДОН 1500»	RSM 161	Torum 760
1	Производительность, т/ч	7,2	13,22	14	20,23	23,3
2	Качество тех. процесса, %	1,33	1,06	2	1,69	1,79
3	Расход топлива, л/ч (кг/т)	25	22	(3,1)	(2,81)	(2,6)
4	Транспортная скорость, км/ч	18,7	20 (25)*	20	20	20 (25)*
5	Маневренность, м	7,5 м	7,25 м	8,9 м	8,5	8,5
6	Габаритные размеры Д/Ш/В, м	7607/ 3930/ 4020	7910/ 3530/ 3880	7540/ 4400/ 3980	9520/ 3980/ 3860	9780/ 3945/ 3870
7	Масса, кг	7400	11800	13283	18200	20587
8	Комфортность	3	5	4	7	7

* – заявленный уровень для ЗУК «Клаас Тукано 320» (ClaasTucano 320) и «Енисей 5000».

Таблица 2

Динамика изменения определяющих параметров КУК [19–21]

Table 2. Dynamics of changes in defining parameters of forage harvesters [19–21]

№	Наименование определяющего параметра	КУКбп		КУКпп
		«ДОН 680»	PCM 1401	RSM 2650
1	Производительность, т/ч	52	75,5	93,46
2	Качество тех. процесса, %	1,0	0,8	0,56
3	Расход топлива, кг/т	0,44	0,59–0,84	0,66
4	Транспортная скорость, км/ч	20	20	25 (40)*
5	Маневренность	6,7	6,2	6,5
6	Габаритные размеры Д/Ш/В	6192/3880/3940	6170/3250/3800	6825/3375/3905
7	Масса с адаптером, кг	11686	12570	20500
8	Комфортность на рабочем месте	3	5	6

* – заявленный уровень для ЗУК «Клаас Ягуар» (Claas Jaguar).

на самопередвижение, а также увеличением энергозатрат на получивший распространение гидравлический привод технологического оборудования. Среди транспортных свойств КУК наибольшее увеличение отмечено по параметру «транспортная скорость», который в современных моделях машин достигает 40 км/ч.

На следующем этапе проведен опрос экспертов, представляющих органы государственной власти, академического сообщества, а также представителей основных хозяйствующих субъектов АПК: индивидуальных предпринимателей и руководителей КФХ, колхозов, а также крупнейших агрохолдингов России. На основе метода парных сравнений Саати показано, что для каждой формы субъекта АПК важность отдельных параметров отлична, а удовлетворение разнонаправленных требований целесообразно вести через создание ЗУК и КУК двух основных моделей – базовой и повышенной производительности (далее ЗУКбп, ЗУКпп, КУКбп, КУКпп), а за счет опционального наращивания доводить базовые инварианты до индивидуальных требований заказчика.

Прогнозирование проводили с помощью методов нечеткой логики в соответствии с методикой, приведенной в работах [9, 12]. Для расчета по выделенным в табл. 1 и 2 определяющим параметрам были построены функции принадлежности переменной $X1$ «тенденция роста параметра» (рис. 3, а) с термами «низкий», «ниже среднего», «средний», «выше среднего» и «высокий» и $X2$ «степень приближения образцов текущего поколения к идеальному значению» (рис. 3, б) с термами «худшие образцы», «образцы среднего уровня», «лучшие образцы», а процесс нечеткого логического вывода и построения функции принадлежности Y «прогноз роста» (рис. 3, в) был реализован на базе алгоритма Мамдами в соответствии с методикой, приведенной в работах [9, 12]. Расчет проведен в соответствии с методикой, приведенной в работе [12]. Результаты расчетов представлены на рис. 3.

Проведение процедуры дефаззификации прогноза реализовано по обобщенной функции принадлежности выходной переменной Y (рис. 3, в) и выполнено по методу центраида [7], что позво-

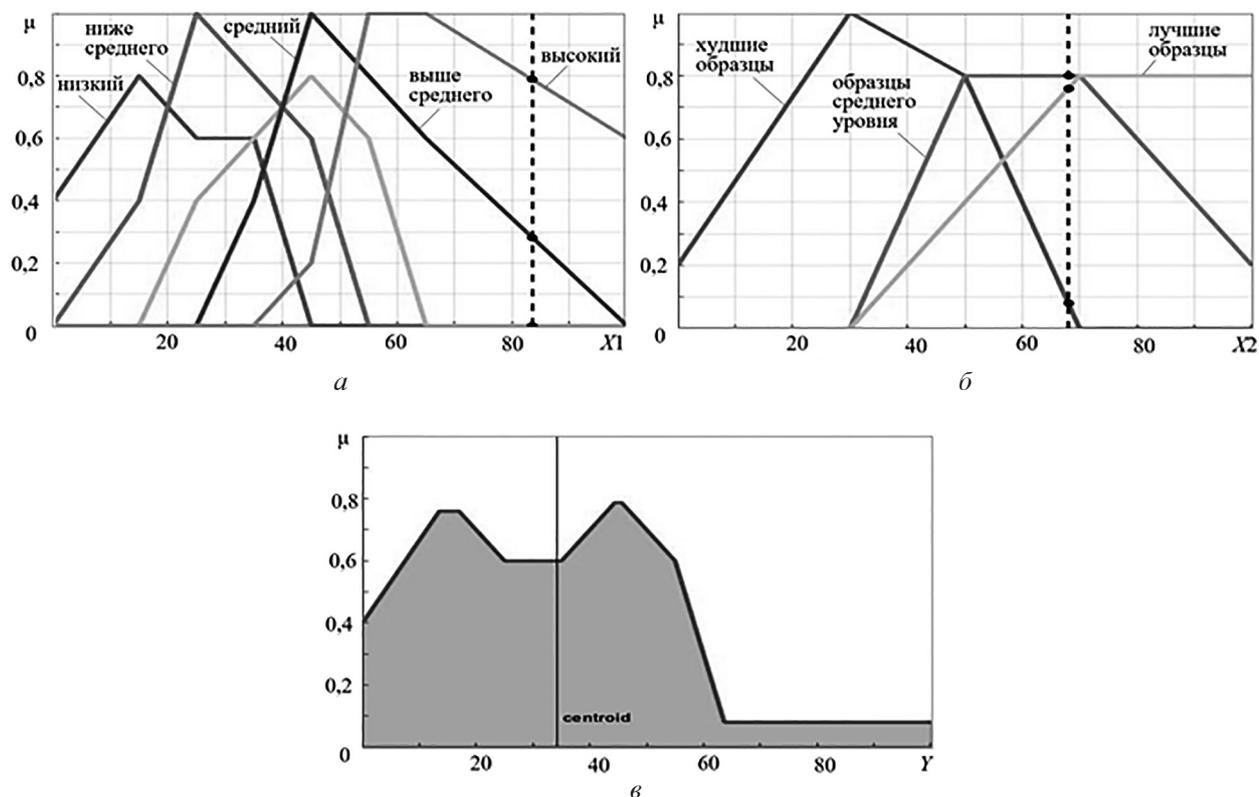


Рис. 3. Функции принадлежности входных переменных $X1$ (а), $X2$ (б) и выходной определяющего параметра «производительность» ЗУКбп переменной Y (в)

Fig. 3. Membership functions of the input variable $X1$ (a), $X2$ (b) and the output defining Performance parameter of grain harvester variable Y (c)

лило определить относительный рост определяющего параметра относительно фактического уровня машины текущего поколения (рис. 4). Аналогично были проведены расчеты по другим определяющим параметрам остальных анализируемых в данной работе типов машин. На рис. 4 показано сопоставление относительных уровней определяющих параметров для машин предыдущего поколения (рис. 1, в, г и рис. 2, в, г), текущего поколения (рис. 1, д, е и рис. 3, д, е), а также нового поколения. Как видно из рис. 4, машины нового поколения в зависимости от модификаций должны получить: увеличение производительности на 25–60,8 %; улучшение качества обработки технологической массы на 20,6–29,6 %, улучшение топливной экономичности на 17,5–29,2 %; повышение транспортной скорости на 25,5–41,4 %; улучшение маневренности на 6,44–8,08 %; уменьшение габаритных размеров на 15–25 %;

увеличение массы не более чем на 2–10 % и повышение комфортности на 32,4–42,1 % (рис. 4). Для автоматизации расчетов по предложенной методике с помощью программного комплекса MATLAB-Simulink разработаны соответствующий алгоритм и симуляционная модель [22].

Спрогнозированный уровень свойств формирует разнонаправленные изменения, которые с точки зрения реализации на основе существующих подходов конструирования противоречивы, а с учетом выявленных проблем [2–4] динамики движения и вибрационной нагруженности рабочего места машин текущего поколения недостижимы без применения соответствующих виброзащитных подсистем. Для реализации поставленной цели на основе методов UML анализа составлена объектно-целевая диаграмма классов возможных вариантов построения виброзащитной системы ЗУК и КУК новых поколений (рис. 5).

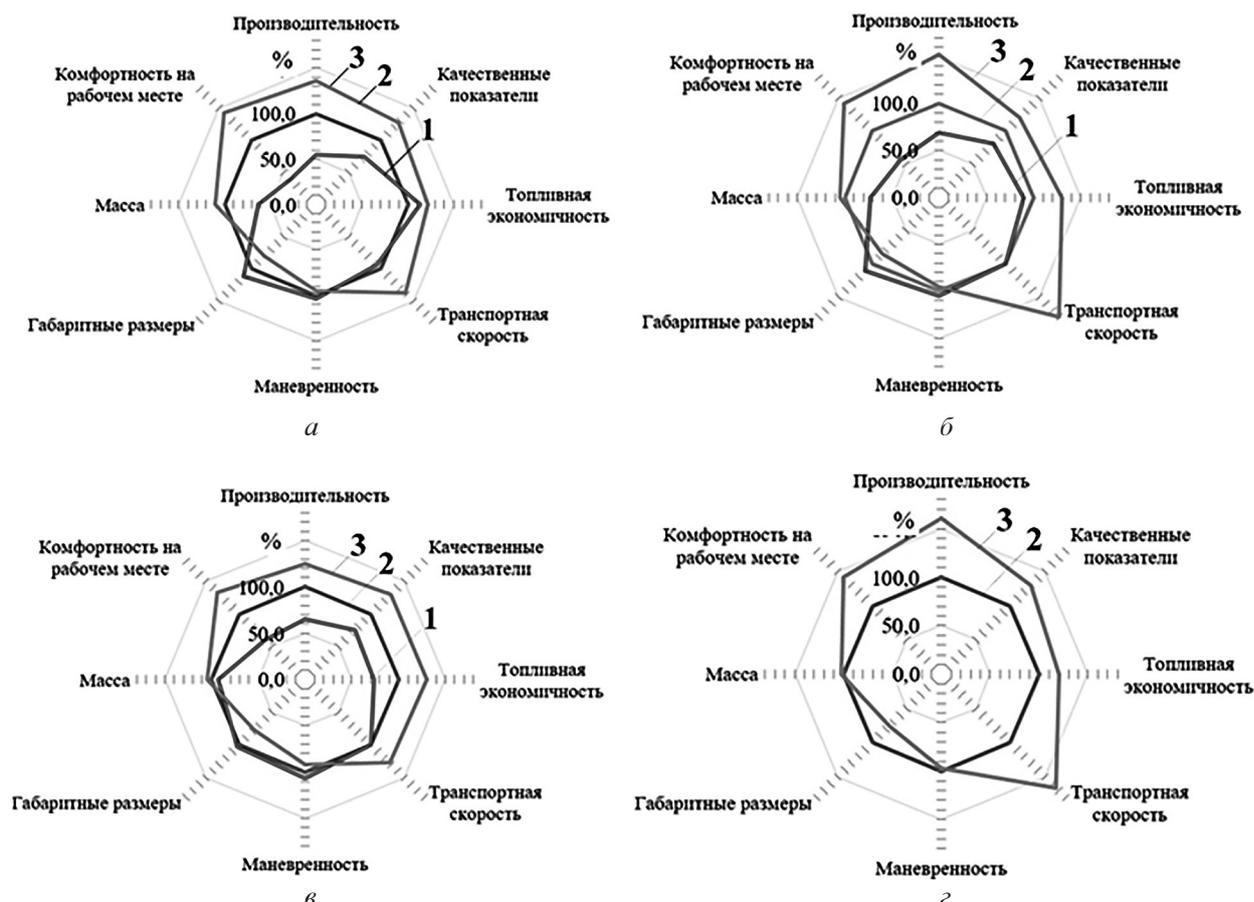


Рис. 4. Уровни определяющих параметров ЗУКbp (а), ЗУКpp (б), КУКbp (в), КУКpp (г):
1 – соотношение предыдущего поколения к текущему; 2 – текущего поколения;
3 – соотношение нового поколения к текущему

Fig. 4. Levels of defining parameters ZUKbp (a), ZUKpp (b), KUKbp (c), KUKpp (d):
1 – ratio of the previous generation to the current one; 2 – current generation;
3 – ratio of the new generation to the current one

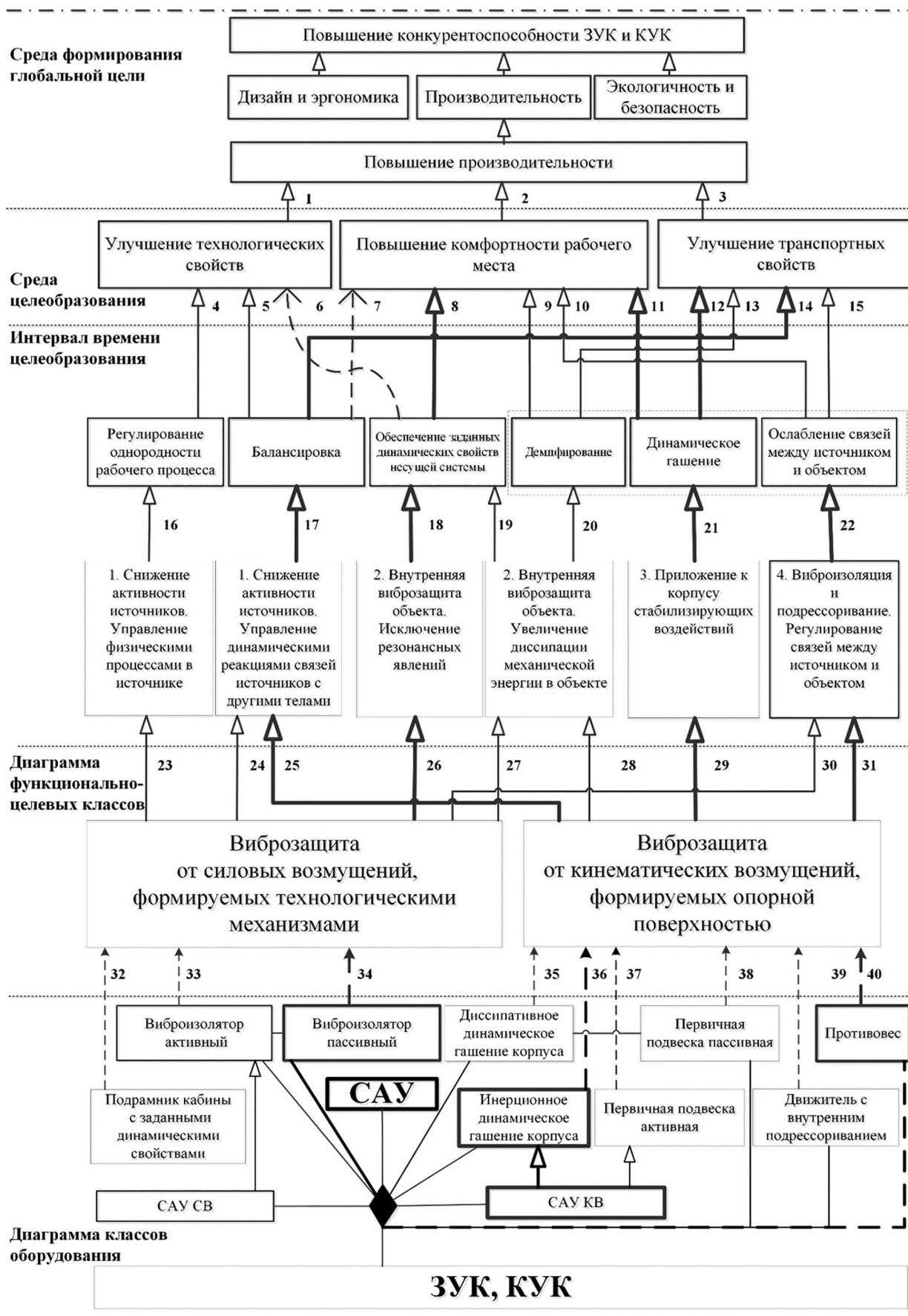


Рис. 5. Объектно-целевая диаграмма классов ЗУК и КУК на основе UML-анализа

Fig. 5. Object-target diagram of grain harvesters and forage harvesters classes based on UML analysis

На основе объектно-целевой диаграммы составлены отношения наследования, установившие иерархическую декомпозицию целей. В соответствии с методикой [11, 23], среда формирования глобальной цели, определяется декомпозированными элементами интегрального показателя «повышение конкурентоспособности ЗУК и КУК» и сводится к «повышению производительности исследуемого класса машин». Среда целеобразования как признак пространства инициирования целей позволяет дифференцировать цели в соответствии с формируемыми требованиями или накладываемыми ограничениями среды, взаимосвязанной с исследуемой системой [11, 23]. В рассматриваемом случае на уровне среды целеобразования выделены следующие направления: улучшение технологических свойств; повышение комфортности рабочего места; улучшение транспортных свойств. Выделенные свойства увязаны с глобальной целью связями 1–3 (рис. 5).

Следующий уровень иерархии в дереве целей определяется в соответствии с различными представлениями жизненного цикла (интервал времени целеобразования) и для рассматриваемого случая имеет два подуровня, верхний из которых включает подцели: регулирование однородности рабочего процесса, балансировки, обеспечение заданных динамических свойств несущей системы, демпфирование, динамическое гашение и ослабление связей между источником и объектом, которые со свойствами целеобразования имеют связи 4–15 (рис. 5). Как видно из диаграммы подцелей, балансировка, демпфирование, динамическое гашение и ослабление связей между источником и объектом имеют перекрещивающиеся связи с целями предыдущего более высокого уровня (рис. 5), что позволяет их выделить среди остальных.

Нижний уровень интервала времени целеобразования сформирован на основе фундаментальных принципов построения виброзащитных систем в технике, заложенных в работе [24]. На основе подцели верхнего уровня сигналы систем виброзащиты силовых и кинематических возмущений декомпозированы на снижение активности источников через управление физическими процессами в источнике и управление динамическими реакциями связей источников с упругими телами, внутреннюю виброзащиту объекта через исключение

резонансных явлений и увеличение диссипации механической энергии в объекте, приложение к корпусу стабилизирующих воздействий, а также виброизоляцию через регулирование связей между источником и объектом. Выделенные подцели верхнего и нижнего уровня имеют связи наследования 23–31 (рис. 5).

Используемый на следующем уровне признак ветвления в дереве целей связан с реализуемостью (состав и взаимосвязи элементов системы), обеспечивающей достижение подцелей предыдущего уровня. Поэтому в дальнейшем на указанных уровнях иерархии целесообразно оперировать не термином «подцель», а термином «функция», и считать, что «дерево целей» перерастает в «дерево функций» [10]. Такой подход позволяет сформировать диаграмму функционально-целевых классов виброзащиты машин от выявленных силовых и кинематических возмущений [2, 3] и имеющих с вышестоящими подцелями связи 23–31 (рис. 5).

Таким образом, в результате проведенного ветвления подцели четвертого уровня получили ярко выраженный функциональный аспект (т.е. по [25] переросли в «дерево функций»), что позволяет в соответствии с методикой [23] осуществить выбор оборудования, способного реализовать полученные функциональные требования. Это осуществляется посредством перехода от промежуточной диаграммы функционально-целевых классов к построению диаграммы классов оборудования.

С учетом выявленных особенностей вибрационного состояния исследуемого класса машин [2–4], имеющих наработок в области создания виброзащитных систем бесподвесочных колесных машин [26], а также перспективных разработок [25] и декларируемых мировыми лидерами тракторно- и комбайностроения разработок сформирован класс виброзащитного оборудования ЗУК и КУК новых поколений. Выделенные классы оборудования связаны с диаграммой функционально-целевых классов связями 32–40 (рис. 5). При этом некоторые требуют совместного применения с системой автоматического управления (САУ).

Как видно из диаграммы, система виброакустической защиты машины и оператора может предполагать управление динамическими свойствами подрамника кабины, использование эффективных виброизоляторов кабины, динамическое гашение корпуса подвижностью адаптера, первичным подрессори-

ванием, а также использованием двигателей с внутренним подрессориванием и противовесов корпуса. Отношения наследования между целевыми классами дополнены отношениями, связанными с зависимостью разных целевых функций от одного и того же технологического параметра, что позволило наложить ограничения на их решение и выявить параметрические противоречия в отношении целевой функции.

Представленный концептуальный анализ позволяет определить базовый инвариант виброзащитных систем комбайнов для конкретных режимов и условий эксплуатации, формы и особенностей хозяйствующих субъектов и др. факторов. Вместе с тем в последующих работах требуется определить потенциальную эффективность каждого из представленных виброзащитных элементов и устройств, а также их сочетаний, обосновать методы их проектирования и адаптации для конкретных условий эксплуатации.

С учетом закономерностей строения и развития технических ЗУК и КУК, а также сформированных правил и приемов улучшения технических решений в транспортном машиностроении и комбайностроении основными техническими виброзащитными средствами ЗУК и КУК новых поколений должны стать системы динамической стабилизации и виброизоляции кабины, поскольку их реализация не требует существенного изменения технического облика исследуемого класса машин.

Выводы

1. Установлено, что конструктивная эволюция ЗУК и КУК подчинена закономерности стадийного развития с периодичностью смены поколений каждые 28–30 лет; при этом для каждого последующего поколения наследуются и улучшаются устойчивые критерии развития технологических и транспортных свойств, а также комфортности оператора. В настоящее время в комбайностроении происходит смена поколений в сторону машин высокого уровня автоматизации, для которых присутствие оператора является обязательным условием, а системы обеспечения обитаемости и комфорта – обязательными элементами конструкции, требования к которым будут ужесточаться.

2. Для ЗУК и КУК, в зависимости от модификаций, на перспективу 25–30 лет спрогнозировано: увеличение производительности

на 25–60,8 %; улучшение качества обработки технологической массы на 20,6–29,6 %, улучшение топливной экономичности на 17,5–29,2 %; повышение транспортной скорости на 25,5–41,4 %; улучшение маневренности на 6,44–8,08 %; уменьшение габаритных размеров на 15–25 %; увеличение массы не более чем на 2–10 % и повышение комфортности на 32,4–42,1 %. Спрогнозированный уровень свойств формирует разнонаправленные изменения, которые с точки зрения реализации на основе существующих подходов конструирования противоречивы, а с учетом выявленных проблем в части динамики движения и вибрационной нагруженности рабочего места недостижимы. Требуется изменение подходов к проектированию машин, либо внедрение в конструкцию дополнительных виброзащитных систем.

3. С помощью методов концептуального анализа UML получена модель в виде тернарной объектно-целевой диаграммы, устанавливающей зависимости целей с методами и конструктивными устройствами снижения динамической нагруженности машины и оператора от силовых и кинематических возмущений. Синтезирован базовый инвариант структуры систем снижения динамической нагруженности ЗУК и КУК, включающий ряд технических решений, основанных на фундаментальных принципах построения виброзащитных систем, эффективность и работоспособность каждой из которых следует оценить в последующих работах.

Литература

1. Об утверждении Стратегии развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 года: распоряжение Правительства РФ от 07.07.2017 № 1455-р.
2. Сиротин П.В., Лебединский И.Ю., Кравченко В.В. Анализ виброакустической нагруженности рабочего места операторов зерноуборочных комбайнов // Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение. 2018. № 1 (53). С. 113–121.
3. Сиротин П.В., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Экспериментальная оценка плавности хода самоходного кормоуборочного комбайна // Труды НАМИ. 2017. № 4 (271). С. 67–74.
4. Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Experimental studies of ride quality of self-propelled combine harvester // XIV International Scientific-Technical Conference “Dynamic of Technical Systems”

- (DTS-2018). September 12–14, 2018. Rostov-on-Don, Russian Federation: MATEC Web of Conferences Volume 226 (2018), 2018.
5. Половинкин А.И. Теории проектирования новой техники: закономерности техники и их применение. М.: Информэлектрон. 1991. 101 с.
 6. Саати Т. Принятие решений. Метод анализа иерархий. М.: Радио и связь, 1993. 278 с.
 7. Штовба С.Д. Проектирование нечетких систем средствами MATLAB. М.: Горячая линия – Телеком, 2007. 288 с.
 8. Коньшева Л.К. Основы теории нечетких множеств: учебное пособие. СПб.: Питер, 2011. 192 с.
 9. Жилейкин М.М., Калимулин М.Р., Мирошниченко А.В. Прогнозирование значений определяющих показателей при формировании технического облика особо легких высокоподвижных колесных транспортных средств // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. 2012. № 10 (10). С. 24.
 10. Буч Г. Объектно-ориентированный анализ и проектирование с примерами приложений на C++ / пер. с англ. под ред. И. Романовского и Ф. Андреева. 2-е изд. М.: Винот; СПб.: Нев. диалект, 1998. 558 с.
 11. Максимов В.П., Ушаков А.Е. Концептуальное конструирование орудий для основной обработки склоновых земель // Вестник аграрной науки Дона. Зерноград. № 1 (49). 2020. С. 53–59.
 12. Калимулин М.Р. Метод формирования технического облика особо легких высокоподвижных колесных транспортных средств для горных условий эксплуатации: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. Москва, 2013. 16 с.
 13. Плиев И.А. Автомобили многоцелевого назначения. Формирование технического облика АМН в составе семейств: монография. М.: МГИУ, 2011. 262 с.
 14. Шаткус Д.И. Справочник по комбайнам Нива и Колос. М., Колос, 1976. 208 с.
 15. Протокол испытаний № 14–41–2017 (2060022) комбайна зерноуборочного самоходного S300 «NOVA» в комплекте с адаптерами / Федеральное государственное бюджетное учреждение «Центрально-Черноземная государственная зональная машиноиспытательная станция». 2017. 5 с.
 16. Комбайны зерноуборочные самоходные «Дон-1500Б» и «Дон-1200Б»: инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию / учебный центр АО «Ростсельмаш». 468 с.
 17. Протокол испытаний № 07–41–2017 (5060322) комбайна зерноуборочного РСМ-161 / Федеральное государственное бюджетное учреждение «Кубанская государственная зональная машиноиспытательная станция». 5 с.
 18. Отчет № 11–23–14 (4060252) от 18 ноября 2014 г. по результатам базовых испытаний сельскохозяйственной машины комбайна зерноуборочного РСМ-181 «TORUM-760» / ФГБОУ Сев.-Кав. гос. зональная МИС. Зерноград. 2014. 24 с.
 19. Отчет о выполнении информационной услуги по результатам испытаний комбайна кормоуборочного самоходного РСМ-100 «ДОН-680М» в комплекте с адаптерами (на основании протокола № 11–15–16, шифр 1130082 от 14 ноября 2016 г.). Зерноград. 2016. 20 с.
 20. Федеральное государственное бюджетное учреждение «Центрально-Черноземная государственная зональная машиноиспытательная станция». URL: <http://chmis.ru/ispytaniya/94-2018/261-kultivator-navesnoj-dlya-vysokostebelnykh-kulturnv-5-6-50> (дата обращения 12.12.2019).
 21. Комбайн кормоуборочный самоходный РСМ-1401: инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию. Выпуск 5. Изд. Ростсельмаш, 2010. 65 с.
 22. Сиротин П.В., Дробязко Н.С., Жилейкин М.М. Программа прогнозирования уровней определяющих параметров технических объектов новых поколений (DSJ): свидетельство о гос. рег. программы ЭВМ № 2021613297; № 2021612389; заявл. 25.02.2021; опублик. 04.03.2021 г.
 23. Максимов В.П. Концептуальная методология построения технологий и агрегатов мелиоративной обработки солонцовых почв с улучшенными показателями качества технологических процессов: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.20.01 / Азово-Черноморск. гос. агроинженер. акад. Зерноград, 2006. 45 с.
 24. Челомей В.М. Вибрация в технике // Справочник. В 6 т. / ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). М.: Машиностроение, 1981. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / под ред. К.В. Фролова. 1981, 456 с.
 25. Волкова В.Н., Денисов А.А. Теория систем и системный анализ: учебник для академического бакалавриата. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Юрайт, 2014. 616 с.
 26. Корчагин П.В., Корчагина Е.А., Чакурин И.А. Снижение динамических воздействий на оператора автогрейдера в транспортном режиме: монография. Омск: СибАДИ, 2009. 195 с.

References

1. Rasporyazheniye Pravitel'stva RF ot 07.07.2017 No 1455-r «Ob utverzhdenii Strategii razviti-

- ya sel'skokhozyaystvennogo mashinostroyeniya Rossii na period do 2030 goda».
2. Sirotin P.V., Lebedinskiy I.Yu., Kravchenko V.V. Analysis of vibroacoustic loading of the workplace of operators of combine harvesters. *Sovremennyye naukoymkiye tekhnologii. Regional'noye prilozheniye*. 2018. No 1 (53), pp. 113–121 (in Russ.).
 3. Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Experimental evaluation of the smooth running of a self-propelled forage harvester. *Trudy NAMI*. 2017. No 4 (271), pp. 67–74 (in Russ.).
 4. Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Experimental studies of ride quality of self-propelled combine harvester. XIV International Scientific-Technical Conference “Dynamic of Technical Systems” (DTS-2018). September 12-14, 2018. Rostov-on-Don, Russian Federation: MATEC Web of Conferences Volume 226 (2018), 2018.
 5. Polovinkin A.I. *Teorii proyektirovaniya novoy tekhniki: zakonomernosti tekhniki i ikh primeneniye* [Design theories of new technology: patterns of technology and their application]. Moscow: Inform-ekstro Publ. 1991. 101 p.
 6. Saati T. *Prinyatiye resheniy. Metod analiza iyerarkhiy* [Making decisions. Hierarchy analysis method]. Moscow: Radio i svyaz', 1993. 278 p.
 7. Shtovba S.D. *Proyektirovaniye nechetkikh sistem sredstvami MATLAB* [Designing fuzzy systems using MATLAB]. Moscow: Goryachaya liniya – Telekom Publ., 2007. 288 p.
 8. Konysheva L.K. *Osnovy teorii nechetkikh mnozhestv* [Fundamentals of fuzzy set theory]: Uchebnoye posobiye. SPb.: Piter Publ., 2011. 192 p.
 9. Zhileykin M.M., Kalimulin M.R., Miroshnichenk A.V. Prediction of the values of defining indicators in the formation of the technical appearance of especially light highly mobile wheeled vehicles. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N.E. Bauman*. 2012. No 10 (10), pp. 24 (in Russ.).
 10. Buch G. *Ob'yektno-orientirovanny analiz i proyektirovaniye s primerami prilozheniy na C++* [Object oriented analysis and design with examples of C ++ applications]. Per. s angl. pod red. I. Romanovskogo i F. Andreyeva. 2. izd. Moscow: Binom; SPb.: Nev. Dialect Publ., 1998. 558 p.
 11. Maksimov V.P., Ushakov A.E. Conceptual design of tools for basic slope cultivation. *Vestnik agrarnoy nauki Dona. Zernograd*. 2020. No 1 (49), pp. 53–59 (in Russ.).
 12. Kalimulin M.R. *Metod formirovaniya tekhnicheskogo oblika osobo legkikh vysokopodvizhnykh kolesnykh transportnykh sredstv dlya gornykh usloviy ekspluatatsii: avtoreferat dis. ... kandidata tekhnicheskikh nauk* [The method of forming the technical appearance of especially light highly mobile wheeled vehicles for mountainous operating conditions: Abstract to Dissertation for degree of PhD in Engineering]: 05.05.03. Moscow, 2013. 16 p.
 13. Pliyev I.A. *Avtomobili mnogotsелеvogo naznacheniya. Formirovaniye tekhnicheskogo oblika AMN v sostave semeystv* [Multipurpose vehicles. Formation of the technical appearance of multipurpose vehicles]: Monografiya. Moscow: MGIU Publ., 2011. 262 p.
 14. Shatkus D.I. *Spravochnik po kombaynam Niva i Kolos* [Handbook on combines Niva and Kolos]. Moscow, «KoloS» Publ., 1976. 208 p.
 15. *Protokol ispytaniy No 14–41–2017 (2060022) kombayna zernouborochnogo samokhodnogo S300 «NOVA» v komplekte s adapterami* [Test report No. 14–41–2017 (2060022) self-propelled combine harvester S300 NOVA with adapters]. Federal'noye gosudarstvennoye byudzhethnoye uchrezhdeniye «Tsentral'no-Chernozemnaya gosudarstvennaya zonal'naya mashinoispytatel'naya stantsiya». 2017. 5 p.
 16. *Kombayny zernouborochnyye samokhodnyye «Don-1500B» i «Don-1200B». Instruktsiya po ekspluatatsii i tekhnicheskomu obsluzhivaniyu* [Self-propelled combine harvesters Don-1500B and Don-1200B. Operation and maintenance manual]. Uchebnyy tsentr AO «Rostsel'maSH» Publ. 468 p.
 17. *Protokol ispytaniy No 07–41–2017 (5060322) kombayna zernouborochnogo RSM-161* [Test report No. 07–41–2017 (5060322) of combine harvester RSM-161]. Federal'noye gosudarstvennoye byudzhethnoye uchrezhdeniye “Kubanskaya gosudarstvennaya zonal'naya mashinoispytatel'naya stantsiya”. 5 p.
 18. *Otchet No 11–23–14 (4060252) ot 18 noyabrya 2014 g po rezul'tatam bazovykh ispytaniy sel'skokhozyaystvennoy mashiny kombayna zernouborochnogo RSM-181 «TORUM-760»* [Report No 11–23–14 (4060252) dated November 18, 2014 on the results of basic tests of combine harvester RSM-181 TORUM-760]. FGBOU Sev.-Kav. gos. zonal'naya MIS. Zernograd. 2014. 24 p.
 19. *Otchet o vypolnenii informatsionnoy uslugi po rezul'tatam ispytaniy Kombayna kormouborochnogo samokhodnogo RSM-100 «DON-680M» v komplekte s adapterami (na osnovanii protokola No 11–15–16 shifr 1130082 ot 14 noyabrya 2016 goda)* [Report on the implementation of the in-

- formation service based on the test results of the self-propelled forage harvester RSM-100 DON-680M with adapters (based on protocol No. 11-15-16 code 1130082 dated November 14, 2016)]. Zernograd 2016. 20 p.
20. Federal'noye gosudarstvennoye byudzhethnoye uchrezhdeniye «Tsentral'no-Chernozemnaya gosudarstvennaya zonal'naya mashinoispyatel'naya stantsiya». [Elektronnyy resurs]. URL: <http://chmis.ru/ispytaniya/94-2018/261-kultivator-navesnoj-dlya-vysokostebelnykh-kultur-krnv-5-6-50> (accessed: 12.12.2019).
21. Kombayn kormouborochnyy samokhodnyy RSM-1401. Instruktsiya po ekspluatatsii i tekhnicheskomu obsluzhivaniyu [Self-propelled forage harvester RSM-1401. Operation and maintenance manual]. Vypusk 5. Izd. Rostsel'mash Publ., 2010. 65 p.
22. Svidetel'stvo o gos. reg. programmy EVM No 2021613297. Programma prognozirovaniya urovney opredelyayushchikh parametrov tekhnicheskikh ob"yektov novykh pokoleniy (DSJ) [The program for predicting the levels of defining parameters of technical objects of new generations (DSJ)] / Sirotn P.V., Drobyazko N.S., Zhileykin M.M. No 2021612389; zayavl. 25.02.2021; opubl. 04.03.2021 g.
23. Maksimov V.P. Kontseptual'naya metodologiya postroyeniya tekhnologii i agregatov meliorativnoy obrabotki solontsovykh pochv s uluchshennymi pokazatelyami kachestva tekhnologicheskikh protsessov: avtoreferat dis. ... doktora tekhnicheskikh nauk [Conceptual methodology for constructing technologies and units for reclamation processing of alkaline soils with improved indicators of the quality of technological processes: Abstract to Dissertation for degree of PhD in Engineering]: 05.20.01 / Azovo-Chernomors. gos. agroinzhener. akad. Zernograd, 2006. 45 p.
24. Chelomey V.M. Vibratsiya v tekhnike: Spravochnik [Vibration in engineering: Handbook]. V 6 t. / Red. sovet: V.N. Chelomey (pred.). Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1981. T. 6. Zashchita ot vibratsii i udarov. Pod red. K.V. Frolova. 1981, 456 p.
25. Volkova V.N., Denisov A.A. Teoriya sistem i sistemnyy analiz [Systems theory and systems analysis]: uchebnik dlya akademicheskogo bakalavriata. 2-e izd., pererab. i dop. Moscow: Yurayt Publ., 2014. 616 p.
26. Korchagin P.V., Ye.A. Korchagina, I.A. Chakurin. Snizheniye dinamicheskikh vozdeystviy na operatora avtogreydera v transportnom rezhime [Reduction of dynamic impacts on the motor grader operator in transport mode]. Monografiya. Omsk: SiBADI Publ., 2009. 195 p.

МЕТОД УПРАВЛЕНИЯ БУКСОВАНИЕМ КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ И ТРАКТОРА

METHOD OF CONTROLLING THE SLIPPING OF A WHEEL PROPELLER OF AUTOMOBILE AND TRACTOR

Р.Л. ГАЗИЗУЛЛИН
Х. ЧЖЭН

Г.О. КОТИЕВ, д.т.н.

Б.Б. КОСИЦЫН, д.т.н.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия,
rlgazizullin@bmstu.ru

R.L. GAZIZULLIN
Kh. CHZHEN

G.O. KOTIYEV, DrSc in Engineering

B.B. KOSITSYN, DrSc in Engineering

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia,
rlgazizullin@bmstu.ru

Известно, что с ростом буксования колесного движителя возрастают как потери энергии, так и – до определенного предела – реализуемая тяговая сила. В связи с этим для снижения потерь энергии на движение машины необходимо ограничивать буксования колес на уровне, достаточном для создания требуемой тяги. Большинство существующих алгоритмов, направленных на реализацию указанного ограничения, требуют информации о линейной скорости транспортного средства. Однако измерение последней с заданной точностью вне лабораторных условий затруднительно, что в ряде случаев приводит к нарушению работоспособности алгоритма управления. Поэтому актуальным является разработка метода управления для противобуксовочной системы, в частности для случая разгона, согласно которому возможна оценка и ограничение буксования колес в заданных пределах при неизвестных характеристиках опорной поверхности и скорости движения машины. Статья посвящена разработке метода оценки и ограничения буксования колесного движителя на уровне, достаточном для реализации потребных тяговых сил без использования данных о линейной скорости транспортного средства и сцепных свойствах опорной поверхности.

В статье приводится описание математической модели динамики прямолинейного движения «четверти» автомобиля по твердой ровной горизонтальной опорной поверхности. Посредством виртуальных экспериментов, имитирующих разгон «четверти» автомобиля с малым буксованием, была установлена взаимосвязь между силой тяги на оси колеса и кинематическими параметрами вращательного движения, которые являются измеряемыми и могут контролироваться в процессе движения транспортного средства, например, применением динамометрических колес. На основе полученного критерия был разработан регулятор, позволяющий ограничить буксование колес при разгоне транспортного средства. Эффективность разработанного регулятора доказывается математическим моделированием разгона «четверти» автомобиля с различной интенсивностью по двум типам опорных поверхностей, а также обосновывается аналитически при условии постоянства скольжения колеса в пределах интервала измерений.

В работе представлен подход к оценке и ограничению скольжения колес транспортного средства при разгоне с применением регулятора, основанного на «нечеткой» логике. Также приведено теоретическое обоснование предложенного метода, не требующего информации о линейной скорости транспортного средства и сцепных свойствах колеса с опорной поверхностью.

В ходе исследования был разработан алгоритм работы противобуксовочной системы, который позволяет ограничивать буксование колеса на заданном уровне с сохранением достаточного запаса по тяге, что приводит к снижению износа шин, снижению вероятности потери подвижности и повышению энергоэффективности транспортного средства.

Ключевые слова: буксование, противобуксовочная система, колесо, колесный движитель.

Для цитирования: Газизуллин Р.Л., Чжэн Х., Котиев Г.О., Косицын Б.Б. Метод управления буксованием колесного движителя автомобиля и трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 6. С. 29–44. DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-29-44

An increase in the slipping of a wheel propeller leads both to the energy loss and, up to a certain limit, the traction force increase. In this regard, in order to reduce energy losses for the movement of the vehicle, it is necessary to limit wheel slip at a level sufficient to create the required traction. Most of the existing algorithms aimed at implementing this constraint require information about the vehicle's linear speed. However, measuring the latter with a given accuracy outside laboratory conditions is difficult, which in some cases leads to a malfunction of the control algorithm. Therefore, it is relevant to develop a control method for the traction control system; in particular, for the case of acceleration, which will make it possible to estimate and limit wheel slip within specified limits with unknown characteristics of the supporting surface and the vehicle speed.

The article is devoted to the development of a method for assessing and limiting slipping of a wheeled engine at a level sufficient to realize the required tractive forces without using data on the vehicle's linear speed and adhesion properties of the supporting surface.

The article describes the mathematical model of the dynamics of the rectilinear movement of the “quarter” of the vehicle on a solid flat horizontal support surface. Through virtual experiments simulating the acceleration of a “quarter” of the vehicle with low slip, there was established a relationship between the traction force on the wheel axle and the kinematic parameters of the rotational motion, which are measurable and can be controlled during the movement of the vehicle, for example, using dynamometric wheels. On the basis of the obtained criterion, a regulator was developed to limit wheel slip during vehicle acceleration. The effectiveness of the developed regulator is proved by mathematical modeling of the acceleration of a “quarter” of the vehicle with different intensities on two types of supporting surfaces. It is also substantiated analytically provided that the wheel slip is constant within the measurement interval. The paper presents an approach to assessing and limiting the slip of the wheels of a vehicle during acceleration using a regulator based on fuzzy logic. A theoretical justification of the proposed method is given. It does not require information about the linear speed of the vehicle and the adhesion properties of a wheel with a supporting surface. An algorithm for the operation of the traction control system was developed. It allows to limit wheel slip at a given level while maintaining a sufficient margin of traction, which leads to a decrease in tire wear, a decrease in the likelihood of loss of mobility and an increase in the energy efficiency of the vehicle.

Keywords: slipping, traction control, wheel, wheel propeller.

Cite as: Gazizullin R.L., Chzhen Kh., Kotiyev G.O., Kositsyn B.B. Method of controlling the slipping of a wheel propeller of automobile and tractor. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2021. No 6, pp. 29–44 (in Russ.).

DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-29-44

Введение

На сегодняшний день практически любая деятельность человека связана с выбросом CO_2 и других газов в атмосферу, что неминуемо ведет к парниковому эффекту и глобальному изменению климата на Земле. Совокупность всех выбросов, произведенных прямо или косвенно в результате деятельности кого-либо или чего-либо, принято называть углеродным следом [1].

Существенный вклад в углеродный след вносит использование колесных транспортных средств. Снижение этой составляющей углеродного следа достигается, в том числе, повышением энергоэффективности движения.

Для обеспечения снижения энергозатрат в настоящее время активно совершенствуются несущие системы с целью снижения массы, силовые установки с целью повышения топливной экономичности, трансмиссии и ходовые системы с целью повышения коэффициента полезного действия, а также законы управления подводимой мощностью к колесному движителю, направленные на снижение потерь при реализации потребной силы тяги.

В настоящее время известны внедренные и перспективные законы управления подводимой мощностью к движителям [2–6]. Однако, как правило, даже при сложных законах величина суммарной подводимой к колесам мощности определяется степенью и интенсивностью изменения нажатия педали газа водителем, что в ряде случаев приводит к излишнему буксованию колес на переходных режимах. Исключение этого достигается применением противобуксовочной системы.

Алгоритм управления, реализуемый в противобуксовочных системах, основан на данных о скольжении в пятне контакта колеса с опорной поверхностью (ОП). Однако, при качении колесного движителя вне лабораторных условий прямое измерение скольжения в пятне контакта с необходимой точностью практически невозможно. Это связано со сложностью определения скорости колесного транспортного средства с требуемой достоверностью. В этой связи оценка скольжения проводится по косвенным измерениям. Например, по разности угловых скоростей колес машины, находящихся в ведомом и ведущем режимах. Однако, на совокупности дорожных условий точность оценки скольжения неудовлетворительна, а в случае полноприводных конструкций транспортных средств описанный способ управления не работоспособен.

Помимо снижения энергоэффективности реализация избыточного буксования приводит к повышенному износу шин и, как следствие, к увеличению расходов на эксплуатацию, кроме того в некоторых случаях буксование может привести к потере подвижности вездеходных транспортных средств вследствие экавакации грунта из области контакта движителя с опорной поверхностью и, соответственно, увеличения глубины колеи и сопротивления движению.

Цель исследований

Разработка противобуксовочной системы (ПБС), ограничивающей буксование колес на заданном уровне, достаточном для реализации потребных тяговых сил без использования

данных о линейной скорости транспортного средства и обеспечивающей достаточную точность оценки буксования в случае полноприводных машин.

Анализ состояния вопроса и постановка задачи исследования

Первые работы, посвященные установлению взаимосвязи между продольной силой в пятне контакта шины с опорной поверхностью и скольжением, были опубликованы профессором Н.Е. Жуковским в 1905 г. [7]. Известно множество работ в области теории качения автомобильного колеса, в частности исследовались потери энергии в зависимости от степени буксования и способы их снижения. Так, в работах Е.А. Чудакова получена зависимость влияния радиусов качения колес автомобиля на расход топлива [8], а в работах В.А. Петрушова [9, 10] – потери на сопротивление качению и буксование в зависимости от особенностей конструкции шин. В работах В.И. Кнороза [11, 12] изложены математические модели взаимодействия эластичного колеса с твердой опорной поверхностью и детально рассмотрено влияние шин на основные эксплуатационные качества автомобилей. В работах Ю.В. Пирковского и С.Б. Шухмана [13, 14] рассмотрены вопросы механики движения полноприводного автомобиля в системе «двигатель – трансмиссия-двигатель», а также представлены математические модели, позволяющие оценить влияние конструктивных параметров автомобиля на его тягово-динамические качества, топливную экономичность и проходимость. В фундаментальной работе М.Г. Беккера [15] приведен анализ существующих теорий проходимости машин на слабых грунтах и представлены математические модели, базирующиеся на основных закономерностях взаимодействия движителя с грунтом и учитывающие влияние конструктивных факторов. В работе Дж. Вонг [16] рассмотрены вопросы тяговой и тормозной динамики наземных транспортных средств, а также уделено особое внимание взаимодействию их движителей с грунтом.

С ростом вычислительных мощностей исследования в области взаимодействия движителей с деформируемыми опорными поверхностями все чаще проводятся с применением метода дискретных элементов [17, 18], что позволяет реализовать переход от полуэмпири-

ческих зависимостей, описывающих деформацию грунта, к детальной математической модели среды.

На сегодняшний день обеспечение закона управления подводимой мощностью, при котором ограничивается заданный уровень буксования, если его величина известна, является тривиальной задачей. Например, в работе В.В. Ванцевича алгоритм повышения энергоэффективности роботизированного транспортного средства путем ограничения скольжения в пятне контакта движителя с опорной поверхностью основан на измерении скорости с помощью установленного в задней части через специализированный шарнир «пятого» колеса, катящегося в ведомом режиме [19].

Известны и другие алгоритмы управления подводимой мощностью с целью снижения потерь энергии на буксование, исключающие измерения линейной скорости транспортного средства. Например, в работах [20–23] в силу сложности измерения скольжения предлагается подводить вращающий момент к ведущим колесам пропорционально вертикальным реакциям опорного основания. Однако, в этом случае для ограничения скольжения на заданном уровне величину подводимого к колесу вращающего момента необходимо дополнительно корректировать в зависимости от свойств опорной поверхности.

Материалы и методы

Первым этапом разработки алгоритма работы ПБС, отвечающего представленным требованиям, является выбор параметра, по которому будет осуществляться ограничение подводимой мощности. С этой целью рассмотрим «обратную» задачу: исследуем разгон «четверти» автомобиля (рис. 1), оснащено-

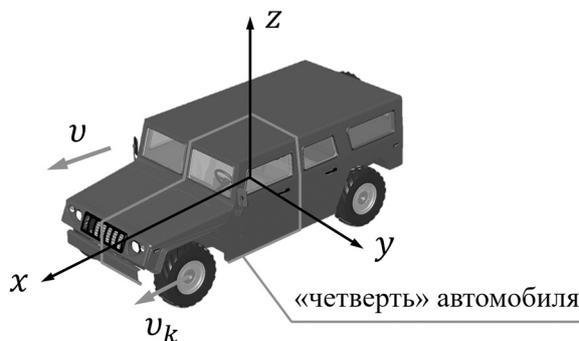


Рис. 1. Схема «четверти» автомобиля

Fig. 1. "Quarter" of the vehicle layout

го электроприводом колесного движителя, по ровному горизонтальному недеформируемому опорному основанию без учета воздушного сопротивления. Для управления подводимой к колесу мощности применим «нечеткий» регулятор, который на основании известного вычисляемого значения скольжения будет корректировать управление подводимой мощностью таким образом, чтобы скольжение не превышало заданного малого значения.

Числовые значения параметров, описывающих математическую модель «четверти» автомобиля, представлены в табл. 1.

Расчетная схема математической модели движения «четверти» автомобиля при разгоне представлена на рис. 2. Здесь v_k – линейная скорость центра колеса; v – линейная скорость «четверти» автомобиля; ω – угловая скорость колеса; $h \in [0;1]$ – управляющее воздействие, определяющее уровень использования мощности электродвигателя; $M_k = M_k(\omega, h)$ – вращающий момент, приложенный к оси колеса; P_x – продольная сила на оси колеса; R_x – продольная реакция в пятне контакта колеса с опорной поверхностью; $P_z = mg$ – нормальная сила на колесе; $R_z = P_z + m_k g$ – нормальная реакция в пятне контакта колеса с ОП.

Вертикальным перемещением колеса и кузова пренебрежем. Тогда уравнения движения «четверти» автомобиля примут вид:

$$\begin{cases} m\dot{v} = P_x \\ m_k \dot{v}_k = R_x - P_x \\ J_k \dot{\omega} = M_k - M_k^f \end{cases} \quad (1)$$

где M_k^f – момент взаимодействия колеса с ОП [24].

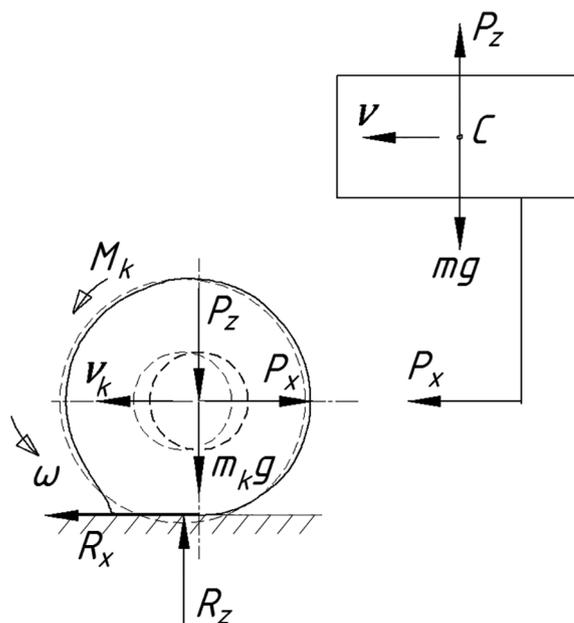


Рис. 2. Расчетная схема разгона «четверти» автомобиля по недеформируемой опорной поверхности при освобождении от связей и замене их силами

Fig. 2. The calculated scheme of acceleration of a "quarter" of the vehicle on a non-deformable support surface when loosening the bonds and replacing them with forces

Допустим, приложенный к оси колеса вращающий момент $M_k(\omega, h)$ подводится напрямую от электродвигателя. В данной работе электродвигатель является источником вращающего момента, а процессы взаимодействия между ротором и статором не рассматриваются. В этой связи описание тягового электродвигателя реализовано посредством функциональной зависимости между частотой вращения вала ротора, параметром управления и враща-

Таблица 1

Числовые значения параметров математической модели движения «четверти» автомобиля

Table 1. Numerical values of the parameters of the mathematical model of the movement of the "quarter" of the vehicle

№	Параметр	Обозначение	Значение
1	Ускорение свободного падения, м/с ²	g	9,81
2	Масса «четверти» автомобиля без учета колеса, кг	m	500
3	Масса колеса, кг	m_k	50
4	Радиус качения колеса в свободном режиме (без проскальзывания) [9], м	r_0	0,4
5	Момент инерции мотор-колеса вокруг оси вращения в плоскости качения, кг·м ²	J_k	4
6	Максимальная мощность электродвигателя, кВт	N_{\max}	20
7	Максимальный вращающий момент электродвигателя, Нм	$M_{k\max}$	1800
8	Максимальная угловая скорость вала электродвигателя двигателя, рад/с	ω_{\max}	60

ющим моментом согласно механической характеристике [25]:

$$M_k = \begin{cases} M_{k \max} h, & \text{если } 0 \leq \omega \leq (N_{\max} / M_{k \max}) \\ N_{\max} h / \omega, & \text{если } (N_{\max} / M_{k \max}) < \omega \leq \omega_{\max} \\ 0, & \text{если } \omega > \omega_{\max} \end{cases}$$

Параметр управления h^* задает мощность электродвигателя, которая для угловой скорости колеса ω^* определяет величину подводимого момента M_k^* (рис. 3).

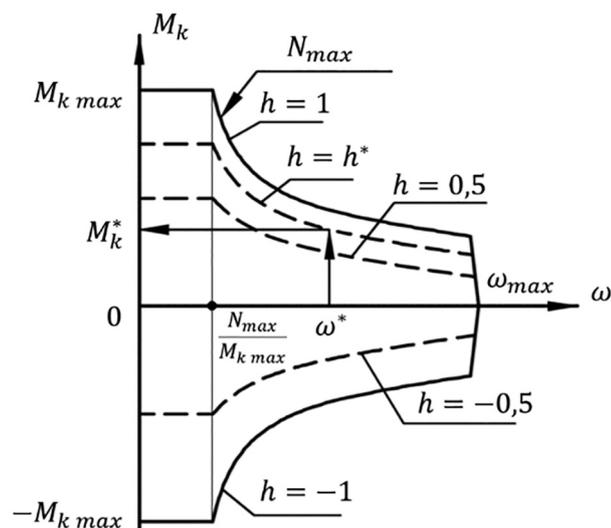


Рис. 3. Механическая характеристика электродвигателя $M_k(\omega, h)$

Fig. 3. Mechanical characteristic of the electric motor $M_k(\omega, h)$

Для определения R_x и M_k^f примем допущение о том, что силовые факторы в неустановившихся режимах движения и при стационарном качении описываются одними и теми же зависимостями, полученными с применением стенда «Грунтовый канал».

Введем удельную величину – коэффициент продольной силы k_{Px} [26] (рис. 4), который изменяется в зависимости от коэффициента скольжения s и определяется, как:

$$k_{Px}(s) = \frac{P_x(s)}{P_z + m_k g} \quad (2)$$

С учетом изложенного в работе [26] выражение для определения R_x примет вид [27, 28]:

$$R_x = \varphi_{\max} (1 - e^{-s/s_0}) \cdot (P_z + m_k g), \quad (3)$$

где $s_0 = \varphi_{\max} / \tan(\psi)$ – константа, определяющая форму кривой (рис. 4); $\tan(\psi)$ – тангенс угла наклона касательной к кривой (2) в точке

при $s=0$; $\varphi_{\max} = P_{x \max} / (P_z + m_k g)$ – асимптота коэффициента продольной силы (рис. 4); $s = |\omega r_0 - v_k| / \max(\omega r_0, v_k)$ – коэффициент скольжения колеса.

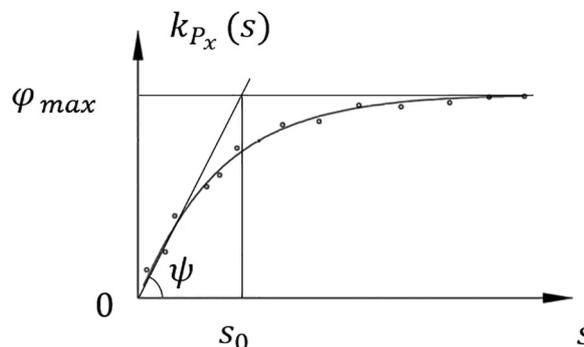


Рис. 4. Зависимость коэффициента продольной силы от коэффициента скольжения

Fig. 4. The dependence of the longitudinal force coefficient on the slip coefficient

При стационарном режиме качения в условиях стенда подводимый к колесу момент M_k^* уравнивается моментом взаимодействия с ОП M_k^f . В связи с этим для определения указанного момента взаимодействия при нестационарном режиме качения будем использовать аналогично полученную (для установившегося режима движения на стенде «Грунтовый канал») экспериментальную зависимость коэффициента продольной силы тяги от удельной окружной силы. Тогда для каждого значения коэффициента продольной силы k_{Px}^* , полученного в условиях стенда «Грунтовый канал» при стационарном режиме качения колеса, момент взаимодействия колеса с опорной поверхностью M_k^f определяется следующим образом:

$$M_k^f = \left(\frac{M_k}{r_0 (P_z + m_k g)} \right)^* \cdot r_0 R_z,$$

где $(M_k / [r_0 (P_z + m_k g)])^*$ – удельная окружная сила при стационарном качении колеса в условиях стенда «Грунтовый канал» для текущего значения k_{Px}^* .

Для проведения моделирования используется экспериментально полученная зависимость коэффициента продольной силы k_{Px} от удельной окружной силы $M_k / [r_0 \cdot (P_z + m_k g)]$ (рис. 5) [24].

Экспериментально установлено, что зависимость (рис. 5) коэффициента продольной силы от удельной окружной силы может

быть аппроксимирована линейной функцией. Примем допущение о том, что $f \approx f^b \approx f^{cb}$ [26], где f – коэффициент сопротивления качению колеса, f^b – коэффициент сопротивления качению колеса в ведомом режиме, f^{cb} – коэффициент сопротивления качению колеса в свободном режиме.

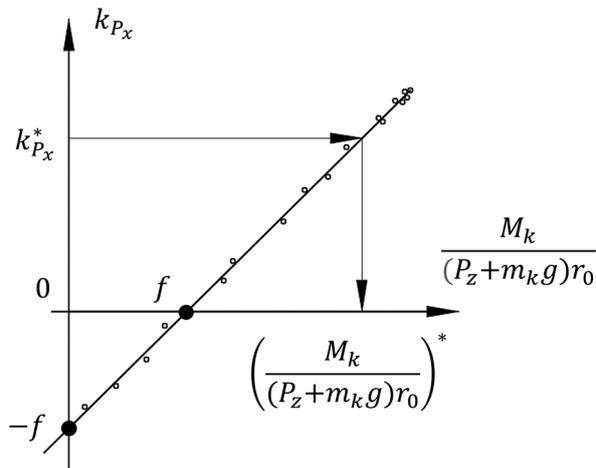


Рис. 5. Зависимость коэффициента продольной силы от удельной окружной силы

Fig. 5. The dependence of the longitudinal force coefficient on the specific circumferential force

Тогда с учетом принятых допущений выражение для определения момента взаимодействия колеса с опорной поверхностью M_k^f примет вид:

$$M_k^f = (k_{Px}(s) + f) \cdot r_0 \cdot (P_z + m_k g). \quad (4)$$

Различие \dot{v}_k и \dot{v} обусловлено деформациями в направляющем аппарате подвески, возникающими в процессе движения. В силу высокой жесткости направляющего аппарата подвески деформации являются малыми, что позволяет принять $v_k \approx v$.

После подстановки (3) и (4) в (1) система уравнений движения «четверти» автомобиля окончательно примет вид:

$$\begin{cases} (m + m_k) \dot{v}_k = k_{Px}(s) \cdot (P_z + m_k g); \\ J_k \dot{\omega} = M_k(\omega, h) - [k_{Px}(s) + f] \cdot r_0 \cdot (P_z + m_k g); \\ s = \frac{|\omega r_0 - v_k|}{\max(\omega r_0, v_k)}. \end{cases} \quad (5)$$

Для определения силы, возникающей между осью колеса и кузовом, будем использовать выражение (рис. 2):

$$P_x = \varphi_{\max} (1 - e^{-s/s_0}) \cdot (P_z + m_k g) - m_k \dot{v}_k.$$

Определение параметра управления

В ходе исследования проводился виртуальный эксперимент, представляющий собой ряд имитационных разгонов «четверти» автомобиля из состояния $v \approx 0$ с различной интенсивностью на двух опорных поверхностях. Для определения параметров, по которым целесообразно осуществлять оценку скольжения колеса, рассмотрим изменение величин, которые возможно фиксировать с достаточной точностью при движении транспортного средства, а именно: ω , $\dot{\omega}$, M_k и P_x . Причем P_x в процессе движения можно определять, например, с помощью динамометрического колеса, являющегося в этом случае неотъемлемой частью конструкции транспортного средства.

Виртуальные эксперименты были проведены на большом количестве опорных поверхностей, отличающихся по своим свойствам [26, 29–33]. В качестве примера в статье будем рассматривать заезды-разгоны на двух ОП, свойства которых значительно отличаются. Параметры, описывающие взаимодействие колеса с выбранными в качестве примера ОП, представлены в табл. 2 и соответствуют асфальтобетону разного качества.

Таблица 2

Параметры, описывающие взаимодействие колеса с ОП

Table 2. The parameters describing the interaction of the wheel with the supporting surface

Опорная поверхность	f	φ_{\max}	s_0
ОП 1	0,011	0,75	0,07
ОП 2	0,027	0,45	0,1

В процессе разгона при решении «обратной» задачи применим «нечеткий» регулятор по s , который ограничивает подводимый вращающий момент при условии $s \geq s'$, где s' – ограничиваемое значение коэффициента скольжения.

При анализе зависимости удельной продольной силы от коэффициента скольжения можно заметить, что при $s > s_0$ (рис. 4) значение $P_x / (P_z + m_k g)$ возрастает с меньшей интенсивностью. В этой связи из условий обеспечения малого скольжения и высоких тягово-сцепных свойств ($P_x / (P_z + m_k g) \rightarrow \varphi_{\max}$ – допустимое значение коэффициента скольжения s' целесообразно принять вблизи s_0 . Примем $s' = 0,9 \cdot s_0$.

Из представленных в табл. 2 наименьшее $s_0 = 0,07$ соответствует асфальтобетонной

ОП 1. В этой связи для предотвращения излишнего буксования на всех рассматриваемых ОП примем $s' = 0,9 \cdot 0,07 = 0,063$.

На «входе» «нечеткого» регулятора подается разность значений s' и s (рис. 6). На «выходе» регулятор вычисляет сигнал корректировки $h_p \in [0;1]$ управляющего воздействия h , задаваемого водителем и определяющего интенсивность разгона. На двигатель поступает скорректированный сигнал управляющего воздействия, который равен произведению h и h_p .



Рис. 6. Схема корректировки управляющего воздействия, задаваемого водителем, «нечетким» регулятором по s

Fig. 6. The scheme for correcting the control action set by the driver, the fuzzy controller on s

Рассмотрим возможные соотношения s' и s , возникающие при разгоне «четверти» автомобиля, и действия, которые необходимо предпринять в каждом случае для ограничения скольжения:

- 1) скольжение меньше целевого, что соответствует $s' - s > 0$, не вмешиваться в управление (1);
- 2) скольжение вблизи целевого, что соответствует $s' - s \approx 0$, уменьшать управляющее воздействие (-);
- 3) скольжение больше целевого, что соответствует $s' - s < 0$, уменьшать управляющее воздействие интенсивно (--).

Представленный анализ позволяет сформулировать правила работы «нечеткого» регулятора по s (табл. 3).

Правила работы «нечеткого» регулятора по s

Table 3. The rules of operation of the fuzzy controller on s

№	s	h_p	Описание режима движения
1	$s' - s > 0$	1	Скольжение меньше либо равно целевому. Не вмешиваться в управление
2	$s' - s \approx 0$	-	Скольжение вблизи целевого. Уменьшать управляющее воздействие
3	$s' - s < 0$	--	Скольжение больше целевого. Уменьшать управляющее воздействие интенсивно

На рис. 7 и 8 представлены функции принадлежности входного и выходного сигналов регулятора по s . Параметры указанных функций принадлежности выбирались итерационным путем с помощью математической модели разгона «четверти» автомобиля.

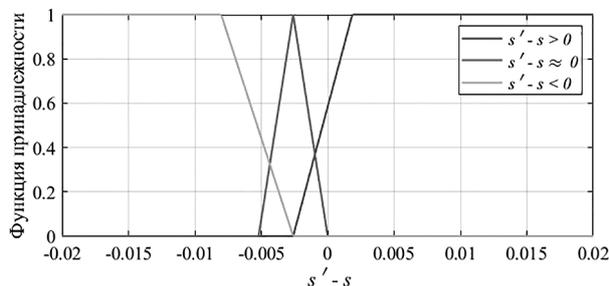


Рис. 7. Функции принадлежности входного сигнала $s' - s$

Fig. 7. Input membership functions $s' - s$

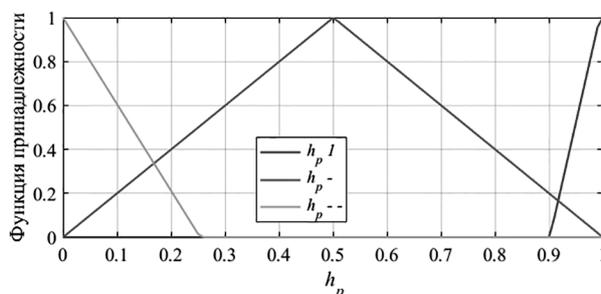


Рис. 8. Функции принадлежности выходного сигнала h_p

Fig. 8. Output membership functions h_p

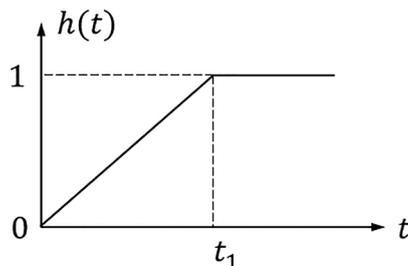


Рис. 9. Закон изменения параметра управления силовой установкой, определяемый t_1 и задаваемый водителем

Fig. 9. The law of variation of the power plant control parameter, determined t_1 and set by the driver

Таблица 3

Имплементация проводилась согласно правилу Мамдани, а дефазификация – методом «центра тяжести» [34].

Интенсивность разгона зададим параметром t_1 , который определяет время изменения управляющего параметра h от 0 до 1 (рис. 9).

На рис. 10 представлены графики изменения s , P_x и $\dot{\omega}$ при разгонах с различной интенсивностью по ОП 1 и ОП 2, полученные в рамках виртуального эксперимента. Регулятор ограничивает скольжение на заданном уровне $s' = 0,9 \cdot s_0 = 0,063$.

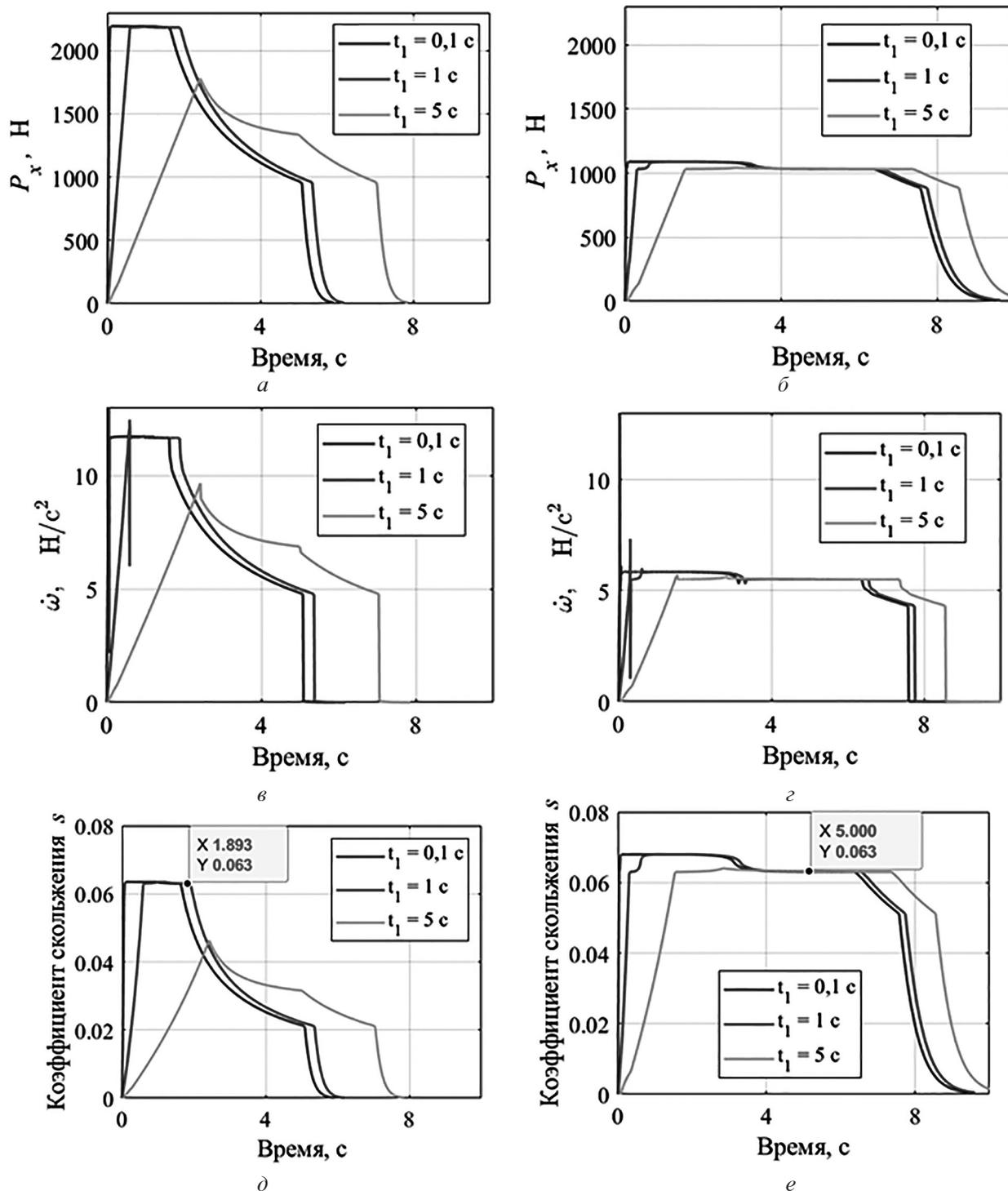


Рис. 10. Графики изменения различных параметров движения колеса при разгонах: а) продольной силы; в) углового ускорения; д) коэффициента скольжения на ОП 1 и б), з), е) на ОП 2

Fig. 10. The graphs of changes in various parameters of wheel movement during acceleration: а) longitudinal force, с) angular acceleration, е) slip coefficient on supporting surface 1 and б), д), ф) on supporting surface 2

Целью данного виртуального эксперимента является определение параметра, по которому возможно осуществлять управление с заданными ограничениями.

Из анализа рис. 10 следует, что при разгонах с малым скольжением наблюдается взаимосвязь величин P_x и $\dot{\omega}$, т.е. чем быстрее раскручивается колесо, тем большая продольная сила реализуется в пятне контакта, а следовательно, и P_x . При разгонах с различной интенсивностью при ограничении $s \leq s'$ величины P_x и $\dot{\omega}$ также ограничены.

На основании представленной закономерности возможно построить регулятор, который при превышении угловым ускорением колеса $\dot{\omega}$ значения, соответствующего требуемому

значению силы P_x (при условии нахождения скольжения в допустимых пределах) корректировал бы управляющее воздействие и понижал бы величину подводимого момента. Однако для одного и того же предельного значения скольжения на различных опорных поверхностях наблюдаются различные значения силы P_x и углового ускорения $\dot{\omega}$.

Предположим существование некоторого параметра, исходя из величины которого вне зависимости от свойств опорного основания можно было бы оценивать величину скольжения. Рассмотрим изменение величины $P_x / \dot{\omega}$ совместно с изменением коэффициента скольжения при разгонах на различных опорных основаниях (рис. 11, 12).

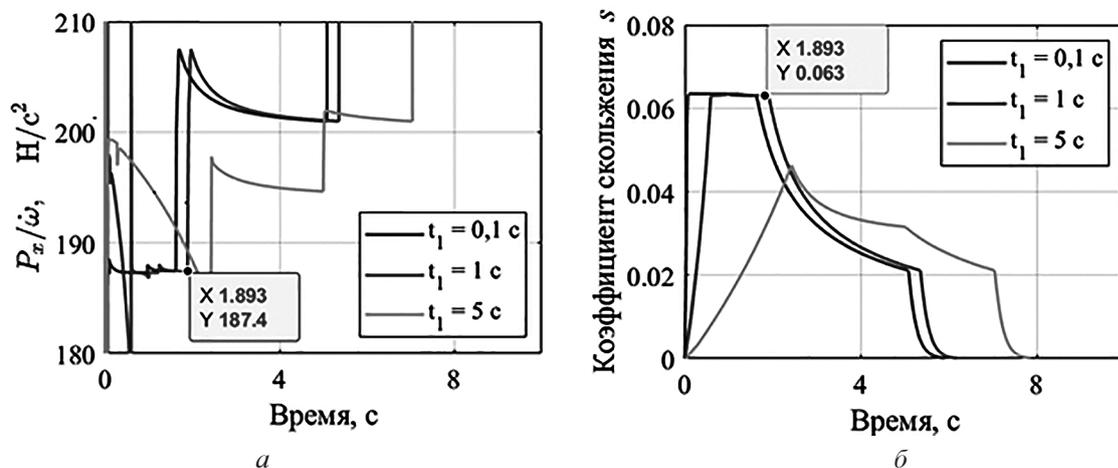


Рис. 11. Графики изменения параметров движения от времени при разгонах с различной интенсивностью на ОП 1:

а) $P_x / \dot{\omega}$ и б) s

Fig. 11. The graphs of changes in motion parameters from time to time during acceleration with different intensities on supporting surface 1: а) $P_x / \dot{\omega}$ and б) s

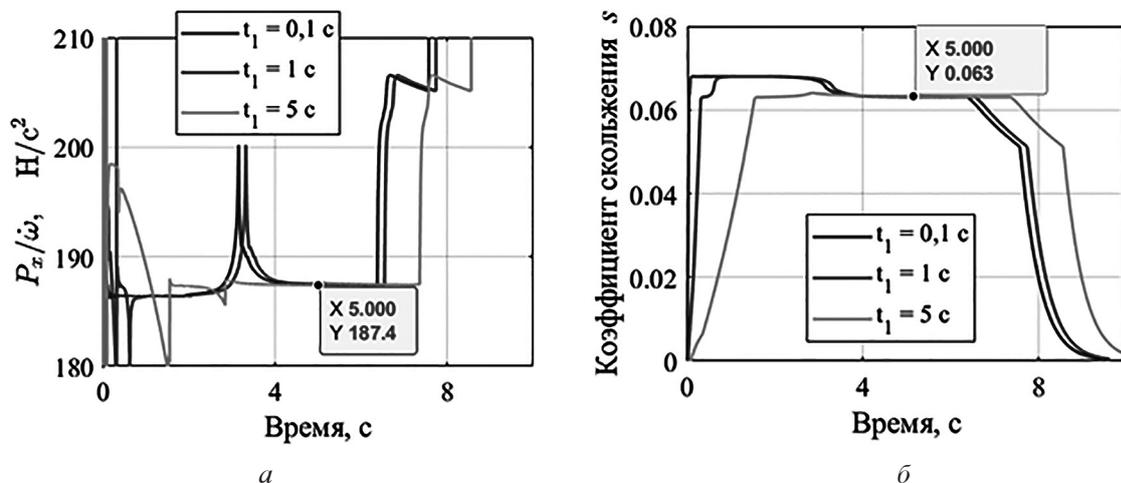


Рис. 12. Графики изменения параметров движения от времени при разгонах с различной интенсивностью на ОП 2: а) $P_x / \dot{\omega}$ и б) s

Fig. 12. The graphs of changes in motion parameters from time to time during acceleration with different intensities on supporting surface 2: а) $P_x / \dot{\omega}$ и б) s

Из анализа графиков можно утверждать, что при принятых допущениях независимо от интенсивности разгона при заданном значении $s' = 0,063$ на установившемся участке наблюдается одно и то же значение $P_x / \dot{\omega}$, причем слабо отличающееся для различных типов опорных поверхностей, равное в данном случае $187,4 \text{ Н} \cdot \text{с}^2$ (рис. 11, а и 12, а).

Теоретическое обоснование выбора параметра управления $P_x / \dot{\omega}$

Рассмотрим теоретическое обоснование выявленной закономерности. Для ведущего режиме качения колеса справедливо:

$$s = 1 - \frac{v_k}{\omega r_0} \quad (6)$$

Приведем выражение (6) к виду:

$$\omega r_0 - \omega r_0 s = v_k \quad (7)$$

Продифференцируем полученную зависимость по времени (7):

$$\dot{\omega} r_0 - \dot{\omega} r_0 s - \omega r_0 \dot{s} = \dot{v}_k$$

Полагая, что $\dot{s} \approx 0$ в пределах интервала измерений, получим выражение:

$$1 - s \approx \dot{v}_k / \dot{\omega} \cdot r_0 \quad (8)$$

Представленное выражение (8) аналогично приведенному в работе [26]:

$$r_k = \frac{\dot{v}_k}{\dot{\omega}} \text{ или } \dot{\omega} \approx \frac{\dot{v}_k}{r_k} \approx \frac{\dot{v}_k}{r_0 \cdot (1-s)},$$

где $r_k = r_0 \cdot (1-s)$ – радиус качения колеса.

Полагая $\dot{v}_k \approx \dot{v}$ из (1):

$$\dot{v}_k = P_x / m \quad (9)$$

После подстановки (9) в (8) получим выражение, связывающее s и $P_x / \dot{\omega}$ вне зависимости от свойств опорной поверхности при условии $\dot{s} \approx 0$ (рис. 13):

$$\frac{P_x}{\dot{\omega}} \approx (1-s) \cdot m r_0 \text{ или } \frac{P_x}{\dot{\omega}} \approx (1-s) \cdot \frac{P_z}{g} r_0 \quad (10)$$

Из выражения (10) следует, что при $\dot{s} \approx 0$ каждому значению скольжения s соответствует определенное значение величины $P_x / \dot{\omega}$ независимо от типа опорной поверхности (рис. 13). И при постоянстве $P_x / \dot{\omega}$ поддерживается постоянное определенное скольжение при разгоне.

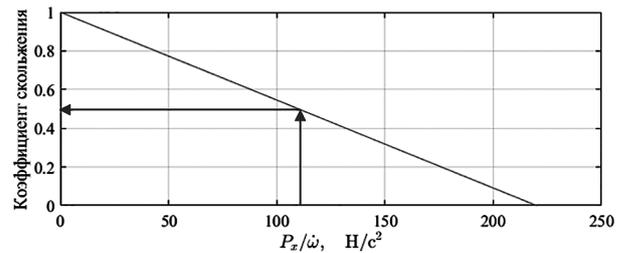


Рис. 13. График зависимости коэффициента скольжения от $P_x / \dot{\omega}$ согласно выражению (10)

Fig. 13. The graph of the dependence of the slip coefficient on $P_x / \dot{\omega}$ according to the expression (10)

Оценка работоспособности регулятора скольжения по $P_x / \dot{\omega}$

Для проверки работоспособности условия (10), решая «прямую» задачу, в качестве примера рассмотрим разгон «четверти» автомобиля с «нечетким» регулятором по $P_x / \dot{\omega}$ на ОП 1 и ОП 2.

Разработанный регулятор обеспечивает ограничение величины $P_x / \dot{\omega}$ при достижении значения $(P_x / \dot{\omega})'$, которое соответствует $s' = 0,9 \cdot s_0$, например, для асфальтобетонного опорного основания:

$$\begin{aligned} \left(\frac{P_x}{\dot{\omega}}\right)' &= (1 - 0,9 \cdot s_0) \cdot m r_0 = \\ &= (1 - 0,9 \cdot 0,07) \cdot 500 \cdot 0,4 = 187,4 \text{ Н} \cdot \text{с}^2. \end{aligned}$$

«Нечеткий» регулятор по $P_x / \dot{\omega}$ построен аналогично описанному ранее «нечеткому» регулятору по s за исключением того, что на вход вместо разности $(s' - s)$ подается разность $(P_x / \dot{\omega})'$ и $P_x / \dot{\omega}$. На «выходе» регулятор формирует сигнал корректировки $h_p \in [0;1]$ управляющего воздействия h . На двигатель поступает скорректированный сигнал управляющего воздействия, который равен произведению h и h_p .

Рассмотрим возможные соотношения $(P_x / \dot{\omega})'$ и $P_x / \dot{\omega}$, возникающие при разгоне «четверти» автомобиля, и действия, которые необходимо предпринять в каждом случае для ограничения скольжения:

1) скольжение меньше целевого, что соответствует $(P_x / \dot{\omega})' - P_x / \dot{\omega} < 0$. Не вмешиваться в управление (1);

2) скольжение вблизи целевого, что соответствует $(P_x / \dot{\omega})' - P_x / \dot{\omega} \approx 0$. Уменьшать управляющее воздействие (-);

3) скольжение больше целевого, что соответствует $(P_x / \dot{\omega})' - P_x / \dot{\omega} > 0$. Уменьшать управляющее воздействие интенсивно (— —).

Представленный анализ позволяет сформулировать правила работы «нечеткого» регулятора по $P_x / \dot{\omega}$ (табл. 4). Функции принадлежности $(P_x / \dot{\omega})' - P_x / \dot{\omega}$ и h_p представлены на рис. 14 и 15 соответственно.

Схема корректировки управляющего воздействия, задаваемого водителем, «нечетким» регулятором по $P_x / \dot{\omega}$ представлена на рис. 16.

На рис. 17 представлены результаты моделирования ряда имитационных разгонов машины из состояния покоя с регулятором по $P_x / \dot{\omega}$, настроенным на ограничение скольжения на уровне $s' = 0,063$. Из рис. 17, а и 17, б видно, что практически в каждом из заездов регулятор снижает уровень управляющего воздействия с целью ограничения излишнего буксования. Рассматривая в паре рис. 17, в и 17, д, а так же 17, г и 17, е можно заметить, что путем поддержания $P_x / \dot{\omega}$ постоянным на заданном уровне обеспечивается ограничение коэффициента скольжения вблизи требуемого значения 0,063.

Исходя из анализа графиков на рис. 17 можно сделать вывод о том, что полученное выражение (10) справедливо, а регулятор, построенный на основании измеряемого параметра $P_x / \dot{\omega}$, ограничивает скольжение вблизи заданного уровня без использования данных о линейной скорости транспортного средства и свойствах ОП. При этом на опорных поверхностях с неблагоприятными тягово-сцепными свойствами в начальной фазе ограничения скольжения при разгоне наблюдается незначительное перерегулирование (рис. 17, е), что объясняется наличием компонента $\dot{s} \neq 0$.

Очевидно, что регулятор, корректирующий управляющее воздействие, задаваемое водителем, в зависимости от величины $P_x / \dot{\omega}$, теряет работоспособность при равномерном движе-

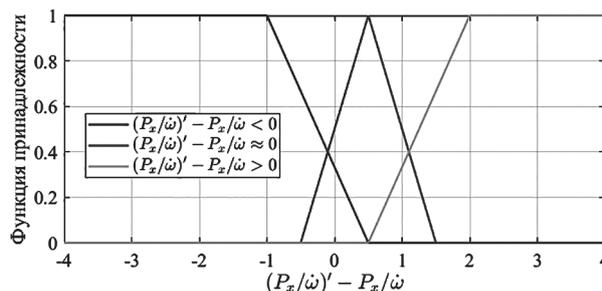


Рис. 14. Функции принадлежности входного сигнала $(P_x / \dot{\omega})' - P_x / \dot{\omega}$

Fig. 14. Input membership functions $(P_x / \dot{\omega})' - P_x / \dot{\omega}$

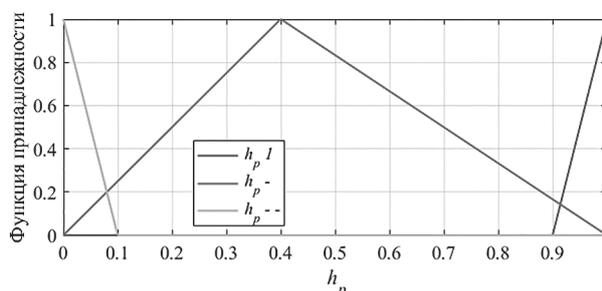


Рис. 15. Функции принадлежности выходного сигнала h_p

Fig. 15. Output membership functions h_p



Рис. 16. Схема корректировки управляющего воздействия, задаваемого водителем, «нечетким» регулятором по $P_x / \dot{\omega}$

Fig. 16. The scheme for correcting the control action set by the driver, the fuzzy controller on $P_x / \dot{\omega}$

Правила работы «нечеткого» регулятора по $P_x / \dot{\omega}$

Table 4. The rules of operation of the fuzzy controller on $P_x / \dot{\omega}$

№	$P_x / \dot{\omega}$	h_p	Описание режима движения
1	$(P_x / \dot{\omega})' - P_x / \dot{\omega} < 0$	1	Скольжение меньше целевого. Не вмешиваться в управление
2	$(P_x / \dot{\omega})' - P_x / \dot{\omega} \approx 0$	—	Скольжение вблизи целевого. Уменьшать управляющее воздействие
3	$(P_x / \dot{\omega})' - P_x / \dot{\omega} > 0$	— —	Скольжение больше целевого. Уменьшать управляющее воздействие интенсивно

Таблица 4

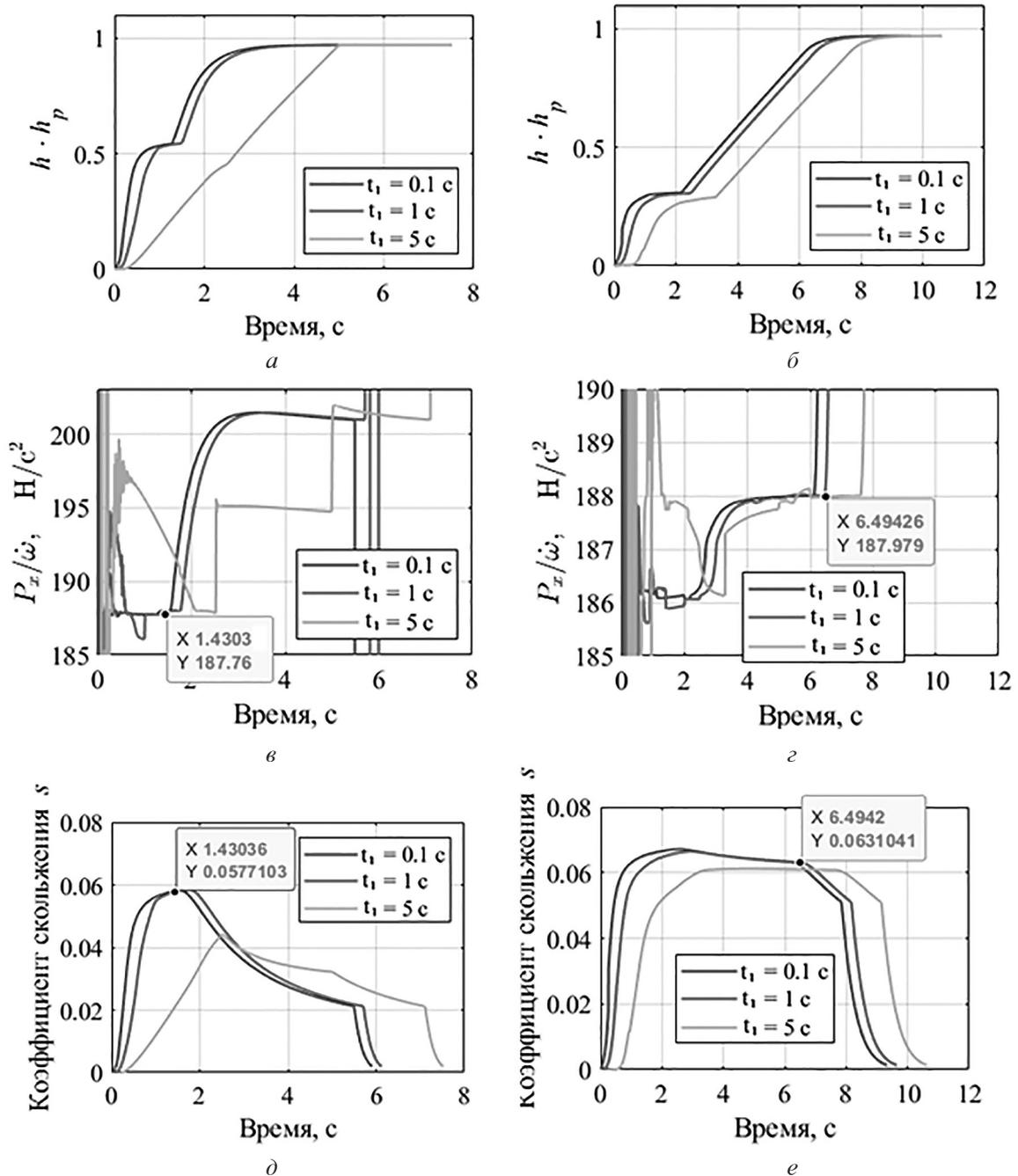


Рис. 17. Графики изменения параметров движения колеса при разгонах с различной интенсивностью с регулятором по $P_x / \dot{\omega}$ от времени:

а) скорректированное управляющее воздействие; б) $P_x / \dot{\omega}$; в) коэффициент скольжения для ОП 1 и г) $P_x / \dot{\omega}$; д) s ; е) s – ОП 2 соответственно

Fig. 17. The graphs of changes in the parameters of wheel movement during acceleration with different intensities with a controller on $P_x / \dot{\omega}$ from time: а) corrected control action, б) $P_x / \dot{\omega}$, в) slip coefficient for supporting surface 1 and г) $P_x / \dot{\omega}$, д) s , е) s – for supporting surface 2, respectively

нии транспортного средства. Однако такой регулятор является пригодным для применения в противобуксовочной системе на переходных режимах, в частности при разгоне транспортного средства для предотвращения излишнего буксования и связанной с ним потере подвиж-

ности. Регулятор может быть автоматически выключен при достижении режима движения, близкого к стационарному, и снова включен в работу при увеличении степени нажатия педали газа водителем, т.е. позволяет ограничивать буксование в переходных режимах.

Результаты и выводы

В результате исследования установлено, что для реализации противобуксовочной системы, ограничивающей буксование колесного двигателя в ведущем режиме при разгоне автомобиля и трактора по ровной твердой опорной поверхности на заданном уровне, возможно применять регулятор, ограничивающий подводимую к колесу мощность (параметр управления, задаваемый водителем) в зависимости от величины $P_x / \dot{\omega}$.

Приведено теоретическое обоснование выбранного параметра регулирования, согласно которому возможно оценить коэффициент скольжения рассматриваемого колеса при неизвестных свойствах опорной поверхности и скорости движения автомобиля и трактора на основании определяемого значения $P_x / \dot{\omega}$.

Работоспособность разработанного регулятора доказана при помощи математического моделирования.

Для внедрения разработанного метода требуется дополнительное введение в конструкцию автомобиля и трактора датчика продольной силы на колесе.

Литература

1. Global Greenhouse Gas Emissions Data: сайт. URL: <https://www.epa.gov/ghgemissions/global-greenhouse-gas-emissions-data> (дата обращения: 19.07.2021).
2. Buzunov N.V., Pirozhkov R.D., Kartashov A.B., Dubinkin D.M., Efremkov A.B. Simulation of operation of a sequential hybrid drive of a haul truck with a traction battery and a bilateral DC-to-DC converter // III International Scientific and Practical Conference on Innovations in Engineering and Technology-2020. Veliky Novgorod, 2020. P. 012–017. DOI: 10.1088/1757-899X/939/1/012017
3. Kartashov A.B., Skotnikov G.I. Simulation based feasibility confirmation of using hybrid powertrain system in unmanned dump trucks // International Automobile Scientific Forum (IASF-2019) “Technologies and Components of Land Intelligent Transport Systems”. 16–18 October 2019, Moscow, Russian Federation. DOI: 10.1088/1757-899X/819/1/012010
4. Chudakov O.I., Gorelov V.A., Gartfelder V.A. and Sekletina L.S. Mathematical model of curvilinear motion of an active road train with electromechanical transmission // 2019 International Automobile Scientific Forum on Technologies and Components of Land Intelligent Transport Systems, IASF 2019. Moscow, 2019. DOI: 10.1088/1757-899X/819/1/012001
5. Gorelov V.A., Komissarov A.I., Sekletina L.S., Gartfelder V.A. A control algorithm for simulation of real-world operating conditions for the drivetrain of an all-wheel drive vehicle with individually driven wheels on a chassis dynamometer // Cogent Engineering – 2020. DOI: 10.1080/23311916.2020.1737449
6. Chudakov O., Gorelov V. and Padalkin B. Mathematical Modeling of a Linear Motion on a Deformable Bearing Surface of a Saddle-Type Road Train with Active Semi-Trailer Element // 2019 Conference on Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles, MMBC. Moscow, 2019. DOI: 10.1088/1757-899X/820/1/012009
7. Zhukovsky N.E. Theory of a Device Designed by Dipl.-Eng. Romeiko-Gurko. 1937. Also published in Prof Zhukovsky’s Complete Works, Vol. 8, Moscow, Russia. 1905 (in Russian).
8. Chudakov E.A. Rolling of Automobile Wheel. Russia. Moscow: Mashgiz Publishing House. 1946.
9. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля / под общ. ред. В.А. Петрушова. М.: Машиностроение, 1984. 160 с.
10. Петрушов В.А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. М., Машиностроение, 1975. 225 с.
11. Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П., Шелухин А.С., Юрьев Ю.М. Работа автомобильной шины / под ред. В.И. Кнороза. М.: Транспорт, 1976. 238 с.
12. Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. М., Машиностроение, 1975. 184 с.
13. Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля (прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси). М.: ЮПИТИ-ДАНА, 2001; Элит-200, 2001. 230 с.
14. Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости / под общей редакцией д.т.н., проф. С.Б. Шухмана. М.: Агробизнес-центр, 2007. 336 с.
15. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина. М.: Машиностроение, 1973. 520 с.
16. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств / пер. с англ. М.: Машиностроение, 1982. 284 с.
17. Hu C., Gao J., Song X., Zhang M., Tan X. Analytical modeling and DEM analysis of soil-wheel interaction under cornering and skidding conditions in off-road vehicles // AIP Advances. 2021. DOI: 10.1063/5.0057046

18. Ravula P., Ravula P., Acar G., Balachandar B. Discrete element method-based studies on dynamic interactions of a lugged wheel with granular media // *Journal of Terramechanics*. 2021. № 94. P. 49–62.
19. Salama M.A., Vantsevich V.V., Way T.R., Gorsich D.J. UGV with a distributed electric driveline: Controlling for maximum slip energy efficiency on stochastic terrain // *Journal of Terramechanics*. 2018. № 79. P. 41–57.
20. Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Разработка закона управления индивидуальным приводом движителей многоосной колесной машины // *Известия вузов. Машиностроение*. 2012. № 1. С. 49–59.
21. Yamakawa, J., Watanabe, K., 2006. A method of optimal wheel torque determination for independent wheel drive vehicles. *J. Terramech.* 43, 269–285.
22. Yamakawa, J., Kojima, A., Watanabe, K., 2007. A method of torque control for independent wheel drive vehicles on rough terrain. *J. Terramech.* 44. P. 371–381.
23. Yan C., Junmin W., 2011. An adaptive energy-efficient control allocation on planar motion control of electric ground vehicles // *50th IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference (CDC-ECC)*, pp. 8062–8067.
24. Косицын Б.Б., Чжэн Х., Газизуллин Р.Л. Модернизация управляющей и измерительной систем стенда «Грунтовый канал» и разработка математической модели движения колеса в условиях стенда // *Труды НАМИ*. 2021. № 1 (284). С. 25–34. DOI: 10.51187/0135-3152-2021-1-25-34
25. Косицын Б.Б. Метод определения энергоэффективного закона движения электробуса по городскому маршруту: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / [место защиты: ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»]. Москва, 2018. 166 с.
26. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин: учебник. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 391 с.
27. Janosi Z., Hanamoto B. The analytical determination of drawbar pull as a function of slip for tracked vehicles in deformable soil // *Intern. Conf. on the mechanics of soil-vehicles*. Turin, 1961. Report 44. P. 331–359.
28. Рождественский Ю.Л., Машков К.Ю. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию // *Труды МВТУ*. 1982. № 390. С. 56–64.
29. Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. М.: Машиностроение, 1986. 296 с.
30. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1989. 312 с.
31. Армадеров Р.Г., Бочаров Н.Ф., Филюшкин А.В. Движители транспортных средств высокой проходимости: монография. М.: Транспорт, 1972. 104 с.
32. Бочаров Н.Ф., Гусев В.И., Семенов В.М. [и др.] Транспортные средства на высокоэластичных движителях: монография. М.: Машиностроение, 1974. 208 с.
33. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. 2-е изд., доп. и перераб. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
34. Пегат А., Тюменцев Ю.В., Подвесовский А.Г. Нечеткое моделирование и управление: монография. М.: Бином. Лаборатория знаний. 2023. 804 с.

Reference

1. Global Greenhouse Gas Emissions Data: sayt. URL: <https://www.epa.gov/ghgemissions/global-greenhouse-gas-emissions-data> (data obrashcheniya 19.07.2021).
2. Buzunov N.V., Pirozhkov R.D., Kartashov A.B., Dubinkin D.M., Efremkov A.B. Simulation of operation of a sequential hybrid drive of a haul truck with a traction battery and a bilateral DC-to-DC converter // *III International Scientific and Practical Conference on Innovations in Engineering and Technology-2020*. Veliky Novgorod, 2020. P. 012–017. DOI: 10.1088/1757-899X/939/1/012017
3. Kartashov A.B., Skotnikov G.I. Simulation based feasibility confirmation of using hybrid powertrain system in unmanned dump trucks // *International Automobile Scientific Forum (IASF-2019) “Technologies and Components of Land Intelligent Transport Systems” 16–18 October 2019 Moscow, Russian Federation*. DOI: 10.1088/1757-899X/819/1/012010
4. Chudakov O.I, Gorelov V.A, Gartfelder V.A. and Sekletina L.S. Mathematical model of curvilinear motion of an active road train with electromechanical transmission // *2019 International Automobile Scientific Forum on Technologies and Components of Land Intelligent Transport Systems, IASF 2019*. Moscow, 2019. DOI: 10.1088/1757-899X/819/1/012001
5. Gorelov V.A., Komissarov A.I., Sekletina L.S., Gartfelder V.A. A control algorithm for simulation of real-world operating conditions for the drivetrain of an all-wheel drive vehicle with individually driven wheels on a chassis dynamometer // *Cogent Engineering – 2020*. DOI: 10.1080/23311916.2020.1737449

6. Chudakov O., Gorelov V. and Padalkin B. Mathematical Modeling of a Linear Motion on a Deformable Bearing Surface of a Saddle-Type Road Train with Active Semi-Trailer Element // 2019 Conference on Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles, MMBC. Moscow, 2019. DOI: 10.1088/1757-899X/820/1/012009
7. Zhukovsky N.E., 1937. Theory of a Device Designed by Dipl.-Eng. Romeiko-Gurko. Also published in Prof Zhu-kovsky's Complete Works, Vol. 8, Moscow, Russia, 1905 (in Russian).
8. Chudakov E.A., 1946. Rolling of Automobile Wheel. Mashgiz Publishing House, Moscow, Russia.
9. Petrushov V.A., Moskovkin V.V., Yevgrafov A.N. Moshchnostnoy balans avtomobilya [Power balance of the vehicle]. Pod obshch. red. V.A. Petrushova. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1984. 160 p.
10. Petrushov V.A. Soprotivleniye kacheniyu avtomobilye i avtopoyezdov [Rolling resistance of vehicles and road trains]. Moscow, «MashinostroyeniYE» Publ., 1975. 225 p.
11. Knoroz V.I., Klennikov Ye.V., Petrov I.P., Shelukhin A.S., Yur'yev Yu.M. Rabota avtomobil'noy shiny [Vehicle tire operation]. Pod. red. V.I. Knoroza. Moscow, «Transport» Publ., 1976. 238 p.
12. Knoroz V.I., Klennikov Ye.V. Shiny i kolesa [Tires and wheels]. Moscow, «MashinostroyeniYE» Publ., 1975 g. 184 p.
13. Pirkovskiy Yu.V., Shukhman S.B. Teoriya dvizheniya polnoprivodnogo avtomobilya (prikladnyye voprosy optimizatsii konstruksii shassi) [All-wheel drive vehicle motion theory (applied questions of chassis design optimization)]. Moscow: YUPI-TI-DANA Publ., 2001; Elit-200, 2001. 230 p. ISBN 5-94126-666-1.
14. Shukhman S.B., Solov'yev V.I., Prochko Ye.I. Teoriya silovogo privoda koles avtomobiley vysokoy prokhdimosti [The theory of the power drive of the wheels of cross-country vehicles]. Pod obshchey redaktsiyey d.t.n., prof. S.B. Shukhmana. Moscow: Agrobiznestsentr Publ., 2007. 336 p. ISBN 978-5-902792-15-4.
15. Bekker M.G. Vvedeniye v teoriyu sistem mestnost'-mashina [An introduction to terrain-machine systems theory]. Moscow, «MashinostroyeniYE» Publ., 1973. 520 p.
16. Wong J. Teoriya nazemnykh transportnykh sredstv [Theory of ground vehicles]: Per. s. angl. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1982. 284 p.
17. Hu C. Analytical modeling and DEM analysis of soil-wheel interaction under cornering and skidding conditions in off-road vehicles / Hu C., Gao J., Song X., Zhang M., Tan X. // AIP Advances. 2021. (in Russ.). DOI: 10.1063/5.0057046
18. Ravula P. Discrete element method-based studies on dynamic interactions of a lugged wheel with granular media / Ravula P., Acar G., Balachandar B. // Journal of Terramechanics. 2021. No 94. P. 49–62.
19. Vantsevich V.V. UGV with a distributed electric driveline: Controlling for maximum slip energy efficiency on stochastic terrain / M.A. Salama, V.V. Vantsevich, T.R. Way, D.J. Gorsich // Journal of Terramechanics. 2018. No 79. P. 41–57.
20. Gorelov V.A., Kotiyev G.O., Miroshnichenko A.V. Development of a control law for the individual drive of the propellers of a multi-axle wheeled vehicle. Izvestiya vuzov. Mashinostroyeniye. 2012. No 1, pp. 49–59 (in Russ.).
21. Yamakawa J., Watanabe K., 2006. A method of optimal wheel torque determination for independent wheel drive vehicles. J. Terramech. 43, 269–285.
22. Yamakawa J., Kojima A., Watanabe K., 2007. A method of torque control for independent wheel drive vehicles on rough terrain. J. Terramech. 44, 371–381.
23. Yan C., Junmin W., 2011. An adaptive energy-efficient control allocation on planar motion control of electric ground vehicles. In: 50th IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference (CDC-ECC), pp. 8062–8067.
24. Kositsyn B.B., Zheng H., Gazizullin R.L. Control and measuring modernization systems of the Soil Channel test bench and the development of a wheel motion mathematical model in stand conditions. Trudy NAMI. 2021. No 1(284), pp. 25–34 (in Russ.). DOI: 10.51187/0135-3152-2021-1-25-34
25. Kositsyn B.B. Metod opredeleniya energoeffektivnogo zakona dvizheniya elektrobusa po gorodskomu marshrutu: dissertatsiya ... kandidata tekhnicheskikh nauk [Method for determining the energy efficient law of movement of an electric bus along an urban route: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]: 05.05.03; [Mesto zashchity: FGBOU VO «Moskovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiiy universitet imeni N.E. Bauman (natsional'nyy issledovatel'skiy universitet)»]. Moscow, 2018. 166 p.
26. Larin V.V. Teoriya dvizheniya polnoprivodnykh kolesnykh mashin [Theory of motion of four-wheel drive wheeled vehicles]: uchebnik. Moscow: Izd-vo MG TU im. N. E. Bau-mana Publ., 2010. 391 p.
27. Janosi Z., Hanamoto B. The analytical determination of drawbar pull as a function of slip for tracked vehicles in deformable soil // Intern. Conf. on the mechanics of soil-vehicles. Tyrin. 1961. Report 44. P. 331–359.

28. Rozhdestvenskiy Yu.L., Mashkov K.Yu. The formation of reactions when an elastic wheel rolls on a non-deformable base. Trudy MVTU. 1982. No 390, pp. 56–64 (in Russ.).
29. Platonov V.F., Leiashvili G.R. Gusenichn-yye i kole-sn-yye transportno-tyagov-yye mashiny [Tracked and wheeled transport and traction vehicles]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1986. 296 p.
30. Platonov V.F. Polnoprivodn-yye avtomobili [4 wheel drive vehicles]. 2-e izd., pererab. i dop. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1989. 312 p.
31. Armaderov R.G., Bocharov N.F., Filyushkin A.V. Dvizhiteli transportnykh sredstv vysokoy prokhodimos-ti [Propellers of vehicles of high cross-country ability]: monografiya. Moscow: Transport Publ., 1972. 104 p.
32. Bocharov N.F., Gusev V.I., Semenov V.M. [i dr.] Transportn-yye sredstva na vysokoelastichnykh dvizhitelyakh: monografiya [Highly elastic propul-sion vehicles]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1974. 208 p.
33. Smirnov G.A. Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin [Theory of motion of wheeled vehicles]: Ucheb. dlya studentov mashinostroit. spets. vuzov. 2-e izd., dop. i pererab. Moscow: Mashinostroyeni-ye Publ., 1990. 352 p.
34. Pegat A., Tyumentsev Yu.V., Podvesovskiy A.G. Nechetkoye modelirovaniye i upravleniye: mono-grafiya [Fuzzy modeling and control: monograph]. Moscow: Binom. Laboratoriya znaniy Publ., 2023. 804 p.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И АНАЛИЗ РИСКОВ НЕСООТВЕТСТВИЙ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

PREDICTION OF CYCLIC DURABILITY AND RISK ANALYSIS OF INCONSISTENCIES IN THE SUPPORTING STRUCTURES OF MOBILE VEHICLES

А.Н. ПАНОВ, к.т.н.

ЮПС-РУСб, Санкт-Петербург, Россия, a.panov@tut.by

A.N. PANOV, PhD in Engineering

URS Russia, Saint-Petersburg, Russia, a.panov@tut.by

Надежность и безопасность мобильных машин определяется их несущей системой. Достижение малой вероятности отказа конструкций и сокращение затрат на технику возможно при изменении традиционных методов прогнозирования надежности и применения анализа рисков, а также использования риск-ориентированного проектирования. Целью работы является разработка методик прогнозирования циклической долговечности элементов, крепежа сборных несущих конструкций и анализа для достижения приемлемых рисков мобильных машин на этапах риск-ориентированного проектирования. Для методического обеспечения риск-ориентированного проектирования разработаны соответствующие методики и стандарты, позволяющие применять новые методы конструирования и расчета создателям тракторной и сельскохозяйственной техники. Предложено ввести в существующую систему обозначений конструкторско-технологической документации идентификаторы для параметров – показатели приоритета – и достигать при проектировании вероятности появления каждой потенциальной причины отказа до заданного уровня риска с учетом приоритета. Инструментом достижения малых вероятностей отказа является построение диаграмм причинно-следственных связей отказов – «источник причины и последствия» – на основе метода дедукции и индукции. Разработана расчетно-экспериментальная методика прогнозирования надежности (ресурс) по критерию циклической долговечности несущих конструкций и крепежа. Методика основывается на локальном моделировании зон зарождения повреждений с учетом влияния конструкторско-технологических факторов производства, имитации нагрузочного режима мобильной машины, ее зон повреждений. Для расчета используются: метод конечных элементов, экспериментальная оценка нагруженности, характеристики сопротивления усталости несущих элементов, заклепок и болтов, гипотезы накопления повреждений. Анализ рисков проводится с использованием методики FMEA.

В результате анализа рисков в вероятностной постановке делается вывод о возможном ущербе для поставщика – количестве мобильных машин, которые не обеспечат выполнение заявленных требований по заданному ресурсу и гарантийному пробегу. Таким образом, появляются данные для оценивания рисков и принятия решения о целесообразности перепроектирования техники. Созданное методическое обеспечение прогнозирования циклической долговечности и анализа рисков для реализации риск-ориентированного проектирования позволяет: устранять неконкурентоспособный уровень качества продукции и качества производства, а также низкую эффективность и производительности труда; применять новые технологии проектирования, методики конструирования и подготовки производства, сокращающие сроки разработки. Разработанные методы и средства риск-ориентированного подхода широко апробированы и применяются в практике автотракторосельхозмашиностроения.

Ключевые слова: мобильные машины, несущие конструкции, прогнозирование, ресурс, риски, риск-ориентированное проектирование.

Для цитирования: Панов А.Н. Прогнозирование циклической долговечности и анализ рисков несоответствий несущих конструкций мобильных машин // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 6. С. 45–53.

DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-45-53

The reliability and safety of mobile vehicles is determined by their carrier system. Achieving a low probability of failure of structures and reducing the cost of equipment is possible by changing the traditional methods of predicting reliability and applying risk analysis, as well as using risk-based design. The aim of the work is to develop methods for predicting the cyclic durability of elements, fastening prefabricated load-bearing structures and analysis to achieve acceptable risks of mobile vehicles at the stages of risk-oriented design. The methods and standards were developed in order to provide methodological support of risk-based design. Those allow designers and engineers to use new methods of design and calculation of tractor and agricultural machinery. It is proposed to introduce into the existing notation system of design and technological documentation the identifiers for parameters as the priority indicators and to achieve when designing the probability of occurrence of each potential cause of failure up to a given level of risk, taking into account priority. The tool for achieving low failure probabilities is the construction of diagrams of cause-and-effect relationships of failures is the source of cause and effect based on the method of deduction and

induction. A calculation and experimental method for predicting reliability, according to the criterion of cyclic durability of load-bearing structures and fasteners was developed. The technique is based on local modeling of damage initiation zones, taking into account the influence of design and technological factors of production, simulating the load mode of a mobile vehicle, its damage zones. The following are used for the calculation: finite element method, experimental load assessment, fatigue resistance characteristics of load-bearing elements, rivets and bolts, damage accumulation hypotheses. Risk analysis is carried out using the FMEA methodology. As a result of the risk analysis in a probabilistic formulation, a conclusion is made about the possible damage to the supplier – the number of mobile vehicles that will not ensure the fulfillment of the stated requirements for a given resource and warranty mileage. Thus, data for assessing risks and making a decision on the advisability of redesigning equipment appear. The created methodological support for predicting cyclic durability and risk analysis for the implementation of risk-based design allows: to eliminate the uncompetitive level of product quality and production quality, as well as low efficiency and labor productivity; apply new design technologies, design and production preparation methods that reduce development time. The developed methods and means of the risk-based approach have been widely tested and are used in the practice of auto-tractor-agricultural machine building.

Keywords: mobile vehicles, load-bearing structures, forecasting, resource, risks, risk-based design.

Cite as: Panov A.N. Prediction of cyclic durability and risk analysis of inconsistencies in the supporting structures of mobile vehicles. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2021. No 6, pp. 45–53 (in Russ.). DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-45-53

Введение

Надежность и безопасность мобильных машин (ММ) в первую очередь определяется их несущей системой, например сборной рамной конструкцией [1–3]. В настоящее время требования ведущих производителей и потребителей техники при проектировании ММ значительно изменились; с одной стороны, вероятность отказов ММ должна быть значительно меньше – с 10^{-2} до 10^{-5} (т.е. на порядки), с другой – необходимо существенно сокращать сроки проектирования и подготовки производства и себестоимость техники [4, 5]. Риск-ориентированное проектирование [12–14] позволяет при выполнении требований потребителя о малых вероятностях несоответствия как сокращать сроки, затраты при создании новой техники, так и снижать ее себестоимость при тиражировании.

В связи с использованием риск-ориентированного подхода к нормированию и управлению ресурсом техники (ММ и т.д.) необходимо отметить некоторые новые особенности собственно прогнозирования [4–14]. Ими являются:

– прогнозирование потери функций до достижения заданного ресурса (гарантийного пробега и т.д.) на конкретном (в вероятностной постановке) количестве объектов (например, ММ);

– приоритетным является выполнение функций ММ, т.е. вероятность последствий отказа, а не вероятность отказа, например разрушение несущей конструкции;

– переориентация с использования при проектировании основной парадигмы – прогнозирование, экспериментальная оценка надежности для доводки конструкции, на парадигму – про-

гнозирование, предупреждение и «загон» вероятности появления каждой потенциальной причины отказа до заданного уровня риска еще до изготовления опытного образца.

Цель исследований

Разработка методик прогнозирования циклической долговечности элементов и крепежа сборных несущих конструкций и анализа для достижения приемлемых рисков мобильных машин на этапах риск-ориентированного проектирования.

Материалы и методы

Для методического обеспечения риск-ориентированного проектирования разработаны соответствующие методики и стандарты, позволяющие распространять и применять новые методы конструирования и расчета создателям автомобильной, тракторной, сельскохозяйственной техники, а также погрузочно-транспортного, карьерного и специального машиностроения [15–21].

Для реализации риск-ориентированного проектирования предложено [4–14] развить и дополнить традиционную модель проектирования и прогнозирования циклической долговечности. Концептуальные положения предлагаемой модели:

1) применяемая, например, в технических условиях трехступенчатая классификация параметров продукции, процессов – дефекты «критические», «значительные» и «малозначительные» – заменяется на шкалу баллов «значимость последствий»; в существующую систему обозначений конструкторско-технологической документации в дополнение к но-

минальному значению и полю допуска характеристики вводятся идентификаторы приоритета [4, 5, 11–14];

2) создаются новые виды конструкторско-технологических документов: перечни приоритизации характеристик продукции/процесса; планы управления рисками продукции/процесса; отчеты по анализу рисков продукции/процесса [4, 5, 11–14].

Предложено в дополнение к существующим этапам проектирования [1–3] для применения риск-ориентированного подхода при выполнении этапов проекта по созданию продукции и подготовке производства реализовывать следующие действия [4–14]:

– установление целей в области качества, надежности и безопасности для продукции и процессов на основе гиперболической зависимости «вероятность – ущерб» – «качество – цена» – «вариация – ущерб» [8–14]; например, вероятность – число несоответствий на миллион, ppm; значимость приоритета риска – баллы; приоритетное число рисков – RPN (при использовании методики анализа рисков [16] FMEA);

– составление (на основе информации от потребителей, изучения нормативных документов – ГОСТ, ТР ТС и т.д., технических документов, достижений науки и техники, опыта предыдущих разработок) для сборочной единицы и деталей: перечней приоритизации характеристик типа продукции (сборочной единицы и деталей), выделяя по группам характеристики, например функциональные, надежность, безопасность, внешний вид и др.; планов управления рисками продукции (сборочной единицы и деталей); отчетов по анализу рисков продукции;

– построение диаграмм причинно-следственных связей отказов и их причин и последствий на основе метода дедукции и индукции: «дерево конструкции»; «дерево функций»; «дерево дефектов/причин», «сдвоенное дерево дедукции – индукции»;

– уточнение перечня приоритизации характеристик деталей, разделяя по группам первопричин отказов: геометрические параметры (например, радиус галтели – зона зарождения повреждения), материал (например, механические свойства) и т.д.;

– уточнение планов управления рисками типа продукции, типа деталей по результатам определения причинно-следственных связей

отказов вероятности их возникновения и обнаружения;

– уточнение конструкторской документации путем проставления к параметрам продукции характеристик балла значимости приоритета;

– проведение анализа рисков, например, с помощью методики FMEA, для продукции (сборная конструкция и детали) и составление отчетов [15–21].

Заданный (приемлемый/допустимый) уровень несоответствий выпускаемой продукции определяется возможными потерями для организации в ходе реализации проекта и производства ММ [21] в связи с возвратом несоответствующего количества техники и оценивается вероятностью – количеством несоответствий на миллион – ppm (например, 2000 на 1000000, или 0,2 % выпущенных ММ получит рекламации и/или возникнут экономические последствия для поставщика в том или ином виде) [19, 20].

Заданный уровень рисков (в баллах) по методике FMEA [16] определяется числом RPN и устанавливается организацией исходя из стоимости возможных неблагоприятных экономических последствий и т.д. [19–21] с использованием значения коэффициентов: «С» – значимость последствий, «О» – вероятность возникновения отказа, «D» – вероятность обнаружения при контроле. Произведение коэффициентов определяет конкретную величину риска (метод экспертных оценок) для каждой причины, которая может привести к несоответствию [16].

Результаты и обсуждение

Разработанная [4–14] расчетно-экспериментальная методика прогнозирования надежности (ресурса) по критерию циклической долговечности несущих конструкций и крепежа (заклепок, болтов) ММ включает:

– оценку характеристики сопротивления усталости зон разрушений, лимитирующих долговечность конструкций, полученных на основе иерархии локального моделирования (натурная конструкция, узел, соединение с группой крепежа, соединение с единицей крепежа, локальная опасная зона) усталостного повреждения при учете конструкторско-технологических факторов (шероховатость поверхности, зазоры, хим. состав, микроструктура, остаточные напряжения и т.п.) действующего производства и различной вероятности разрушения [4, 5];

- исследование нагруженности исследуемых зон в условиях, характеризующих эксплуатацию ММ;
- формирование блоков нагружения несущей конструкции ММ, в целом имитирующих воздействие ездового цикла (например, режим форсированных испытаний полигона, испытания на стенде) для заданных условий эксплуатации (см. рис.);
- анализ напряженно-деформированного состояния несущих элементов, внутренних силовых факторов в крепеже по итогам расчета, например методом конечных элементов (МКЭ), на воздействие ездового цикла ММ;
- приведение процессов нагружения типичных зон повреждений с переменным коэффициентом асимметрии цикла нагружения к эквивалентному по повреждению симметричному;
- составление блока нагружения для каждой интересующей зоны повреждения (схематиза-

ция случайного процесса нагружения и приведение его к эквивалентному по повреждению регулярному);

- анализ напряженно-деформированного состояния зон повреждения по итогам расчета МКЭ локальных моделей на вид воздействия, приводящего к повреждению, оценка чувствительности конечно-элементной модели и корректировка блока нагружения зоны повреждения;
- анализ напряженно-деформированного состояния зон повреждений несущего элемента по итогам расчета МКЭ остаточных напряжений от сборки (для учета влияния существующего процесса сборки либо создания благоприятного воздействия от сборки на напряженно-деформированное состояние в зоне разрушения) и моделирование действия остаточных напряжений на зону повреждения;
- расчет циклической долговечности по гипотезам суммирования усталостных поврежде-



Рис. Моделирование эксплуатационного нагружения мобильной машины
Fig. Simulation of operational loading of a mobile vehicle

ний (линейной, скорректированной и с учетом снижения предела выносливости) с различной вероятностью неразрушения при варьировании технологий изготовления зоны разрушения и моделирования напряжений от упругой сборки и получение данных о среднем значении ресурса и его стандартном отклонении;

- расчет перегрузки крепежа;
- расчетную оценку глобальной и локальной жесткости конструкции «не имеющей» и «имеющей повреждения» и сравнение с критериями предельного состояния – «входными проектными данными»;
- оценку значимости последствий появления несоответствия по функциям – последствий отказа;
- построение сценариев угроз и уязвимостей и поиск причин возникновения последствий для ММ несоответствий путем последовательного построения «дерева конструкции», «дерева дефектов», «дерева отказов/причин»;
- принятие решения о перепроектировании, направленном на устранение причин появления несоответствия.

Следует отметить, что оценка вероятного количества несоответствий проводится, исходя из того, что каждая причина (повреждение элемента системы, зазор между несущими элементами конструкции т.п.) приведет к возникновению отказа в целом ММ. Критерии каждого несоответствия – недостижение ММ заданного среднего ресурса, гарантийной наработки и т.д.

Оценка рисков осуществляется путем сравнения расчетной величины вероятности причины несоответствий (ppm) с базовой [ppm]. При этом оценка вероятности появления несоответствия рассматривается в связи с потенциальным ущербом – значимостью последствий. Для этого используются полученные фактические показатели FMEA – RPN и сравниваются их с допустимой величиной [RPN] [16].

На основании анализа потенциальных затрат и потерь принимается решение о соответствии конструкции требованиям контракта, о необходимости корректировки конструкторской документации (снижение рассеяния характеристик соответствия деталей путем изменения требований к субпоставщикам, резервирование ресурсов на рекламации и т.п.) либо экономической нецелесообразности совершенствования продукции (запланированное снятие продукции с производства и т.п.) [19–21].

Применение разработанных методик проиллюстрируем на примерах повреждений несущих элементов и крепежа несущих конструкций ММ. Например, имеется проектная документация на опытный образец сборочной единицы, при этом восстановление и диагностика в эксплуатации не предусмотрены. В техническом задании нормируются средний ресурс и гарантийный срок эксплуатации. Дополнительными исходными данными при риск-ориентированном проектировании являются: величина потерь (в денежном выражении) для организации-поставщика из-за недостижения соответствия в гарантийный период и заданный ресурс; классификация значимости приоритета (балл) последствий из-за несоответствий на всех уровнях декомпозиции ММ; приемлемый/допустимый показатель рисков FMEA для типа конструктивного исполнения/продукта – [RPN]; значение вероятного количество несоответствий на миллион – [ppm]. Величины параметров, упомянутых в дополнении, могут определяться не только внутренними требованиями организации, но и условиями контракта на поставку.

Объект – рама мобильной машины, состоящая из несущих элементов и крепежных деталей: заданный средний ресурс – 800000 км; гарантийная наработка – 80000 км; критерий отказа – необеспечение функционирования закрепленных на раме узлов и агрегатов в заданных кинематических условиях; причина – разрушение несущих элементов и крепежных деталей; вид воздействия – циклическая нагрузка на ММ от заданных условий эксплуатации (например, приведенная к эквивалентному блоку форсированных испытаний).

Исходя из результатов анализа и планирования организацией назначаются:

- стоимости возврата и гарантийного ремонта одной ММ из-за обнаруженных несоответствий;
- затраты на перепроектирование и дополнительную подготовку производства;
- потери (штрафы и т.д.) на каждую несоответствующую ММ;
- система показателей рисков: значимости последствий несоответствия – «С»; вероятности возникновения причины несоответствия – «О»; вероятности обнаружения при контроле – «D» определенные согласно рекомендациям [16, 19–21];
- показатель [ppm] = 2000;

- объем выпуска в год – 10000 шт. ММ;
- показатель $[RPN] = 200$.

Для иллюстрации оценки рисков на основе прогнозирования циклической долговечности несущих элементов рамы используем следующие данные о ресурсе [4, 7].

1. Для полки лонжерона рамы (трехосного самосвала) среднее значение циклической долговечности равно 1100000 км при значении среднеквадратического отклонения 184547 км, тогда:

– фактический показатель $RPN = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 > 200$, поскольку значимость последствий – «отказ не связан с безопасностью, полная потеря функции продукции», $C = 8$, $O = 8$, $D = 10$;

– фактический $ppm = 52000 > 2000$, т.е. 5,2 % машин не выработает средний ресурс.

2. Для лонжерона рамы (трехосного самосвала) для зоны стыка усилителей среднее значение циклической долговечности равно 82980 км, при значении среднеквадратического отклонения 14208 км. Показатель рисков $RPN = 8 \cdot 10 \cdot 10 = 800$. 41,7 % ММ не пройдет гарантийный пробег.

3. Определим количество возвратов двухосных тягачей в гарантийный период по показателю «трещина на стенке лонжерона у третьей поперечины». Для показателей $C = 7$, $O = 10$, определим для среднего значения циклической долговечности – 91831 км и величины среднеквадратического отклонения – 19647 км вероятность отказа. 27,4 % автомобилей могут быть возвращены из-за отказа по данному показателю в гарантийный период. $D = 10$, $RPN = 700$.

Для иллюстрации оценки рисков рассмотрим данные прогнозирования циклической долговечности крепежа, соединяющего несущие элементы рамы – лонжероны, поперечины, надрамники. Для каждой заклепки либо болта, установленных в несущих конструкциях, используем данные оценок предела выносливости соединения по критерию разрушения крепежа с вероятностью не разрушения 0,5, полученные по результатам испытаний при различных видах нагружения [4, 7]. Рассмотрим следующие примеры.

1. Оценим потенциальное количество возвратов трехосных самосвалов по причине разрушения заклепок либо болтов (варианты конструктивного исполнения) для крепления надрамника к раме. Исходим из того, что среднеквадратическое отклонение показателя сте-

пени перегрузки крепежа в % не превышает 10 %. Тогда для рассматриваемой заклепки получим, что практически ни одна машина не дойдет до установленного ресурса (меньше $1 \cdot 10^6$ циклов) без разрушения данной единицы крепежа. Фактический $RPN = 7 \cdot 6 \cdot 10 = 420 > 200$; то есть практически все 100 % ММ при среднем ресурсе будут иметь разрушенный крепеж.

2. Проведем оценку рисков невыполнения функции соединения лонжерон – поперечина для двухосного седельного тягача по критерию ослабления крепежа. Для полученного значения среднеквадратического отклонения показателя величины затяжки болтов равного 7 % прогнозируется, что около 30 % от всех крепежных деталей разрушатся. Следовательно, показатель рисков $RPN = 7 \cdot 6 \cdot 10 = 420 > 200$, что не соответствует установленным требованиям, а конструкция требует перепроектирования.

Поскольку анализ проекта конструкции показал, что требования невыполнены, необходимо принять решение об экономической целесообразности перепроектирования конструкции, либо с несоответствием можно смириться, поскольку величина потерь из-за недостижения качества несущественна. Указанный алгоритм повторяется до достижения требуемых значений риска, величин $[RPN]$, $[ppm]$ и оптимальных затрат на качество.

Выводы (заключение)

Разработанное методическое обеспечение прогнозирования циклической долговечности и анализа рисков при реализации риск-ориентированного проектирования направлено:

- на устранение основных проблем: неконкурентоспособного уровня качества продукции и качества производства; низкой эффективности и производительности труда;
- на создание и применение новых технологий проектирования, методик конструирования и подготовки производства для сокращения сроков разработки.

Методы и средства риск-ориентированного подхода при создании ММ широко апробированы [4–14] и применяются в практике авто-тракторосельхозмашиностроения [15–21].

Литература

1. Ксеневиц И.П., Гуськов В.В., Бочаров Н.Ф. и др. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет: учебник для студентов машиностро-

- ительных специальностей вузов / под общ. ред. И.П. Ксеневича. М.: Машиностроение. 1991. 544 с.
2. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Гладов Г.И. и др. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов. В 3 т. Т. 1 / под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во ИГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 496 с.
 3. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / под об. ред. Б.Н. Белоусова. М.: Изд-во МГТУ и. Н.Э. Баумана, 2006. 728 с.
 4. Горбачевич М.И., Панов А.Н., Минюкович С.М. Проектирование транспортных средств: нагруженность, повреждение, ресурс: монография / под общей ред. А.Н. Панова. Минск: Технопринт, 2005. 264 с.
 5. Панов А.Н., Осмола И.И., Шкадрцов И.В., Ловкис В.Б., Маринич Л.А. Научно-методические основы проектирования: системное обеспечение приемлемых рисков в автотракторосельхозмашиностроении: монография / под общей ред. А.Н. Панова. Минск: БГАТУ, 2009. 486 с.
 6. Махутов Н.А., Панов А.Н., Юдина О.Н. Анализ и нормирование безопасности мобильных машин на основе обеспечения приемлемых рисков // Проблемы безопасности и чрезвычайных ситуаций. 2014. № 2. С. 76–89.
 7. Махутов Н.А., Панов А.Н., Юдина О.Н. Методы и средства экспериментальной оценки нагруженности и моделирования механизмов повреждения опасных зон несущих конструкций мобильных машин // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2014, № 5. С. 51–56.
 8. Панов А.Н. Приемлемые риски функционирования сложных социотехнических систем // Стандарты и качество. 2014. № 8. С. 98–99.
 9. Panov A.N., Reznirov D.O., Yudina O.N. Development of models for risk analysis and optimization of risk reduction costs. Published under licence by IOP Publishing Ltd. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1023, V International Scientific Conference «Survivability and Structural Material Science» (SSMS 2020) 27–29th October 2020, Moscow Russia Citation A.N. Panov et al 2021 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1023 012019.
 10. Makhutov N.A., Panov A.N., Yudina O.N. The development of models of risk assessment complex transport systems. Published under licence by IOP Publishing Ltd. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1023, V International Scientific Conference «Survivability and Structural Material Science» (SSMS 2020) 27–29th October 2020, Moscow Russia Citation N.A. Makhutov et al 2021 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1023 012017.
 11. Махутов Н.А., Панов А.Н. Совершенствование научной базы и нормативного обоснования безопасности колесных мобильных машин // Проблемы безопасности и чрезвычайных ситуаций. 2021. № 1. С. 34–43.
 12. Панов А.Н. Качество, надежность и безопасность техники // Стандарты и качество. 2021. № 6. С. 104–105.
 13. Панов А.Н. Риск-ориентированное проектирование в машиностроении // Стандарты и качество. 2021. № 8. С. 106–108.
 14. Панов А.Н. Надежность и машиностроении. Нормирование рисков // Стандарты и качество. 2021. № 10. С. 108–109.
 15. СТБ 15052015. Системы менеджмента. Менеджмент процессов. Методы статистического управления процессами (Панов А.Н. и др.). Введ. 01.06.2016. Минск: Госстандарт, 2016. 179 с.
 16. СТБ 15062015. Системы менеджмента. Менеджмент риска. Метод анализа видов и последствий потенциальных отказов (Панов А.Н. и др.). Введ. 01.04.2016. Минск: Госстандарт, 2016. 109 с.
 17. СТБ 24502016. Системы менеджмента. Менеджмент измерений. Анализ измерительных систем (Панов А.Н. и др.). Введ. 01.03.2017. Минск: Госстандарт, 2017. 250 с.
 18. СТБ 2484-2016. Системы менеджмента. Менеджмент верификации и валидации в цепи поставок (Панов А.Н. и др.). Введ. 01.09.2017. Минск: Госстандарт, 2017. 137 с.
 19. СТБ 16949-2018. Системы менеджмента качества. Особые требования по применению СТБ ISO 9001-2015 для организаций, участвующих в цепях поставок автотракторного, сельскохозяйственного, погрузочно-транспортного, карьерного и специального машиностроения (Панов А.Н. и др.). Введ. 01.01.2019. Минск: Госстандарт, 2018. – 93 с.
 20. СТБ В 15.004-2009. Система разработки и постановки на производство оборонной продукции. Военная техника. Системы менеджмента качества. Требования (Панов А.Н. и др.). Введ. 01.01.2011. Минск: Госстандарт, 2009. 52 с.
 21. СТБ 2582-2020. «Системы менеджмента. Менеджмент проекта. Риск-ориентированное планирование качества продукции, услуг и процессов» (Панов А.Н. и др.). Введ. 01.12.2020. Минск: Госстандарт, 2020.

Reference

1. Ksenevich I.P., Gus'kov V.V., Bocharov N.F. i dr. Traktory. Projektirovaniye, konstruirovaniye i raschet [Tractors. Design, construction and calculation]. Uchebnik dlya studentov mashinostroitel'nykh spetsial'nostey vuzov. Pod obshch.red. I.P. Ksenevicha. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1991. 544 p.
2. Afanas'yev B.A., Belousov B.N., Gladov G.I. i dr. Projektirovaniye polnoprivodnykh kolesnykh mashin [Design of all-wheel drive vehicles]: Uchebnik dlya vuzov; V 3 t. T. 1. Pod red. A.A. Polungyana. Moscow: Izd-vo IGTU im. N.E. Baumana Publ., 2008. 496 p.
3. Belousov B.N., Popov S.D. Kolesn'yye transportnyye sredstva osobo bol'shoy gruzopod'yemnosti. Konstruktsiya. Teoriya. Raschet [Wheeled vehicles of extra large payload. Design. Theory. Calculation]. Pod ob. Red. B.N. Belousova. Moscow: Izd-vo MGTU i. N.E. Baumana Publ., 2006. 728 p.
4. Gorbatshevich M.I., Panov A.N., Minyukovich S.M. Projektirovaniye transportnykh sredstv: nagruzhenost', povrezhdeniye, resurs [Vehicle design: load, damage, reliability]: Monografiya. Pod obshchey red. A.N. Panova. Minsk: «Tekhnoprint» Publ., 2005. 264 p.
5. Panov A.N., Osmola I.I., Shkadretsov I.V., Lovkis V.B., Marinich L.A. Nauchno-metodicheskiye osnovy projektirovaniya: sistemnoye obespecheniye priyemlyemykh riskov v avtotraktorosel'khozmaschinostroyenii [Scientific and methodological foundations of design: system support of acceptable risks in automotive and tractor agricultural engineering]. Monografiya. Pod obshchey red. A.N. Panova. Minsk: BGATU Publ., 2009. 486 p.
6. Makhutov N.A., Panov A.N., Yudina O.N. Analysis and standardization of the safety of mobile machinery based on acceptable risks. Problemy bezopasnosti i chrezvychaynykh situatsiy. 2014. No 2, pp. 76–89 (in Russ.).
7. Makhutov N.A., Panov A.N., Yudina O.N. Methods and tools for experimental assessment of loading and modeling of mechanisms of damage to hazardous areas of load-bearing structures of mobile vehicles. Zavodskaya laboratoriya. Diagnostika materialov. 2014, No 5, pp. 51–56 (in Russ.).
8. Panov A.N. Acceptable risks of functioning of complex socio-technical systems. Standarty i kachestvo. 2014. No 8, pp. 98–99 (in Russ.).
9. Panov A.N., Reznirov D.O., Yudina O.N. Development of models for risk analysis and optimization of risk reduction costs. Published under licence by IOP Publishing Ltd. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1023, V International Scientific Conference “Survivability and Structural Material Science” (SSMS 2020) 27–29th October 2020, Moscow Russia Citation A.N. Panov et al 2021 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1023 012019.
10. Makhutov N.A., Panov A.N., Yudina O.N. The development of models of risk assessment complex transport systems. Published under licence by IOP Publishing Ltd. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1023, V International Scientific Conference “Survivability and Structural Material Science” (SSMS 2020) 27–29th October 2020, Moscow Russia Citation N.A. Makhutov et al 2021 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1023 012017.
11. Makhutov N.A., Panov A.N., Yudina O.N. Improving the scientific base and regulatory justification for the safety of wheeled mobile vehicles. Problemy bezopasnosti i chrezvychaynykh situatsiy. 2021. No 1, pp. 34–43 (in Russ.).
12. Panov A.N. Quality, reliability and safety of equipment. Standarty i kachestvo. 2021. No 6, pp. 104–105 (in Russ.).
13. Panov A.N. Risk based design in mechanical engineering. Standarty i kachestvo. 2021. No 8, pp. 106–108 (in Russ.).
14. Panov A.N., Reliability and mechanical engineering. Risk rationing. Standarty i kachestvo. 2021. No 10, pp. 108–109 (in Russ.).
15. STB 1505-2015 Sistemy menedzhmenta. Menedzhment protsessov. Metody statisticheskogo upravleniya protsessami [Management systems. Process management. Methods of statistical process control] (Panov A.N. i dr.). Vved. 01.06.2016. Minsk: Gosstandart Publ., 2016. 179 p.
16. STB 1506-2015 Sistemy menedzhmenta. Menedzhment riska. Metod analiza vidov i posledstviy potencial'nykh otkazov [Management systems. Risk management. Method for analyzing the modes and consequences of potential failures] (Panov A.N. i dr.). Vved. 01.04.2016. Minsk: Gosstandart Publ., 2016. 109 p.
17. STB 2450-2016 Sistemy menedzhmenta. Menedzhment izmereniy. Analiz izmeritel'nykh sistem [Management systems. Measurement management. Analysis of measuring systems] (Panov A.N. i dr.). Vved. 01.03.2017. Minsk: Gosstandart Publ., 2017. 250 p.
18. STB 2484-2016 Sistemy menedzhmenta. Menedzhment verifikatsii i validatsii v tsepi postavok [Management systems. Management of verification and validation in the supply chain] (Panov A.N. i dr.).

- Vved. 01.09.2017. Minsk: Gosstandart Publ., 2017. 137 p.
19. STB 16949-2018 Sistemy menedzhmenta kachestva. Osobyye trebovaniya po primeneniyu STB ISO 9001-2015 dlya organizatsiy, uchastvuyushchikh v tsepyakh postavok avtotraktornogo, sel'skokhozyaystvennogo, pogruzochno-transportnogo, kar'yernogo i spetsial'nogo mashinostroyeniya [Quality management systems. Special requirements for the application of STB ISO 9001-2015 for organizations involved in the supply chains of automotive, tractor, agricultural, loading and transport, quarry and special machine building] (Panov A.N. i dr.). Vved. 01.01.2019. Minsk: Gosstandart Publ., 2018. 93 p.
20. STB V 15.004-2009 Sistema razrabotki i postanovki na proizvodstvo oboronnoy produktsii. Voyennaya tekhnika. Sistemy menedzhmenta kachestva. Trebovaniya [The system for the development and production of defense products. Military equipment. Quality management systems. Requirements] (Panov A.N. i dr.). Vved. 01.01.2011. Minsk: Gosstandart Publ., 2009. 52 p.
21. STB 2582-2020 Sistemy menedzhmenta. Menedzhment proyekta. Riskoriyentirovannoye planirovaniye kachestva produktsii, uslug i protsessov [Management systems. Project management. Risk-based planning for the quality of products, services and processes] (Panov A.N. i dr.). Vved. 01.12.2020. Minsk: Gosstandart Publ., 2020.

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МАНЕВРЕННОСТИ ГУСЕНИЧНЫХ ПОЕЗДОВ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ КОНТЕЙНЕРОВ

COMPARATIVE STUDIES ON THE MANEUVERABILITY OF TRACK TRAINS FOR TRANSPORTATION OF CONTAINERS

К.Б. ЕВСЕЕВ, к.т.н.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия,
kb_evseev@bmstu.ru

K.B. YEVSEYEV, PhD in Engineering
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia,
kb_evseev@bmstu.ru

Для повышения проходимости наземных безрельсовых транспортных средств для внедорожных контейнерных перевозок наземным способом целесообразно использовать гусеничные поезда. При движении гусеничных поездов необходимо обеспечить высокие показатели профильной проходимости при преодолении препятствий в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Свойство маневренности определяет способность гусеничных поездов сохранять подвижность при маневрировании в плане и зависит от принятых конструктивно-компоновочных решений и статической поворотливости. В статье исследуется маневренность гусеничных поездов для двух вариантов конструктивно-компоновочных решений: гусеничный одношарнирный седельный полуприцепной поезд и двухшарнирный гусеничный поезд. Движение каждого из гусеничных поездов сравнивается по критерию энергоэффективности с учетом двух способов поворота: кинематического и силового.

Определен вариант конструктивно-компоновочного исполнения гусеничного поезда, имеющий лучшую статическую поворотливость и меньший габаритный радиус поворота.

Для оценки энергоэффективности используется метод имитационного математического моделирования, учитывающий особенности взаимодействия движителя с опорным основанием. В статье приводится описание регуляторов, которые используются в математической модели и обеспечивают поворот гусеничных поездов с минимальным радиусом. Для сравнения энергоэффективности выполнения маневров рассмотрены несколько расчетных схем: с одним активным звеном или с двумя активными звеньями.

В результате определен способ поворота, который целесообразно использовать для обеспечения высокой поворотливости гусеничных поездов, и определено влияние длины опорных поверхностей гусениц активных звеньев на энергоэффективность. Кроме этого приведены результаты сравнения гусеничных поездов по критерию энергоэффективности.

Ключевые слова: гусеничный поезд, энергоэффективность, маневренность, контейнерные перевозки, поворотливость, законы управления поворотом.

Для цитирования: Евсеев К.Б. Сравнительные исследования маневренности гусеничных поездов для транспортировки контейнеров // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 6. С. 54–67. DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-54-67

To increase the cross-country ability of ground trackless vehicles for off-road container transportation by land, it is advisable to use track trains. When moving track trains, it is necessary to ensure high profile cross-country ability when overcoming obstacles in the vertical and horizontal planes. The property of maneuverability determines the ability of track trains to maintain mobility when maneuvering in the plan and depends on the adopted design and layout solutions and static agility. The article examines the maneuverability of track trains for two variants of design and layout solutions: a track single-articulated semi-trailer train and a double-articulated track train. The movement of each of the track trains is compared according to the criterion of energy efficiency, taking into account two methods of turning: kinematic and power turning methods.

A variant of the design and layout of a track train was determined. It has better static agility and a smaller overall turning radius.

To assess energy efficiency, the method of simulation mathematical modeling is used, taking into account the peculiarities of the interaction of the driving machine with the support base. The article provides a description of the regulators that are used in the mathematical model and provide the turn of caterpillar trains with a minimum radius. To compare the energy efficiency of performing maneuvers, several design schemes are considered: with one active link or with two active links.

A turning method was determined. It is advisable to use it to ensure high turnability of track trains. The effect of the length of the bearing surfaces of caterpillars active links on energy efficiency is determined as well. In addition, the results of a comparison of track trains according to the criterion of energy efficiency are given.

Keywords: caterpillar train, energy efficiency, maneuverability, container transportation, agility, laws of turn control.

Cite as: Yevseyev K.B. Comparative studies on the maneuverability of track trains for transportation of containers. Traktory i sel'khoz mashiny. 2021. No 6, pp. 54–67 (in Russ.). DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-54-67

Введение

Для наземной транспортировки грузовых контейнеров или крупных неделимых грузов вне дорог применение многозвенных или многоосных колесных машин может быть ограничено, т.к. их использование предполагает наличие подготовленного опорного основания. На рис. 1 приведены границы применения наземных безрельсовых транспортных средств разных типов с учетом их полной массы M_M и несущей способности грунта p_e [1].

В этой связи для внедорожных контейнерных перевозок наземным способом (при полной массе более 100 т), исключая транспортные средства на воздушной подушке, целесообразно использовать гусеничные поезда (ГП), обеспечивающие среднее давление на грунт не более 0,6...0,75 кг/см².

Для внедорожных транспортных средств проходимость является одним из наиболее значимых свойств, которая определяется [2, 3]: опорной проходимостью, профильной проходимостью и бродоходимостью. Если же вопрос повышения опорной проходимости в большей степени зависит от среднего давления движителя на грунт, то профильная проходимость при преодолении препятствий в вертикальной и горизонтальной плоскостях зависит от принятых конструктивно-компоновочных решений и статической поворотливости.

При использовании беспилотных ГП для внедорожных контейнерных перевозок необходимо обеспечить следование заданной траектории, определяемой машиной-лидером, движущейся перед беспилотным ГП или водителем-оператором, управляющим ГП дистанционно. Свойство маневренности накладывает ограничения на предельную кривизну заданной траектории и допустимую ширину коридора движения, поэтому уменьшение радиуса поворота и габаритного коридора движения позволяет повысить профильную проходимость ГП, что особенно актуально при маневрировании в зонах погрузки и разгрузки транспортных контейнеров.

В результате анализа иерархии эксплуатационных свойств ГП из существующих вариантов конструктивно-компоновочных исполнений были выделены следующие варианты исполнений ГП: по одношарнирной седельной полуприцепной схеме и по седельной двухшарнирной схеме [2]. В этих исполнениях могут использоваться разные способы поворота (силовой или кинематический) ГП. В этой связи при выборе конструктивно-компоновочного исполнения ГП и способа поворота, помимо статической поворотливости, целесообразно оценивать затраты энергии на выполнение маневра.

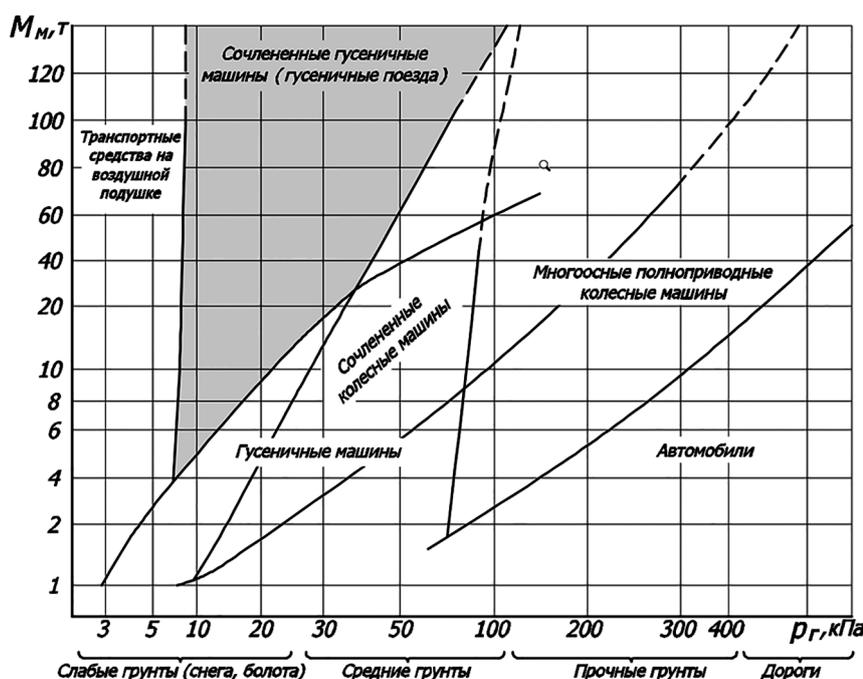


Рис. 1. Границы применения различных транспортных средств

Fig. 1. The limits of using various vehicles

Цель исследований

Сравнение по показателям маневренности и критерию энергоэффективности ГП разного конструктивно-компоновочного исполнения с использованием силового и кинематического способов поворота.

Материалы и методы

Рассмотрим конструктивно-компоновочные схемы гусеничного одношарнирного седельного полуприцепного ГП (рис. 2, а) и двухшарнирного ГП (рис. 2, б). Рассматриваемые ГП имеют одинаковую полную массу 106 т и равномерное распределение нормальных реакций по опорным каткам.

Для достижения высоких эксплуатационных показателей на разрабатываемых ГП следует применять трансмиссии (в первую очередь электромеханические), обеспечивающие частичную или полную автоматизацию движе-

ния, т.к. управление ГП является достаточной сложной задачей и требует высокого уровня квалификации водителя-оператора.

Как отмечалось, для поворота ГП могут быть использованы различные способы: управлением приводом складывания звеньев в узле сочленения (кинематический способ поворота) и управлением частот вращения ведущих колес гусеничных модулей (силовой способ поворота).

Для оценки энергозатрат при повороте с минимальным радиусом с использованием различных способов поворота целесообразно применять метод имитационного математического моделирования, учитывающий особенности взаимодействия движителя с опорным основанием [4]. Движение звеньев ГП рассматривается как система твердых тел, связанных между собой силовыми и кинематическими связями и движущихся под действием внешних силовых факторов. Взаимодействие движителя

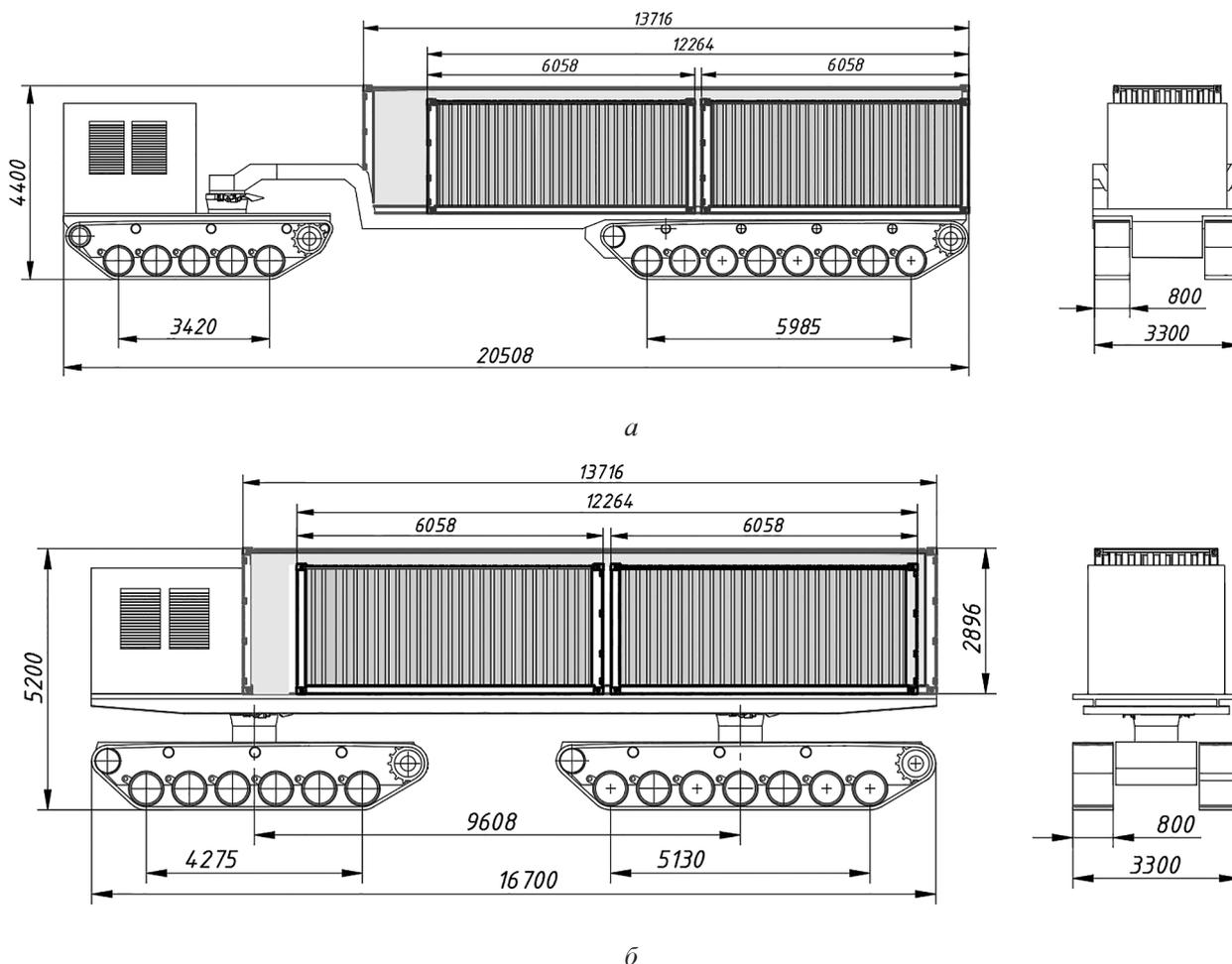


Рис. 2. Конструктивно-компоновочные схемы ГП:

а – одношарнирный седельный полуприцепной поезд; б – двухшарнирный ГП

Fig. 2. Structural and layout diagrams of the track train (TT): а – single-articulated saddle semi-trailer train; б) – double-hinged caterpillar train

с опорным основанием осуществляется с использованием модели взаимодействия «эллипс трения» [5–7].

При проведении вычислительных экспериментов по определению энергоэффективности выполнения маневров ГП разработанная модель [4] дополнена блоками подсистем, обеспечивающих управление движением, и систем контроля необходимых параметров: угол складывания гусеничного поезда, скорости перематки гусениц и силовых факторов в узле сочленения.

В качестве критерия энергоэффективности ГП при повороте с заданным фактическим радиусом был выбран коэффициент мощности сопротивлений, который будем определять следующим образом [8, 9]:

$$f_N = \frac{N_{BK}}{P_z V_{TЯГ}}$$

где N_{BK} – суммарная мощность, подведенная к ведущим колесам тягача и полуприцепа седельного одношарнирного гусеничного поезда или к ведущим колесам тележек двухшарнирного гусеничного поезда; P_z – суммарная нормальная нагрузка звеньев гусеничного поезда; $V_{TЯГ}$ – абсолютная скорость тягача гусеничного поезда или первого звена двухшарнирного гусеничного поезда.

Результаты и обсуждение

Маневренность полуприцепного гусеничного поезда

Минимальный радиус поворота ГП, выполненного по седельной одношарнирной по-

луприцепной схеме, обеспечивается в том случае, когда центр поворота тягача и полуприцепа расположены в геометрическом центре гусеничного движителя полуприцепного звена. Здесь полуприцеп фактически поворачивает вокруг точки, расположенной внутри прямоугольника, ограниченного опорными поверхностями гусениц полуприцепного звена, а радиус поворота тягача будет определять минимальный радиус разворота ГП, который зависит от принятых конструктивно компоновочных решений и определяется геометрически.

Рассмотрим поворот с минимальным радиусом ГП полной массой 106 т [2]. На рис. 3 представлена расчетная схема разворота полуприцепного ГП. Наименьший габаритный радиус поворота $R_{габ}$ для рассматриваемого конструктивно-компоновочного исполнения ГП обеспечивается при угле между секциями $\alpha_{xy} = 93,5^\circ$ из-за расположения седельного устройства; в таком случае минимальный теоретический радиус поворота $R_n = 12,5$ м, а габаритный радиус поворота $R_{габ} = 14,4$ м. Приведенные значения получены из геометрических соотношений и определяют теоретическую статическую поворотливость полуприцепного гусеничного поезда.

Маневренность двухшарнирного гусеничного поезда

Минимальный радиус разворота двухшарнирного ГП полной массой 106 т также зависит от принятых конструктивно-компо-

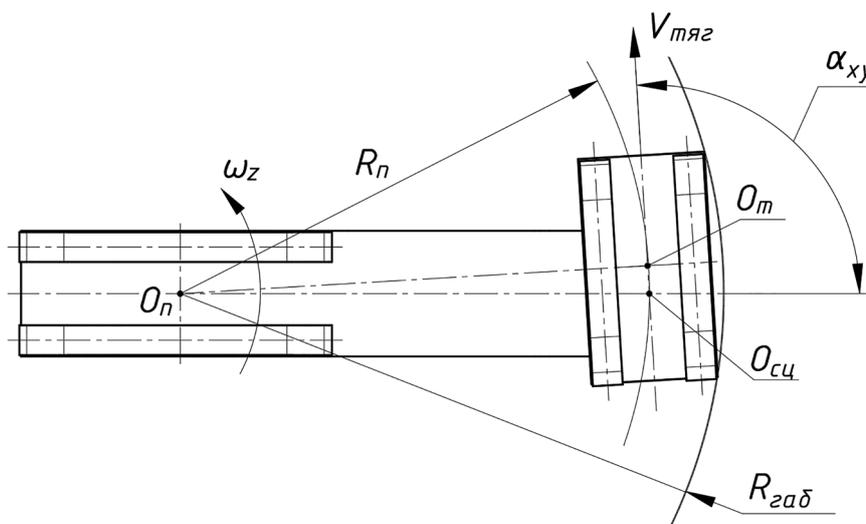


Рис. 3. Расчетная схема для определения показателей маневренности полуприцепного ГП

Fig. 3. The calculation scheme for determining the indicators of maneuverability of a semi-trailer TT

вочных решений, а именно от возможности поворота гусеничных модулей в противоположные стороны на максимальный угол поворота гусеничных тележек. В предельном случае, когда конструктивно может быть обеспечен угол поворота обеих гусеничных тележек 90° , то гусеничный двухшарнирный поезд будет поворачивать на месте с центром поворота, расположенным на продольной оси ГП посередине между двумя шарнирами передней и задней секции.

На рис. 4 представлена расчетная схема разворота двухшарнирного ГП на месте; в этом случае, исходя из тех же геометрических соотношений, для конструктивно-компоновочного исполнения, представленного на рис. 2, б, обеспечиваются минимальные теоретические радиусы поворота тележек $R_{п1} = R_{п2} = 4,75$ м и габаритный радиус поворота $R_{габ} = 8,7$ м.

Другой расчетный случай разворота двухшарнирного ГП представлен на рис. 5. Здесь, исходя из геометрических соотношений теоретический радиус поворота $R_{п1} = 9,44$ м и габаритный радиус поворота $R_{габ} = 13$ м будут меньше, чем у полуприцепного ГП.

Для корректного сравнения ГП (для исключения влияния радиуса поворота на значение коэффициента мощности сопротивлений) рассмотрим движение двухшарнирного ГП с радиусом поворота, равным минимальному ра-

диусу поворота полуприцепного ГП. На рис. 5 представлена расчетная схема разворота двухшарнирного ГП. Здесь теоретический радиус поворота $R_{п1} = 12,5$ м, а габаритный радиус поворота $R_{габ} = 15,75$ м, а угол складывания гусеничных тележек будет равен $\alpha_{xy} = 22^\circ$.

Таким образом, наименьший теоретический радиус поворота будет у двухшарнирного ГП ($R_{п1} = 4,75$ м), соответственно статическая поворотливость его будет выше по сравнению с полуприцепным ГП, для которого $R_{п1} = 12,5$ м, однако для корректного сравнения ГП необходимо оценить энергоэффективность выполнения указанных маневров при установившемся движении.

Управление поворотом гусеничных поездов

Для сравнения энергоэффективности выполнения маневров рассматриваемых исполнений ГП рассмотрим расчетные схемы, которые представлены на рис. 3–6.

Для проведения сравнительных виртуальных экспериментов рассмотрим следующие варианты ГП и способов поворота:

- 1) силовой способ поворота с подведением мощности к ведущим колесам тягача и с активным полуприцепом ($R_{п1} = 12,5$ м);
- 2) силовой способ поворота с подведением мощности к ведущим колесам тягача и с пассивным полуприцепом ($R_{п1} = 12,5$ м);

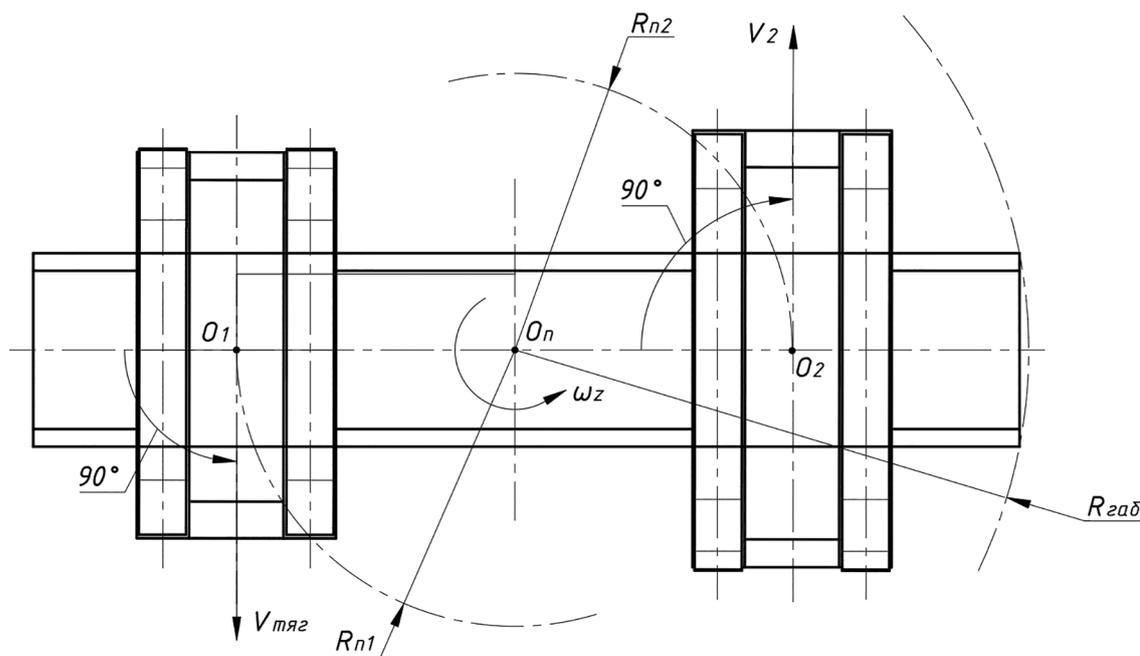


Рис. 4. Расчетная схема для определения показателей маневренности двухшарнирного ГП

Fig. 4. The calculation scheme for determining the indicators of maneuverability of a two-hinged TT

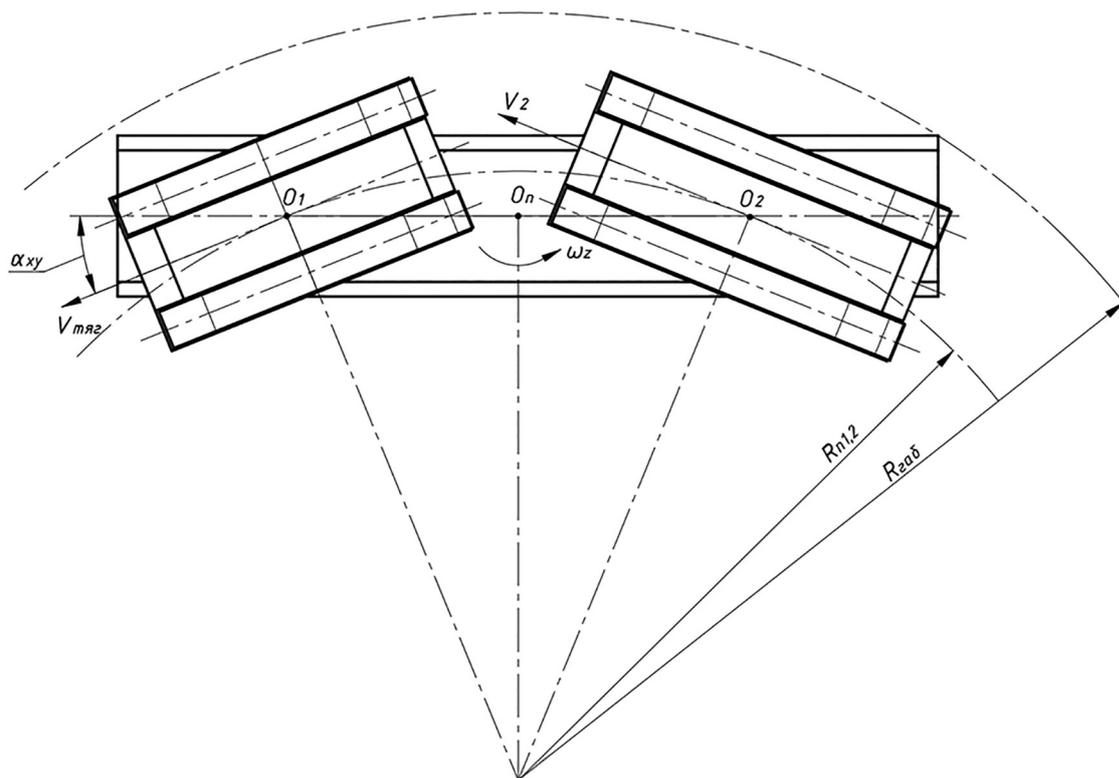


Рис. 5. Расчетная схема поворота двухшарнирного ГП с $R_n = 12,5$ м

Fig. 5. The calculation scheme for the rotation of a two-hinged TT с $R_n = 12,5$ м

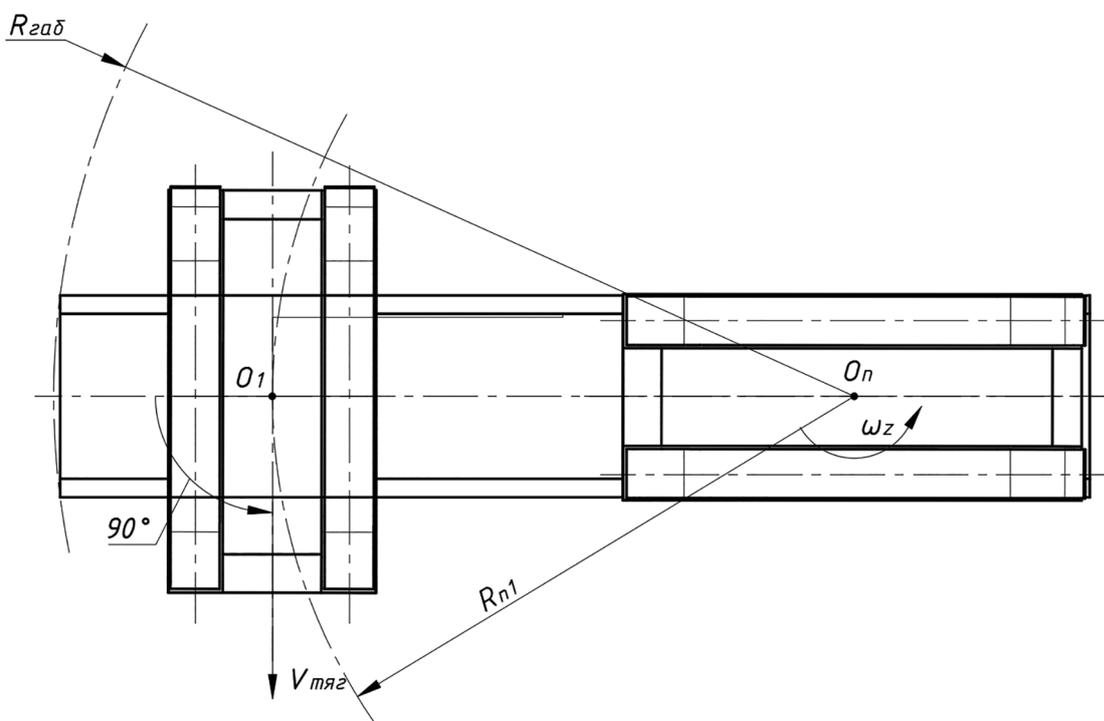


Рис. 6. Расчетная схема поворота двухшарнирного ГП с одним активным звеном

Fig. 6. The calculation scheme for the rotation of a two-hinged TT with one active link

3) кинематический способ поворота с подведением мощности к ведущим колесам тягача и с пассивным полуприцепом ($R_{п} = 12,5$ м);

4) кинематический способ поворота с подведением мощности к ведущим колесам звеньев двухшарнирного ГП ($R_{п} = 4,75$ м);

5) кинематический способ поворота с подведением мощности к ведущим колесам двух звеньев двухшарнирного ГП ($R_{п} = 4,75$ м);

6) силовой способ поворота с подведением мощности к ведущим колесам звеньев двухшарнирного ГП ($R_{п} = 12,5$ м);

7) кинематический способ поворота подведением мощности к ведущим колесам двух звеньев двухшарнирного ГП ($R_{п} = 12,5$ м);

8) кинематический способ поворота с подведением мощности к переднему звену двухшарнирного ГП ($R_{п} = 9,5$ м).

При моделировании разворота полуприцепного ГП с использованием силового способа поворота будем рассматривать случай, при котором тягач и полуприцеп поворачивают фактически независимо друг от друга, т.е. узел сочленения практически разгружен от действия продольных и поперечных сил, что достигается за счет использования регулятора для согласования угловых скоростей тягача и полуприцепа. Здесь полуприцеп поворачивает на месте относительно теоретического центра поворота $O_{п}$, а тягач поворачивает с минимальным радиусом поворота вокруг того же центра, при этом тягачом обеспечивается поддержание не только заданной скорости, но и заданного угла складывания. Разработан регулятор, обеспечивающий разворот полуприцепного ГП для каждого из звеньев гусеничного поезда с учетом представленного в работе [10] решения.

На рис. 7 приведена структурная схема регулятора, обеспечивающего поворот тягача при развороте полуприцепного ГП. В данном регуляторе вычисление управляющих воздействий осуществляется в результате работы двух ПИД регуляторов: регулятора PID_V , обеспечивающего поддержание заданной теоретической скорости движения $V_{зад}$, исходя из ошибки регулирования с учетом теоретической скорости V_t , и регулятора PID_{α} , обеспечивающего поддержание заданного угла складывания $\alpha_{xy}^{зад}$.

Для полуприцепного звена ГП используется регулятор, который обеспечивает его разворот вокруг центра гусеничной тележки с угловой скоростью, соответствующей теоретической угловой скорости тягача. Регулятор имеет один ПИД-регулятор, формирующий параметры управления тягой гусениц бортов полуприцепа, и построен по принципам, описанным в работе [10].

При моделировании разворота двухшарнирного ГП с силовым способом поворота используются два отдельных регулятора, аналогичных представленному на рис. 7, для каждого из звеньев ГП. Вычисление управляющих воздействий осуществляется отдельно для каждого звена в результате работы двух ПИД-регуляторов: регулятора PID_V , обеспечивающего поддержание заданной скорости движения исходя из ошибки регулирования с учетом теоретической скорости V_t , и регулятора PID_{α} , обеспечивающего поддержание заданного угла складывания $\alpha_{xy}^{зад}$.

При использовании кинематического способа поворот ГП обеспечивается исключительно за счет создания поворачивающего момента в узле сочленения, поэтому для обеспечения складывания ГП необходимо исполь-

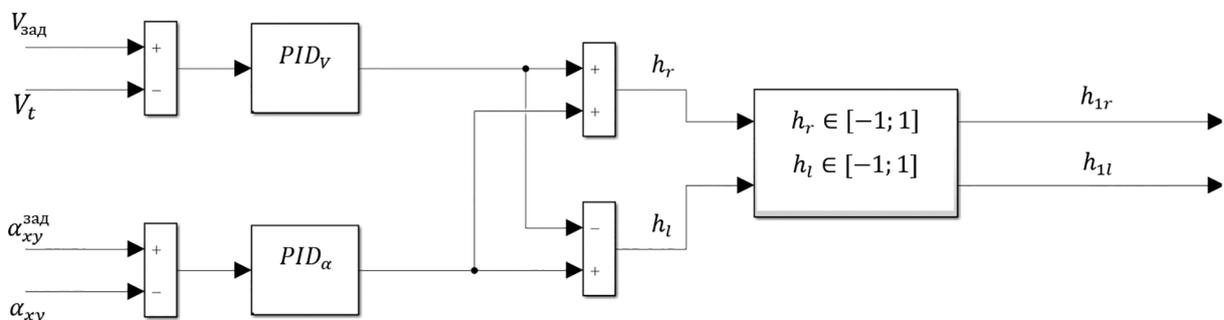


Рис. 7. Структурная схема регулятора, обеспечивающего поворот тягача при развороте полуприцепного гусеничного поезда

Fig. 7. The structural diagram of a regulator that ensures the rotation of the tractor when turning a semi-trailer track train

зовать дифференциальную схему трансмиссии [11]. Математическая модель дифференциальной схемы трансмиссии рассмотрена в работе [4]. При таком способе поворота будем считать, что в начальный момент времени полуприцепной ГП сложен под углом $\alpha_{xy} = 93,5^\circ$ (рис. 3), а звенья двухшарнирного ГП сложены под углом $\alpha_{xy} = 90^\circ$ (рис. 4). Звенья удерживаются в этом положении с помощью механизма привода узла сочленения, что может быть осуществлено, например, с использованием силовых гидроцилиндров. Для обеспечения указанного разворота полуприцеп должен двигаться в ведомом режиме, при этом направления вращений ведущих колес правого и левого бортов будут противоположными, в таком случае возможно обеспечить неизменное положение центра поворота в центре опорного прямоугольника гусениц полуприцепа. В системе управления поворотом с использованием кинематического способа поворота используется ПИД-регулятор, обеспечивающий поддержание заданной скорости движения.

Сравнительные исследования маневренности гусеничных поездов

В качестве дорожно-грунтовых условий при моделировании задавались характеристики взаимодействия с опорной поверхностью типа «сухой дернистый грунт» [12], для которого коэффициент сопротивления прямолинейному движению равен 0,06, а максимальный коэффициент взаимодействия движителя с опорной поверхностью равен 0,8 при скольжении активных участков гусениц в любом направлении.

Полуприцепной гусеничный поезд. Кинематический способ поворота

Рассмотрим разворот гусеничного полуприцепного поезда с кинематическим способом поворота в соответствии со схемой, представленной на рис. 3. Движение полуприцепного ГП моделировалось с минимальной заданной скоростью $V_{\text{тяги}}^0 = 0,01$ м/с, затем скорость плавно нарастала за период 4 с до достижения установившейся скорости движения тягача $V_{\text{тяги}}$ на уровне 1,5 м/с. На рис. 8 представлен график изменения заданной и фактической скорости движения тягача от времени. Коэффициент мощности сопротивлений при выполнении маневра в установившемся режиме равен 0,115.

На рис. 9 представлены графики суммарных мощностей, подводимых к ведущим колесам тягача, и суммарная мощность, затрачиваемая на выполнение маневра при кинематическом способе поворота.

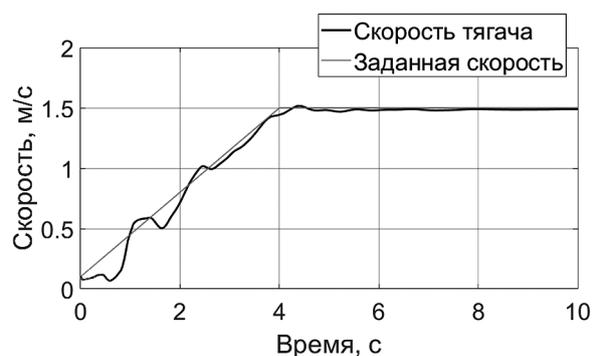


Рис. 8. Заданная и фактическая скорость движения тягача

Fig. 8. Specified and actual speed of the tractor

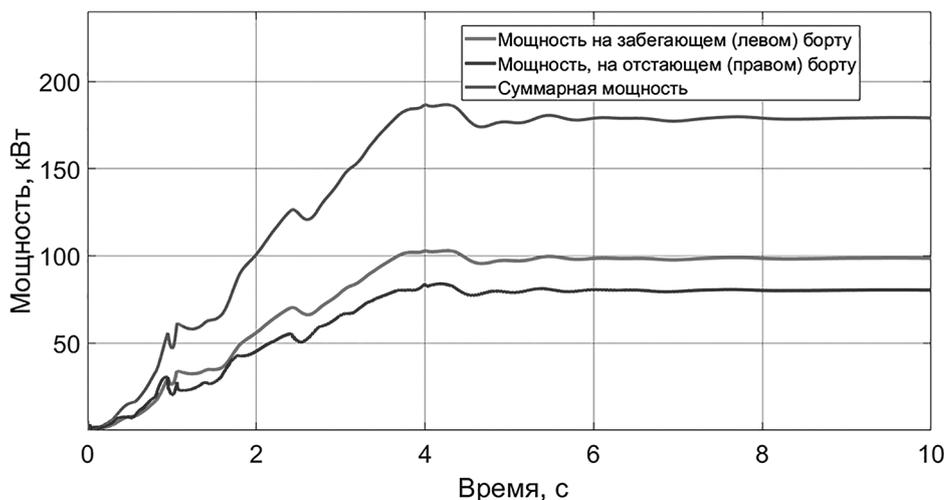


Рис. 9. Суммарные мощности, подводимые к ведущим колесам тягача при использовании кинематического способа поворота

Fig. 9. Total power supplied to the driving wheels of the tractor when using the kinematic method of rotation

Графики изменения моментов и угловых скоростей ведущих колес тягача при кинематическом способе поворота приведены на рис. 10. Моменты на левом и правом ведущем колесе одинаковые, что подтверждает адекватность разработанной математической модели с дифференциальным приводом ведущих колес, который используется при этом способе поворота.

На рис. 11 представлены графики изменения силовых факторов в узле сочленения гусеничного поезда, действующих на полуприцепное звено, в системе координат, связанной с тягачом. Из представленного графика видно, что со стороны полуприцепа на седельно-сцепное устройство тягача действует вертикальная нагрузка $P_{крz} = 5,2$ кН, продольная составляющая, равная $P_{крx} = 9,85$ кН, поперечная составляющая усилия в узле сочленения практически отсутствует.

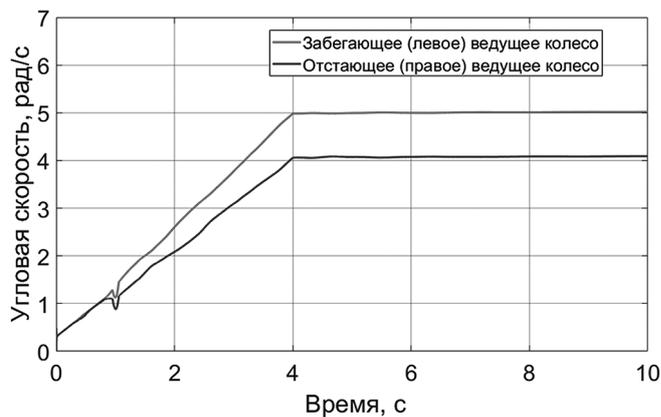
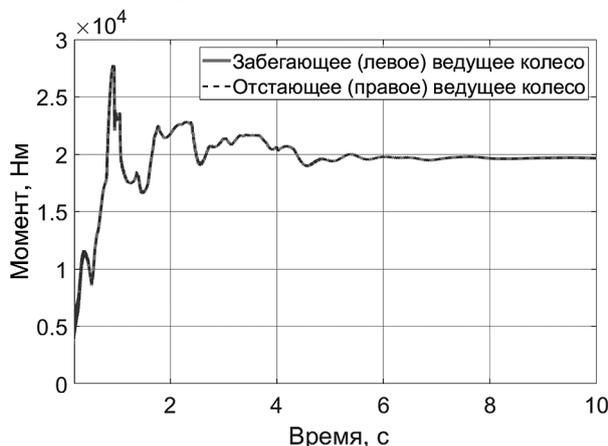


Рис. 10. Моменты и угловые скорости ведущих колес тягача

Fig. 10. Moments and angular speeds of the driving wheels of the tractor

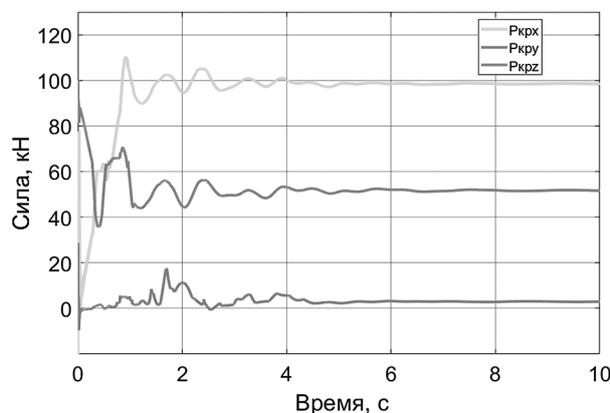


Рис. 11. Силовые факторы в узле сочленения при кинематическом способе поворота

Fig. 11. Force factors in the joint with the kinematic method of rotation

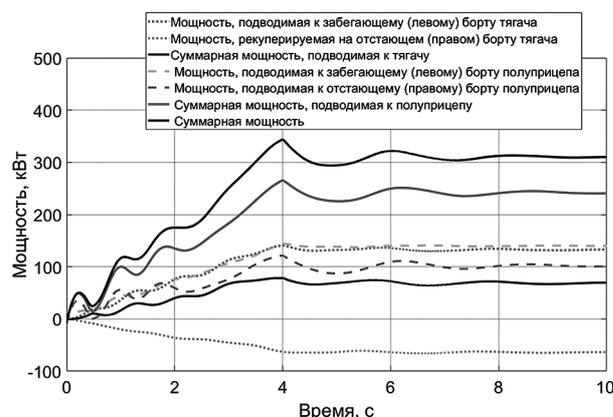


Рис. 12. Суммарные мощности, подводимые к ведущим колесам тягача и полуприцепа при использовании силового способа поворота

Fig. 12. Total power supplied to the driving wheels of the tractor and semi-trailer when using the power method of turning

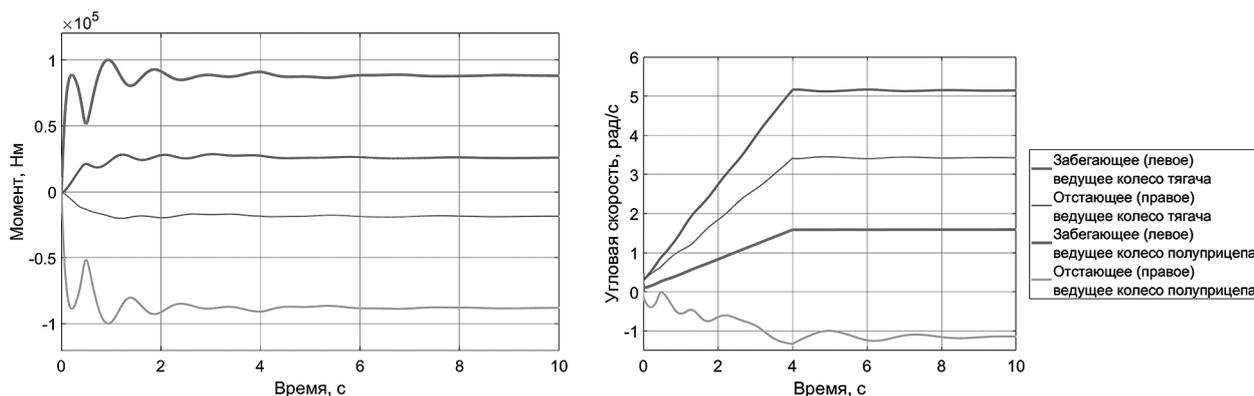


Рис. 13. Моменты и угловые скорости ведущих колес тягача и полуприцепа

Fig. 13. Moments and angular speeds of the driving wheels of the tractor and semi-trailer

На рис. 13 представлены изменения моментов и угловых скоростей ведущих колес тягача и полуприцепа при силовом способе поворота.

При выполнении рассматриваемого маневра с использованием силового способа поворота коэффициент мощности сопротивлений в установившемся режиме равен 0,182.

Графики изменения силовых факторов в узле сочленения ГП, действующих на полуприцепное звено, в системе координат, связанной с тягачом, приведены на рис. 14. Из представленного графика видно, что со стороны полуприцепа на седельно-сцепное устройство тягача действует вертикальная нагрузка $P_{крz} = 7,2$ кН, остальные силовые факторы в плоскости, параллельной опорной поверхности, практически отсутствуют.

По мере уменьшения параметра управления тягой на ведущих колесах полуприцепа

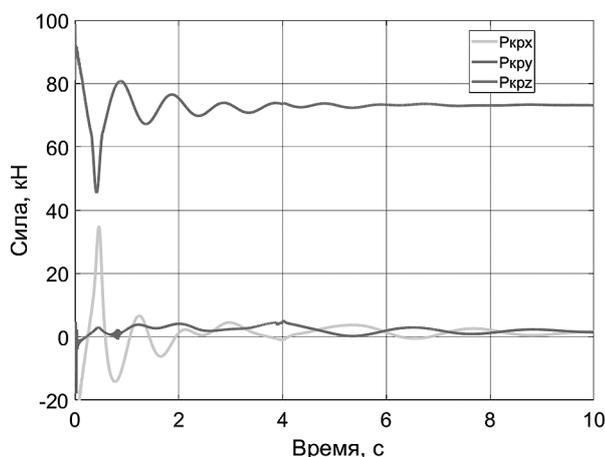


Рис. 14. Силовые факторы в узле сочленения при силовом способе поворота

Fig. 14. Force factors in the joint with the force method of rotation

в узле сочленения увеличивается продольная составляющая усилия в сцепном устройстве $P_{крx}$. В предельном случае разворот будет осуществляться только за счет тягача ГП (пассивный полуприцеп). Здесь коэффициент мощности сопротивлений существенно снижается и становится равным 0,128 в установившемся режиме.

Анализируя представленные результаты, можно заключить, что коэффициент мощности сопротивлений при использовании силового способа поворота с активным полуприцепным звеном при развороте с теоретическим радиусом $R_{\pi} = 12,5$ м будет максимальным из рассмотренных вариантов, что на 77 % больше, чем при использовании кинематического способа поворота и на 59 % больше, чем при использовании силового способа поворота с пассивным полуприцепным звеном. Мощность, подведенная к полуприцепу при таком способе поворота (рис. 12), более чем в 4 раза превышает мощность, подведенную к тягачу, что можно объяснить большим значением отношения базы к колес полуприцепного звена, которое составляет 2,4, а следовательно, большим моментом сопротивления повороту [13].

Таким образом, при выполнении разворота полуприцепного ГП с теоретическим радиусом $R_{\pi} = 12,5$ м использование активного полуприцепного звена нецелесообразно с точки зрения энергоэффективности. Применение активного полуприцепного звена при движении рассматриваемого ГП может быть обосновано не только при прямолинейном движении или при движении с большими радиусами поворота для преодоления подъемов и различных единичных препятствий, но и при выполнении указанного маневра при использовании комби-

нированного способа поворота, что позволит снизить требования к усилиям, развиваемым в поворотном-цепном устройстве и упростить его конструкцию.

При сравнении разворота ГП с пассивным полуприцепом с использованием кинематического и силового способов поворота можно сделать вывод, что коэффициент мощности сопротивлений при использовании силового способа поворота при развороте с минимальным возможным теоретическим радиусом $R_{п1} = 12,5$ м будет на 11 % больше, чем при использовании кинематического способа поворота; таким образом, энергоэффективнее использовать кинематический способ поворота с пассивным полуприцепным звеном при развороте гусеничного поезда на месте на плотном грунтовом основании.

*Двухшарнирный гусеничный поезд.
Кинематический способ поворота*

Рассмотрим разворот двухшарнирного ГП с кинематическим способом поворота с теоретическим радиусом $R_{п1} = R_{п2} = 4,75$ м вокруг точки $O_{п}$ в соответствии со схемой, представленной на рис. 4. Требуемую скорость движения первого звена в установившемся режиме поворота необходимо задать такой, чтобы угловая скорость разворота двухшарнирного ГП вокруг точки $O_{п}$ равнялась угловой скорости разворота ($\omega_z = 0,12$ рад/с) полуприцепного ГП с теоретическим радиусом $R_{п1} = 12,5$ м при выполнении ранее рассмотренных маневров. В таком случае можно будет сравнить энергоэффективность выполнения маневров рассматриваемых объектов исследования. Коэффициент мощности сопротивлений при использовании двухшарнирного ГП с кинематическим способом поворота и выполнении разворота с теоретическим радиусом $R_{п1} = R_{п2} = 4,75$ м в установившемся режиме равен 0,286.

Таким образом, поворотливость двухшарнирного ГП с кинематическим способом поворота выше, чем у полуприцепного ГП. Однако, в связи с движением двухшарнирного ГП по меньшему радиусу, он будет значительно уступать полуприцепному ГП по энергоэффективности. Коэффициент мощности сопротивлений двухшарнирного ГП при таком способе поворота будет в 2,5 раза больше, чем при кинематическом способе поворота полуприцепного гусеничного поезда.

Для корректного сравнения ГП рассмотрим поворот двухшарнирного ГП с кинематическим способом поворота с теоретическим радиусом $R_{п1} = R_{п2} = 12,5$ м в соответствии со схемой, представленной на рис. 6. Требуемая скорость движения первого звена должна быть равна скорости движения тягача при развороте ГП (рис. 8). В таком случае оба ГП будут двигаться с одинаковой угловой скоростью. При выполнении указанного маневра коэффициент мощности сопротивлений для двухшарнирного ГП с кинематическим способом поворота равен 0,139.

Таким образом, при одинаковом радиусе поворота двухшарнирного ГП и полуприцепного ГП коэффициент мощности сопротивлений у двухшарнирного ГП будет на 20 % больше.

Рассмотрим разворот двухшарнирного ГП с кинематическим способом поворота вокруг заднего пассивного звена в соответствии с расчетной схемой, представленной на рис. 5. Двухшарнирный ГП разворачивается с теоретическим радиусом $R_{п1} = 9,5$ м вокруг точки $O_{п}$ с той же угловой скоростью, что и в предыдущих рассмотренных случаях, тогда коэффициент мощности сопротивлений в установившемся режиме равен 0,137, что на 19 % больше, чем у полуприцепного ГП с пассивным полуприцепным звеном.

*Двухшарнирный гусеничный поезд.
Силовой способ поворота*

При развороте двухшарнирного ГП с силовым способом поворота в соответствии с расчетной схемой, представленной на рис. 4, коэффициент мощности сопротивлений равен 0,445 и будет максимальным из всех рассмотренных вариантов, что более чем в 2 раза больше, чем для кинематического способа поворота.

Рассмотрим поворот двухшарнирного ГП с силовым способом поворота с теоретическим радиусом $R_{п1} = R_{п2} = 12,5$ м в соответствии со схемой, представленной на рис. 6. Требуемая скорость движения первого звена должна быть равна скорости движения тягача при развороте полуприцепного ГП (рис. 8). При выполнении указанного маневра коэффициент мощности сопротивлений равен 0,203. Таким образом, у двухшарнирного ГП и у полуприцепного ГП с использованием силового способа поворота с одинаковыми радиусом поворота, угловой скоростью и полной массой коэффициенты мощности сопротивлений будут одинаковыми,

что можно объяснить одинаковой суммарной длиной опорных поверхностей гусениц звеньев двухшарнирного ГП и полуприцепного ГП. Однако в таком случае габаритный радиус поворота двухшарнирного ГП будет больше.

Окончательно полученные результаты определения показателей маневренности и соответствующие значения коэффициентов мощности сопротивлений для объектов исследования с учетом различных способов поворота приведены в таблице.

Анализируя результаты, приведенные в таблице, можно установить, что кинематический способ поворота с дифференциальной схемой трансмиссий звеньев ГП энергоэффективнее по сравнению с силовым способом поворота, однако использование силовых устройств привода узла сочленения, например гидравлических цилиндров, накладывает ограничения на кинематику звеньев ГП, т.е. допустимые углы складывания звеньев ГП ограничены конструкцией привода узла сочленения, что ухудшает поворотливость ГП. Использование в конструкции узла сочленения технически сложных опорно-поворотных устройств приводит к существенному усложнению конструкции узла сочленения, поэтому целесообразно для обеспечения высокой поворотливости ГП использовать силовой способ поворота.

Полуприцепной ГП (табл.) уступает по поворотливости двухшарнирному ГП, однако при рассмотрении свойства профильной проходимости следует учитывать не только маневренность ГП при объезде препятствий, но и способность их преодоления; в этом случае при преодолении пороговых препятствий полуприцепной ГП потенциально превосходит двухшарнирный ГП из-за возможно-

сти обеспечения больших углов складывания в вертикальной продольной плоскости.

Заключение

Проведенное исследование методами математического моделирования позволило оценить энергоэффективность выполнения маневров для двух вариантов конструктивно-компоновочных решений гусеничных поездов и с использованием двух способов поворота: силового и кинематического.

Кинематический способ поворота с дифференциальной схемой трансмиссий звеньев ГП энергоэффективнее по сравнению с силовым способом поворота, однако допустимые углы складывания звеньев ГП ограничены конструкцией привода узла сочленения, что ухудшает поворотливость ГП, поэтому целесообразно для обеспечения высокой поворотливости ГП использовать силовой способ поворота.

Установлено, что для предложенных конструктивно-компоновочных исполнений ГП поворотливость двухшарнирного ГП будет выше, чем у полуприцепного ГП. Минимальный возможный теоретический радиус поворота для двухшарнирного ГП равен 4,75 м, что в 2,6 раза меньше, чем у полуприцепного ГП. При этом габаритный радиус поворота для двухшарнирного ГП равен 8,7 м, что почти в 1,7 раза меньше, чем у полуприцепного ГП; однако при рассмотрении профильной проходимости необходимо учитывать способность преодоления препятствий, которая у полуприцепного ГП потенциально выше.

Установлено, что разница в длине опорных поверхностей гусениц активных звеньев существенно влияет на энергоэффективность. Так, у полуприцепного ГП с пассивным полупри-

Таблица

Сравнение маневренности и энергоэффективности гусеничных поездов
Table. Comparison of maneuverability and energy efficiency of track trains

Объект исследования	$R_p, \text{ м}$		$R_{\text{таб}}, \text{ м}$	f_{Nf}	Способ поворота
	теор.	факт.			
Полуприцепной ГП с активным прицепом	12,5	11,9	14,4	0,203	силовой
Полуприцепной ГП с пассивным прицепом	12,5	12,1	14,6	0,128	силовой
Полуприцепной ГП с пассивным прицепом	12,5	12,1	14,6	0,115	кинематический
Двухшарнирный ГП с двумя активными звеньями	4,75	4,8	8,7	0,445	силовой
Двухшарнирный ГП с двумя активными звеньями	4,75	4,72	8,7	0,286	кинематический
Двухшарнирный ГП с двумя активными звеньями	12,5	11,9	15,75	0,203	силовой
Двухшарнирный ГП с двумя активными звеньями	12,5	12,1	15,75	0,139	кинематический
Двухшарнирный ГП с одним активным звеном	9,5	9,5	13	0,137	кинематический

цепом суммарная длина опорной поверхности гусеницы тягача минимальная из всех рассмотренных вариантов, поэтому коэффициент мощности сопротивлений при его развороте с теоретическим радиусом $R_{\pi} = 12,5$ м минимальный. Так, при равенстве суммарных длин опорных поверхностей гусениц активных звеньев, радиусов поворота и угловых скоростей коэффициент мощности сопротивлений будет одинаковым. Для полуприцепного ГП с активным полуприцепом и двухшарнирного ГП с двумя активными звеньями суммарная опорная длина поверхностей гусениц активных звеньев будет одинаковой, и при развороте ГП с использованием силового способа поворота с радиусом $R_{\pi} = 12,5$ м коэффициент мощности сопротивлений равен 0,203.

Литература

1. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1989. 280 с.
2. Евсеев К.Б. К вопросу о формировании технического облика наземных транспортных средств, предназначенных для внедорожных контейнерных перевозок // Грузовик. 2021. № 7. С. 3–8.
3. Евсеев К.Б. Иерархия эксплуатационных свойств транспортных средств для перевозки тяжелых неделимых грузов в условиях Крайнего Севера // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2021. № 2 (133). С. 74–84.
4. Евсеев К.Б. Математическая модель движения гусеничного поезда для внедорожных контейнерных перевозок // Тракторы и сельхозмашины. 2001. № 5.
5. Стадухин А.А. Научные методы определения рациональных параметров электромеханических трансмиссий высокоподвижных гусеничных машин: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03. Москва, 2021. 317 с.
6. Горелов В.А., Косицын Б.Б., Мирошниченко А.В. [и др.] Метод определения характеристик индивидуального тягового электропривода двухзвенной гусеничной машины на этапе проектирования // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2019. № 3 (126). С. 120–134.
7. Котиев Г.О., Падалкин Б.В., Мирошниченко А.В. [и др.] Теоретические исследования подвижности быстроходных гусеничных машин с электро-трансмиссиями // Материалы международной научно-практической конференции / под редакцией И.А. Каляева, Ф.Л. Черноусько, В.М. Приходько. 2018. С. 27–36.

8. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин: учебник. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 391 с.
9. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: учебник для машиностроительных спец. вузов. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
10. Горелов В.А., Косицын Б.Б., Мирошниченко А.В. [и др.] Регулятор системы управления поворотом быстроходной гусеничной машины с индивидуальным приводом ведущих колес // Известия МГТУ «МАМИ». 2019. № 4 (42). С. 21–28.
11. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. М.: Машиностроение, 1970. 176 с.
12. Исаков П.П. Теория и конструкция танка. Трансмиссии военных гусеничных машин. Т. 5. М.: Машиностроение, 1985. 367 с.
13. Никитин А.О. Теория танка. М.: Военная академия бронетанковых войск, 1962. 590 с.

References

1. Aksenov P.V. Mnogooosnyye avtomobili [Multi-axle vehicles]. 2 izd. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1989. 280 p.
2. Yevseyev K.B. Technical appearance of land vehicles intended for off-road container transportation. *Gruzovik*. 2021. No 7, pp. 3–8 (in Russ.).
3. Yevseyev K.B. Hierarchy of operational properties of vehicles for the transportation of heavy indivisible goods in the Far North. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseyeva*. 2021. No 2 (133), pp. 74–84 (in Russ.).
4. Yevseyev K.B. Mathematical model of track train movement for off-road container transportation. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2001. No 5. (in Russ.).
5. Stadukhin A.A. Nauchnyye metody opredeleniya ratsional'nykh parametrov elektromekhanicheskikh transmissiy vysokopodvizhnykh gusenichnykh mashin. *Dissertatsiya ... doktora tekhnicheskikh nauk* [Scientific methods for determining the rational parameters of electromechanical transmissions of highly mobile tracked vehicles: Dissertation for Degree of DrSc in Engineering]: 05.05.03. Moscow, 2021. 317 p.
6. Gorelov V.A., Kositsyn B.B., Miroshnichenko A.V. [i dr.] Method for determining the characteristics of an individual traction electric drive of a two-link tracked vehicle at the design stage. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseyeva*. 2019. No 3 (126), pp. 120–134 (in Russ.).
7. Kotiyev G.O., Padalkin B.V., Miroshnichenko A.V. [i dr.] Theoretical studies of the mobility of high-speed tracked vehicles with electric transmissions. *Materialy*

- mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. Pod redaktsiyey I.A. Kalyayeva, F.L. Chernous'ko, V.M. Prikhod'ko. 2018, pp. 27–36 (in Russ.).
8. Larin V.V. Teoriya dvizheniya polnoprivodnykh kolesnykh mashin [Theory of motion of all-wheel drive vehicles]: uchebnyk. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2010. 391 p.
 9. Smirnov G.A. Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin [Theory of the movement of wheeled vehicles]. Uchebnyk dlya mashinostroitel'nykh spets. vuzov. 2 izd. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1990. 352 p.
 10. Gorelov V.A., Kositsyn B.B., Miroshnichenko A.V. [i dr.] Controller of the steering control system of a high-speed tracked vehicle with an individual drive of the driving wheels. Izvestiya MGTU «MAMI». 2019. No 4 (42), pp. 21–28 (in Russ.).
 11. Farobin Ya.E. Teoriya povorota transportnykh mashin [Theory of rotation of transport vehicles]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1970. 176 p.
 12. Isakov P.P. Teoriya i konstruktsiya tanka. Transmissii voyennykh gusenichnykh mashin [Theory and design of the tank. Military tracked vehicle transmissions]. T. 5. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1985. 367 p.
 13. Nikitin A.O. Teoriya tanka [Tank theory]. Moscow: Voyennaya ordena Lenina akademiya bronetankovykh voysk Publ., 1962. 590 p.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРИКЛАДНОГО ПАКЕТА RECURDYN

MATHEMATICAL MODELING OF THE MOVEMENT OF A TRACKED VEHICLE USING THE RECURDYN APPLICATION PACKAGE

В.И. ПОДДУБНЫЙ, д.т.н.

Алтайский государственный технический университет
им. И.И. Ползунова, Барнаул, Россия, poddubny@list.ru

V.I. PODDUBNYI, DSc in Engineering

Polzunov Altai State Technical University, Barnaul, Russia,
poddubny@list.ru

Математическое моделирование движения позволяет на стадии проектирования произвести оценку влияния конструктивных и эксплуатационных параметров гусеничных машин на их работоспособность, определить качественные и количественные показатели работы, рассмотреть вопросы управляемости. Применение программы RecurDyn с библиотекой специализированных пакетов расширения позволяет получить математическую модель машины, учитывающую ее конструкцию с задаваемой степенью детализации. С использованием пакетов расширения Professional и библиотеки Track(HM) пакета расширения Toolkit разработана модель гусеничной машины с торсионной подвеской, позволяющая проводить симуляцию стандартных маневров на различных опорных поверхностях. В пакете расширения CoLink реализована модель управления, обеспечивающая движение гусеничной машины по задаваемой траектории. За основу при разработке модели управления движением принята методика, основанная на прогнозировании положения машины через заданное время прогноза. В качестве управления принята разность скоростей забегающей и отстающей гусениц, обеспечивающая движение по задаваемой траектории. Разность скоростей ΔV определяется с использованием PID-регулирования по величинам бокового отклонения машины от задаваемой траектории и углового отклонения продольной оси машины от касательной к траектории в прогнозируемом положении. Модель управления позволяет симулировать движение машины с дифференциалом и планетарным механизмом поворота. Проведено моделирование движения по круговой траектории и маневра «змейка». Имитировалось движение гусеничной машины с планетарным механизмом поворота по твердой опорной поверхности с коэффициентом трения 0,7.

На основании результатов моделирования сделан вывод об адекватности математической модели гусеничной машины и работоспособности представленной модели управления движением. Разработанная модель позволяет симулировать различные маневры гусеничной машины для оценки устойчивости движения и управляемости, определять рациональные параметры гусеничного движителя по результатам моделирования движения при различных высотах неровностей и скоростях движения.

Ключевые слова: математическое моделирование, гусеничная машина, мехатронная система, прикладной пакет RecurDyn, модель управления движением.

Для цитирования: Поддубный В.И. Математическое моделирование движения гусеничной машины с использованием прикладного пакета RecurDyn // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 6. С. 68–75.
DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-68-75

Mathematical modeling of motion allows at the design stage to assess the impact of the design and operational parameters of tracked vehicles on their performance, determine the qualitative and quantitative performance indicators, and consider controllability issues. The use of the RecurDyn application with a library of specialized extension packages allows to obtain a mathematical model of the vehicle, taking into account its design with a specified degree of detail. A model of a tracked vehicle with a torsion bar suspension was developed using the Professional extension packs and the Track (HM) library of the Toolkit extension package. It allows simulating standard maneuvers on various supporting surfaces. The CoLink extension package implements a control model that ensures the movement of the tracked vehicle along a given trajectory. The basis for the development of the motion control model is a technique based on predicting the position of the vehicle after a given forecast time. As a control, the speed difference between the leading and lagging tracks was adopted. It ensures movement along a given trajectory. The difference in speeds ΔV is determined using PID – regulation by the values of the lateral deviation of the vehicle from the given trajectory and the angular deviation of the longitudinal axis of the vehicle from the tangent to the trajectory in the predicted position. The control model allows to simulate the movement of a vehicle with a differential and a planetary rotation mechanism. The simulation of movement along a circular trajectory and the snake maneuver was carried out. The movement of a tracked vehicle with a planetary steering mechanism on a solid support surface with a friction 0.7 coefficient was simulated.

Based on the simulation results, a conclusion about the adequacy of the mathematical model of the tracked vehicle and the performance of the presented motion control model was made. The developed model allows simulating various maneuvers of a tracked vehicle to assess the stability of movement and controllability, to determine the rational parameters of the tracked mover based on the results of simulation of movement at various heights of irregularities and speeds of movement.

Keywords: mathematical modeling, tracked vehicle, mechatronic system, RecurDyn application package, motion control model.

Cite as: Poddubny V.I. Mathematical modeling of the movement of a tracked vehicle using the RecurDyn application package. Traktory i sel'khoz mashiny. 2021. No 6, pp. 68–75 (in Russ.). DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-68-75

Введение

Значительное влияние на вертикальную и боковую динамику гусеничной машины оказывают движитель и система подрессоривания. Важнейшей научной задачей является определение их рациональных параметров, обеспечивающих допустимый уровень вертикальных колебаний и устойчивость движения по траектории в задаваемом интервале скоростей. Решению задач вертикальной динамики гусеничной машины посвящены работы [1–3]. Вопросы управляемости и определения критической по заносу скорости рассмотрены в работах [4–6]. Как было отмечено в работе [6], в связи с тем, что улучшение качества современных систем подрессоривания позволило практически снять ограничение средней скорости по плавности хода, актуальным стал вопрос управляемости гусеничных машин при ее колебаниях.

Определение рациональных параметров гусеничных машин и оценка устойчивости и управляемости могут быть произведены на основании рассмотрения результатов математического моделирования их движения. Следовательно, при создании современных гусеничных машин важным этапом является разработка их механико-математических моделей и последующее математическое моделирование для предварительной оценки их работоспособности, определения степени влияния различных конструктивных и эксплуатационных параметров на качественные и количественные показатели их работы.

Математическая модель при этом должна быть адекватна реальной гусеничной машине, учитывать взаимодействие ее отдельных составных частей между собой и с окружающей средой. В этом случае происходит появление дополнительных степеней свободы и усложнение модели. Использование уравнений Лагранжа 2-го рода при разработке механико-математических моделей систем предоставляется целесообразным для получения дифференциальных уравнений движения относительно несложных механических систем с небольшим количеством степеней свободы. При большом количестве степеней свободы задача существенно усложняется и увеличивается вероятность ошибки в аналитических расчетах.

В большинстве случаев современные машины представляют собой сложные мехатронные (компьютерно-управляемые) системы.

Поэтому необходимо введение в математическую модель машины алгоритмов управления для осуществления задаваемого движения. Такие возможности предоставляют специализированные пакеты Matlab-SimMechanik [7], CAMeL-View [8], Dymola [9] и другие. Для получения математической модели механической системы, адекватной реальному объекту, желательно описание контактных взаимодействий тел системы между собой и окружением.

Прикладной пакет RecurDyn [10] использует идеологию визуального объектно-ориентированного программирования и наиболее полно соответствует современным требованиям разработчиков механико-математических моделей мехатронных систем. Он содержит собственную библиотеку специализированных пакетов расширения, позволяющих разрабатывать математические модели автомобильной, тракторной техники, робототехнических систем, включать в состав твердотельных систем конечноэлементные модели гибких тел и поверхностей.

Цель исследований

Разработка механико-математической модели гусеничной машины и модели управления ее движением в RecurDyn для моделирования стандартных маневров.

Материалы и методы

С использованием пакетов расширения Professional и библиотеки Track(HM) пакета расширения Toolkit была разработана 3D-модель гусеничной машины, изображенная на рис. 1. Модель позволяет симулировать различные маневры гусеничной машины для оценки устойчивости движения и управляемости, определять рациональные параметры

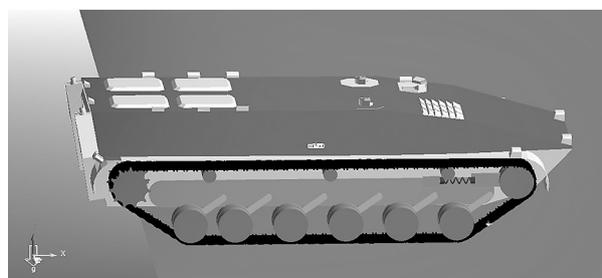


Рис. 1. 3D-модель гусеничной машины с торсионной подвеской

Fig. 1. 3D-model of a tracked vehicle with torsion bar suspension

гусеничного движителя и системы поддрессоривания по результатам моделирования движения при различных высотах неровностей и скоростях движения.

В качестве примера при исследовании принято: поддрессоренная масса машины 30000 кг, моменты инерции относительно осей, проходящих через центр масс $J_x = 24728 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_y = 100300 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и $J_z = 91343 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Значения коэффициентов жесткости (Stiffness Coefficient) и демпфирования (Damping Coefficient) резино-металлических шарниров (РМШ) в радиальном (Radial) и угловом (Rotation) относительно продольной оси симметрии Z шарнира направлениях для трака шириной 460 мм были определены расчетным путем на основании экспериментальных исследований, представленных в работах [11, 12]. Остальные значения были приняты равными по умолчанию в RecurDyn (рис. 2).

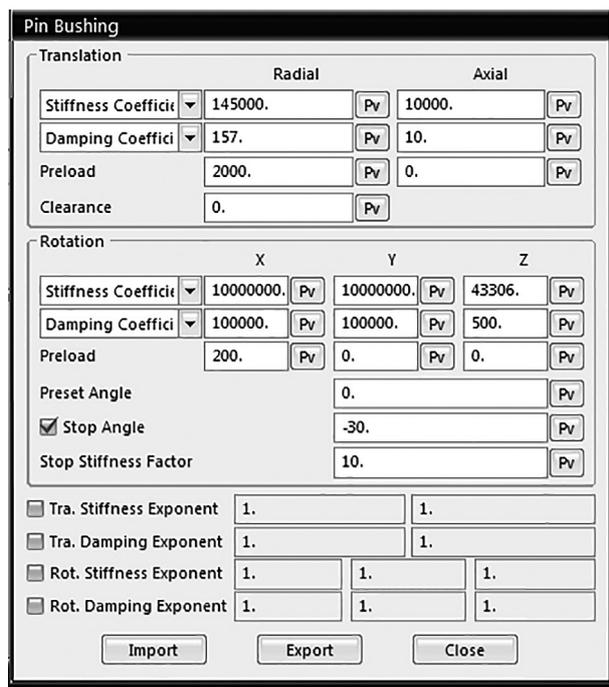


Рис. 2. Диалоговое окно RecurDyn с параметрами РМШ

Fig 2. The RecurDyn dialog box with silentblock parameters

По методике, изложенной в работах [1, 13], были определены расчетные значения коэффициентов жесткости и демпфирования для подвески с вертикальными упругими элементами, обеспечивающие высокую плавность хода быстроходной машины. Для определения коэффициента угловой жесткости торсионов

в RecurDyn было проведено моделирование плавного опускания гусеничной машины с вертикальными упругими элементами с расчетными значениями коэффициентов жесткости и определены усилия в упругих элементах (нагрузка на каток) и ход подвески под статическим действием веса машины. По задаваемому углу отклонения балансира при нулевой закрутке торсиона, радиусу балансира и найденным величинам хода подвески и нагрузки на каток были определены угол закрутки торсиона и величина его упругого момента. Коэффициент угловой жесткости торсиона был принят равным отношению упругого момента торсиона к углу его закрутки и составляет 47754 Н·м/рад. Амортизаторы соединены с балансирами первого, второго, пятого и шестого катков. Величина коэффициента демпфирования амортизаторов была определена исходя из соотношения между расчетными значениями коэффициентами жесткости и демпфирования для вертикальной пружинной подвески и равна 6826 Н·м/сек⁻¹.

Нормальные силы в контакте траков гусеницы с опорой принимаются пропорциональными деформации опоры и скорости ее изменения. Боковые и продольные силы определяются как произведение нормальной силы на текущее значение динамического коэффициента трения скольжения $f_{\text{дин}}$, задаваемого в функции от скорости скольжения трака и значения максимального коэффициента трения Friction Coefficient. Параметры контакта трака гусеницы с опорной поверхностью (коэффициент жесткости опоры – Spring Coefficient, демпфирования – Damping Coefficient и максимальное значение коэффициента трения – Friction Coefficient) были приняты по умолчанию в RecurDyn и представлены на рис. 3.

Зависимость динамического коэффициента трения скольжения для твердой опорной поверхности с максимальным значением коэффициента трения 0,7 от скорости скольжения изображена на рис. 4.

Разработанная модель была применена для оценки вертикальной динамики гусеничной машины. Было проведено математическое моделирование прямолинейного движения по синусоидальному макропрофилю резонансной частоты при различных высотах неровностей и скоростях движения. Результаты моделирования подтвердили работоспособность модели и корректность определенных расчетным образом параметров системы поддрессоривания [14].

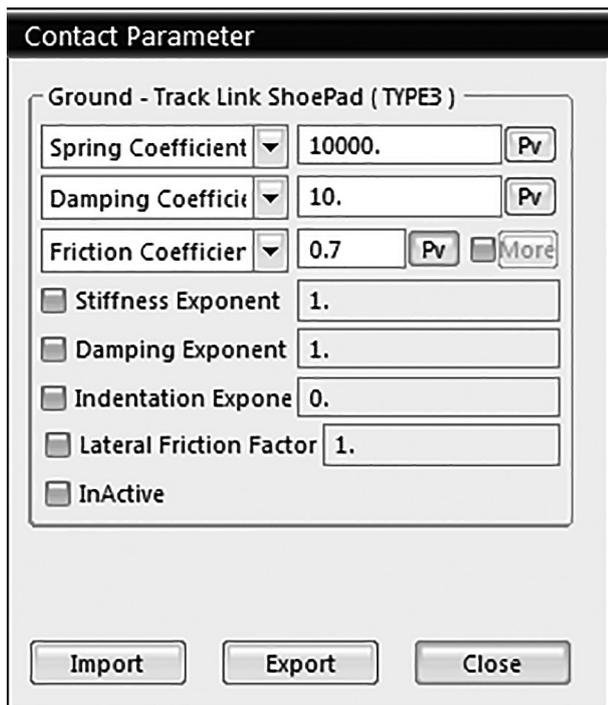


Рис. 3. Диалоговое окно с параметрами контакта трака с твердой опорной поверхностью

Fig. 3. The dialog box with parameters for track contact with a solid support surface

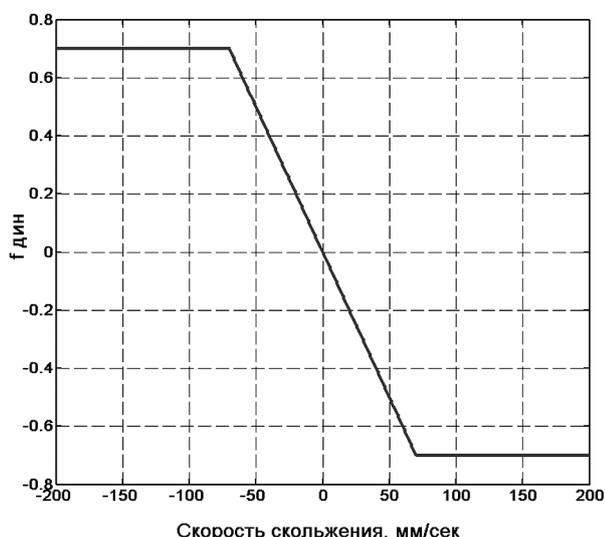


Рис. 4. Зависимость динамического коэффициента трения скольжения от скорости скольжения

Fig. 4. The dependence of the dynamic coefficient of sliding friction on the sliding speed

Для исследования стандартных маневров машины, таких как переставка, змейка, движение по круговой траектории, с использованием инструментальных средств пакета расширения CoLink была разработана модель, реализующая движение гусеничной машины по за-

даваемой траектории. Вследствие сложности визуального восприятия топология модели не приводится.

Входами модели являются кинематические параметры машины: координаты центра масс и проекции его скорости на неподвижные координатные оси (Y – вертикальная, X – продольная, Z – поперечная), угловая скорость и угол поворота корпуса машины относительно вертикальной оси Y . Кинематические параметры при моделировании предоставляет механико-математическая модель машины в RecurDyn.

Для определения закона управления предлагается следующая методика. За основу принимается модель водителя с прогнозированием положения машины через задаваемое время прогноза T_p [15]. Водитель оценивает величину отклонения от желаемой траектории Δy от точки, находящейся на расстоянии $L_p = T_p \cdot v_x$ по курсу гусеничной машины ГМ (рис. 5).

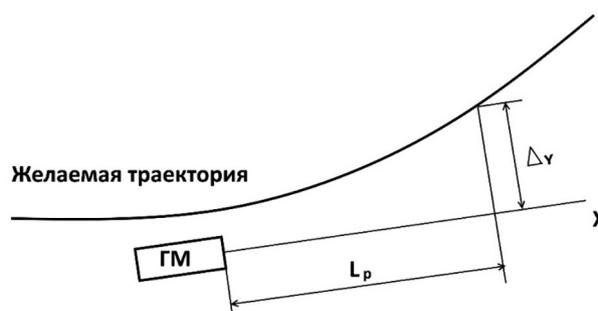


Рис. 5. Модель водителя

Fig. 5. Driver model

По величине отклонения определяется разность скоростей забегающей и отстающей гусениц, обеспечивающая движение по задаваемой траектории:

$$\Delta V = K \Delta y (t - t_d).$$

где K – коэффициент усиления; t_d – запаздывание водителя.

Коэффициент усиления по рекомендациям принимается равным 5, время запаздывания – 0,1 сек.

Недостатком данной модели является то, что предлагаемое управление не обеспечивает расположение продольной оси машины по касательной к траектории в прогнозируемом положении. С целью устранения этого недостатка предлагается дополнительно осуществлять управление, обеспечивающее поворот продольной оси машины для движения ее по касательной к траектории.

Для определения разности скоростей ΔV в этом случае применяется PID-регулирование:

$$\Delta V = K_p \delta_\varphi + K_d \omega + K_I \int \delta_\varphi,$$

где K_p , K_d , K_I – пропорциональный, дифференциальный и интегральный коэффициенты; δ_φ – угол между осью симметрии машины в текущем положении и касательной к траектории в прогнозируемом положении; ω – угловая скорость машины относительно вертикальной оси.

Логичным представляется одновременное осуществление коррекции бокового и углового отклонений машины. Разность скоростей при этом определяется выражением:

$$\Delta V = K \Delta_y (t - t_d) + K_p \delta_\varphi + K_d \omega + K_I \int \delta_\varphi.$$

Подбор рациональных значений коэффициентов PID-регулятора осуществлялся по результатам вычислительного эксперимента. Моделировался маневр «переставка». В качестве критерия рациональности значений коэффициентов было принято среднеквадратичное отклонение центра масс машины от задаваемой траектории. По результатам моделирования коэффициенты были приняты равными: пропорциональный $K_p = 50$, дифференциальный $K_d = 5$ и интегральный $K_I = 1$. Результаты моделирования других маневров подтвердили корректность подобранных значений коэффициентов.

Модель позволяет реализовывать управление движением гусеничной машиной с дифференциальным или планетарным механизмами поворота. При повороте машины с дифференциальным механизмом скорость забегающей гусеницы увеличивается на $\Delta V/2$, отстающей – уменьшается на эту же величину. Для машины с планетарным механизмом поворота скорость забегающей гусеницы сохраняется равной задаваемой, скорость отстающей уменьшается на величину ΔV .

Текущие значения ΔV , преобразованные в приращения угловой скорости ведущих звездочек $\Delta\omega$, подаются на вход модели машины в RecurDyn. Задаваемые значения угловых скоростей звездочек левой и правой гусеницы реализуются подачей на звездочки крутящего момента, определяемого встроенной в RecurDyn функцией «motion», обеспечивающей задаваемое значение угловой скорости звездочки.

Модель позволяет проводить симуляцию маневров «смена полосы движения», «змейка» (дви-

жение по синусоидальной траектории), «движение по окружности задаваемого радиуса».

Траектории «змейка» и «смена полоса движения» в CoLink-модели задаются табличным способом, при определении отклонений гусеничной машины от круговой траектории используется аналитическое описание окружности задаваемого радиуса. Угол, составляемый касательной к траектории с продольной осью X в прогнозируемом положении машины, определяется по координатам точек траектории в ближайшей окрестности задаваемого положения для табличного способа и с использованием аналитического уравнения окружности – для круговой траектории. Угловое отклонение δ_φ определяется как разность найденного угла и текущего угла поворота корпуса машины относительно вертикальной оси Y . Отклонение от задаваемой траектории Δ_y находится по координатам прогнозного положения машины и координатам его задаваемого положения.

Результаты и обсуждение

Моделировалось движение по твердой опорной поверхности. На рис. 6 приведена траектория гусеничной машины при задаваемом движении по окружности радиуса 25 м со скоростью 20 км/ч. При движении обеспечивалось постоянное значение скорости левой забегающей гусеницы и подтормаживалась правая гусеница (планетарный механизм поворота).

На рис. 7 представлена зависимость от времени крутящих моментов на левой и правой звездочках для обеспечения задаваемого кругового движения, на рис. 8 – скорости левой и правой гусениц. На рис. 9 изображены задаваемая и действительная траектории при выполнении маневра «змейка». Отклонение машины от задаваемой траектории не превышает 5 см. Полученные результаты свидетельствуют об адекватности математической модели гусеничной машины и работоспособности представленной модели управления движением с прогнозированием положения машины через заданное время.

Выводы

С использованием прикладного пакета RecurDyn и пакета расширения Colink разработана мехатронная модель гусеничной машины для моделирования стандартных маневров. Проведено моделирование движения машины по круговой траектории и выполне-

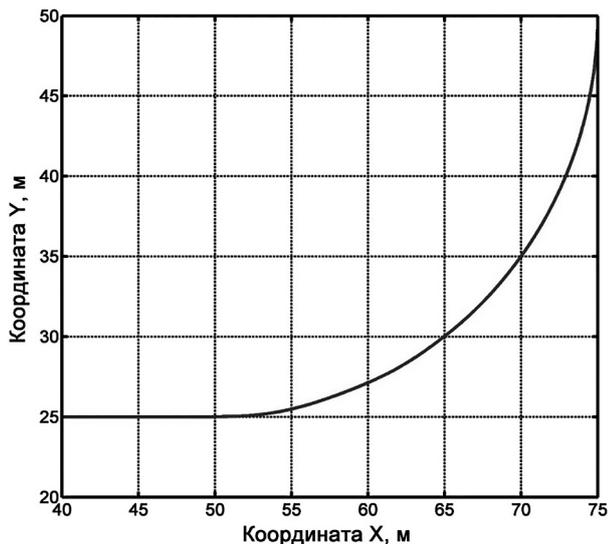


Рис. 6. Траектория при задаваемом движении по окружности радиуса 25 м

Fig. 6. The trajectory for a given movement along a circle with a radius of 25 meters

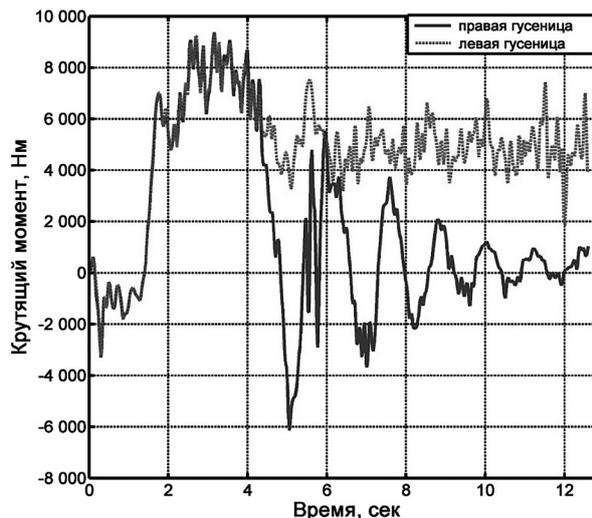


Рис. 7. Крутящий момент на правой и левой ведущих звездочках

Fig. 7. The torque on the right and left drive sprockets

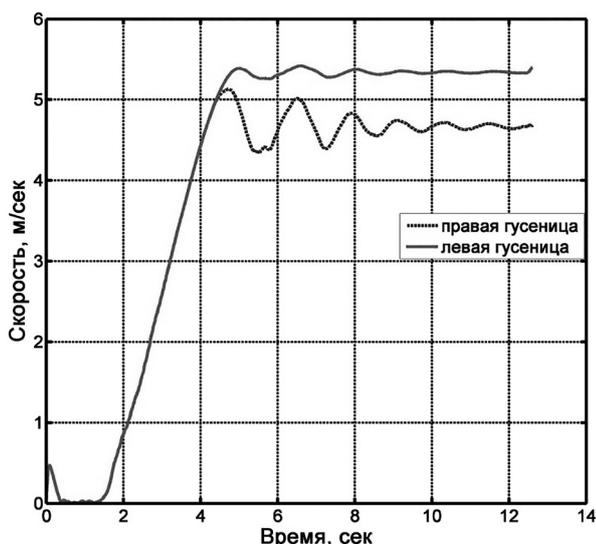


Рис. 8. Скорости левой и правой гусеницы

Fig. 8. Left and right track speeds

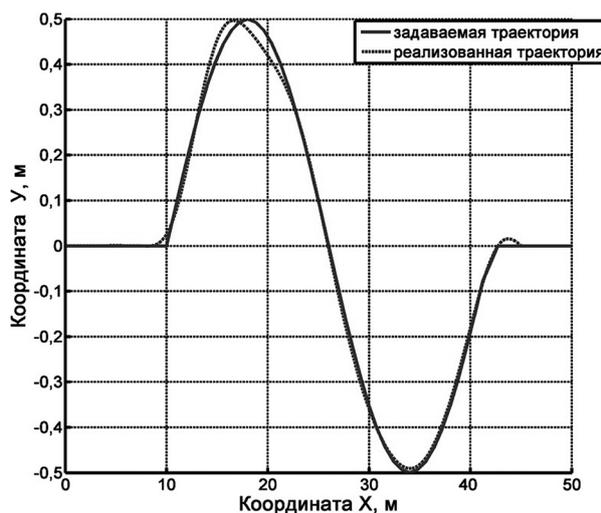


Рис. 9. Задаваемая и реализованная траектории при выполнении маневра «змейка»

Fig. 9. Set and implemented trajectory when performing the snake maneuver

ние маневра «змейка» на твердой опорной поверхности со скоростью 20 км/ч. Результаты математического моделирования подтвердили адекватность модели гусеничной машины и работоспособность модели управления, основанной на прогнозировании положения машины через задаваемое время.

Разработанная модель позволяет симулировать различные маневры гусеничной машины, по результатам моделирования движения при различных высотах неровностей и скоростях движения определять рациональные па-

раметры гусеничного движителя и системы поддрессирования, оценивать вертикальную динамику гусеничной машины. В перспективе предполагается использование разработанной модели для определения эффективности гусеничного движителя по критерию неспадания гусеницы при движении с различными скоростями на разных опорных поверхностях.

Литература

1. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчет нелинейных систем поддрессори-

- вания гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1976. 207 с.
2. Котиев Г.О. Прогнозирование эксплуатационных свойств систем поддрессирования военных гусеничных машин: автореф. дис. ... докт. техн. наук. М., 2000, 25 с.
 3. Савочкин В.А., Шарипов В.М., Смирнов И.А., Шишанов С.М., Тарасова Л.И. Метод выбора рациональных параметров системы поддрессирования быстроходной гусеничной машины // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 3. С. 18–21.
 4. Ягубов В.Ф., Стрелков А.Г., Шапкин А.Н. Анализ управляемого криволинейного движения быстроходных гусеничных машин // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 4. С. 12–18.
 5. Наумов В.Н., Машков К.Ю., Пехтерев А.А., Рубцов В.И. Алгоритм предотвращения неуправляемого движения гусеничных роботов // Известия ЮФУ. Технические науки. 2017. № 1 (186). С. 29–42.
 6. Наказной О.А. Аналитическая зависимость критической по заносу скорости быстроходной гусеничной машины от ее колебаний // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. Вып. 10. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/973.html>
 7. Дьяконов В.П. Матлаб 6.5+Simulink 4/5. М.: СОЛОН-Пресс, 2002. 768 с.
 8. Поддубный В.И., Павлюк А.С., Поддубная М.Л. Разработка мехатронных моделей механических систем с использованием прикладного пакета CAMEL-View // Ползуновский вестник. 2013. № 4/3. С. 110–116.
 9. Поддубный В.И., Трехтлер А., Йекер К.П., Харченко Е., Варкентин А. Моделирование активной подвески для автомобиля повышенной проходимости и оценка возможности ее использования для снижения нагрузки на колесо с поврежденной шиной // Мехатроника автоматизация, управление. 2013. № 9. С. 47–50.
 10. Поддубный В.И., Поддубная М.Л. Разработка математических моделей механических систем с использованием прикладного пакета RecurDyn // Ползуновский вестник. 2015. № 1. С. 57–62.
 11. Коростелев С.А., Нечаев К.С., Бокин Д.П. Влияние режимов нагружения на механические характеристики материала резиновых элементов РМШ гусеничного движителя // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2009. № 1 (51). С. 46–52.
 12. Коростелев С.А., Целищев В.А., Каширский Д.Ю. Экспериментальное определение характеристик резиновых элементов РМШ гусеничного движителя // Ползуновский вестник. 2012. № 1/1. С. 146–150.
 13. Сергеев Л.В. Теория танка. М.: Издание академии бронетанковых войск, 1973. 495 с.
 14. Поддубный В.И., Трехтлер А., Варкентин А., Крюгер М. Механико-математическая модель гусеничной машины для разработки инновационного движителя и системы поддрессирования // Вестник машиностроения. 2017. № 3. С. 46–50.
 15. Универсальный механизм 7.0. Моделирование динамики гусеничных машин. Руководство пользователя. 2012. URL: http://www.universalmechanism.com/download/70/rus/18_um_caterpillar.pdf (дата обращения 30.03.2020).

References

1. Dmitriyev A.A., Chobitok V.A., Tel'minov A.V. Teoriya i raschet nelineynykh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin [Theory and calculation of non-linear suspension systems for tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1976. 207 p.
2. Kotiyev G.O. Prognozirovaniye ekspluatatsionnykh svoystv sistem podressorivaniya voyennykh gusenichnykh mashin: avtoref. dis. ... d-ra tekhn. nauk [Forecasting the performance properties of suspension systems for military tracked vehicles: Dissertation for Degree of DrSc in Engineering]. Moscow, 2000, 25 p.
3. Savochkin V.A., Sharipov V.M., Smirnov I.A., Shishanov S.M., Tarasova L.I. Method for choosing rational parameters of the suspension system of a high-speed tracked vehicle. Traktory i sel'khoz-mashiny. 2015. No 3, pp. 18–21 (in Russ.).
4. Yagubov V.F., Strelkov A.G., Shapkin A.N. Analysis of the controlled curvilinear motion of high-speed tracked vehicles. Traktory i sel'khoz-mashiny. 2012. No 4, pp. 12–18 (in Russ.).
5. Naumov V.N., Mashkov K.Yu., Pekhterev A.A., Rubtsov V.I. Algorithm for preventing uncontrolled movement of caterpillar robots. Izvestiya YUFU. Tekhnicheskiye nauki. 2017. No 1 (186), pp. 29–42 (in Russ.).
6. Nakaznoy O.A. Analytical dependence of the critical skid speed of a high-speed tracked vehicle on its oscillations. Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii, 2013, vyp. 10 (in Russ.). URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/973.html>
7. D'yakonov V.P. Matlab 6.5+Simulink 4/5 [Matlab 6.5+Simulink 4/5]. Moscow: SOLON-Press Publ., 2002. 768 p.
8. Poddubnyy V.I., Pavlyuk A.S., Poddubnaya M.L. Development of mechatronic models of mechanical systems using the CAMEL-View application.

- Polzunovskiy vestnik. 2013. No 4/3, pp. 110–116 (in Russ.).
9. Poddubnyy V.I., Trekhtler A., Yyeker K.P., Kharchenko Ye., Varkentin A. Modeling an active suspension for a cross-country vehicle and assessing the possibility of using it to reduce the load on a wheel with a damaged tire. *Mekhatronika avtomatizatsiya, upravleniye*. 2013. No 9. pp. 47–50 (in Russ.).
10. Poddubnyy V.I., Poddubnaya M.L. Development of mathematical models of mechanical systems using the RecurDyn application package. *Polzunovskiy vestnik*. 2015. No 1, pp. 57–62 (in Russ.).
11. Korostelev S.A., Nechayev K.S., Bokin D.P. Influence of loading modes on the mechanical characteristics of the material of the rubber elements of the silentblock of caterpillar mover. *Vestnik Altayskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2009. No 1 (51), pp. 46–52 (in Russ.).
12. Korostelev S.A., Tselishchev V.A., Kashirskiy D.Yu. Experimental determination of the characteristics of the rubber elements of the silentblock caterpillar mover. *Polzunovskiy vestnik*. 2012. No 1/1, pp. 146–150 (in Russ.).
13. Sergeev L.V. *Teoriya tanka [Tank theory]*. Moscow: Izdaniye akademii bronetankovykh voysk Publ., 1973. 495 p.
14. Poddubnyy V.I., Trekhtler A., Varkentin A, Kryuger M. Mechanical and mathematical model of a tracked vehicle for the development of an innovative propulsion and suspension system. *Vestnik mashinostroyeniya*. 2017. No 3, pp. 46–50 (in Russ.).
15. Universal'nyy mekhanizm 7.0. Modelirovaniye dinamiki gusenichnykh mashin. *Rukovodstvo pol'zovatelya [Mechanism 7.0. Modeling the dynamics of tracked vehicles. User guide.]*. 2012. URL: http://www.universalmechanism.com/download/70/rus/18_um_caterpillar.pdf (accessed: 30.03.2020).

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ, РАБОТАЮЩИХ С УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИМИ ПРИВОДАМИ ВЕДУЩИХ КОЛЕС

EFFICIENCY OF USE OF MACHINE AND TRACTOR UNITS OPERATING WITH ELASTIC DAMPING DRIVES OF DRIVING WHEELS

О.И. ПОЛИВАЕВ, д.т.н.
С.Н. ПИЛЯЕВ, к.т.н.
Д.Б. БОЛОТОВ

Воронежский государственный аграрный университет
имени императора Петра I, Воронеж, Россия,
BDB1998@ya.ru

O.I. POLIVAЕV, DSc in Engineering
S.N. PILYAEV, PhD in Technology
D.B. BOLOTOV

Voronezh State Agrarian University n.a. Emperor Peter the Great,
Voronezh, Russia, BDB1998@ya.ru

В настоящее время в сельском хозяйстве актуальным направлением является наращивание объемов производства продукции. Для этого необходимо иметь мощные энергетические средства, работающие на высоких скоростных режимах. Однако при этом возникают повышенные колебания в трансмиссии трактора, которые передаются от почвы. Эти колебания негативно влияют на узлы и агрегаты мобильного энергетического средства, приводят к росту расхода топливо-смазочных материалов, ухудшению плавности хода, а также оказывают отрицательное воздействие на здоровье оператора транспортного средства. По этой причине необходимо совершенствовать конструкцию современных мобильных энергетических средств.

Анализ работ по этой тематике показал, что наиболее эффективным способом защиты от динамических нагрузок со стороны внешних воздействий является установка упругих элементов в конечном звене трансмиссии. В работе проанализированы различные конструкции упругодемпфирующих приводов (УДП). Была предложена конструкция УДП ведущих колес (патент на полезную модель РФ № 203460). Предлагаемый лопастной УДП жестко закреплен на диске колеса и имеет две полости. Полость прямого хода соединена с двумя газогидравлическими аккумуляторами, один из которых имеет регулируемый дроссель, а вторая полость, обратного хода, соединена с одним газогидравлическим аккумулятором. Обе полости демпфера заполнены магнитно-реологической жидкостью, вязкость которой изменяется электромагнитными катушками, в зависимости от изменений колебаний момента на полуосях. Приводы были установлены на трактор МТЗ-80.1. Исследования проведены в составе транспортного и пахотного агрегатов. При работе с транспортным агрегатом по грунтовой дороге за счет УДП снижается буксование движителей и повышается скорость движения на 6–9 %. При работе трактора на пахоте, буксование движителей снижается на 10–16 %, а скорость движения повышается на 7–12 %. Это повышает производительность тракторного агрегата на 6–12 %.

Ключевые слова: упругодемпфирующий привод, колебания, ведущее колесо, машинно-тракторный агрегат.

Для цитирования: Поливаев О.И., Пиляев С.Н., Болотов Д.Б. Эффективность использования машинно-тракторных агрегатов, работающих с упругодемпфирующими приводами ведущих колес // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 6. С. 76–81. DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-76-81

Nowadays an urgent direction in agriculture is the issue of increasing the volume of production. In order to do this, it is necessary to have powerful energy facilities operating at high speed modes. But at the same time, the increased vibrations appear in the tractor transmission, which are transmitted from the soil. These fluctuations negatively affect the units and assemblies of the mobile power plant, lead to an increase in the consumption of fuel and lubricants, a deterioration in the ride smoothness, and also have a negative effect on the health of the vehicle operator. For this reason, it is necessary to improve the design of modern mobile power tools.

Analysis of works on this topic has shown that the most effective way to protect against dynamic loads from external influences is the setting of elastic elements in the final link of the transmission. The paper analyzes various designs of elastic damping drives (EDD). The design of the EDD of driving wheels was proposed (utility model patent of the Russian Federation No. 203460). The proposed blade EDD is rigidly fixed on the wheel disk and has two cavities. The forward stroke cavity is connected to two gas-hydraulic accumulators, one of which has an adjustable throttle, and the second cavity of the return stroke is connected to one gas-hydraulic accumulator. Both cavities of the damper are filled with a magneto-rheological fluid, which viscosity changes by electromagnetic coils, depending on changes in the oscillations of the moment on the semi-axes. The drives were installed on the MTZ-80.1 tractor. The studies were carried out as part of transport and arable units. When working with a transport unit on a dirt road due to the

EDD the slipping of the propellers is reduced and the speed of movement is increased by 6–9 %. When the tractor is plowing, the skidding of the propellers is reduced by 10–16 %, and the speed of movement is increased by 7–12 %. This increases the productivity of the tractor unit by 6–12 %.

Keywords: elastically damping drive, fluctuations, driving wheel, machine and tractor unit.

Cite as: Polivayev O.I., Pilyayev S.N., Bolotov D.B. Efficiency of use of machine and tractor units operating with elastic damping drives of driving wheels. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2021. No 6, pp. 76–81 (in Russ.). DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-76-81

Введение

Повышение скорости движения и мощности тракторных агрегатов вызывает повышенную динамическую нагруженность на детали трансмиссии и почву. Следовательно, повысить производительность тракторных агрегатов возможно за счет снижения динамических нагрузок на трансмиссию, двигатель и почву [1, 2].

Для этой цели в конечное звено трансмиссии вводят упругодемпфирующие приводы (УДП) ведущих колес. Однако крутящий момент на полуосях тракторов достигает 10000 Нм и более. Поэтому УДП должны быть надежными, удобными в обслуживании, обладать малой металлоемкостью и эффективно гасить колебания крутящего момента в трансмиссии [3].

Анализ литературы и существующих конструкций упругих приводов показал, что наиболее эффективной является регрессивно-прогрессивная характеристика, имеющая большую жесткость при высоких нагрузках и запас потенциальной энергии при работе с незначительными нагрузками (рис. 1) [4–6].

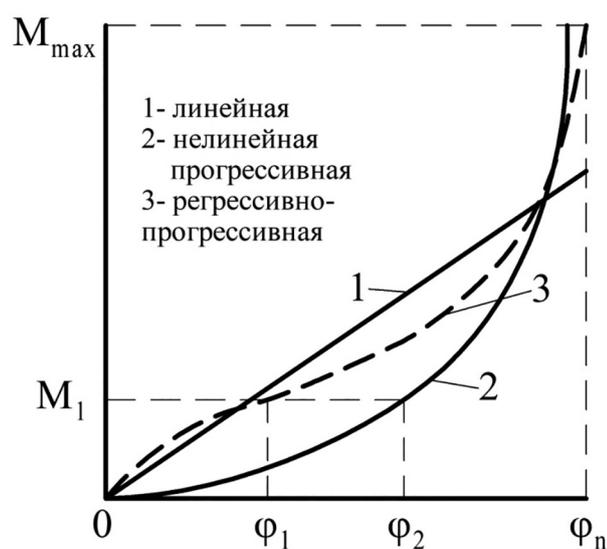


Рис. 1. Характеристики упругодемпфирующих приводов

Fig. 1. Characteristics of elastic damping drives

Нами были проведены испытания различных УДП, изготовленных на Липецком тракторном заводе. На рис. 2 показан упругий привод, установленный в конечной передаче трактора ЛТЗ-55А (а.с. № 1391977).

Привод состоит из ступицы 3 и зубчатого венца 1, между которыми установлены упругие элементы 2, 4 и 5 (рис. 2). Зубчатый венец 1 за счет сжатия упругих элементов 2, 4 и 5 поворачивается относительно ступицы. Это обеспечивает нелинейную характеристику, обладающую широким диапазоном изменения жесткости и демпфирования, что позволяет сместить область резонансных частот в нерабочую зону, а колебания сгладить.

Еще одним анализируемым УДП является привод, представленный на рис. 3 (пат. РФ № 1602770).

Привод включает внутренний и наружный трубчатые элементы со сквозными отверстиями, внутри которых установлены упругие элементы 2, 3 и 4. Во время движения трактора ступица 5 поворачивается относительно

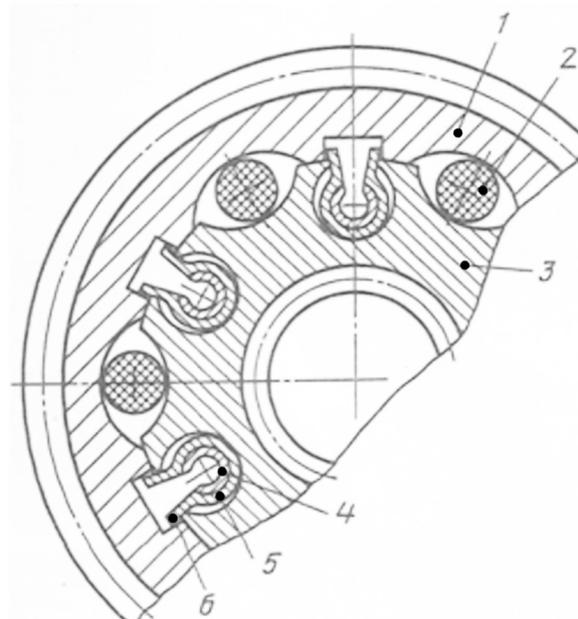


Рис. 2. Упругий привод трактора ЛТЗ-55А

Fig. 2. The elastic drive of LTZ-55A tractor

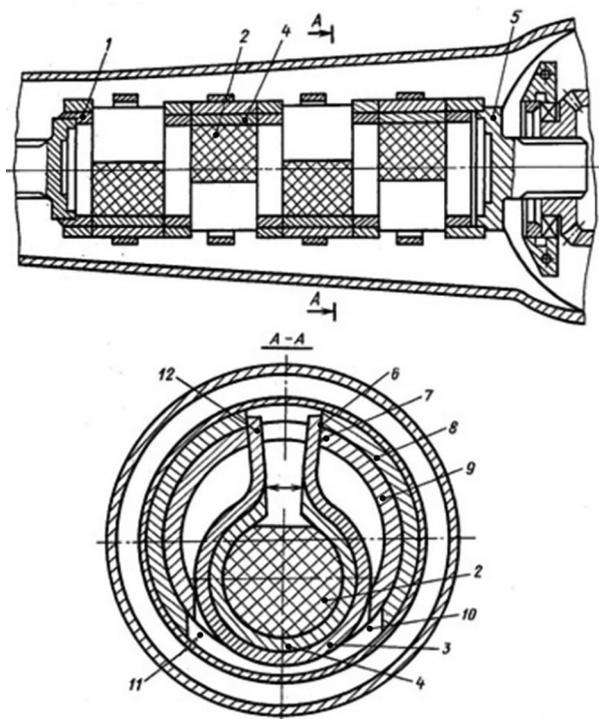


Рис. 3. УДП в полусях трактора ЛТЗ-155

Fig. 3. EDD in the axle shafts of the tractor LTZ-155

ступицы полуоси 1, что приводит к сжатию упругих элементов 2, 3 и 4. Возникающие колебания со стороны движителей сглаживаются упругими элементами, а при ударных нагрузках в работу вступают опорные концы 12 пружин 3, которые воспринимают значительные перегрузки. Это снижает динамическую нагруженность трансмиссии и двигателя.

Данные приводы (рис. 2, 3) были изготовлены на Липецком тракторном заводе и прошли государственные испытания. Опытное внедрение на тракторах Липецкого тракторного завода показало их эффективность. У тракторов ЛТЗ-55А и ЛТЗ-155 с упругими приводами повышается производительность и снижается расход топлива на 5–9 % [2].

Недостатком данных конструкций является ограниченный динамический диапазон регулирования упругодемпфирующих свойств приводов, кроме того они не могут мгновенно реагировать на колебания, которые передаются на ведущие колеса со стороны внешних воздействий. Это снижает эксплуатационные возможности тракторного агрегата.

Цель исследований

Улучшение эксплуатационных характеристик машинно-тракторного агрегата путем

оптимального регулирования упругодемпфирующих свойств привода во всех тягово-скоростных диапазонах его работы.

Материалы и методы

В основу проведения исследований был принят ГОСТ 7057–2001 «Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний» и ГОСТ 30745–2001 «Тракторы сельскохозяйственные. Методы определения тяговых показателей». В качестве объекта сравнительных исследований был выбран трактор МТЗ 80.1 с прицепом 2ПТС-4,5, а также в составе пахотного агрегата с плугом ПЛН 3-35 (рис. 4, 5).



Рис. 4. Объект испытаний – трактор МТЗ 80.1 с прицепом 2 ПТС-4

Fig. 4. Test object – tractor MTZ 80.1 with trailer 2 PTS-4



Рис. 5. Объект испытаний – трактор МТЗ 80.1 с плугом ПЛН 3-35

Fig. 5. Test object – tractor MTZ 80.1 with plow PLN 3-35

Для проведения испытаний была изготовлена ступица 1 с лопастным приводом, установленным на диске ведущего колеса, и газогидравлические аккумуляторы 2. Кроме того была изготовлена тензорамка, установленная на ведущих полуосях, для снятия колебаний крутящего момента при работе трактора. Сигнал с тензорамки подается через токосъемник 3 на электронный блок управления и далее на электромагнитные катушки и регулируемые дроссели (рис. 6, 7).

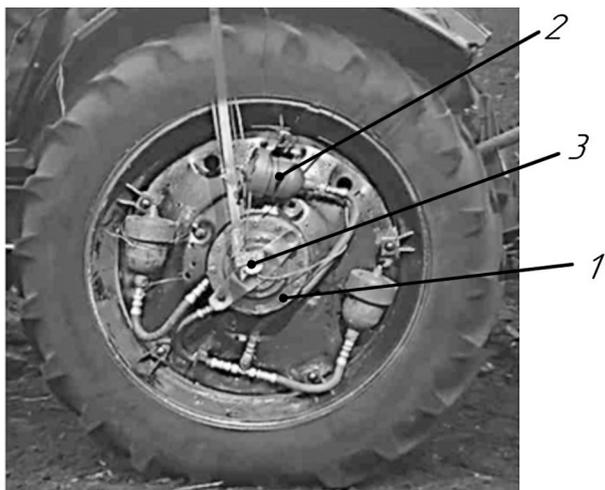


Рис. 6. Опытный привод на ведущих колесах трактора МТЗ 80.1

Fig. 6. The experimental drive on the driving wheels of the MTZ 80.1 tractor

Схема подключения оборудования, которое использовалось при проведении испытаний трактора МТЗ 80.1 с установленным опытным приводом на ведущих колесах, представлена на рис. 8.

Результаты и обсуждение

Схема испытуемого УДП с газогидравлическими аккумуляторами представлена на рис. 9 [7].

Привод включает диск ведущего колеса 1, ступицу демпфера 2, установленную подвижно на оси 3, внутри которой, на этой же полуоси, жестко установлена лопасть 6, которая упирается в упор 7 ступицы 2. Лопасть 6 делит ступицу на две полости 4 и 5. В упор демпфера вмонтированы электромагнитные катушки 8 и 9, связанные с электронным блоком управления (ЭБУ) 10, который получает сигнал от датчика колебаний крутящего момента 11, установлен-

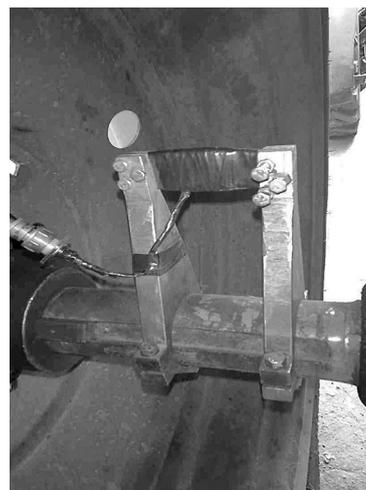


Рис. 7. Тензорамка, установленная на полуосях ведущих колес

Fig. 7. Tensor frame mounted on the axle shafts of the driving wheels

ного на ведущей оси 6. Внутренняя полость ступицы заполнена магнитно-реологической жидкостью, которая является активным элементом и меняет вязкость за счет электромагнитного поля катушек 8 и 9. При этом на входе газогидравлического аккумулятора 17 установлен управляемый ЭБУ регулируемый дроссель 23. Полость прямого хода 4 гидравлического демпфера соединена гидромагистралью 12 с полостями 14 и 15 соответственно газогидравлических аккумуляторов 17 и 18, имеющих газовые полости 20 и 21. А полость обратного хода 5 через магистраль 13 соединена с полостью 16 газогидравлического аккумулятора 19, имеющим газовую полость 22. Магнитно-реологическая жидкость состоит из смеси синтетического масла, содержащего в себе железные микрочастицы размером 1–5 мкм.

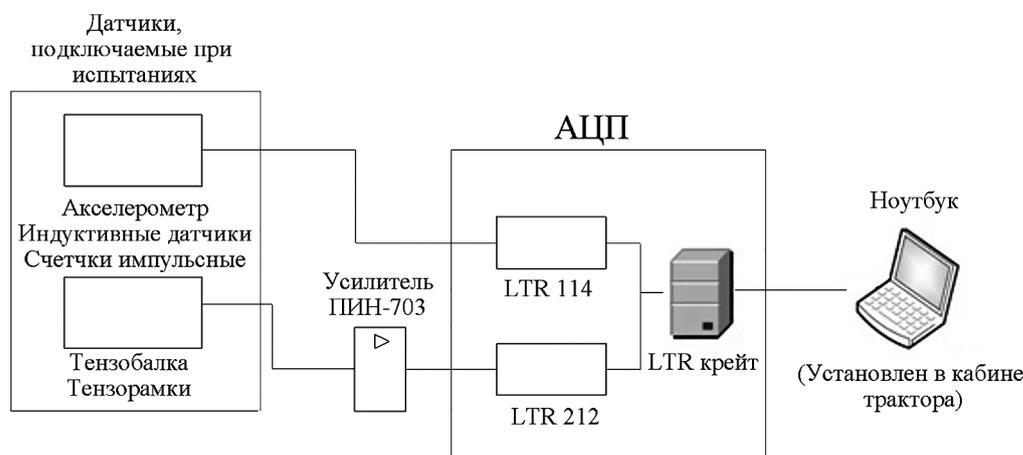


Рис. 8. Принципиальная схема подключения оборудования

Fig. 8. Schematic diagram of equipment connection

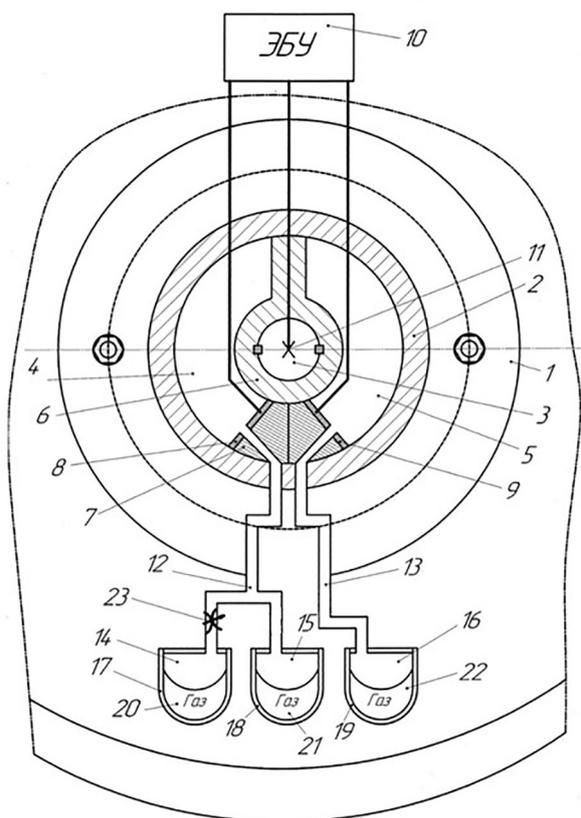


Рис. 9. Упругодемпфирующий привод с газогидравлическими аккумуляторами

Fig. 9. The elastic damping drive with gas-hydraulic accumulators

Изменение вязкости магнитно-реологической жидкости и работа управляемого регулируемого дросселя 23 находится в зависимости от команды датчика колебаний крутящего момента на ЭБУ, который по заданной программе обеспечивает оптимальное регулирование упругодемпфирующих свойств приводов ведущих колес, что приводит к минимуму колебаний при работе тракторного агрегата. Активным элементом данного привода, кроме магнитно-реологической жидкости, является регулируемый дроссель, который по заданной программе ЭБУ изменяет демпфирующие свойства жидкости и регулирует ее поток.

Работа привода. Во время движения транспортного средства по неровностям почвы крутящий момент на его ведущей оси 3 постоянно колеблется с различной амплитудой и частотой. С учетом этого демпфер привода ведущих колес транспортного средства мгновенно изменяет демпфирующее свойство магнитно-реологической жидкости.

При прямом ходе лопасть 6 давит на рабочую жидкость и направляет ее по магистрали 12 через управляемый ЭБУ регулируемый

дроссель 23 в камеру 14 газогидроаккумулятора 17. Кроме того, рабочая жидкость поступает по этой же магистрали 12 в полость 15 второго газогидроаккумулятора, сжимая при этом газ в полостях 20 и 21. Транспортное средство плавно трогается с места без значительного буксования движителей. При трогании магнитно-реологическая жидкость из полости 16 газогидравлического аккумулятора 19 поступает в полость 5. При разгоне происходит отдача запасенной энергии пневмоаккумуляторами 17 и 18, что приводит к увеличению разгонных свойств тракторного агрегата. При дальнейшем движении колебания гасятся за счет изменения вязкости магнитно-реологической жидкости в демпфере привода и работе управляемого ЭБУ регулируемого дросселя 23 совместно с газогидравлическими аккумуляторами 17 и 18.

Проходное сечение управляемого регулируемого дросселя по заданной программе ЭБУ изменяется в зависимости от колебаний момента сопротивления. При изменении колебаний момента сопротивления в прямом и обратном движении за счет управляемого регулируемого дросселя 23 и изменения вязкости магнитно-реологической жидкости устраняются динамические и резонансные колебания в приводе ведущих колес, и они не передаются на трансмиссию и двигатель.

Во время работы с малыми и средними значениями колебаний момента сопротивления уровень сигнала с датчика колебаний крутящего момента 11 поступает на ЭБУ-10, где происходит обработка этого сигнала и по заданной программе он воздействует на электромагнитные катушки 8 и 9, а также на регулируемый дроссель 23, который управляет потоком магнитно-реологической жидкости, тем самым поддерживая оптимальное заданную жесткость газогидравлических аккумуляторов 17 и 18; при этом происходит гашение колебаний.

При возникновении повышенных колебаний на полуосях колес (переезд препятствий, значительные динамические нагрузки или попадание в зону резонанса) с датчика колебаний крутящего момента 11 подается сигнал на ЭБУ-10. Далее этот сигнал с ЭБУ изменяет силу тока в электромагнитных катушках 8 и 9 гидравлического демпфера, а следовательно, вязкость жидкости. При этом сигнал также с ЭБУ-10 по заданной программе воздействует на регулируемый дроссель 23, закрывая проход жидкости в газогидравлический аккумулятор 17. Таким образом, в работе остается только один газогидравлический аккумулятор 18 с повышенной жесткостью

пневмоэлемента. Это позволяет увеличить жесткость привода и мгновенно изменяет его характеристику, что приводит к устранению пробоев и резонансных режимов.

Испытания активного упругодемпфирующего привода (рис. 4, 5) были проведены на транспортных работах, а также при работе с пахотным агрегатом (плуг ПЛН-3-35). Результаты испытаний показали, что при работе с транспортным агрегатом по грунтовой дороге за счет УДП снижается буксование движителей и повышается скорость движения на 6–9 %. При работе трактора на пахоте буксование движителей снижается на 10–16 %, а скорость движения повышается на 7–12 %. Это повышает производительность тракторного агрегата на 6–12 %.

Таким образом, работа управляемого ЭБУ регулируемого дросселя совместно с меняющейся вязкостью магнитно-реологической жидкостью и двумя газогидравлическими аккумуляторами различной жесткости позволяет приводу ведущих колес активно реагировать на любые изменения почвенного фона. Это приводит к повышению эксплуатационных возможностей тракторного агрегата за счет расширения динамического диапазона его работы.

Выводы

1. Совместная работа управляемых ЭБУ регулируемых дросселей, газогидравлических аккумуляторов и изменение вязкости магнитно-реологической жидкости, в зависимости от колебаний момента сопротивления, позволяет приводу настраиваться на оптимальное значение его жесткостных и демпфирующих качеств. Это дает возможность приводу ведущих колес практически мгновенно реагировать на любые изменения сопротивлению движения машинно-тракторного агрегата.

2. Установка активного упругодемпфирующего привода повышает производительность машинно-тракторного агрегата (транспортные работы и пахота) на 6–12 % за счет расширения динамического диапазона его работы.

Литература

1. Кравченко В.А. Результаты исследований пахотного агрегата на базе трактора класса 1,4 с упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии // Вестник ВИЭСХ. 2017. № 2 (27). С. 87–91.
2. Поливаев О.И., Иванов В.И. Повышение тягово-динамических свойств мобильных энергетических средств за счет совершенствования приводов ведущих колес: монография. М.: Русайнс, 2016. 184 с.

3. Жутов А.Г., Аврамов В.И., Ляпкосова И.А. Динамическая жесткость конечной передачи трактора с встроенным пневмогидравлическим демпфером // Тракторы и сельхозмашины. 2010. № 10. С. 51–52.
4. Поливаев О.И. Влияние приводов ведущих колес трактора на выполнение отдельных технологических операций // Тракторы и сельхозмашины. 1981. № 6. С. 18–19.
5. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
6. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972. 265 с.
7. Поливаев О.И., Золотых Е.Д., Болотов Д.Б., Можейко А.В. Привод ведущего колеса транспортного средства: патент на полезную модель № 203460 Российская Федерация, МПК В60 G 11/18 (2020.08) / заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ; заявлено. 21.09.2020; опубл. 06.04.2021, Бюл. № 10.

References

1. Kravchenko V.A. Results of studies of an arable unit based on a class 1.4 tractor with an elastic damping mechanism in the transmission. Vestnik VIESKH. 2017. No 2 (27), pp. 87–91 (in Russ.).
2. Polivayev O.I., Ivanov V.I. Povysheniye tyagovo-dinamicheskikh svoystv mobil'nykh energeticheskikh sredstv za schet sovershenstvovaniya privodov vedushchikh koles [Improving the traction and dynamic properties of mobile power vehicles by improving the drives of the driving wheels]: monografiya. Moscow: Rusayns Publ., 2016. 184 p.
3. Zhutov A.G., Avramov V.I., Lyapkosova I.A. Dynamic rigidity of the final drive of the tractor with a built-in pneumohydraulic damper. Traktory i sel'khoz mashiny. 2010. No 10, pp. 51–52 (in Russ.).
4. Polivayev O.I. Influence of tractor driving wheels on the Performance of Certain Technological Operations. Traktory i sel'khoz mashiny. 1981. No 6, pp. 18–19 (in Russ.).
5. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Yu.P., Kharchenko A.P. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Calculation and design of tracked vehicles]. Leningrad. «MashinostroyeniYE» Publ., 1972. 560 p.
6. Rotenberg R.V. Podveska avtomobilya [Vehicle suspension]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1972. 265 p.
7. Polivayev O.I., Zolotyykh Ye.D., Bolotov D.B., Mozheyko A.V. Privod vedushchego koleasa transportnogo sredstva [Drive of the driving wheel of the vehicle]: patent na poleznuyu model' No 203460 Rossiyskaya Federatsiya, MPK V60 G 11/18 (2020.08); zayavitel' i patentoobladatel' FGBOU VO Voronezhskiy GAU; zayavleno. 21.09.2020; opubl. 06.04.2021 Byul. No 10.

ВОССТАНОВЛЕНИЕ И ЛЕГИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН

RESTORATION AND ALLOYING OF WORKING BODIES OF EARTH-MOVING MACHINERY

О.В. КАЗАННИКОВ, к.т.н.
Е.В. ПОПОВ

Тихоокеанский Государственный университет, Хабаровск,
Россия, oleg97k@mail.ru

O.V. KAZANNIKOV, PhD in Engineering
Ye.V. POPOV

Pacific National University, Khabarovsk, Russia, oleg97k@mail.ru

При эксплуатации строительно-дорожных и землеройных машин наибольшему изнашиванию подвергаются их рабочие органы, в особенности коронки рыхлителей, ножи отвалов, зубья ковшей экскаваторов. Предельное состояние деталей характеризуется потерей массы изношенных элементов рабочих органов, имеющих непосредственный контакт с грунтом на 25–35 %. Выбраканные во время ремонта детали направляются на утилизацию или восстановление. Срок службы некоторых, наиболее нагруженных деталей при работе с тяжелыми грунтами составляет несколько часов. Известен факт, что потребность в коронках для землеройной техники у предприятий, задействованных на дорожно-строительных и карьерных работах в Дальневосточном регионе, измеряется десятками тысяч штук в год. Пополнение запасов быстро изнашиваемых деталей заставляет реализовывать сложные логистические схемы из-за отдаленности объектов от центров производства деталей, и всегда сопровождается значительными затратами. Поэтому проблема восстановления и упрочнения изношенных коронок рыхлителей и зубьев ковшей экскаваторов является весьма актуальной. Данную проблему различные производственные и научные организации решают уже давно, причем достаточно высокие результаты в этом направлении были получены после ряда разработок в институте электросварки имени Е.О. Патона в направлении способа электрошлаковой наплавки (ЭШН). На основе этого способа были созданы различные технологические процессы восстановления массивных деталей. Использование ЭШН позволяет не только восстанавливать детали со значительным износом, но и получать соответствующие конструкторским требованиям или улучшенные функциональные свойства, которые при восстановлении рабочих органов строительных и дорожных машин обеспечат повышение их стойкости. В данной работе рассматривается возможность восстановления изношенных коронок рабочих органов землеройных машин методом ЭШН с применением в качестве легирующих добавок рудных концентратов, добываемых на Дальнем Востоке.

Ключевые слова: коронка рыхлителя, рабочие органы землеройных машин, наплавка электрошлаковая, элементы легирующие, электрод, трак гусеничный, процесс технологический, флюс, износостойкость.

Для цитирования: Казанников О.В., Попов Е.В. Восстановление и легирование рабочих органов землеройных машин // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 6. С. 82–89. DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-82-89

During the operation of road-building and earth-moving machinery, their working bodies are subjected to the greatest wear, in particular: crowns of rippers, blades of dumps, teeth of excavator buckets. The limiting state of parts is characterized by a 25–35 % loss of mass of worn elements of working bodies that have direct contact with the ground. Rejected during repair parts are sent for recycling or restoration. The service life of some of the most loaded parts when working with heavy soils is several hours. The need for crowns for earthmoving equipment from enterprises involved in road construction and quarrying in the Far East region is measured in tens of thousands of pieces per year. Replenishment of stocks of wear parts makes it necessary to implement complex logistics schemes due to the remoteness of facilities from the centers of production of parts, and is always accompanied by significant costs. Therefore, the problem of restoring and strengthening worn crowns of rippers and teeth of excavator buckets is very relevant. Various industrial and scientific organizations have been solving this problem for a long time, and quite good results in this direction were obtained after a number of developments at the E.O. Paton Electric Welding Institute in the direction of the method of electroslag facing (ESF). Based on this method, various technological processes for the restoration of massive parts were created. The use of ESF allows not only to restore parts with significant wear, but also to obtain the corresponding design requirements or improved functional properties. These, when restoring the working bodies of construction and road vehicles, will increase their durability. The paper considers the possibility of restoring worn crowns of working bodies of earth-moving vehicles by the ESF method, using ore concentrates mined in the Far East as alloying additives.

Keywords: ripper crown, working bodies of earth-moving electroslag facing, alloying elements, electrode, caterpillar track, technological process, flux, wear resistance.

Cite as: Kazannikov O.V., Popov Ye.V. Restoration and alloying of working bodies of earth-moving machinery. Traktory i sel'khoz mashiny. 2021. No 6, pp. 82–89 (in Russ.). DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-82-89

Введение

Одним из важнейших направлений развития современного машиностроения является решение задач по повышению качества, надежности, экономичности и производительности машин. Значительная роль в реализации указанных задач отводится техническим и технологическим методам, направленным на уменьшение износов деталей, т.к. именно износ является наиболее распространенной причиной выхода из строя деталей и рабочих органов машин. В силу объективных причин особенно высокий износ имеют механизмы и детали, работающие в прямом контакте с грунтом и различными строительными материалами на открытом воздухе. Электрошлаковая наплавка позволяет получать требуемые свойства материалов непосредственно в процессе восстановления деталей. При этом для получения данных материалов возможно применение не только дорогих легирующих элементов, но и сравнительно дешевых концентратов руд таких металлов, как вольфрам, марганец, никель, кобальт, цирконий и ряда других.

Повторное применение изношенных деталей и их материала для восстановления, например, коронок рыхлителей бульдозеров, сломанных фрагментов гусениц, а также использование в качестве легирующих элементов ферросплавы и вольфрамовый концентрат, позволит снизить затраты на восстановление и получить наплавочные материалы с лучшими, физико-механическими свойствами для восстанавливаемых деталей, подверженных сильному абразивному изнашиванию.

Цель и задачи исследований

Целью настоящей работы является разработка технологии восстановления коронок исполнительных органов землеройной техники, основанной на ЭШП, с повышением их механических свойств.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- провести анализ процесса изнашивания рабочих органов землеройных машин;
- определить пригодность изношенных компонентов землеройных машин к повторному применению для переплавки;
- разработать опытную технологию легирования наплавленного слоя с использованием рудных концентратов и изношенных деталей землеройной техники.

Материалы и методы

Рабочие органы, с помощью которых грунт отделяют от основного массива, имеют различные конструкции в зависимости от назначения, например экскаваторные ковши, бульдозерные отвалы, зубья рыхлителей и называются землеройными. В конструкциях землеройных и землеройно-транспортных машин, рабочий процесс которых состоит из последовательно выполняемых операций отделения грунта от массива, его перемещения и отсыпки, землеройные рабочие органы совмещают с транспортирующими – ковшами (экскаваторы, скреперы) или отвалами (бульдозеры, автогрейдеры), которые в свою очередь снабжены сменными коронками, непосредственно контактирующими с грунтом. Для общего представления о предмете исследований на рис. 1 представлена коронка зуба экскаватора фирмы Komatsu.



Рис. 1. Коронка зуба экскаватора фирмы Komatsu
Fig. 1. Komatsu excavator tooth crown

Как показывает анализ работ ученых, занимающихся вопросами изнашивания легированных сталей, этот процесс достаточно сложный и неоднозначный. Интенсивность изнашивания коронок землеройной техники зависит от множества факторов. Можно лишь с уверенностью сказать об одном: причиной выхода из строя данных видов деталей является абразивное изнашивание.

В настоящее время существуют различные теории механизма разрушения металла при абразивном изнашивании: молекулярная [1, 2], молекулярно-механическая [3], энергетическая [3] и другие. Наибольшее распространение получила точка зрения, объясняющая образование абразивного изнашивания как царапающее и режущее действие твердых абразивных частиц по поверхности металла.

Анализ работ [4–10], посвященных изнашиванию рабочих органов землеройных машин, позволяет определить основные факторы, влияющие на срок службы коронок. К данным факторам можно отнести:

– влияние внешних механических воздействий (вид трения, значение и характер нагрузок при трении, динамичность рабочего процесса);

– влияние внешней среды (свойства абразива: минералогический состав, твердость, форма и размеры зерна, прочность и закреплённость зерна; характеристика и состояние пород: гранулометрический состав, форма гранул или кусков, глинистая составляющая, влажность и температура);

– конструкционные особенности рабочего органа (составная или цельная конструкция зуба, прочность присоединительных элементов зуба, геометрические параметры зуба, расположение ребер жесткости);

– износостойкость материала рабочего органа (физико-механические и структурные свойства материала, твердость, относительное удлинение и сужение, ударная вязкость, предел прочности, модуль упругости).

Безусловно, все выше перечисленные факторы очень важны для понимания процесса изнашивания и разработки более износостойких деталей такого типа.

В данной работе мы особое внимание уделим именно свойствам материалов, из которых изготавливаются коронки землеройной техники. В табл. 1 приведен элементный состав наиболее распространенных материалов, используемых для изготовления коронок землеройной техники.

Наиболее эффективным путем повышения износостойкости металлов является их легирование [9, 13]. Общеизвестно, что формирование в структуре металла карбидов, боридов, нитридов уменьшает пластичность стали и повышает ее твердость [3, 7, 8]. Положительная роль карбидной, боридной или нитридной твердой фазы состоит в создании своеобразного барьера на пути движения абразивной частицы. Анализ состава материалов для изготовления коронок позволяет сделать вывод о том, что С, Cr, Mn и Ni являются наиболее распространенными материалами, применяемыми для легирования сталей, работающих в условиях абразивного изнашивания.

Считается, что наплавка является одним из наиболее эффективных способов восстановления и упрочнения деталей с большим (от 2 до 20 мм) износом. Она позволяет восстанавливать геометрические размеры изношенных деталей, а также упрочнять поверхности путем применения специальных

Таблица 1

Элементный состав материалов коронок
Table 1. Elemental composition of crown materials

Марка машины	Кат. номер	Страна производитель (фирма)	Содержание элементов, %									
			C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Mo	Cu	Ti
Komatsu D-375A	195-78-713204C10	Корея (SBIC)	0,27	0,7	1,2	0,01	0,035	1,5	0,34	0,33	0,04	0,006
Komatsu D-375A	195N-78-21 331 8A11	Корея (SBIC)	0,28	1,0	1,25	0,009	0,029	1,6	0,60	0,36	0,05	0,004
Komatsu D-375A	195-78-71320	Корея (SBIC)	0,2	0,72	0,3	*	0,005	0,95	0,92	0,35	–	0,015
Komatsu D-375A	195-78-71320	Япония (Komatsu)	0,24	0,57	1,4	0,007	0,008	0,63	0,05	0,09	0,12	0,03
Komatsu D-375A	195-78-71340	Япония (Komatsu)	0,24	0,57	1,4	0,007	0,008	0,63	0,05	0,09	0,12	0,03
Komatsu D-375A	195-78-71320HX3E	США (HENSLEY)	0,26	0,82	1,4	0,011	0,018	1,7	0,14	0,36	0,13	0,003
Komatsu D-355	ZZ 175 7834131	Япония (Komatsu)	0,29	0,55	1,62	0,01	0,011	0,66	0,03	0,11	0,07	0,04
Fiat-Aliss 41B	38LST	США (H&L)	0,27	0,75	1,5	0,007	0,012	1,9	0,38	0,37	0,21	0,05
Fiat-Aliss 41B	38LST	Канада (BB)	0,26	1,05	1,5	0,007	0,019	2,12	0,06	0,25	0,08	0,003

износостойких присадочных материалов, обеспечивающих получение наплавленного металла с заданными физическими свойствами [13–15]. Однако некоторые способы наплавки нецелесообразно применять для восстановления рабочих органов землеройных машин вследствие их низкой производительности и невозможности получения наплавленного слоя значительной толщины. К таким способам наплавки можно отнести: газопламенную и газопорошковую, электромагнитную, лазерную, электронно-лучевую, вибродуговую, импульсно-дуговую. К способам, которые могут быть использованы для восстановления рабочих органов, имеющих значительный износ, можно отнести некоторые разновидности электродуговой наплавки (ручная электродуговая, электродуговая под слоем флюса или в среде защитных газов, наплавка самозащитой проволокой или лентой, электрошлаковая наплавка), наплавку намораживанием, наплавку жидким металлом. На рис. 2 представлено сравнение различных способов наплавки в зависимости от максимальной производительности [15].

Из рисунка видно, что наиболее производительным методом восстановления является ЭШН.

Главной особенностью электрошлакового процесса является высокое качество наплавленного металла за счет его рафинирования в процессе наплавки. При этом прохождение капель расплава через жидкий флюс, что в отличие от других способов, позволяет избежать во многих случаях образования нежелатель-

ных метастабильных структур. В то же время применение флюсов с малой окислительной способностью позволяет свести к минимуму потери легирующих элементов на угар. При установившемся электрошлаковом процессе полностью отсутствуют потери на разбрызгивание, шлак надежно защищает жидкую металлическую ванну от вредного воздействия воздуха. Расход флюса при ЭШН в 2–3 раз меньше, чем при дуговой наплавке и составляет не более 3 % от веса наплавленного металла [15]. Данный способ выгодно отличается от наплавки тем, что при ЭШН создаются большие возможности применения различных легирующих элементов и методов легирования. Можно добавлять легирующие элементы во флюс как в чистом виде, так и в виде минеральных концентратов, использовать в качестве электродов легированные материалы, обмазывать электроды легирующим составом и комбинировать эти способы.

Опрос руководителей и главных инженеров горнодобывающих предприятий Хабаровского края показал, что при эксплуатации землеройной техники образуется большое количество изношенных элементов рабочих органов, таких как ножи отвалов бульдозеров футеровка отвалов, ковши экскаваторов, траки гусеничных лент, изношенные коронки и т.д. Большинство предприятий имеют горы отработанного металла, который сдается в металлолом по цене черного лома. В табл. 2 и 3 представлен усредненный химический состав некоторых деталей землеройной техники.

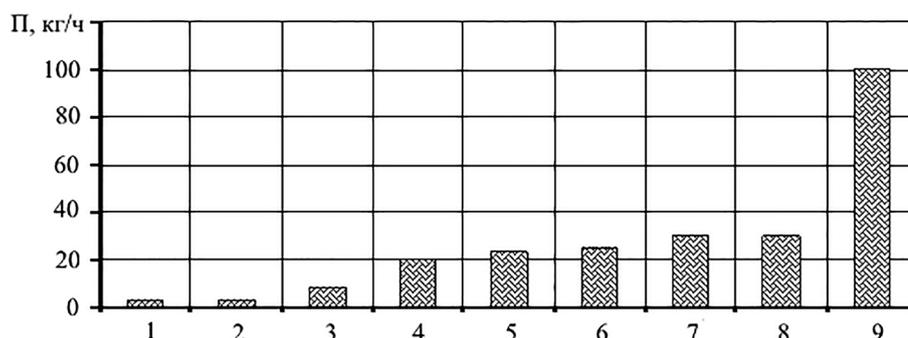


Рис. 2. Сравнение производительности различных способов наплавки:

1 – ручная электродуговая; 2 – вибродуговая; 3 – в атмосфере углекислого газа; 4 – индукционная; 5 – под флюсом одним электродом; 6 – многоэлектродная ЭШН; 7 – плазменная с подачей двух плавящихся электродов; 8 – автоматическая под флюсом электродной лентой; 9 – ЭШН электродом большого сечения

Fig. 2. The comparison of productivity of various surfacing methods: 1 – manual electric arc; 2 – vibro-arc; 3 – in an atmosphere of carbon dioxide; 4 – induction; 5 – submerged with one electrode; 6 – multi-electrode ESF; 7 – plasma with the supply of two consumable electrodes; 8 – automatic submerged arc electrode tape; 9 – ESF electrode of large cross section

Таблица 2

Составы сталей ножей отвала разных производителей

Table 2. Steel compositions of blade knives from different manufacturers

Производитель	Содержание элементов, %									Механические свойства
	C	Si	Mn	Cr	P	S	Ni	Ti	Mo	HRC
ESCO	0,27–0,32	1,3–1,60	1,0–1,50	1,3–1,6	≤0,030	≤0,030	–	0,02	–	47–52
ESAB Hardox 550	0,37	0,50	1,30	1,40	0,020	0,010	1,40	–	0,060	55–60
ESTRONG 500	0,28	0,35	1,40	0,50	0,03	0,03	0,30	0,25	–	52–57

Таблица 3

Химический состав траков гусеничных лент

Table 3. The chemical composition of crawler belt

Производитель	Содержание элементов, %									Механические свойства
	C	Si	Mn	Cr	P	S	Ni	Ti	Mo	HRC
ESAB MSG 6-GZ-60-G	0,40–0,50	2,70–3,30	0,80	8,0–10,0	max 0,040	max 0,030	–	–	–	56
Сталинит	8–5,2	–	4,0–9,2	4,0–10	–	–	0,4–1,0	–	–	50–60

Из данных, представленных в таблицах, видно, что основными легирующими элементами являются Cr, Mn и Si. Известно, что данные компоненты повышают износостойкость конструкционных сталей и увеличивают коэффициент пластической деформации.

Проанализировав составы этих деталей, выявлено, что большая часть металла уже является легированными, износостойкими сплавами, которые можно использовать в качестве электродов ЭШН для восстановления изношенных коронок и ножей.

Для проведения исследований электрошлакового процесса в Тихоокеанском государственном университете была разработана лабораторная установка, позволяющая реализовывать ЭШН. Общая схема установки показана на рис. 3.

Применяемая для легирования реакционная шихта состояла из шеселитового концентрата Лермонтовского ГОКа, алюминия в виде порошка, нитрида натрия, оксида железа, фторида кальция и легирующих добавок: оксида никеля, кобальта, молибдена, хрома и флюса. Данный шеселитовый концентрат имеет следующий фазовый состав {в об%}: WO_3 – 55,4; CaO – 19,8; SiO_2 – 7,96; MgO – 2,45; MnO_2 – 0,02; P_2O_5 – 4,9; TiO_2 – 0,25; Al_2O_3 – 0,78; Fe_2O_3 – 5,29; FeO – 0,72; K_2O – 0,17; Na_2O – 0,18; As – 0,45; SO_3 – 0,10.

Процесс происходит согласно следующей схеме: $CaO \cdot WO_3 + Al + \text{флюс} (NaNO_3 +$

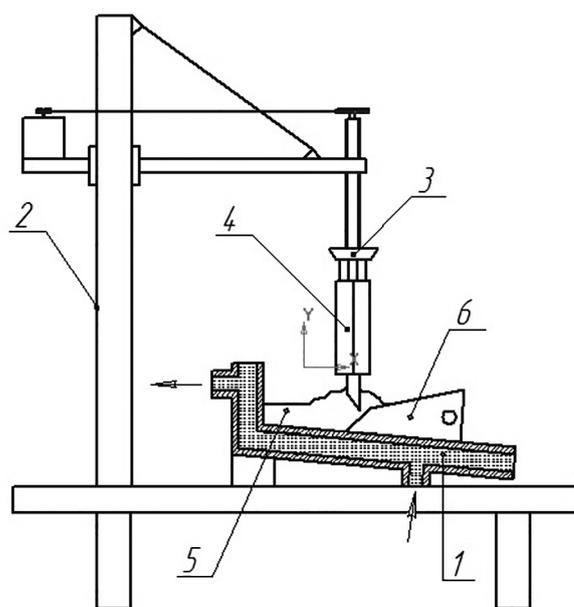


Рис. 3. Схема лабораторной установки для ЭШН:
1 – кристаллизатор; 2 – наплавочная установка; 3 – держатель электрода; 4 – расходный электрод; 5 – шихта; 6 – восстанавливаемая деталь

Fig. 3. The scheme of a laboratory installation for ESF: 1 – casting mold; 2 – surfacing installation; 3 – electrode holder; 4 – consumable electrode; 5 – charge material; 6 – restored part

+ $Fe_2O_3 + CaF_2$) + легирующие добавки – сплав (W легир.) + Al_2O_3 + шлаки.

В дальнейшем с целью изучения влияния параметров термического процесса на свойства полученного материала намечены ис-

следования процесса металлургического восстановления имеющегося шестилитового концентрата. В нашем случае созданный материал состоит из двух карбидообразующих элементов Cr и W , позволяющих предположить возможность получения покрытий с повышенной твердостью.

Для восстановления коронок в качестве электродов были использованы фрагменты изношенных траков гусеничного бульдозера. Для этого был произведен расчет сечения электрода и подобран соответствующий фрагмент гусеничного трака. Выбраны оптимальные размеры электрода, исходя из остаточной толщины трака и мощности трансформатора установки для ЭШН. На рис. 4 представлен электрод, вырезанный из трака гусеницы бульдозера.

В качестве альтернативного материала для изготовления электрода могут быть использованы изношенные коронки экскаваторов, погрузчиков и т.д. На рис. 5 представлен электрод, изготовленный из изношенной коронки.

В общий процесс восстановления коронок рыхлителя вошли: подготовительные операции, включающие в себя дефектацию и подготовку изношенной коронки ковша экскавато-

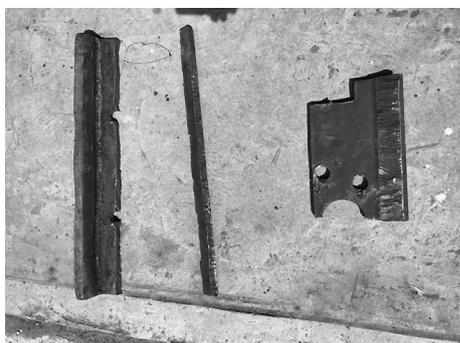


Рис. 4. Стержень электрода, изготовленный из трака гусеничной ленты

Fig. 4. The manufactured electrode rod from the track of crawler belt



Рис. 5. Электрод из изношенной коронки погрузчика

Fig. 5. The electrode from the worn crown of the loader

ра к восстановлению; расположение коронки ковша экскаватора на установке для ЭШН; изготовление электрода большого сечения; включающего нанесение легирующей шихты на один или несколько прутков и сварку прутков в пакет непосредственно перед процессом наплавки.

Заключительные операции, включающие: охлаждение коронки, разборку кокиля, снятие восстановленной коронки и ее очистка от шлаковой корки, контроль качества восстановления. Общая схема технологического процесса восстановления коронок представлена на рис. 6.

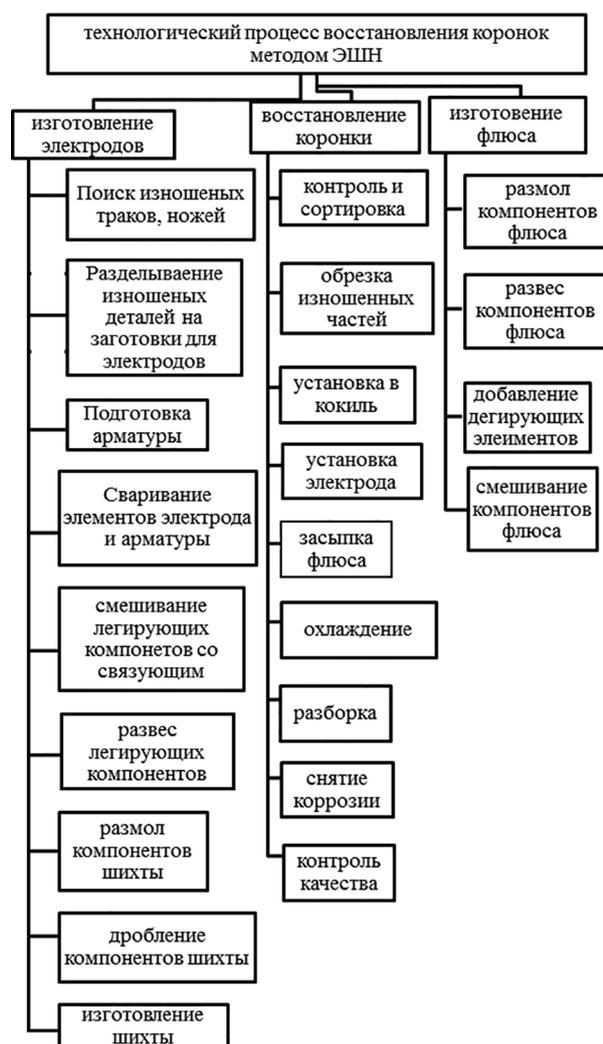


Рис. 6. Общая схема технологического процесса восстановления коронок бульдозера (изготовление электрода из трака гусеницы бульдозера)

Fig. 6. The general scheme of technological process of restoration of crowns of a bulldozer (production of an electrode from a track of a caterpillar of a bulldozer)

В ходе отработки опытной технологии восстановления рабочих органов землеройных машин было установлено, что наименее стабильной и трудно управляемой является стартовая операция, особенно в случае применения электродов большого сечения и необходимости применения так называемого твердого старта.

Выводы

В результате проведенной работы можно сделать следующие выводы.

1. Произведен анализ процесса изнашивания рабочих органов землеройных машин. Основной причиной выхода из строя коронок рабочих органов землеройной техники является абразивное изнашивание.

2. В ходе реализации опытной технологии восстановления коронок рабочих органов землеройных машин обоснованно повторное использование изношенных деталей землеройных машин (гусеничные траки, ножи, коронки) в качестве электродов для электрошлаковой наплавки.

3. Предложен состав шихты, позволяющий использовать ферросплавы и вольфрамовый концентрат в качестве легирующих компонентов для повышения износостойкости коронок.

4. Предложена технология восстановления коронок рабочих органов землеройных машин методом ЭШН, позволяющая повысить эксплуатационные их свойства.

Литература

1. Хрущов М.М., Бабичев М.А. Абразивное изнашивание. М.: Наука, 1970. 252 с.
2. Виноградов В.Н., Сорокин Г.М., Колокольников М.Г. Абразивное изнашивание. М.: Машиностроение, 1990. 224 с.
3. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 480 с.
4. Тененбаум М.М. Сопротивление абразивному изнашиванию. М.: Машиностроение, 1976. 271 с.
5. Тененбаум М.М. Износостойкость конструктивных материалов и деталей машин при абразивном изнашивании. М.: Машиностроение, 1966. 331 с.
6. Петров И.В., Смирнов С.И. и др. Износ и повышение долговечности зубьев ковшей экскаваторов // Строительство в районах Восточной Сибири и Крайнего Севера. Красноярск: Краснояр. промстройиниипроект. Сб. № 13. 1966. С. 113–127.

7. Львов П.Н. Основы абразивной износостойкости деталей строительных машин. М.: Стройиздат, 1970.
8. Кашеев Р.А., Чудак С.И. Классификация основных факторов, определяющие абразивность и изнашивающую способность грунтов. Технология процессов разработки месторождений твердых полезных ископаемых. Алма-Ата: КазПИ, 1982. С. 94–98.
9. Половинко В.А., Федулов А.И. Повышение износостойкости зубьев экскаваторов. Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1999.
10. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение. 1976. 360 с
11. Тылкин М.А., Суслов А.А. Износостойкость материалов при отрицательных температурах // Строительство в районах Восточной Сибири и Крайнего Севера. Красноярск: Краснояр. промстройиниипроект. Сб. № 30. 1974. С. 78–81.
12. Петров И.В. Повышение надежности и долговечности рабочих органов строительных машин. М., 1977. 43 с.
13. Лившиц Л.С., Гринберг Н.А., Куркумели Э.Г. Основы легирования наплавленного металла. М.: Машиностроение. 1969. 188 с.
14. Износостойкая наплавка деталей землеройных машин // Строительное, дорожное и коммунальное машиностроение. М., 1981. № 3. 44 с.
15. Бабенко Э.Г., Верхотуров А.Д. Разработка новых сварочных материалов на основе минерального сырья Дальневосточного региона: научная монография. Хабаровск: Издательство ДВГУПС; Владивосток: ДВО РАН, 2000. 144 с.

References

1. Khrushchov M.M., Babichev M.A. Abrazivnoye iznashivaniye [Abrasive wear]. Moscow: Nauka Publ., 1970. 252 p.
2. Vinogradov V.N., Sorokin G.M., Kolokol'nikov M.G. Abrazivnoye iznashivaniye [Abrasive wear]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1990. 224 p.
3. Kragel'skiy I.V. Treniye i iznos [Friction and wear]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1968. 480 p.
4. Tenenbaum M.M. Soprotivleniye abrazivnomu iznashivaniyu [Resistance to abrasive wear]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1976. 271 p.
5. Tenenbaum M.M. Iznosostoykost' konstruktsionnykh materialov i detaley mashin pri abrazivnom iznashivanii [Wear resistance of structural materials and machinery parts during abrasive wear]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1966. 331 p.
6. Petrov I.V., Smirnov S.I. i dr. Wear and durability improvement of excavator bucket teeth. Stroitel'st-

- vo v rayonakh Vostochnoy Sibiri i Kraynego Severa. Krasnoyarsk: Krasnoyar. promstroyniiprojekt, Sb. 1966. No 13. pp. 113–127 (in Russ.).
7. L'vov P.N. Osnovy abrazivnoy iznosostoykosti detaley stroitel'nykh mashin [Fundamentals of abrasive wear resistance of construction machinery parts]. Moscow: Stroyizdat Publ., 1970.
 8. Kashcheyev R.A., Chudak S.I. Classification of the main factors determining the abrasiveness and wearing ability of soils. Processes technology of development of deposits of solid minerals. Alma-Ata: KaZPI Publ., 1982, pp. 94–98 (in Russ.).
 9. Polovinko V.A., Fedulov A.I. Povysheniye iznosostoykosti zub'yev ekskavatorov [Increasing the wear resistance of excavator teeth]. Novosibirsk: IGD SO AN SSSR Publ., 1999.
 10. Vetrov Yu.A. Reziyeniye gruntov zemleroynymi mashinami [Cutting of soils by earthmoving machinery]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ. 1976. 360 p.
 11. Tylkin M.A., Suslov A.A. Wear resistance of materials at subzero temperatures. Stroitel'stvo v rayonakh Vostochnoy Sibiri i Kraynego Severa. Krasnoyarsk: Krasnoyar. promstroyniiprojekt, Sb. 1974. No 30, pp. 78–81 (in Russ.).
 12. Petrov I.V. Povysheniye nadezhnosti i dolgovechnosti rabochikh organov stroitel'nykh mashin [Improving the reliability and durability of the working bodies of construction machinery]. Moscow, 1977. 43 p.
 13. Livshits L.S., Grinberg N.A., Kurkumeli E.G. Osnovy legirovaniya naplavlennogo metalla [Fundamentals of alloying of deposited metal]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ. 1969. 188 p.
 14. Stroitel'noye, dorozhnoye i kommunal'noye mashinostroyeniye. V. No 3. Iznosostoykaya naplavka detaley zemleroynykh mashin [Construction, road and municipal engineering. No. 3. Wear-resistant surfacing of earthmoving machine parts]. Moscow. 1981. 44 p.
 15. Babenko E.G., Verkhoturov A.D. Razrabotka novykh svarochnykh materialov na osnove mineral'nogo syr'ya Dal'nevostochnogo regiona [Development of new welding materials based on mineral raw materials of the Far Eastern region]: Nauchnaya monografiya. Khabarovsk: Izdatel'stvo DVGUPS Publ.; Vladivostok: DVO RAN, 2000. 144 p.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ НОРМИРОВАНИЯ МАРШРУТНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА АВТОБУСА ЛИАЗ-5256.57 В ЭКСПЛУАТАЦИИ

DEVELOPMENT OF A METHODOLOGY FOR RATIONING THE ROUTE FUEL CONSUMPTION OF THE LIAZ-5256.57 BUS IN OPERATION

П.А. БОЛОЕВ¹, д.т.н.
Н.В. ПЕТРОВ², к.т.н.
Ф.А. СКРЫБЫКИН³

¹ Бурятский государственный университет, Улан-Удэ, Россия

² Октемский филиал Арктического государственного агротехнологического университета, Якутск, Россия

³ Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Амосова, Якутск, Россия, petnikvad1988@mail.ru

P.A. BOLOYEV¹, DrSc in Engineering
N.V. PETROV², PhD in Engineering
F.A. SKRYBYKIN³

¹ Banzarov Buryat State University, Ulan-Ude, Russia

² Oktem branch of the Arctic State Agrotechnological University, Yakutsk, Russia

³ North-Eastern Federal University, Yakutsk, Russia, petnikvad1988@mail.ru

В статье анализируются пригородные автобусные перевозки по конкретным маршрутам в Республике Саха (Якутия). Для экспериментального исследования был выбран маршрут 101 Якутск – Табага общей протяженностью 31 км. Приведено расписание движения автобусов МУП «Якутская пассажирская автотранспортная компания» (ЯПАК) на пригородном маршруте. Изучены основные технические данные автобуса ЛиАЗ-5256.57. В соответствии с международными правилами для автобусов определение количества топлива, расход и удельные выбросы нормированных токсичных компонентов осуществляется с использованием ездового цикла на работающих барабанах. Для расчета расхода топлива используется методика моделирования показателей работы двигателя, обеспечивающих изменение тягово-скоростных характеристик автомобиля в соответствии с используемым установленным ездовым циклом. Результаты расчетного расхода топлива для ездового цикла NEDC сравниваются с экспериментальными данными. В качестве сравнения расчетных и теоретических данных о расходе топлива с практическими данными рассматривается двигатель Cummins типа CG 250. Двигатель внутреннего сгорания установлен на автобусе ЛиАЗ-5256.57. Экспериментальные данные по расходу топлива этого автобуса на 100 километра пробега (км) показал 49 нм³, а теоретические расчеты расхода топлива автобуса на 100 км по предлагаемому способу показал 48 нм³.

Таким образом, для оценки тягово-скоростных характеристик автобуса может быть использован предложенный комбинированный метод, позволяющий получить расчет расхода топлива, более близкий к экспериментальным данным по ездовому циклу. По исходным данным автомобиля оцениваются эффективные показатели работы двигателя. Предложен расчетный метод моделирования испытаний и экспериментальный ездовой цикл автомобильного транспорта общей массой более пяти тонн.

Ключевые слова: ускорение, замедление, ездовой цикл, эксперимент, расход топлива, пригородные автобусы.

Для цитирования: Болоев П.А., Петров Н.В., Скрыбыкин Ф.А. Разработка методики нормирования маршрутного расхода топлива автобуса ЛиАЗ-5256.57 в эксплуатации // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 6. С. 90–98. DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-90-98

The article analyzes suburban bus transportation on specific routes in the Republic of Sakha (Yakutia). Route No. 101 Yakutsk – Tabaga with a total length of 31 km was chosen for the experimental study. The timetable for the movement of buses of the municipal unitary enterprise Yakutsk Passenger Transport Enterprise (YAPAK) on the suburban route is given. The main technical data of the LiAZ-5256.57 bus were studied. In accordance with international rules for buses, the determination of the amount of fuel consumption and specific emissions of normalized toxic components is carried out using a driving cycle on working drums. A technique to calculate fuel consumption is used for modeling engine performance indicators that provide a change in the traction and speed characteristics of the vehicle in accordance with the established driving cycle. The calculated fuel consumption results for the NEDC driving cycle are compared with experimental data. As a comparison of calculated and theoretical data on fuel consumption with practical data, a Cummins type CG 250 engine is considered. The internal combustion engine is installed on the LiAZ-5256.57 bus. Experimental data on the fuel consumption of this bus per 100 kilometers (km) showed 49 nm³, and theoretical calculations of the fuel consumption of the bus per 100 km using the proposed method showed 48 nm³.

Thus, to assess the traction and speed characteristics of the bus, the proposed combined method can be used, which makes it possible to obtain a calculation of fuel consumption that is closer to the experimental data on the driving cycle. Based on the initial data of the vehicle, the effective performance of the engine is evaluated. A computational method for modeling tests and an experimental driving cycle for motor vehicles with a total mass of more than five tons are proposed.

Keywords: acceleration, deceleration, driving cycle, experiment, fuel consumption, commuter buses.

Cite as: Boloyev P.A., Petrov N.V., Skrybykin F.A. Development of a methodology for rationing the route fuel consumption of the LIAZ-5256.57 bus in operation. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2021. No 6, pp. 90–98 (in Russ.). DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-90-98

Введение

Автобусные перевозки в перспективе остаются основным видом пассажирских перевозок для большинства городов и поселков РФ и имеют большое социальное значение. В городе Якутске около 100 % от общих объемов пассажироперевозок выполняются наземным транспортом – автобусами. При этом из них на долю городских автобусных перевозок в 2018 г. приходилось 94 % перевозок.

Повышение эффективности работы предприятий, эксплуатирующих городские автобусы, может осуществляться за счет повышения топливной экономичности при решении которой вопросы, нормирования расхода топлива городскими автобусами играет первостепенную роль.

В Якутске с 1955 г. работает автобусный парк МУП «Якутская пассажирская автотранспортная компания» (ЯПАК) (ранее – «Якутское пассажирское автохозяйство» – ЯПАХ).

В ЯПАХе имелись не только автобусы, но и легковые автомобили (М-20) и так называемые грузотакси ГАЗ-51. Филиалы предприятия работали в Ленске и Алдане. По городу курсировали автобусы марки ЗИС-155, позднее – ПАЗ-651, ЗИЛ-158.

Предприятие выпускало на линии города до 200 автобусов в день, выполняя 18 городских, 7 пригородных, 4 дачных маршрута, то в настоящее время 70 автобусов.

В настоящее время МУП ЯПАК обслуживают 7 пригородных, 2 городских и 3 дачных маршрута. Однако в планах администрации Якутска – дальнейшее развитие муниципального транспорта.

Автобусы предприятия ездят по 7 пригородным маршрутам:

- маршрут № 101 Якутск – Табага общей протяженностью 31 км;
- маршрут № 102 Якутск – Маган общей протяженностью 24 км;
- маршрут № 103 Якутск – Хатассы общей протяженностью 17 км;

- маршрут № 104 Якутск – Кангалассы общей протяженностью 40 км;
- маршрут № 105 Якутск – Тулагино – Кильдямцы общей протяженностью 27 км;
- маршрут № 109 Якутск – Жатай – Захаровка общей протяженностью 21 км;
- маршрут № 111 Якутск – Жатай общей протяженностью 19 км.

Для экспериментального исследования мы выбрали маршрут № 101 Якутск – Табага с общей протяженностью 31 км. На рис. 1 красной линией показана схема маршрута Якутск – Табага с остановками. В табл. 1 показано расписание движения автобусов МУП «ЯПАК» по указанному маршруту. На маршруте эксплуатируются автобусы ЛиАЗ-5256.57 в количестве 6 шт. Автобусы в один день делают 3 рейса, среднесуточный пробег одного автобуса составляет 93 км.

Автобус ЛиАЗ-5256.57 (рис. 2) является городским автобусом большой вместимости и предназначен для перевозки пассажиров по дорогам с асфальтовым покрытием I и II категории общей сети страны на маршрутах с интенсивными пассажиропотоками.

ЛиАЗ-5256.57 был разработан и серийно производится на ООО «ЛиАЗ». Разработка автобуса была проведена с учетом требований рынка и отвечает самым высоким запросам потребителей, а также требованиям безопасности и защиты окружающей среды. Автобус изготавливается с установкой баллонов на крыше [12]. Основные технические данные автобуса ЛиАЗ-5256.57 приведены в табл. 2.

Однако опыт эксплуатации автобуса ЛиАЗ-5256.57 автобусным парком МУП «ЯПАК» говорит о других показателях маршрутного расхода топлива.

Цель исследований

Разработка методики нормирования расхода топлива для автобусов ЛиАЗ-5256.57 в эксплуатации и определение на ее основе маршрутных норм расхода топлива.

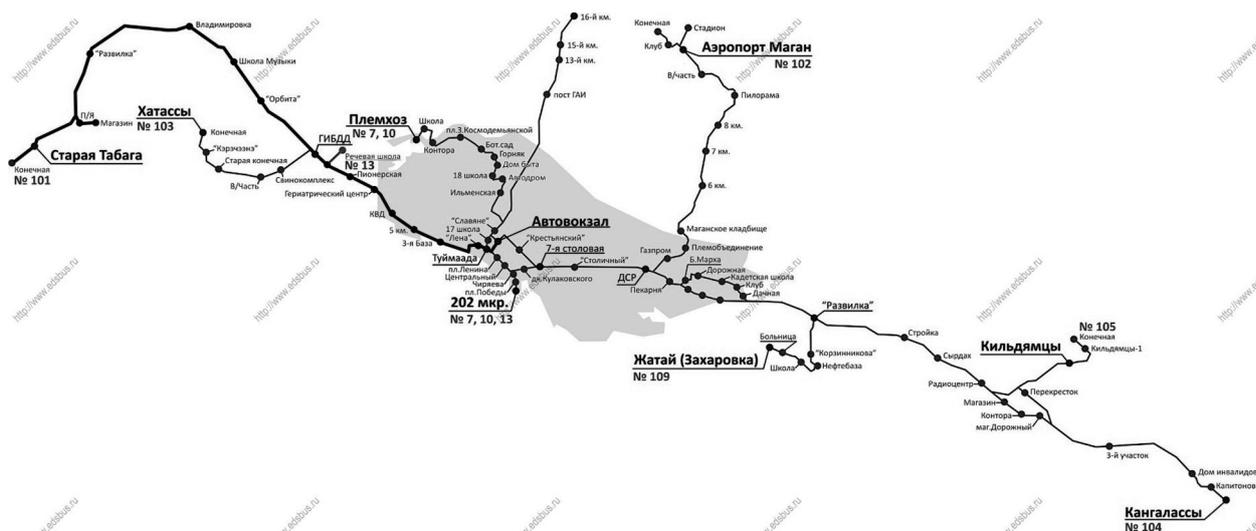


Рис. 1. Схема маршрута Якутск – Табага с остановками

Fig. 1. The scheme of route Yakutsk – Tabaga with stops

Таблица 1

Расписание движение автобусов

Table 1. Bus timetable

Маршрут № 101 Якутск – Табага											
Время отправления от автовокзала											
6:50	8:05	9:30	11:30	12:30	13:45	15:15	16:45	18:15	19:15	21:00	
Время отправления из п. Табага											
6:50	8:05	9:20	10:45	12:25	13:45	15:00	16:30	18:00	19:30	20:30	22:10



Рис. 2. Общий вид автобуса ЛиАЗ-5256.57

Fig. 2. General view of the LiAZ-5256.57 bus

Материалы и методы

Отличительной чертой работы автобусов на городских маршрутах является изменение степени наполнения автобусов пассажирами, различным расстоянием между остановками, большим числом остановок, торможений и разгоном, проездом регулируемых и нерегулируемых перекрестков и т.д. Практика показывает, что в условиях города режимы движения маршрутного автобуса существенно отличаются от режимов движения обычного

автомобиля. Достаточно заметить, что количество торможений, приходящихся на 1 км пути, выполняется водителем в 1,35 раза больше, выключений сцепления – в 2,48 раза, вынужденных остановок – в 1,54 раза. Существенное различие в условиях эксплуатации наблюдается как между маршрутной сетью нескольких автобусных парков, так и в рамках одного парка [12].

Для автобусов в соответствии с международными правилами определение расхода топлива и удельных выбросов нормируемых токсичных компонентов выполняется с использованием ездового цикла на беговых барабанах [3, 11].

На этапе предварительного выбора оптимальных параметров двигателя рациональным является математическое моделирование его работы в комплексе с автомобилем в ездовом цикле [5].

В связи с дороговизной оборудования для экспериментальной реализации испытательного ездового цикла на беговых барабанах часто возникает необходимость математического моделирования данного цикла.

ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Таблица 2

Основные технические данные автобуса ЛиАЗ-5256.57
Table 2. The main technical data of the LiAZ-5256.57 bus

Длина	11400 мм
Ширина	2500 мм
Высота: по крыше по воздухозаборнику по газовые баллоны	2885 мм 3065 мм 3347 мм
Передний свес	2510 мм
Задний свес	3050 мм
Межосевое расстояние (база)	5840 мм
Двигатель	
Модель	Cummins-CG 250
Тип	Газовый, четырехтактный, с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха
Расположение	В заднем свесе, продольное
Номинальная мощность	186 кВт/250 л.с. при 2400 об/мин. коленвала
Максимальный крутящий момент	1013 Нм при 1400 об/мин. коленвала
Число цилиндров	6, рядное, вертикальное расположение
Рабочий объем	8300 см куб
Диаметр цилиндров	114 мм
Ход поршня	135 мм
Степень сжатия	10,2
Система зажигания	Адаптер зажигания – RoderWerter, 24 VDC; катушка зажигания – Cummins 3964547; свечи зажигания – Champion 78PYP
Минимальное потребление газового топлива	40 нм ³ /100 км
Система питания и выпуска отработавших газов	Двигатель имеет топливную систему с внешним смесеобразованием газозо-душной смеси, с инжекционной подачей топлива и с искровым зажиганием, позволяющую распределять, дозировать и зажигать газовое топливо с низким давлением – от 0,55 до 1 МПа (от 5,5 до 10 кгс/см ²).
Газовая топливная система	Модель – «САГА-7 ЛИАЗ», максимальное рабочее давление 19,6 МПа (200 кгс/см ²), давление на выходе из редуктора при давлении на входе 4,9–19,6 МПа (50–200 кгс/см ²) при расходе 0,8–1 МПа (8–10 кгс/см ²). Состав: редуктор высокого давления; заправочное устройство с фильтром, вентилем, заправочным отверстием и датчиком (выключателем) наличия заглушки; электромагнитный клапан высокого давления с фильтром, манометром и индикатором давления газа; баллонные вентили (по числу баллонов); магистральные вентили (3 шт.); сигнализатор утечки газа с датчиками (СУГ-3); рукава для подвода теплоносителя из системы охлаждения двигателя к редуктору высокого давления и редуктору жидкостного подогревателя; гофрированные шланги для отвода возможных утечек за пределы автобуса; трубки высокого давления из нержавеющей стали (с наружным диаметром 8 мм и толщиной стенки 1 мм); тройники для соединения трубок высокого давления.

Для выполнения этой задачи использовалась методика моделирования показателей работы двигателя, которые обеспечивают изменение тягово-скоростных характеристик автомобиля в соответствии с заданным ездовым циклом [2, 4, 8]. От других моделей ее отличает простота в сочетании с высокой сходимостью расчетных и экспериментальных результатов. Исходные данные для математической

модели ездового цикла условно можно поделить на следующие группы.

1. Неизменные параметры автомобиля: передаточные числа коробки передач (для прямых передач) $u_{k1}, u_{k2}, u_{k3}, u_{k4}$; полная масса автомобиля m_a , кг; передаточное число раздаточной коробки u_{pb} (если раздаточная коробка отсутствует, то $u_{pb} = 1$); передаточное число главной передачи u_0 ; статический радиус колес r_{st} , м; коэффициент

ты для построения ВСХД A_1, A_2 [1]; коэффициенты суммарного дорожного сопротивления ψ_d ; КПД трансмиссии автомобиля η_t ; коэффициент сопротивления воздуха K , $(Н \cdot с^2)/м^4$; высота автомобиля B_p , м; ширина автомобиля H_p , м; коэффициенты заполнения лобовой площади автомобиля α_A .

2. Неизменные параметры двигателя: плотность топлива ρ_t , $кг/м^3$; номинальная мощность двигателя $N_{e,ном}$, кВт; номинальная частота вращения двигателя $n_{ном}$, $мин^{-1}$.

3. Параметры испытательного режима: номер включенной передачи i_u ; скорость автомобиля v , км/ч.

4. Выходные параметры двигателя: удельных эффективный расход топлива на режиме g_e , $г/(кВт \cdot ч)$.

5. Схема испытательного цикла, то есть заданная последовательность изменение параметров испытательного режима во времени.

Для выполнения исследования был выбран европейский ездовой цикл NEDC. Выбор этого цикла обусловлен тем, что страны СНГ, в том числе и Россия, в разработке стандартов определения и нормирования токсичности автомобильного транспорта ориентируются на стандарты ЕС, где начиная с 2000 г., NEDC – действующий ездовой цикл.

Цикл NEDC состоит из четырех следующих один за другим городских ездовых циклов ECE 15 и одного загородного ездового цикла EUDC, следующих один за другим. Схемы этих циклов представлены на рис. 3–5.

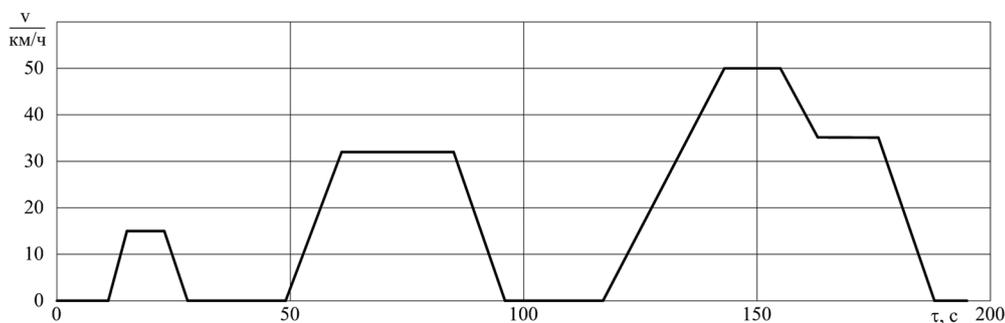


Рис. 3. Схема городского ездового цикла ECE 15

Fig. 3. ECE 15 urban driving pattern

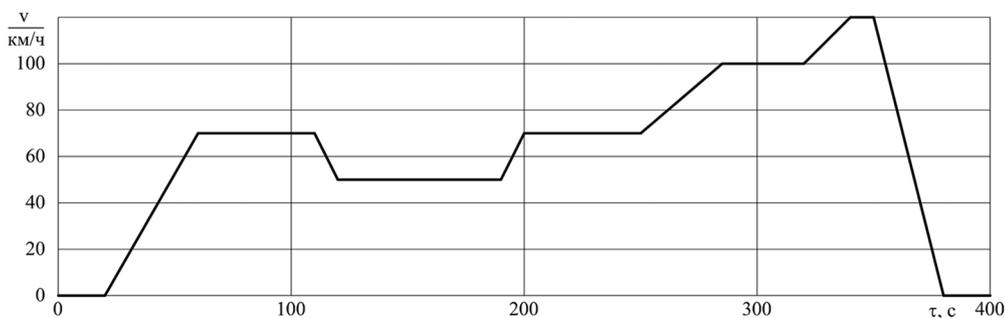


Рис. 4. Схема загородного ездового цикла EUDC

Fig. 4. EUDC extra-urban driving scheme

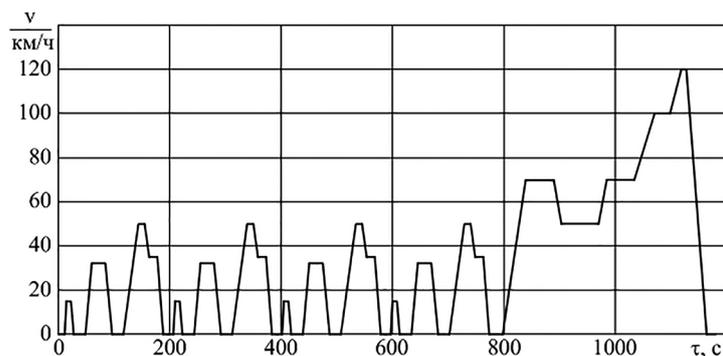


Рис. 5. Схема комбинированного ездового цикла NEDC

Fig. 5. NEDC Combined driving cycle diagram

Основные показатели ездового цикла NEDC также приведены в табл. 3.

Отличительной особенностью методики, предложенной в работе [4], является то, что для упрощения расчетного исследования ездовой цикл разбивается на участки, на которых параметры испытательного режима не изменяются [4]. То есть переходный режим, в течение которого автомобиль движется с ускорением или замедлением, разбивается на элементарные квазистационарные режимы.

Переходные режимы цикла EUDC разбиваются на участки длительностью $\Delta\tau = 1$ с, в течение которых параметры испытательного режима также не изменяются, скорость условно считается постоянной (рис. 6). В квазистационарных режимах учитываются изменения регулировочных параметров двигателя на переходных режимах (например, обогащение смеси при резком увеличении нагрузки), и такие элементарные режимы условно считаются стационарными. Кроме того, при расчете выбросов токсичных компонентов и расхода топлива автомобилем на квазистационарном режиме используются эмпирические поправочные коэффициенты (например, предложенные в работе [4]).

Для упрощения расчетного исследования переходные режимы в цикле ECE 15 заменяются стационарными по схеме, предложенной в работе [4] (рис. 7). Исследования, проведен-

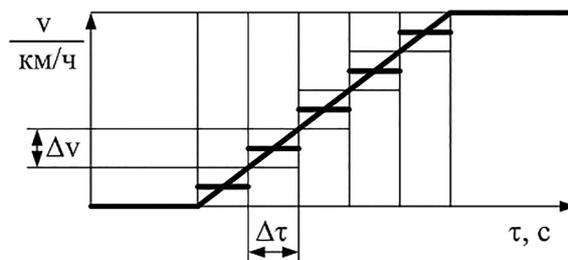


Рис. 6. Превращение переходного процесса в последовательность элементарных квазистационарных режимов в цикле EUDC

Fig. 6. The transformation of the transient process into a sequence of elementary quasi-stationary modes in the EUDC cycle

ные в работе [4, 6], показали, что данная схема позволяет обеспечить максимальное соответствие показателей экономичности и токсичности расчетного и экспериментального цикла.

Потребная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} [4]:

$$n = \frac{v \cdot u_{ki} \cdot u_{pb} \cdot u_0}{0,377 \cdot r_{st}} \quad (1)$$

Лобовая площадь автомобиля, м^2 [4]:

$$F = \alpha_A \cdot B_r \cdot H_r \quad (1)$$

Потребная мощность двигателя, кВт:

$$N_e = \frac{m_a \cdot 9,81 \cdot \psi_d \cdot v}{3600 \cdot \eta_{\pi}} + \frac{K \cdot F \cdot v^3}{46656 \cdot \eta_{\pi}} \quad (3)$$

Таблица 3

Основные показатели ездового цикла NEDC

Table 3. NEDC Driving cycle key metrics

Величина	Единица измерения	Обозначение	ECE 15	EUDC	NEDC
Путь	км	s_z	1,013	6,955	11,007
Время	с	τ_z	195	400	1180

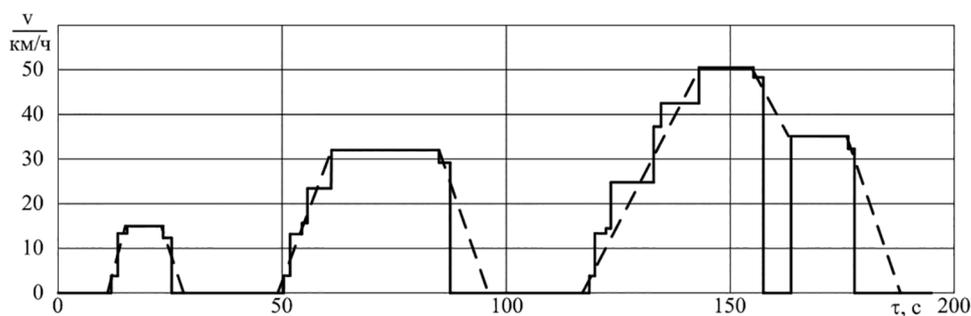


Рис. 7. Расчетная схема упрощенного городского ездового цикла ECE 15:

----- стандартный ездовой цикл; ————— упрощенный ездовой цикл

Fig. 7. ECE 15 Simplified urban driving scheme:

----- standard driving cycle; ————— simplified driving cycle

Мощность по внешней скоростной характеристике при заданных оборотах, кВт [4]:

$$N_{e_всхд} = N_{e_ном} \times \left[A_1 \cdot \frac{n}{n_{ном}} + A_2 \cdot \left(\frac{n}{n_{ном}} \right)^2 - \left(\frac{n}{n_{ном}} \right)^3 \right]. \quad (4)$$

Потребная удельная нагрузка на двигатель при заданной мощности, %:

$$\bar{P} = \frac{N_e}{N_{e_всхд}} \cdot 100. \quad (5)$$

Потребный крутящий момент, Н·м:

$$M_e = 9550 \cdot \frac{N_e}{n}. \quad (6)$$

Величины n и \bar{P} , рассчитанные по уравнениям (1) и (5), определяют режим работы двигателя. На основании данных режима определяются экспериментально на тормозном стенде либо рассчитываются по уточненной методике И.И. Вибе выходные параметры двигателя $g_e, g_{CO}, g_{CH}, g_{NOx}$. При расчетном определении перечисленных показателей регулировочных параметров двигателя устанавливаются специалистом либо берутся из характеристических карт.

Расход топлива автомобилем на элементарном режиме, г [4]:

$$Q_{т_реж} = \frac{g_e \cdot N_e}{3600} \cdot \tau_{реж}, \quad (7)$$

где $\tau_{реж}$ – продолжительность элементарного режима, с.

Если режим является переходным, то это учитывается с использованием формул [4].

Расчет расхода топлива на переходном режиме, л:

$$Q_{т_реж_разгон} = k_{разгон}^T \cdot Q_{т_реж}, \quad (8)$$

$$Q_{т_реж_замедл} = k_{замедл}^T \cdot Q_{т_реж}, \quad (9)$$

где $k_{разгон}^T, k_{замедл}^T$ – эмпирические коэффициенты, учитывающие изменение расхода топлива автомобилем при разгоне и замедлении соответственно [10].

В качестве примера рассмотрим двигатель Cummins типа CG 250. Данный ДВС штатно устанавливается на автобус ЛиА3-5256.57.

В соответствии с классификацией, принятой в работе [2], автобус ЛиА3-5256.57 с установленным на нем двигателем Cummins типа CG 250 относится к категории М3.

Таблица 4

Значения коэффициентов $k_{разгон}^T, k_{замедл}^T$ для транспортных средства группы М3

Table 4. Values of coefficients $k_{разгон}^T, k_{замедл}^T$ for vehicles of M3 group

Режим	k^T
Диапазон скорости 0...20 км/ч	
Разгон	6,05
Замедление	0,24
Диапазон скорости 20...30 км/ч	
Разгон	8,10
Замедление	0,14
Диапазон скорости 30...40 км/ч	
Разгон	7,88
Замедление	0,10
Диапазон скорости 40...50 км/ч	
Разгон	5,80
Замедление	0,06
Диапазон скорости >50 км/ч	
Разгон	4,08
Замедление	0,06

Значения коэффициентов $k_{разгон}^T, k_{замедл}^T$ для транспортного средства данной категории приведены в табл. 4 [2].

Результаты

Итоговый расход топлива по ездовому циклу NEDC рассчитывается по формуле, (г/км):

$$\Sigma Q_{т_NEDC} = \frac{\sum_k (Q_{т_реж})_k}{S_{\Sigma_NEDC}} = \frac{4 \cdot \sum_m (Q_{т_реж})_m + \sum_n (Q_{т_реж})_n}{S_{\Sigma_NEDC}}, \quad (10)$$

где $\sum_k (Q_{т_реж})_k$ – суммарный расход топлива в течение цикла NEDC, г; $\sum_m (Q_{т_реж})_m$ – суммарный расход топлива в течение цикла ECE15, г; $\sum_n (Q_{т_реж})_n$ – суммарный расход топлива в течение цикла EUDC, г.

В таблице 5 показаны сравнения результатов расчетного расхода топлива по ездовому циклу NEDC с экспериментальными данными.

Выводы

1. Для оценки тягово-скоростных свойств автобуса предложено применять метод, позволяющий расчетным путем, используя в качестве исходных данных эффективный пока-

Сравнения результатов
Table 5. Comparison of results

Марка автобуса	Результаты расчетного расхода топлива по ездовому циклу NEDC на 100 км	Результаты экспериментального расхода топлива на 100 км
ЛиАЗ-5256.57	48 нм ³	49 нм ³

затели двигателя, оценить показатели работы автомобиля.

2. Предложена методика расчетного моделирования испытательного ездового цикла автомобиля полной массой более 5 т.

Литература

1. Туренко А.Н., Абрамчук Ф.И., Пойда А.Н. [и др.] Автоматизированный стенд для исследования и доводки газового малолитражного быстроходного двигателя внутреннего сгорания // Автомобильный транспорт. 2009. № 23. С. 89–94.
2. Луканин В.Н., Буслев А.П., Трофименко Ю.В., Яшина М.В. Автотранспортные потоки и окружающая среда: [учеб. пособие для ВУЗов]. М.: ИНФРА-М, 1998. 408 с.
3. Каніло П.М., Бей І.С., Ровенський О.І. Автомобіль та навколишнє середовище. Х.: Прапор, 2000. 304 с.
4. Гаспарянц Г.А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля. М.: Машиностроение, 1978.
5. Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н., Кузьменко А.П., Липинский М.С. Многокритериальная оптимизация параметров процесса сгорания малолитражного автомобильного газового двигателя // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. № 2. С. 8–13.
6. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. Киев: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1950. 480 с.
7. Андриухіна О.С. Розробка спрощеного випробувального циклу для перевірки технічного стану бензинових двигунів легкових автомобілів в умовах експлуатації: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Київ, 2006. 171 с.
8. Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. Снижение экологических нагрузок на окружающую среду при работе автомобильного транспорта // Итоги науки и техники. М.: ВИНТИ, 1996.
9. Филипковский А.И. Совершенствование рабочего процесса дизелей типа ЧН 32/32 на основе физического и математического моделирования: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02. Х., 1988. 193 с.

10. Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. Снижение экологических нагрузок на окружающую среду при работе автомобильного транспорта // Итоги науки и техники. М.: ВИНТИ, Т. 19: Автомобильный и городской транспорт. 1996. С. 90–110.
11. Кульчицкий А.И. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие / Владим. гос. ун-т. Владимир, 2000. 256 с.
12. <http://www.autoopt.ru/auto/encyclopedia/bus/liaz/mark/liaz-5256/>

References

1. Turenko A.N., Abramchuk F.I., Poyda A.N. [i dr.] Automated test bench for research and development of a gas small-capacity high-speed internal combustion engine. Avtomobil'nyy transport. 2009. No 23, pp. 89–94 (in Russ.).
2. Lukanin V.N., Buslayev A.P., Trofimenko Yu.V., Yashina M.V. Avtotransportnyye potoki i okruzhayushchaya sreda [Traffic flows and the environment]: [ucheb. posobiye dlya VUZov]. Moscow: INFRA-M Publ., 1998. 408 p.
3. Kanilo P.M., Bey I.S., Rovens'kiy O.I. Avtomobil' ta navkolishne seredovishche [Vehicle and environment]. KH.: Prapor Publ., 2000. 304 p.
4. Gasparyants G.A. Konstruktsiya, osnovy teorii i rascheta avtomobilya [Design, basic theory and calculation of the vehicle]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1978.
5. Abramchuk F.I., Kabanov A.N., Kuz'menko A.P., Lipinskiy M.S. Multi-criteria optimization of the parameters of the combustion process of a small-capacity automobile gas engine. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Khar'kov: NTU «KHPI», 2011. No 2, pp. 8–13 (in Russ.).
6. Glagolev N.M. Rabochiye protsessy dvigateley vnutrennego sgoraniya [Working processes of internal combustion engines]. Kiyev: gosudarstvennoye nauchno-tekhnicheskoye izdatel'stvo mashinostroitel'noy literatury Publ., 1950. 480 p.
7. Andryukhina O.S. Rozrobka sproshchenogo viprobuvального циклу для перевірки технічного стану бензинових двигунів легкових автомобілів в умовах експлуатації: дис. канд. техн. наук [Development of a simplified test cycle to check the technical condition of gasoline engines of pas-

- senger vehicles in service conditions: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]: 05.22.20. Kiiiv, 2006. 171 p.
8. Lukanin V.N., Trofimenko Yu.V. Reducing environmental impacts during the operation of road transport. Itogi nauki i tekhniki. Moscow: VINITI Publ., 1996 (in Russ.).
 9. Filipkovskiy A.I. Sovershenstvovaniye raboche-go protsessa dizeley tipa CHN 32/32 na osnove fizicheskogo i matematicheskogo modelirovaniya: dis. kand. tekhn. nauk [Improving the working process of diesel engines of ChN 32/32 type based on physical and mathematical modeling: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]: 05.04.02. KH., 1988. 193 p.
 10. Lukanin V.N., Trofimenko Yu.V. Reducing environmental impacts on the environment during the operation of road transport. Itogi nauki i tekhniki. Moscow: VINITI Publ., T. 19: Avtomobil'nyy i gorodskoy transport. 1996, pp. 90–110 (in Russ.).
 11. Kul'chitskiy A.I. Toksichnost' avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley [Toxicity of automobile and tractor engines]. Ucheb. Posobiye. Vladim. gos. un-t. Vladimir Publ., 2000. 256 p.
 12. <http://www.autoopt.ru/auto/encyclopedia/bus/liaz/mark/liaz-5256/>

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ КАРБОВИБРОДУГОВОГО УПРОЧНЕНИЯ ДЛЯ УПРОЧНЕНИЯ СТРЕЛЬЧАТЫХ ЛАП ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН

ECONOMIC FEASIBILITY OF USING THE TECHNOLOGY OF CARBON-VIBRO-ARC HARDENING FOR HARDENING THE POINTED PAWS OF TILLAGE MACHINERY

Н.В. ТИТОВ¹, к.т.н.

А.В. КОЛОМЕЙЧЕНКО², д.т.н.

В.В. ВИНОГРАДОВ¹, к.т.н.

А.С. КОЛОМЕЙЧЕНКО³, к.э.н.

¹ Орловский государственный аграрный университет имени Н.В. Парахина, Орел, Россия, ogau@mail.ru

² Государственный научный центр Российской Федерации ФГУП «НАМИ», Москва, Россия, kolom_sasha@inbox.ru

³ Колледж железнодорожного и городского транспорта, Москва, Россия, alla.kolomeychenko@mail.ru

N.V. TITOV¹, PhD in Engineering

A.V. KOLOMEYCHENKO², DSc in Engineering

V.V. VINOGRADOV¹, PhD in Engineering

A.S. KOLOMEYCHENKO³, PhD in Economics

¹ Orel State Agrarian University, Orel, Russia, ogau@mail.ru

² Central research and development automobile and engine institute NAMI, Moscow, Russia, kolom_sasha@inbox.ru

³ College of Railroad and Urban Transportation, Moscow, Russia, alla.kolomeychenko@mail.ru

В статье дается описание разработанной авторами рациональной технологии карбовибродугового упрочнения (КВДУ) с использованием многокомпонентной пасты рабочих поверхностей стрелчатых лап почвообрабатывающих машин. Проведена экономическая оценка целесообразности использования КВДУ для упрочнения стрелчатых лап. При проведении исследований в качестве основы многокомпонентной пасты для КВДУ использовали порошок ПГ-ФБХ6-2, керамическим компонентом пасты служил карбид бора B_4C , массовое содержание криолита составляло 10 %. КВДУ осуществляли на установке ВДГУ-2, для формирования упрочняющих композитных покрытий использовали угольный электрод диаметром 8 мм.

При реализации разработанной технологии вначале производят зачистку рабочей части лапы, затем приготавливают многокомпонентную пасту, наносят ее на упрочняемые поверхности и высушивают до отверждения, после чего производят КВДУ с формированием композитного покрытия и осуществляют контроль полученного покрытия. Рациональный состав многокомпонентной пасты по результатам проведенных исследований должен быть следующим: порошок ПГ-ФБХ6-2 – 60 % по массе, B_4C – 30 % по массе, криолит – остальное. Рациональные режимы КВДУ: сила тока – 70...80 А, частота вибрации угольного электрода – 25 Гц, амплитуда вибрации электрода – 1,1 мм. Толщина сформированного упрочняющего композитного покрытия составляет 0,9...1,0 мм, а его твердость – 70...72 HRC. Разработанная технология благодаря невысоким дополнительным капитальным вложениям может использоваться как в небольших мастерских фермерских хозяйствах, так и в условиях специализированных ремонтно-восстановительных предприятий. Проведенный расчет экономической эффективности разработанной технологии упрочнения стрелчатых лап показал, что ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения технологии составит 120191 руб. при упрочнении 430 лап культиваторов КШУ-12Н. Таким образом, разработанная технология экономически целесообразна и может быть рекомендована к внедрению в производство.

Ключевые слова: стрелчатая лапа, карбовибродуговое упрочнение, композитное покрытие, многокомпонентная паста, экономическая эффективность.

Для цитирования: Титов Н.В., Коломейченко А.В., Виноградов В.В., Коломейченко А.С. Экономическая целесообразность использования технологии карбовибродугового упрочнения для упрочнения стрелчатых лап почвообрабатывающих машин // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 6. С. 99–104.

DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-99-104

The article describes the rational technology of carbo-vibro-arc hardening (CVAH) developed by the authors using a multicomponent paste of the working surfaces of the pointed paw of tillage machinery. An economic assessment of the feasibility of using CVAH for strengthening pointed paws was carried out. PG-FBK6-2 powder was used for research as the basis of a multicomponent paste for CVAH. The boron carbide B_4C served as a ceramic component of the paste, the mass content of cryolite was 10 %. CVAH was carried out on a VDGU-2 installation. A carbon electrode of 8 mm in diameter was used to form reinforcing composite coatings.

The implementation of developed technology involves firstly the cleaning of working part of the paw. Then a multicomponent paste is prepared, it is applied to the surfaces, hardened and dried until cured. After it the CVAH is done with the formation of a composite coating and the resulting coating is monitored. The rational composition of the multicomponent paste according to the results of a set of studies should be as follows: PG-FBH6-2 powder – 60 % by weight, B_4C – 30 % by weight, cryolite – the rest. Rational CVAH modes: current strength – 70 ... 80 A, carbon electrode vibration frequency – 25 Hz, electrode vibration amplitude – 1,1 mm. The thickness of the formed reinforcing composite coating is 0,9...1,0 mm, and its hardness is 70...72 HRC. The developed technology, due to low additional capital investments, can be used both in small workshops of farms and in the conditions of specialized repair and restoration enterprises. The calculation of the economic efficiency of the developed technology for strengthening pointed paws showed that the expected annual economic effect from the introduction of the technology will be 120, 191 rubles with the hardening of 430 blades of KShU-12N cultivators. Thus, the developed technology is economically feasible and can be recommended for implementation in production.

Keywords: pointed paw, carbo-arc hardening, composite coating, multi-component paste, economic efficiency.

Cite as: Titov N.V., Kolomeychenko A.V., Vinogradov V.V., Kolomeychenko A.S. Economic feasibility of using the technology of carbon-vibro-arc hardening for hardening the pointed paws of tillage machinery. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2021. No 6, pp. 98–104 (in Russ.). DOI: 10.17816/0321-4443-2021-6-98-104

Введение

Стрелчатые лапы являются широко используемым рабочим органом в конструкциях современных сельскохозяйственных машин. Культиваторы, посевные комплексы, рыхлители и другие машины могут иметь в своей конструкции несколько десятков стрелчатых лап, подверженных при эксплуатации интенсивному ударно-абразивному изнашиванию. Замена даже одного комплекта лап на таких агрегатах приводит к значительным финансовым затратам организации, осуществляющей производство сельскохозяйственной продукции.

Для упрочнения стрелчатых лап в настоящее время известны различные технологии [1–4], которые, впрочем, не лишены тех или иных недостатков. Современным способом упрочнения, позволяющим формировать на рабочих поверхностях стрелчатых лап композитные покрытия, является карбовибродуговое упрочнение (КВДУ). В настоящее время ведутся исследования по разработке теоретических и технологических основ данного способа [2, 5–11].

При реализации КВДУ на упрочняемую поверхность наносится многокомпонентная паста, которая после высушивания до затвердевания расплавляется угольным электродом установки ВДГУ-2. В результате из компонентов пасты на упрочняемой поверхности формируется композитное покрытие, обладающее комплексом высоких физико-механических свойств и эксплуатационных характеристик.

Несмотря на все выполненные к настоящему моменту исследования пока еще остается не в полной мере разработанной рациональ-

ная ресурсосберегающая технология КВДУ стрелчатых лап, целесообразная с точки зрения экономической эффективности ее использования.

Цель исследований

Разработка рациональной технологии КВДУ стрелчатых лап почвообрабатывающих машин и экономическое обоснование целесообразности ее использования.

Материалы и методы

При проведении исследований в качестве основы (матрицы) многокомпонентной пасты для КВДУ использовали порошок ПГ-ФБХ6-2 на железной основе, который производится на ОАО «Полема» (г. Тула). Данный порошок, как показал проведенный анализ, является одним из наиболее часто используемых при напылении и наплавке рабочих поверхностей деталей машин различного назначения, эксплуатируемых в условиях ударно-абразивного износа [12]. В качестве керамического компонента пасты использовали карбид бора B_4C ГОСТ 5744. Массовое содержание криолита (активатора процесса зажигания дуги при КВДУ) в составе пасты составляло 10 % [5, 8, 10, 11]. В качестве связующего использовали 50%-й водный раствор клея ПВА.

КВДУ осуществляли на установке ВДГУ-2, которую в настоящее время производит ФГБНУ ФНАЦ ВИМ (г. Москва). Для формирования композитных покрытий при КВДУ использовали угольный электрод диаметром 8 мм.

При оценке экономической эффективности разработанной технологии КВДУ стрелчатых

лап почвообрабатывающих машин учитывали положения методики, изложенной в работах [13, 14].

Результаты и обсуждение

Проведенные нами теоретические и экспериментальные исследования позволили разработать рациональную технологию упрочнения стрелчатых лап способом КВДУ, которую, благодаря невысоким дополнительным капитальным вложениям, можно использовать как в небольших мастерских фермерских хозяйств, так и в условиях специализированных ремонтно-восстановительных предприятий.

При реализации технологии (рис. 1) вначале производят зачистку рабочей части (режущей кромки) лапы, затем приготавливают многокомпонентную пасту, наносят ее на упрочняемые поверхности и высушивают до отверждения, после чего производят КВДУ с формированием композитного покрытия,

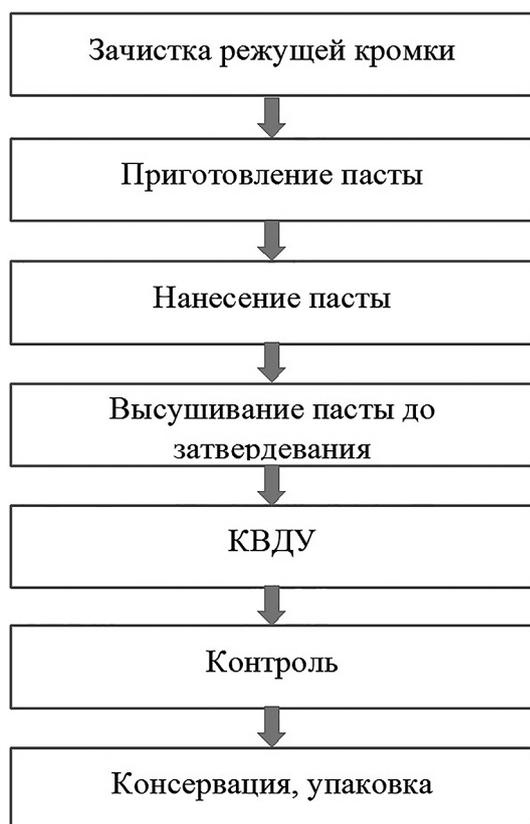


Рис. 1. Структурная схема разработанной ресурсосберегающей технологии КВДУ стрелчатых лап почвообрабатывающих машин

Fig. 1. Structural diagram of the developed resource-saving technology of CVAH of lancet blades of tillage machinery

осуществляют контроль полученного покрытия, а также консервацию и упаковку упрочненной детали.

Зачистку рабочей части лап рационально выполнять с использованием угловых шлифовальных машин. Многокомпонентную пасту для КВДУ приготавливают механическим смешением следующих компонентов: стальной порошок ПГ-ФБХ6-2 (матрица) – 60 % по массе, карбид бора – 30 % по массе, криолит – 10 % по массе – и наносят слоем толщиной 1,8...2,0 мм на упрочняемую поверхность, после чего высушивают до отверждения. Данное соотношение компонентов пасты является наиболее рациональным и определено с учетом предварительно проведенных лабораторных исследований, а также комплекса эксплуатационных испытаний [5, 10]. КВДУ осуществляют на следующих режимах: сила тока – 70...80 А, частота вибрации угольного электрода – 25 Гц, амплитуда вибрации электрода – 1,1 мм. При КВДУ также целесообразно применение вспомогательных приспособлений, позволяющих осуществлять дополнительное охлаждение лапы при ее упрочнении. Вибрация электрода при КВДУ позволяет в среднем на 25 % снизить нагрев лапы при ее упрочнении. Толщина сформированного упрочняющего композитного покрытия составляет 0,9...1,0 мм, а его твердость – 70...72 HRC. Контроль покрытия осуществляют визуально и с помощью лупы 10^x.

На рис. 2 представлены стрелчатые лапы, упрочненные с использованием разработанной ресурсосберегающей технологии.

Разработанная технология позволяет не только упрочнять стрелчатые лапы в состоянии поставки (новые), но и восстанавливать лапы, достигшие предельного состояния в результате их эксплуатации. В этом случае перед КВДУ производят компенсацию износа лапы за счет приваривания к ее рабочей поверхности компенсирующего элемента.

Результаты производственных сравнительных испытаний стрелчатых лап, упрочненных КВДУ, и в состоянии поставки, для различных почвообрабатывающих машин показали, что после КВДУ ресурс лап возрастает в среднем в 2,2...2,5 раза. Использование разработанной технологии также актуально и с позиций импортозамещения. Новизна предлагаемой технологии подтверждена несколькими патентами РФ на изобретения.

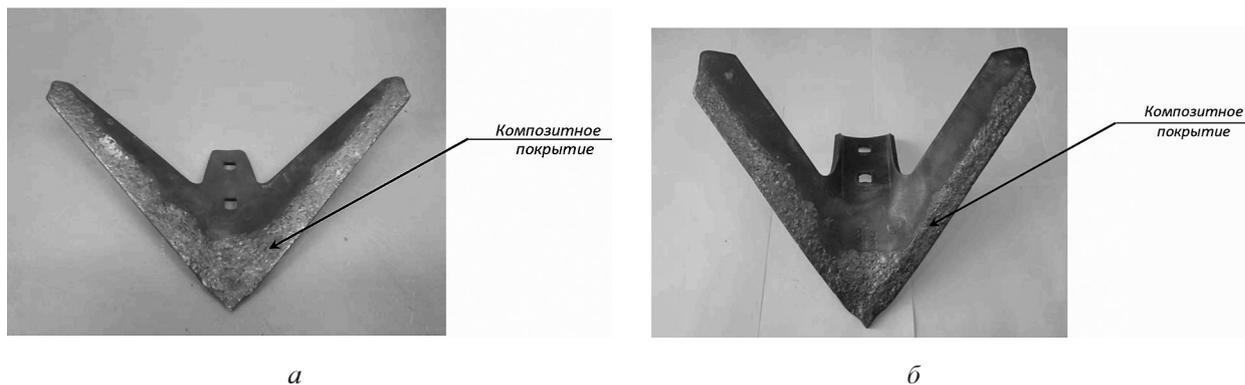


Рис. 2. Стрелчатые лапы культиватора КПС-4Г (а) и посевного комплекса John Deere 730 (б), упрочненные КВДУ с использованием разработанной рациональной ресурсосберегающей технологии

Fig. 2. Paws of the KPS-4G cultivator (a) and the John Deere 730 sowing complex (b), hardened by CVAH using the developed rational resource-saving technology

Окончательную оценку целесообразности использования КВДУ для упрочнения стрелчатых лап может дать расчет экономической эффективности разработанной технологии. Расчет экономической эффективности выполнен на примере стрелчатых лап культиваторов типа КШУ, выпускаемых Грязинским культиваторным заводом, т.к. они в настоящее время широко используются при обработке почвы на различных сельскохозяйственных предприятиях.

Экономическую эффективность разработанной технологии КВДУ стрелчатых лап можно определить, воспользовавшись следующим соотношением:

$$\Theta_y = \left(\frac{Ц_n - C_{ост}^n}{P_n} - \frac{Ц_y - C_{ост}^y}{P_y} \right) P_y \cdot N_r, \text{ руб.}, \quad (1)$$

где $Ц_n$, $Ц_y$ – цена новой и упрочненной КВДУ лапы, руб.; P_n , P_y – ресурс новой и упрочненной КВДУ лапы, га; $C_{ост}^n$, $C_{ост}^y$ – стоимость остаточная новых и упрочненных КВДУ лап, руб.; N_r – годовой объем упрочняемых КВДУ лап, шт.

Цену упрочненной КВДУ стрелчатой лапы определяют по формуле:

$$Ц_y = Ц_n + C_y, \text{ руб.}, \quad (2)$$

где C_y – себестоимость упрочнения лапы, руб.

Себестоимость C_y упрочнения стрелчатой лапы складывается из затрат на заработную плату ЗП производственных рабочих, ремонтные материалы C_m , изношенную деталь $C_{из}$ и расходов ОПТ, связанных с организацией производства, т.е.:

$$C_y = ЗП + C_m + C_{из} + ОПТ, \text{ руб.} \quad (3)$$

Зарботную плату производственных рабочих можно определить из соотношения:

$$ЗП = \left(\frac{T_{H_1} \cdot C_{P_1}}{60} + \frac{T_{H_2} \cdot C_{P_2}}{60} + \dots + \frac{T_{H_i} \cdot C_{P_i}}{60} \right) \times K_{\Pi} \text{ руб.}, \quad (4)$$

где T_{H_1} , T_{H_2} , ..., T_{H_i} – нормы времени на выполнение операций технологического процесса упрочнения в расчете на одну стрелчатую лапу, мин.; C_{P_1} , C_{P_2} , ..., C_{P_i} – часовые тарифные ставки соответствующих разрядов на выполнение операций технологического процесса упрочнения, руб.; K_{Π} – коэффициент, учитывающий премиальную доплату, дополнительную плату рабочих и отчисления в фонды социального страхования; по рекомендациям [13, 14] его можно принять равным 1,9. Тогда:

$$ЗП = \left(\frac{4,7 \cdot 100}{60} + \frac{13,1 \cdot 115}{60} + \frac{2,6 \cdot 110}{60} + \frac{9,0 \cdot 110}{60} + \frac{14,4 \cdot 160}{60} + \frac{1,5 \cdot 130}{60} \right) \cdot 1,9 = 182,1 \text{ руб.}$$

При КВДУ стрелчатых лап используют следующие ремонтные материалы: компоненты многокомпонентной пасты (матрица, карбид бора, криолит), клей ПВА, угольные электроды. Затраты на данные материалы C_m , определенные нами в результате предварительно проведенных исследований с учетом норм их расхода, в расчете на одну стрелчатую лапу составляют 123,9 руб.

Стоимость изношенной стрелчатой лапы $C_{из}$ обычно определяют по цене металлолома с учетом ее массы. Таким образом, стоимость изношенной стрелчатой лапы составит 24,5 руб.

Расходы ОПУ, связанные с организацией производства, по рекомендациям работ [13, 14] можно принять в размере 200 % от заработной платы ЗП производственных рабочих. Таким образом, данные расходы для нашего случая составят 364,2 руб.

Тогда себестоимость упрочнения стрельчатой лапы составит:

$$C_y = 182,1 + 123,9 + 24,5 + 364,2 = 694,7 \text{ руб.}$$

Тогда цена упрочненной КВДУ стрельчатой лапы составит:

$$Ц_y = 700 + 694,7 = 1394,7 \text{ руб.}$$

Таким образом, экономическая эффективность разработанной технологии упрочнения стрельчатых лап с использованием КВДУ в расчете на одну лапу составит:

$$\Theta_y = \left(\frac{700 - 24,5}{34} - \frac{1394,7 - 24,5}{83} \right) 83 = 279,5 \text{ руб.}$$

Экономическая эффективность от внедрения разработанной технологии КВДУ в расчете на принятую программу упрочнения (10 культиваторов КШУ-12Н, по 43 стрельчатых лапы на каждом) будет равна:

$$\Theta_y = 279,5 \cdot 430 = 120191 \text{ руб.}$$

При упрочнении большего количества стрельчатых лап экономическая эффективность разработанной технологии будет еще более значительной.

Выводы

Проведенный расчет экономической эффективности разработанной технологии КВДУ стрельчатых лап почвообрабатывающих машин показал, что данная технология экономически целесообразна и может быть рекомендована к внедрению в производство. Ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения технологии составит 120191 руб. при упрочнении 430 лап культиваторов КШУ-12Н.

Литература

1. Михальченков А.М., Феськов С.А., Анищенко А.В. Упрочнение стрельчатой лапы посевного комплекса «Моррис» // *Сельский механизатор*. 2017. № 10. С. 34–35.
2. Лялякин В.П., Соловьев С.А., Аулов В.Ф. Состояние и перспектива упрочнения и восстановления деталей почвообрабатывающих машин

сварочно-наплавочными методами // *Труды ГОСНИТИ*. 2014. Т. 115. С. 96–104.

3. Новиков В.С. Обеспечение долговечности рабочих органов почвообрабатывающих машин: монография. М.: ИНФРА-М, 2019. 155 с.
4. Семчук Г.И., Дудников А.А. Анализ способов повышения долговечности культиваторных лап // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2003. № 5 (65). С. 67–71.
5. Титов Н.В. Повышение долговечности рабочих органов почвообрабатывающих машин путем нанесения металлокерамических покрытий // *Тракторы и сельхозмашины*. 2018. № 6. С. 27–31.
6. Задорожний Р.Н., Тужилин С.П. Металлографические исследования стальных образцов, упрочненных карбовибродуговой наплавкой // *Труды ГОСНИТИ*. 2016. Т. 124. № 2. С. 57–61.
7. Sharifullin S.N., Adigamov N.R., Adigamov N.N. [et al.]. Surface hardening of cutting elements agricultural machinery vibro arc plasma // *Journal of Physics: Conference Series*. 2016. V. 669. № 1. P. 012049.
8. Kolomeychenko A.V., Titov N.V., Vinogradov V.V. [et al.]. The microstructure of composite cermet coatings produced by carbo-vibroarc surfacing // *Welding International*. 2017. Vol. 31. No. 9. Pp. 739–742. DOI: 10.1080/09507116.2017.1318494
9. Байниязова А.Т., Абжаев М.М., Кудряшова Е.Ю. и др. Виброплазменное упрочнение рабочих органов сельскохозяйственных машин // *Технический сервис машин*. 2020. № 1 (138). С. 132–142.
10. Titov N.V., Kolomeychenko A.V., Litovchenko N.N. Innovative method of tillage tool hardening // *Vestnik OrelGAU*. 2014. № 2 (47). P. 42–48.
11. Титов Н.В., Коломейченко А.В., Виноградов В.В. и др. Исследование влияния режимов и параметров карбовибродугового упрочнения на толщину металлокерамического покрытия // *Техника и оборудование для села*. 2016. № 9. С. 34–37.
12. Бабич Б.Н., Вершинина Е.В., Глебов В.А. и др. Металлические порошки и порошковые материалы: справочник / под ред. Ю.В. Левинского. М.: ЭКОМЕТ, 2005. 520 с.
13. Кузнецов Ю.А., Башкирцев В.И., Башкирцев Ю.В. Техничко-экономическое обоснование внедрения мероприятий научно-технического прогресса в АПК: учебно-методическое пособие. М.: ФГБОУ «Российская инженерная академия менеджмента и агробизнеса», 2015. 91 с.
14. Кузнецов Ю.А., Коломейченко А.В., Кулаков К.В. и др. Техничко-экономическое обоснование инженерных решений в дипломных проектах: учебное пособие / Орел: ФГБОУ ВПО Орел ГАУ, 2014. 124 с.

References

1. Mikhal'chenkov A.M., Fes'kov S.A., Anishchenko A.V. Strengthening of the A blade of Morris sowing complex. *Sel'skiy mekhanizator*. 2017. No 10, pp. 34–35 (in Russ.).
2. Lyalyakin V.P., Solov'yev S.A., Aulov V.F. State and prospect of hardening and restoration of parts of tillage machinery by welding and surfacing methods. *Trudy GOSNITI*. 2014. T. 115, pp. 96–104 (in Russ.).
3. Novikov V.S. Obespecheniye dolgovechnosti rabochikh organov pochvoobrabatyvayushchikh mashin: monografiya [Ensuring the durability of the working bodies of tillage machinery]. Moscow: INFRA-M Publ., 2019. 155 p.
4. Semchuk G.I., Dudnikov A.A. Analysis of ways to improve the durability of cultivator blades. *Vostochnoyevropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2003. No 5 (65), pp. 67–71 (in Russ.).
5. Titov N.V. Increasing the durability of the working bodies of soil-cultivating machinery by applying ceramic-metal coatings. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2018. No 6, pp. 27–31 (in Russ.).
6. Zadorozhniy R.N., Tuzhilin S.P. Metallographic studies of steel specimens hardened by carbo-arc surfacing. *Trudy GOSNITI*. 2016. T. 124. No 2, pp. 57–61 (in Russ.).
7. Sharifullin S.N., Adigamov N.R., Adigamov N.N. [et al.]. Surface hardening of cutting elements agricultural machinery vibro arc plasma // *Journal of Physics: Conference Series*. 2016. V. 669. No 1. R. 012049.
8. Kolomeychenko A.V., Titov N.V., Vinogradov V.V. [et al.]. The microstructure of composite cermet coatings produced by carbovibroarc surfacing. *Welding International*. 2017. Vol. 31. No. 9. pp. 739–742. DOI: 10.1080/09507116.2017.1318494
9. Bayniyazova A.T., Abzhayev M.M., Kudryashova Ye.Yu. i dr. Vibroplasmic hardening of the working bodies of agricultural machinery. *Tekhnicheskiy servis mashin*. 2020. No 1 (138), pp. 132–142 (in Russ.).
10. Titov N.V., Kolomeichenko A.V., Litovchenko N.N. Innovative method of tillage tool hardening // *Vestnik Orel-GAU*. 2014. No 2 (47). R. 42–48 (in Russ.).
11. Titov N.V., Kolomeychenko A.V., Vinogradov V.V. i dr. Investigation of the influence of modes and parameters of carbon-vibro-arc hardening on the thickness of the metal-ceramic coating. *Tekhnika i oborudovaniye dlya sela*. 2016. No 9, pp. 34–37 (in Russ.).
12. Babich B.N., Vershinina Yu.V., Glebov V.A. i dr. *Metallicheskiye poroshki i poroshkovyye materialy: spravochnik* [Metal powders and powder materials: reference book]. Pod red. Yu.V. Levinskogo. Moscow: EKOMET Publ., 2005. 520 p.
13. Kuznetsov Yu.A., Bashkirtsev V.I., Bashkirtsev Yu.V. *Tekhniko-ekonomicheskoye obosnovaniye vnedreniya meropriyatiy nauchno-tekhnicheskogo progressa v APK* [Feasibility study for the implementation of measures of scientific and technological progress in the agro-industrial complex]: *uchebno-metodicheskoye posobiye*. Moscow: FGBOU «Rossiyskaya inzhenernaya akademiya menedzhmenta i agrobiznesa» Publ., 2015. 91 p.
14. Kuznetsov Yu.A., Kolomeychenko A.V., Kulakov K.V. i dr. *Tekhniko-ekonomicheskoye obosnovaniye inzhenernykh resheniy v diplomnykh proyektakh* [Feasibility study of engineering solutions in graduation projects: textbook]: *uchebnoye posobiye*. Orel: FGBOU VPO Orel GAU Publ., 2014. 124 p.