



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

TRACTORS AND AGRICULTURAL MACHINERY

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с февраля 1930 г.

5•2021

Выходит 6 раз в год

ISSN 0321-4443

DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5

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
ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ	ENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT	
Бузиков Ш. В. Исследование процесса впуска и газообмена дизеля при работе на смешанном топливе	Buzikov Sh. V. Investigation of the process of intake and gas exchange of a diesel engine when operating on mixed fuel	6
НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ	NEW MACHINES AND EQUIPMENT	
Натриашвили Т. М., Махароблидзе З. К., Маргвелашвили В. О., Шарашенидзе С. Г. Разработка машинной технологии для реабилитации земель	Natriashvili T. M., Makharoblidze Z. K., Margvelashvili V. O., Sharashenidze S. G. Development of machine technology for land rehabilitation	13
ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ	THEORY, DESIGN, TESTING	
Евсеев К. Б. Математическая модель движения гусеничного поезда для внедорожных контейнерных перевозок	Yevseyev K. B. Mathematical model of the movement of a tracked train for off-road container transportation	18
Шило И. Н., Романюк Н. Н., Крук И. С., Орда А. Н., Галимов Р. Р., Максимович К. Ю., Войнаш С. А., Лучинович А. А. Влияние параметров ходовых систем колесных машин на изменение плотности почвы	Shilo I. N., Romanyuk N. N., Kruk I. S., Orda A. N., Galimov R. R., Maksimovich K. Yu., Voynash S. A., Luchinovich A. A. The influence of the parameters of the running systems of wheeled vehicles on the change in soil density	30
Горелов В. А., Косицын Б. Б., Стадухин А. А., Чудаков О. И. Метод определения параметров электромеханической трансмиссии фронтального погрузчика	Gorelov V. A., Kositsyn B. B., Stadukhin A. A., Chudakov O. I. Method for determining the parameters of the front loader electromechanical transmission	38
КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ	QUALITY, RELIABILITY	
Фомин В. М., Каминский В. Н., Каминский Р. В., Нетрусов А. Н. Исследование уровня нагруженности подшипниковых узлов турбокомпрессора с рабочими колесами из композиционных материалов	Fomin V. M., Kaminsky V. N., Kaminsky R. V., Netrusov A. N. Study of load level of bearing-outlet units of turbocharger with impellers from composite materials	46
Абрамов П. В. Оценка смещения угловой шкалы для повышения точности управления одноцилиндровым двигателем	Abramov P. V. Evaluation of the offset of the angular scale to improve the control accuracy of the single-cylinder engine	55
ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА	ECONOMICS, ORGANIZATION AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING	
Тарасенко Б. Ф., Хавьяримана Э., Дробот В. А., Руднев С. Г. Инновационное средство основной обработки почвы при возделывании сорго в условиях Республики Бурунди	Tarasenko B. F., Khav'yarimana E., Drobot V. A., Rudnev S. G. An innovative means of basic soil cultivation in the cultivation of sorghum in the conditions of the Republic of Burundi	65

Дорогие друзья!

Пятый выпуск журнала «Тракторы и сельхозмашины» за 2021 год знаменателен тем, что это – плод совместной работы команды Московского политехнического университета и нового соучредителя – издательства ООО «Эко-Вектор».

Совместно с партнером у редакции большие планы по развитию журнала, с тем чтобы он шел в ногу с лучшими образцами периодической печати, сохраняя свои традиции, и отвечал возрастающим ожиданиям наших читателей и авторов. Для вашего удобства мы развиваем и электронную версию издания, его вебсайт на портале научных журналов «Эко-Вектора» (<https://journals.eco-vector.com/0321-4443>).

Наш новый соучредитель – профессионал в издательском деле. В последние годы «Эко-Вектор» стал, наверное, одним из самых активных пропагандистов внедрения лучших практик как в среде отечественных научных журналов, так и в научном мире. Одной из своих важнейших задач издательство видит обучение редакторского сообщества, а также авторов, молодых ученых, начиная со студенческой скамьи. В качестве примера можно привести образовательную платформу «Академия Эко-Вектор» (<https://school.ecovector-academy.com/courseacademy>) и проект «Школа научного ремесла» (<https://conf.eco-vector.com/>). Пожелаем нашему партнеру успеха в этом нелегком деле!

К слову – последняя Школа состоялась как раз накануне подписания этого номера в печать, и наша редакция в полном составе с большим интересом приняла участие в программных мероприятиях.

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

Dear friends!

The fifth issue of Tractors and Agricultural Machinery journal for 2021 is significant because this is the result of the joint work of the Moscow Polytechnic University team and the new co-founder Eco-Vector LLC publishing house.

Together with a partner, the Editorial Board has big plans for the development of the journal so that it keeps pace with the best examples of periodicals, preserving the traditions, and meeting the growing expectations of our readers and authors. For your convenience, we are developing an electronic version of the journal located on the Eco-Vector Journals Portal (<https://journals.eco-vector.com/0321-4443>).

The new co-founder is a publishing professional. In recent years, Eco-Vector has become, probably, one of the most active propagandists for the implementation of best practices both in the environment of domestic scientific journals and in the scientific world generally. The publishing house believes that one of its most important tasks is the training of the editorial community, as well as authors, young scientists, starting from their student years. The examples of such work include the Eco-Vector Academy educational platform (<https://school.ecovector-academy.com/courseacademy>) and the Science Craft School project (<https://conf.eco-vector.com/>). Let's wish our partner success in this difficult task!

By the way, the last SciCraft School took place just before going this issue to print, and the journal Editorial Board took part in its program events with great interest.

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВПУСКА И ГАЗООБМЕНА ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА СМЕСЕВОМ ТОПЛИВЕ

INVESTIGATION OF THE PROCESS OF INTAKE AND GAS EXCHANGE OF A DIESEL ENGINE WHEN OPERATING ON MIXED FUEL

Ш.В. БУЗИКОВ, к.т.н.

Вятский государственный университет, Киров, Россия,
shamilvb@mail.ru

SH.V. BUZIKOV, PhD in Engineering

Vyatka State University, Kirov, Russia, shamilvb@mail.ru

Предметом исследования является определение параметров процесса впуска и газообмена дизеля при использовании смесового топлива (СТ), состоящего из дизельного топлива (ДТ) и рапсового масла (РМ). Основная цель настоящей работы состоит в определении зависимостей параметров процесса впуска и газообмена дизеля от состава применяемого СТ. Для достижения поставленной цели проведены теоретические и экспериментальные исследования тракторного дизеля Д-245.5С, размерностью 4ЧН 11,0/12,5 на следующих составах СТ: ДТ – 80 % + РМ – 20 %, ДТ – 45 % + РМ – 55 %, ДТ – 20 % + РМ – 80 %, а также чистом ДТ. В ходе проведенных исследований получены зависимости часового расхода воздуха G_b , коэффициента наполнения цилиндров η_v и плотности заряда во впускном коллекторе ρ_k дизеля при работе на ДТ и СТ от частоты вращения коленчатого вала n и нагрузки p_e при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$. Теоретически определено и экспериментально подтверждено, что состав применяемого СТ практически не оказывает влияния на характеристики G_b , η_v и ρ_k в зависимости от n и p_e дизеля. В результате установлено, что с увеличением n от 1400 до 1800 мин^{-1} на всех составах СТ повышались: G_b – с 276 до 394 кг/ч, ρ_k – с 1,44 до 1,70 кг/м³, а при увеличении n от 1800 до 2000 мин^{-1} снижались: G_b – с 394 до 322 кг/ч, ρ_k – с 1,70 до 1,49 кг/м³ и η_v – с 0,97 до 0,77. С увеличением p_e с 0,2 до 1,2 МПа на всех составах СТ повышались при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$: G_b – с 187 до 276 кг/ч, ρ_k – с 1,29 до 1,44 кг/м³ и η_v – с 0,73 до 0,97, при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$: G_b – с 274 до 394 кг/ч, ρ_k – с 1,29 до 1,69 кг/м³ и η_v – с 0,83 до 0,91, соответственно.

Ключевые слова: дизельное топливо, рапсовое масло, смесовое топливо, процесс впуска, показатели процесса впуска.

Для цитирования: Бузиков Ш.В. Исследование процесса впуска и газообмена дизеля при работе на смесовом топливе // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 5. С. 6–12. DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-6-12

The subject of the research is to determine the parameters of the diesel intake and gas exchange process when using a mixed fuel (MF), consisting of diesel fuel (DF) and rapeseed oil (RO). The main goal of this work is to determine the dependences of the parameters of the intake and gas exchange of a diesel engine on the composition used by the MF. To achieve this goal, theoretical and experimental studies of the D-245,5S tractor diesel engine with a characteristic of 4ChN 11,0/12,5 were carried out on the following MF compositions: DF – 80 % + RO – 20 %, DF – 45 % + RO – 55 %, DF – 20 % + RO – 80 %, as well as pure diesel fuel. During the carried out studies there were obtained the dependences of the hourly air flow rate, the cylinder filling factor and the charge density in the intake manifold of a diesel engine when operating on DF and MF on the crankshaft rotation speed and load at $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ and $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$. It is theoretically determined and experimentally confirmed that the composition of the used MF has practically no effect on the characteristics G_b , η_v and ρ_k depending on p_e of the diesel engine. As a result, it was found that with an increase of n from 1400 to 1800 мин^{-1} on all compositions of MF the G_b increased from 276 to 394 kg/h, from 1,44 to 1,70 kg/m³, and at increase of n from 1800 to 2000 мин^{-1} , the G_b decreased from 394 to 322 kg/h, from 1,70 to 1,49 kg/m³ and from 0,97 to 0,77. With an increase from 0,2 to 1,2 MPa on all compositions the MF increased, at $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, from 187 to 276 kg/h, ρ_k from 1,29 to 1,44 kg/m³ and η_v from 0,73 to 0,97, at $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$, G_b from 274 to 394 kg/h, ρ_k from 1,29 to 1,69 kg/m³ and η_v from 0,83 to 0,91, respectively.

Keywords: diesel fuel, rapeseed oil, mixed fuel, intake process, intake process indicators.

Cite as: Buzikov Sh.V. Investigation of the process of intake and gas exchange of a diesel engine when operating on mixed fuel. Traktory i sel'khoz mashiny. 2021. No 5, pp. 6–12 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-6-12

Введение

Применение смесового топлива (СТ) вместо традиционного дизельного (ДТ) на сегодняшний день становится все более востребованным. Данное обстоятельство связано прежде всего с несколькими факторами, такими как постоянно растущие как оптовые, так и розничные цены на ДТ и ужесточающиеся требования к выбросам токсичных веществ дизельными двигателями [1].

СТ представляет собой смесь, состоящую из чистого ДТ и альтернативного топлива (АТ) [1]. В свою очередь, вместо АТ могут выступать спирты, эфиры, глицерины, растительные масла и др. В качестве растительных масел в основном применяют соевое, сурепное, редьковое, рыжиковое, льняное, горчичное, сафлоровое, соевое и другие масла [2]. Наиболее популярным на сегодняшний день является рапсовое масло (РМ). Данное обстоятельство связано прежде всего с увеличивающимся спросом на его потребление во всем мире как пищевого продукта, в связи с этим доля посевов рапса как в России, так и зарубежом постоянно растет. Поэтому и открывается перспектива его использования в виде топлива для дизелей, что способствует снижению потребления ДТ [3].

Работа дизеля на СТ, состоящего из ДТ и РМ обладает рядом преимуществ, таких как отсутствие необходимости конструктивных изменений системы питания и регулировок. Это объясняется тем, что такое СТ по своим свойствам приближается к свойствам ДТ [4].

В исследованиях [5–9], проведенных ранее, были определены зависимости параметров рабочего цикла дизеля от доли содержания растительного масла в СТ без изменения исходных регулировок системы питания дизеля и без соблюдения требований сохранения нагрузочно-скоростных характеристик дизеля, установленных заводом-изготовителем. Таким образом в данных исследованиях было установлено изменение плотности заряда на впуске, коэффициента наполнения цилиндров дизеля, часового расхода воздуха и температуры отработавших газов. Однако определение параметров процесса впуска и газообмена тракторного дизеля при его работе на СТ с изменением исходных регулировок системы питания, обеспечивающих соблюдение нагрузочно-скоростных режимов работы дизеля, установленных заводом-изготовителем, представляет научный интерес.

Цель и задачи исследований

Основной целью настоящей работы является определение зависимостей параметров процесса впуска и газообмена дизеля от состава применяемого СТ. Научная новизна заключается в определении количественных показателей параметров процесса впуска и газообмена дизеля в зависимости от состава СТ.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить три задачи. Во-первых, выявить взаимосвязь между параметрами процесса впуска и газообмена дизеля и составом СТ. Во-вторых, определить количественные зависимости между составом СТ и параметрами процесса впуска и газообмена дизеля. В-третьих, экспериментально подтвердить полученные зависимости.

Материалы и методы

Теоретическая часть

На основании ГОСТа [10] при использовании СТ взамен ДТ для дизельного двигателя необходимо обеспечить условие идентичности зависимостей номинальной мощности N_e и крутящего момента $M_{кр}$ от частоты вращения коленчатого вала n и нагрузки p_e соответствующей работе на товарном ДТ, а именно: $N_e^{ДТ} = N_e^{СТ}$ и $M_{кр}^{ДТ} = M_{кр}^{СТ}$.

Выражения для определения N_e и $M_{кр}$ при работе дизеля на СТ и товарном ДТ соответственно определяются так:

$$N_e^{ДТ} = N_e^{СТ} = p_e \cdot n \cdot \left(\frac{V_d}{30 \cdot \tau} \right); \quad (1)$$

$$M_{кр}^{ДТ} = M_{кр}^{СТ} = p_e \cdot \left(\frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{V_d}{30 \cdot \tau} \right), \quad (2)$$

где p_e – среднее эффективное давление, МПа; V_d – литраж дизеля, л; n – частота вращения коленчатого вала дизеля, мин^{-1} ; τ – тактность дизеля; $\pi = 3,14$.

Анализ выражений (1) и (2) говорит о том, что при применении СТ вместо ДТ необходимо чтобы зависимость $p_e(n)$ была идентичной зависимости при использовании ДТ, а именно $p_e^{ДТ}(n) = p_e^{СТ}(n)$ [11]. Таким образом, удастся сохранить нагрузочный и скоростной режим работы дизеля, установленного заводом-изготовителем [11].

Показатели V_d , τ и π зависят от конструктивных параметров конкретного дизеля, и не зависят от свойств применяемого топлива, а величина n является задаваемой [12].

Таким образом, p_e при работе дизеля на ДТ и СТ определится так:

$$p_e^{ДТ}(n) = p_e^{СТ}(n) = \frac{\eta_e^{ДТ} \cdot H_u^{ДТ} \cdot \rho_k^{ДТ} \cdot \eta_v^{ДТ}}{l_0^{ДТ} \cdot \alpha^{ДТ}} = \frac{\eta_e^{СТ} \cdot H_u^{СТ} \cdot \rho_k^{СТ} \cdot \eta_v^{СТ}}{l_0^{СТ} \cdot \alpha^{СТ}}, \quad (3)$$

где $\eta_e^{ДТ}, \eta_e^{СТ}$ – эффективный КПД дизеля при его работе на ДТ и СТ; $H_u^{ДТ}, H_u^{СТ}$ – низшая расчетная удельная теплота сгорания ДТ и СТ, МДж/кг; $\rho_k^{ДТ}, \rho_k^{СТ}$ – плотность заряда во впускном коллекторе при работе дизеля на ДТ и СТ, кг/м³; $\eta_v^{ДТ}, \eta_v^{СТ}$ – коэффициент наполнения цилиндров дизеля при работе на ДТ и СТ; $l_0^{ДТ}, l_0^{СТ}$ – теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг ДТ и СТ, кг возд. / кг топл.; $\alpha^{ДТ}, \alpha^{СТ}$ – коэффициент избытка воздуха при работе дизеля на ДТ и СТ.

Преобразуя выражение (3), получим следующие зависимости:

$$\frac{p_e^{ДТ}(n)}{p_e^{СТ}(n)} = \frac{\eta_e^{ДТ} \cdot H_u^{ДТ} \cdot \rho_k^{ДТ} \cdot \eta_v^{ДТ} \cdot l_0^{СТ} \cdot \alpha^{СТ}}{\eta_e^{СТ} \cdot H_u^{СТ} \cdot \rho_k^{СТ} \cdot \eta_v^{СТ} \cdot l_0^{ДТ} \cdot \alpha^{ДТ}}. \quad (4)$$

Анализ выражения (4) говорит о том, что на соблюдение условия $p_e^{ДТ}(n) = p_e^{СТ}(n)$ оказывают влияние теплофизические свойства применяемого топлива, а именно H_u и l_0 , а также η_e , показывающий теплоиспользование применяемого топлива в дизеле [13]. Показатели α и η_v являются величинами, задаваемыми в зависимости от нагрузочного и скоростного режимов работы дизеля [13]. А величины ρ_k и η_v прежде всего зависят от конструктивно-технологических параметров дизеля [13].

Исходя из работ [14, 15] плотность заряда во впускном коллекторе определится как:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_b \cdot T_k}, \quad (5)$$

где p_k – давление во впускном коллекторе, МПа; T_k – температура воздуха во впускном коллекторе, К; R_b – удельная газовая постоянная воздуха, Дж/(кг·К).

Проанализировав выражение (5), можно сделать вывод о том, что на ρ_k не оказывает влияния свойства СТ, применяемое в дизеле, а все члены входящие в правую часть выражения, зависят от конструктивных особенностей системы впуска [14, 15], а также нагру-

зочно-скоростных режимов работы. Поэтому при замене применяемого ДТ на СТ в дизеле можно предположить что $\rho_k^{ДТ} = \rho_k^{СТ}$ на всех сопоставимых нагрузочно-скоростных режимах.

На основании работы [16] коэффициент наполнения цилиндров дизеля выразится, как:

$$\eta_v = \frac{T_k (\varphi_{доз} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r)}{(T_k + \Delta T) \cdot (\varepsilon - 1) p_k}, \quad (6)$$

где $\varphi_{доз}$ – коэффициент дозарядки цилиндров дизеля; $\varphi_{оч}$ – коэффициент очистки цилиндров дизеля; ε – геометрическая степень сжатия; p_a – давление свежего заряда в цилиндре в конце такта впуска, МПа; p_r – давление остаточных газов в цилиндре, МПа; ΔT – температура подогрева свежего заряда, К.

Входящие в выражение (6) такие показатели, как $\varphi_{доз}$, $\varphi_{оч}$, ε зависят от конструктивно-технологических параметров дизеля [16] и не зависят от свойств применяемого топлива.

Давление свежего заряда в цилиндре дизеля в конце такта впуска [16] можно определить так:

$$p_a = p_k - \Delta p_a, \quad (7)$$

где Δp_a – потери давления за счет сопротивления впускной системы и затухания скорости движения заряда в цилиндре, МПа.

Эти потери можно определить так [16]:

$$\Delta p_a = \frac{\omega_{вп}^2 \rho_k \cdot 10^{-6}}{2} (\beta^2 + \xi_{вп}), \quad (8)$$

где $\omega_{вп}$ – средняя скорость движения заряда в сечении впускного клапана, м/с; β – коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра; $\xi_{вп}$ – коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению.

Среднюю скорость движения заряда определили так [16]:

$$\omega_{вп} = \frac{nR\pi^2 D^2 \sqrt{1 + \lambda^2}}{120 f_{вп}}, \quad (9)$$

где R – радиус кривошипа, м; D – диаметр поршня, м; λ – кинематический показатель двигателя; $f_{вп}$ – площадь сечение клапана, м².

В результате после преобразований давление свежего заряда в цилиндре дизеля в конце такта впуска с учетом выражений (8) и (9) получили:

$$p_a = p_k - \frac{\left(\frac{nR\pi^2 D^2 \sqrt{1 + \lambda^2}}{120 f_{вп}} \right)^2 \rho_k \cdot 10^{-6}}{2} (\beta^2 + \xi_{вп}). \quad (10)$$

Анализ выражения (10) свидетельствует о том, что входящие в его состав члены уравнения зависят от конструктивно-технологических ($R, D, \lambda, f_{\text{вп}}$) и нагрузочно-скоростных ($\omega_{\text{вп}}, \beta, \zeta_{\text{вп}}$) показателей и не зависят от свойств применяемого СТ.

Давление остаточных газов в цилиндре дизеля можно определить так [16]:

$$p_r = p_k \left(1,035 + \frac{(p_{r_N} - 1,035 p_k) n^2}{p_k n_N^2} \right), \quad (11)$$

где p_{r_N} – давление остаточных газов на номинальном режиме, МПа; n_N – частота вращения коленчатого вала дизеля на номинальном режиме, мин⁻¹.

Проанализировав выражение (11), с учетом ранее проведенных исследований [16] можно сделать вывод о том, что входящие в его состав значения членов уравнения, полученные при работе на чистом ДТ, идентичны значениям, полученным при работе на СТ.

Температура подогрева свежего заряда определена так [16]:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_N (110 - 0,0125n)}{110 - 0,0125n_N}, \quad (12)$$

где ΔT_N – температура подогрева свежего заряда при номинальном режиме работы дизеля, К.

На основании ранее проведенных исследований [17] значения температуры подогрева свежего заряда при номинальном режиме работы дизеля на чистом ДТ идентичны значениям на СТ. В связи с вышесказанным можно сделать предположение о том, что $\eta_v^{\text{ДТ}} = \eta_v^{\text{СТ}}$ на всех сопоставимых нагрузочно-скоростных режимах.

В итоге произведение $\rho_k^{\text{ДТ}} \cdot \eta_v^{\text{ДТ}} = \rho_k^{\text{СТ}} \cdot \eta_v^{\text{СТ}} = \text{const}$ показывает, что количество свежего заряда остается постоянным при использовании разных СТ. В связи с вышесказанным для различных СТ также сохраняется взаимозависимость параметров ρ_k и η_v , выраженная часовым расходом воздуха для дизеля:

$$G_B = \frac{\rho_k \cdot \eta_v \cdot V_d \cdot n}{33,6}. \quad (13)$$

Анализ выражения (13) показывает, что расход воздуха дизелем зависит только конструктивно-технологических параметрах дизеля и не зависит от применяемого СТ.

Экспериментальная часть

В ранее проведенных стендовых испытаниях тракторного дизеля Д-245.5С размерностью 4ЧН 11,0/12,5 [18, 19], согласно ГОСТ [10] были получены внешняя скоростная и две нагрузочные характеристики при $n = 1800$ мин⁻¹ и $n = 1400$ мин⁻¹, соответствующие номинальной мощности и максимальному крутящему моменту на следующих составах СТ: ДТ – 80 % + РМ – 20 %, ДТ – 45 % + РМ – 55 %, ДТ – 20 % + РМ – 80 %, а также чистом ДТ. При проведении стендовых испытаний рассматриваемого дизеля была произведена процедура перерегулировки топливного насоса высокого давления (ТНВД) для обеспечения выполнения условия соответствия нагрузочно-скоростного режима, установленного заводом-изготовителем. В результате были определены эффективные показатели указанного дизеля в зависимости от n и p_e . При обработке экспериментальных данных абсолютная погрешность измерений, определенная согласно работе [10], составила 2 %, что в свою очередь свидетельствует о достоверности полученных показателей [18, 19].

Результаты и обсуждение

Для определения влияния состава СТ на G_B , η_v и ρ_k в зависимости от n и p_e были обработаны полученные характеристики тракторного дизеля Д-245.5С и в результате построены искомые зависимости (рис.). Проведенный анализ полученных зависимостей, представленных на рисунке, позволяет сделать вывод о том, что состав СТ практически не оказывает влияния на характеристики G_B , η_v и ρ_k от n и p_e , что, в свою очередь, подтверждает ранее сделанное предположение. Полученные зависимости с высокой долей вероятности могут быть определены выражениями (5), (6), (13) для конкретного взятого дизеля с учетом его технических характеристик и режимов работы.

При увеличении n от 1400 до 1800 мин⁻¹ (рис., а) наблюдалось повышение G_B с 276 до 394 кг/ч, ρ_k – с 1,44 до 1,70 кг/м³ соответственно; при дальнейшем увеличении n от 1800 до 2000 мин⁻¹ происходило снижение G_B с 394 до 322 кг/ч, ρ_k – с 1,70 до 1,49 кг/м³ соответственно, а значения η_v , напротив, снижались с 0,97 до 0,77 во всем диапазоне n . С увеличением p_e с 0,2 до 1,2 МПа (рис., б) при $n = 1400$ мин⁻¹ наблюдалось повышение G_B с 187 до 276 кг/ч, ρ_k – с 1,29 до 1,44 кг/м³ и η_v – с 0,73 до 0,97, а при

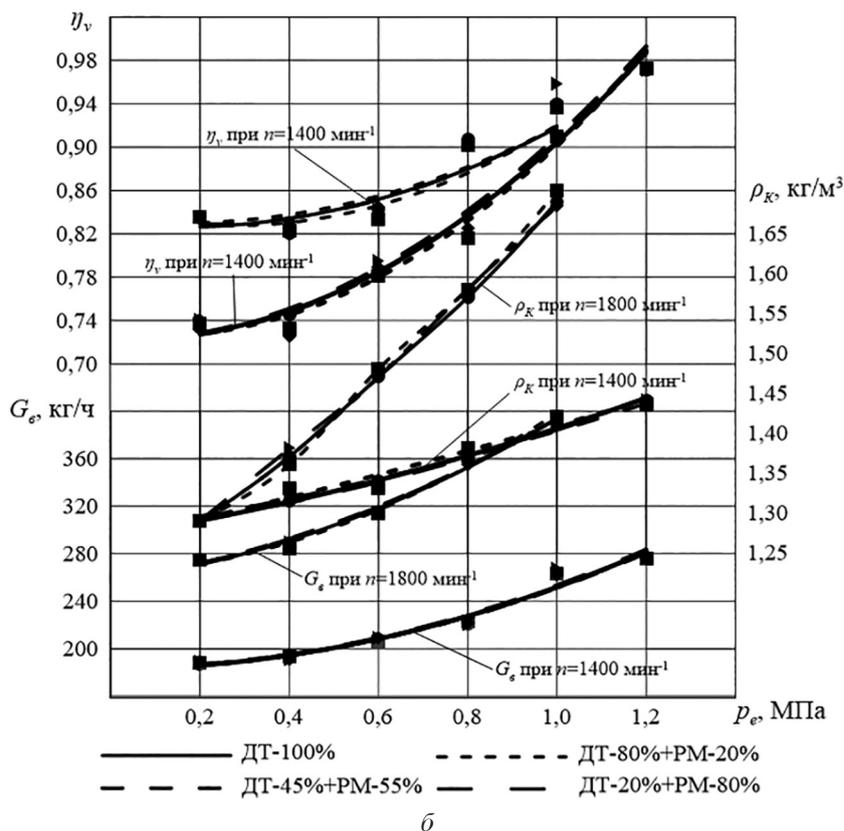
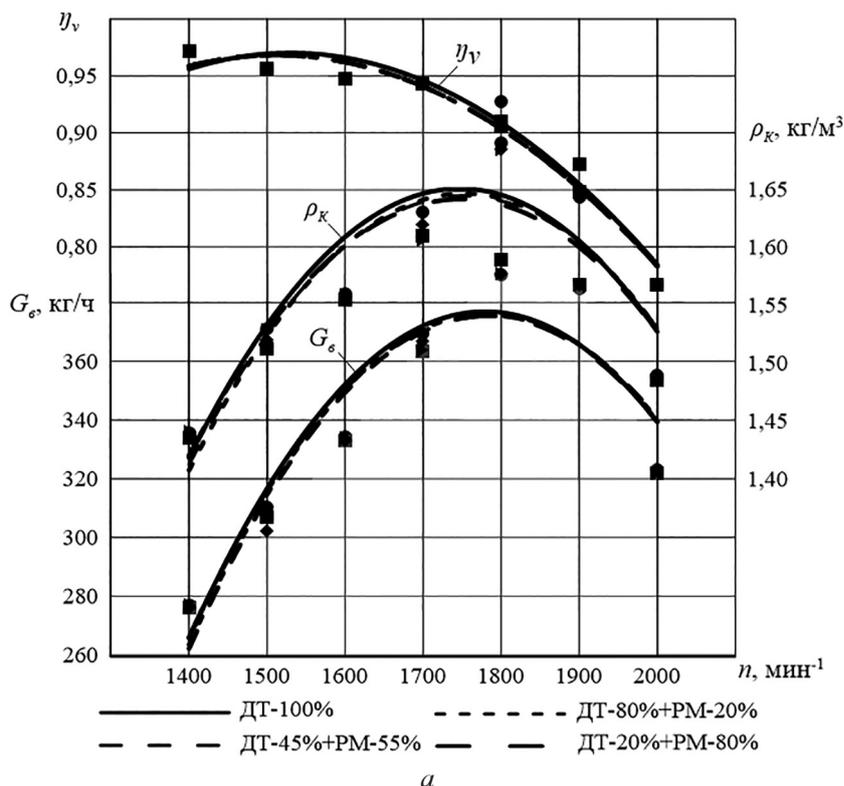


Рис. Зависимости часового расхода воздуха G_e , коэффициента наполнения η_v и плотности заряда на впуске дизеля ρ_k :

a – от частоты вращения коленчатого вала n ; b – нагрузки p_e при частотах вращения коленчатого вала $n = 1800$ мин⁻¹ и $n = 1400$ мин⁻¹ на разных составах СТ

Fig. Dependences of the hourly air consumption G_e , filling ratio η_v and charge density at the diesel inlet ρ_k : a – from the frequency of rotation of the crankshaft n ; b – loads p_e at crankshaft rotation speeds $n = 1800$ min⁻¹ and $n = 1400$ min⁻¹ on different MF compositions

$n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ G_b – с 274 до 394 кг/ч, ρ_k – с 1,29 до 1,69 кг/м³ и η_v – с 0,83 до 0,91 соответственно.

Выводы

1. В ходе проведенных исследований были получены зависимости параметров процесса впуска и газообмена дизеля Д-245.5С2 от концентрации РМ в СТ.

2. Теоретически обосновано и экспериментально подтверждено, что состав СТ практически не оказывает влияния на характеристики часового расхода воздуха G_b , коэффициента наполнения η_v и плотности заряда на впуске ρ_k в зависимости от частоты вращения коленчатого вала n и нагрузки p_e дизеля.

3. Экспериментально установлено что с увеличением n от 1400 мин⁻¹ до 1800 мин⁻¹ на всех составах СТ повышались G_b с 276 до 394 кг/ч, ρ_k – с 1,44 до 1,70 кг/м³, а при увеличении n от 1800 до 2000 мин⁻¹, снижались G_b с 394 до 322 кг/ч, ρ_k – с 1,70 до 1,49 кг/м³ и η_v – с 0,97 до 0,77. С увеличением p_e с 0,2 до 1,2 МПа на всех составах СТ повышались при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$: G_b с 187 до 276 кг/ч, ρ_k – с 1,29 до 1,44 кг/м³ и η_v – с 0,73 до 0,97, при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ G_b – с 274 до 394 кг/ч, ρ_k – с 1,29 до 1,69 кг/м³ и η_v – с 0,83 до 0,91, соответственно.

Литература

1. Александров А.А., Архаров И.А., Багров В.В. [и др.] Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания / под редакцией А.А. Александрова, В.А. Маркова. М.: ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012. 790 с. ISBN 978-5-7013-0140-3.
2. Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Гайдар С.М. Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания. М.: НИЦ «Инженер», 2016. 292 с.
3. Тагиров Р.И., Семенова Е.К., Саттаров М.М. [и др.] Рапсовое масло как альтернатива дизельному моторному топливу // Вестник науки. 2019. Т. 3. № 6 (15). С. 450–454.
4. Марков В.А., Чайнов Н.Д., Лобода С.С. Физико-химические свойства нефтяных моторных топлив с добавками растительных масел и их влияние на показатели дизеля // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2018. № 5 (122).
5. Сидоров Е.А., Уханов А.П. Экспериментальная оценка влияния сурепно-минерального топлива на показатели рабочего процесса дизеля // Нива Поволжья. 2012. № 4.
6. Сидоров Е.А., Уханов А.П. Особенности работы дизеля на сурепно-минеральном топливе в режиме холостого хода // Нива Поволжья. 2013. № 3 (28).
7. Денежко Л.В., Новопашин Л.А., Асанбеков К.А. Исследование рапсовых смесей различного состава в тракторном дизеле // АБУ. 2015. № 1 (131).
8. Новопашин Л.А., Асанбеков К.А., Денежко Л.В., Садов А.А. Исследование показателей работы тракторного дизеля при использовании минерально-сафлоровых смесей // АБУ. 2017. № 1 (155).
9. Уханов А.П., Уханова Ю.В. Влияние биодобавки к минеральному дизельному топливу на показатели тракторного дизеля // Научное обозрение. 2017. №. 15. С. 55–62.
10. ГОСТ 18509–88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний (с Изменением № 1).
11. Плотников С.А., Бузиков С.В., Ланских Ю.В., Карташевич А.Н. Совершенствование методов оценки характера рабочего процесса внутреннего сгорания // Серия конференций ИОР: Наука о Земле и окружающей среде (Красноярск, 18–20 ноября 2020 года) / Красноярская научно-техническая ратуша. Красноярск, Российская Федерация: ИОР Publishing Ltd, 2021. С. 52042. DOI: 10.1088/1755-1315/677/5/052042
12. Денежко Л.В., Новопашин Л.А., Кочетков П.В. Исследование применения смесевых топлив различного состава в автотракторных дизелях // ГЫЛЫМИ ХАБАРШЫСЫ = ВЕСТНИК НАУКИ. 2015. С. 74.
13. Салмин В.В., Долгова Л.А. Повышение точности и достоверности расчета основных параметров действительных процессов ДВС // Аллея науки. 2018. Т. 5. №. 6. С. 886–892.
14. Божко А.В. Повышение наполнения цилиндров тракторного дизеля Д-243 // Наука, образование и инновации в современном мире (НОИ-2019). 2019. С. 71–74.
15. Шароглазов Б.А., Поваляев В.А. Расчетная оценка качества наполнения свежим зарядом цилиндров поршневого двигателя на стадии проектирования // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2008. №. 23 (123).
16. Стефановский А.Б. Особенности расчета коэффициентов наполнения и остаточных газов при анализе рабочего цикла дизеля с наддувом и продувкой // Ползуновский вестник. 2017. № 3. С. 17–21.
17. Бузиков Ш.В. Улучшение эксплуатационных показателей дизельных двигателей сельскохозяйственных машин путем применения оптимальных составов жидких альтернативных топлив // Чтения академика В.Н. Болтинского: семинар (Москва, 20–21 января 2021 года). М.: Общество с ограниченной ответственностью «Сам Полиграфист», 2021. С. 180–185.

18. Бузи́ков Ш.В., Плотников С.А., Козлов И.С. Оптимизация добавки рапсового масла в смесевом топливе, применяемом в тракторных дизелях // Вестник транспорта Поволжья. 2020. № 5 (83). С. 72–77.
19. Бузи́ков Ш.В., Плотников С.А., Козлов И.С. Оптимизация состава смесевоего топлива для применения в тракторных дизелях // Труды НАМИ. 2021. № 1 (284). С. 16–24.
DOI: 10.51187/0135-3152-2021-1-16-24

References

1. Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Bagrov V.V. [i dr.] Al'ternativnyye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya [Alternative fuels for internal combustion engines]. Pod redaktsiyey A.A. Aleksandpova, V.A. Markova. Moscow: OOO NITS «InzheneR», OOO «Oniko-M» Publ., 2012. 790 p. ISBN 978-5-7013-0140-3.
2. Markov V.A., Devyanin S.N., Zykov S.A., Gaydar S.M. Biotopliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya [Biofuels for internal combustion engines]. Moscow: NITS «InzheneR» Publ., 2016. 292 p.
3. Tagirov R.I., Semenova YE.K., Sattarov M.M. [i dr.] Rapeseed oil as an alternative to diesel motor fuel. Vestnik nauki. 2019. Vol. 3. No 6 (15), pp. 450–454 (in Russ.).
4. Markov V.A., Chaynov N.D., Loboda S.S. Physicochemical properties of petroleum motor fuels with vegetable oil additives and their effect on diesel performance. Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Ser. Mashinostroyeniye. 2018. No 5 (122) (in Russ.).
5. Sidorov Ye.A., Ukhanov A.P. Experimental assessment of the influence of rape-mineral fuel on the performance of a diesel engine. Niva Povolzh'ya. 2012. No 4 (in Russ.).
6. Sidorov Ye.A., Ukhanov A.P. Features of operation of a diesel engine running on rape-mineral fuel in idle mode. Niva Povolzh'ya. 2013. No 3 (28) (in Russ.).
7. Denezhko L.V., Novopashin L.A., Asanbekov K.A. Investigation of rapeseed mixtures of various compositions in a tractor diesel engine. AVU. 2015. No 1 (131) (in Russ.).
8. Novopashin L.A., Asanbekov K.A., Denezhko L.V., Sadv A.A. Study of the performance indicators of a tractor diesel engine when using mineral-safflower mixtures. AVU. 2017. No 1 (155) (in Russ.).
9. Ukhanov A.P., Ukhanova Yu.V. Influence of bioadditives to mineral diesel fuel on the performance of a tractor diesel engine. Nauchnoye obozreniye. 2017. No. 15, pp. 55–62 (in Russ.).
10. GOST 18509–88 Dizeli traktornyye i kombaynovyye. Metody stendovyykh ispytaniy (s Izmeneniyem № 1) [Tractor and combine diesel engines. Bench test methods (with Amendment No. 1)].
11. Plotnikov S.A., Buzikov S.V., Lanskiikh Yu.V., Kartashevich A.N. Improvement of methods for assessing the nature of the working process of internal combustion. Seriya konferentsiy IOP: Nauka o Zemle i okruzhayushchey srede, Krasnoyarsk, 18–20 noyabrya 2020 goda. Krasnoyarskaya nauchno-tekhnicheskaya ratusha. Krasnoyarsk, Rossiyskaya Federatsiya [IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Krasnoyarsk, 18–20 November 2020 / Krasnoyarsk Science and Technology City Hall. Krasnoyarsk, Russian Federation]: IOP Publishing Ltd, 2021, pp. 52042 (in Russ.). DOI: 10.1088/1755-1315/677/5/052042
12. Denezhko L.V., Novopashin L.A., Kochetkov P.V. Investigation of the use of mixed fuels of various compositions in automotive diesel engines. FYLYMI KHABARSHYSY VESTNIK = NAUKI. 2015, pp. 74 (in Russ.).
13. Salmin V.V., Dolgova L.A. Improving the accuracy and reliability of the calculation of the main parameters of the actual processes of the internal combustion engine. Alleya nauki. 2018. Vol. 5. No. 6, pp. 886–892 (in Russ.).
14. Bozhko A.V. Increasing the filling of the cylinders of the D-243 tractor diesel engine. Nauka, obrazovaniye i innovatsii v sovremennom mire (NOI-2019). 2019, pp. 71–74 (in Russ.).
15. Sharoglazov B.A., Povalyayev V.A. Calculated assessment of the quality of filling the cylinders of a piston engine with a fresh charge at the design stage. Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Mashinostroyeniye. 2008. No. 23 (123) (in Russ.).
16. Stefanovskiy A.B. Peculiarities of calculating the filling factors and residual gases in the analysis of the working cycle of a diesel engine with supercharging and purging. Polzunovskiy vestnik. 2017. No 3, pp. 17–21 (in Russ.).
17. Buzikov Sh.V. Improving the performance of diesel engines in agricultural machinery through the use of optimal formulations of liquid alternative fuels. Chteniya akademika V.N. Boltinskogo: seminar, Moscow, 20–21 yanvarya 2021 g. [Readings of Academician Vasiliy N. Boltinskiy: seminar, Moscow, January 20-21, 2021]. Moscow: Obshchestvo s ogranichennoy otvetstvennost'yu «Sam Poligrafist» Publ., 2021, pp. 180–185 (in Russ.).
18. Buzikov Sh.V., Plotnikov S.A., Kozlov I.S. Optimization of rapeseed oil addition in mixed fuel used in tractor diesel engines. Vestnik transporta Povolzh'ya. 2020. No 5 (83), pp. 72–77 (in Russ.).
19. Buzikov Sh.V., Plotnikov S.A., Kozlov I.S. Optimization of the compound fuel composition for use in tractor diesel engines. Trudy NAMI. 2021. No 1 (284), pp. 16–24 (in Russ.). DOI: 10.51187/0135-3152-2021-1-16-24

РАЗРАБОТКА МАШИННОЙ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ РЕАБИЛИТАЦИИ ЗЕМЕЛЬ

DEVELOPMENT OF MACHINE TECHNOLOGY FOR LAND REHABILITATION

Т.М. НАТРИАШВИЛИ, д.т.н.
З.К. МАХАРОБЛИДЗЕ, д.т.н.
В.О. МАРГВЕЛАШВИЛИ, к.т.н.
С.Г. ШАРАШЕНИДЗЕ, к.т.н.

Институт механики машин им. Р. Двали, Тбилиси,
Грузия, rdimgg@yahoo.com

T.M. NATRIASHVILI, Dsc in Engineering
Z.K. MAKHAROBLIDZE, Dsc in Engineering
V.O. MARGVELASHVILI, PhD in Engineering
S.G. SHARASHENIDZE, PhD in Engineering

Rafiel Dvali Institute of Machine Mechanics, Tbilisi, Georgia,
rdimgg@yahoo.com

В Грузии в настоящее время актуален вопрос реабилитации заброшенных сельскохозяйственных земель. На реабилитированных участках осуществляется посадка винограда, интенсивных садов и разных плантационных культур. Реабилитация включает в себя очистку земли от растений и корневой системы, глубокую обработку почвы, устройство гребня и подготовку почвы для посадки саженцев. Известно, что из сельскохозяйственных работ, культурно-технические работы характеризуются наиболее высокими энерго- и трудовыми затратами. Одной из энергоемких операций в технологии реабилитации земель является очистка почвы от корневой системы растений. Несмотря на технический прогресс до сих пор не решен ряд проблемных вопросов по проектированию и изготовлению машин для некоторых сельскохозяйственных работ. Дело в том, что при реабилитации почвы применяют машины, рабочие органы которых спроектированы без учета реологических показателей обрабатываемой среды. В результате этого технологические работы сопровождаются высокими энергозатратами и приводят к механической эрозии обрабатываемой среды. Часто встречаются дорогие, широкозахватные мульчеры европейского производства с молоткообразными рабочими органами, использование которых противоречат теории резания и измельчения почвы и дает особенно отрицательные результаты при обработке почвы с повышенной влажностью.

В работе представлены технология и система машин для реабилитации заброшенных сельскохозяйственных земель. Рассмотрены основные принципы проектирования существующих машин для реабилитации земель. Изложены предпосылки для проектирования рабочих органов роторных сельскохозяйственных машин, работающих в упруго-пластической среде. Отмечено, что основой создания почвообрабатывающих машин должны быть реологические и механические показатели обрабатываемой среды. С применением теории удара исследован процесс взаимодействия режущих ножей и корневой системы растения в почвенной среде. Получено аналитическое изображение для расчета силы удара.

Ключевые слова: измельчение, энергоемкость, реология, реабилитация, удар.

Для цитирования: Натриашвили Т.М., Махароблидзе З.К., Маргвелашвили В.О., Шарашенидзе С.Г. Разработка машинной технологии для реабилитации земель // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 5. С. 13–17. DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-13-17

The issue of rehabilitation of abandoned agricultural lands in Georgia is currently topical. In the rehabilitated areas there are grapes, intensive orchards and various plantation crops planted. Rehabilitation includes clearing the soil from plants and root systems, deep tillage, setting up a ridge and preparing the soil for planting seedlings. It is known that out of agricultural work the cultural and technical work is characterized by the highest energy and labor costs. One of such energy-intensive operations in land rehabilitation technology is cleaning the soil from the root system of plants. Despite technical progress, a number of problematic issues in the design and manufacture of machinery for some agricultural work have not yet been resolved. The fact is that in soil rehabilitation there are used the machines, which working bodies do not take into account in their design the rheological parameters of the treated medium. As a result, there is non-technological work with high energy consumption and mechanical erosion of the processed medium. Often there are expensive, wide-cut mulchers of European production with hammer-shaped working bodies. Its use contradicts the theory of cutting and crushing the soil and gives especially negative results when processing soil with high humidity.

The paper presents a technology and a system of machinery for the rehabilitation of abandoned agricultural areas. The basic principles of designing existing machinery for land rehabilitation are considered. The prerequisites for the design of the working bodies of rotary agricultural machines operating in an elastic-plastic medium are presented. It is noted that the basis for the creation of tillage machines should be the rheological and mechanical parameters of the treated medium. Using the theory of impact, the process of interaction between cutting knives and the root system of a plant in a soil environment was investigated. An analytical image for calculating the impact force was obtained.

Keywords: grinding, energy intensity, rheology, rehabilitation, impact.

Cite as: Natriashvili T.M., Makharoblidze Z.K., Margvelashvili V.O., Sharashenidze S.G. Development of machine technology for land rehabilitation. Traktory i sel'khoz mashiny. 2021. No 5, pp. 13–17 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-13-17

Введение

При разработке конструкции почвообрабатывающих машин технологический процесс надо рассматривать как физическое явление и, согласно реологической модели обрабатываемой среды (растительный материал + почва), изыскивать пути измельчения и разрыва почвы механическим воздействием с минимальными энергозатратами. Известно, что любой сельскохозяйственный материал имеет разные формы механического воздействия и обработки. Современные методы расчета учитывают условия жесткости среды с учетом наиболее твердого составляющего элемента, а параметры машины выбираются из условия максимальной жесткости. Недостатком существующей методики является то, что не учитываются реологические характеристики пластической среды и способа воздействия на нее, что является главным для данного материала (грунта). Эта проблема возникает в почвах, когда высокоскоростная обработка почвы создает пластичную среду без какой-либо структуры, аэрации и биосферы. Очевидно, такие почвы неэффективны для дальнейшего производства.

Цель исследований

Разработка метода расчета элементов почвообрабатывающих машин с учетом реологических характеристик грунта, как пластической среды, и способа воздействия на него.

Материалы и методы

Над разработкой машинной технологии и системы машин для реабилитации заброшенных сельскохозяйственных земель занимается Институт механики машин им. Р. Двали.



Рис. 1. Аппарат для срезания и измельчения кустов
Fig. 1. Apparatus for cutting and shredding bushes

В институте разработан аппарат для подрезки и измельчения растительных материалов (рис. 1), который обеспечивает срез, одновременное измельчение растительного материала и укладку измельченной массы на поверхность почвы в виде мульчи. Также разработана машинная технология измельчения корневой системы растений в почве и техническое средство – культиватор, который обеспечивает измельчение корневой системы в почве. Предлагаемая технология относится к биотехнологиям и направлена на использование измельченной растительной массы в качестве удобрения.

Технологический процесс измельчения корневой системы растений в почве осуществляется одним проходом агрегата с применением фрезы-культиватора комбинированными рабочими органами рис. 2.

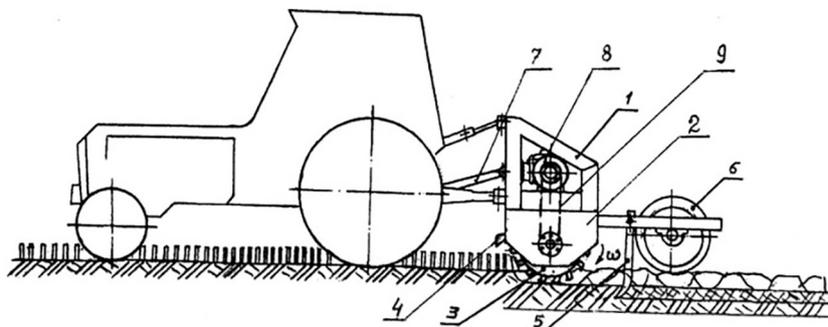


Рис. 2. Агрегат для измельчения корневой системы:

- 1 – рама; 2 – кожух; 3 – режущий нож; 4 – противорежущий нож; 5 – чизель-разрыхлитель;
6 – каток; 7 – карданный вал; 8 – конический редуктор; 9 – боковая передача

Fig. 2. Apparatus for cutting and shredding bushes: 1 – frame; 2 – casing; 3 – cutting knife; 4 – counter knife; 5 – chisel-opener; 6 – roller; 7 – cardan shaft; 8 – bevel gear, 9 – lateral gear

Режущие ножи рабочего органа фрезы обеспечивают измельчение корневой системы тяжело подрезанных растений на глубине 30 см, а чизельные рабочие органы обеспечивают разрыхление фрезеруемого слоя на глубине 40 см, что необходимо для улучшения водопроницаемости почвы и повышения аэрации. В настоящее время в рамках создания системы машин для реабилитации земель в институте разрабатывается машинная технология и конструкция гребне-образовательной машины с гидроприводом.

Процесс измельчения корневой системы растений в почве рассматривался как ударное воздействие взаимоударяемых тел. Поэтому при разработке конструкции машины были учтены следующие показатели: допустимая скорость обработки почвы, форма механического воздействия и реологические показатели, которые являются ключевыми для защиты структуры почвы. Соответственно, для изучения процесса измельчения корневой системы растений в почве были использованы методы теории удара.

Результаты и обсуждение

Одним из вариантов исследования процесса резания грунта активными рабочими органами, безусловно, является методика теории удара и реологии. Режущие элементы фрезы не являются абсолютно острыми, поэтому при фрезеровании почвы в качестве закона местной деформации в первом приближении можно использовать формулу Герца:

$$P = K\alpha^{3/2}. \quad (1)$$

Учитывая предположения, изложенные в работе [2], приемлемые для режущего элемента и обрабатываемого материала (растения), коэффициент K в формуле Герца определяется в упрощенном виде:

$$K = 1,33E\sqrt{R}, \quad (2)$$

где E – модуль упругости материала; R – радиус резания режущего элемента.

Для определения силы резания пользуемся уравнением движения:

$$M \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = -k \alpha^{3/2}, \quad (3)$$

где $M = \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2}$ – приведенная масса;

$\alpha = \omega t$ – угол поворота барабана от начального состояния.

В работах [3, 5] рассматривается процесс ударного взаимодействия абсолютно твердого тела с упруго-вязким телом, результаты которого можно распространить на рассматриваемый процесс и определить максимальное значение ударной силы по формуле:

$$\rho_{\max} = 1,576K \left(\frac{M v_0^2}{K} \right)^{2/5} \left[1 - 0,9 \frac{1}{\tau} \left(\frac{M}{K} \right)^{2/5} v_0^{-1/5} \right]^{3/5}, \quad (4)$$

где v_0 – начальная скорость ударяющего тела; τ – время релаксации.

В машинах фрезерного типа $\lambda = \frac{\omega R_\phi}{v_a} > 1$,

где ω – угловая скорость барабана, R_ϕ – радиус фрезерования; v_a – скорость движения объекта.

Абсолютная скорость движения рабочего тела, то есть скорость резания определяется выражением [4]:

$$u_0 = u_0 \sqrt{t^2 \pm 2l \sin \mu + 1}. \quad (5)$$

Верхний знак в формуле (5) принадлежит вращению в направлении движения, а нижний – в обратном направлении. В зоне резания максимальная скорость равна: $v_0 = v_a \sqrt{\lambda^2 + 1}$; при вращении в обратном направлении $v_0 = v_a (\lambda + 1)$.

Приведенная масса ротора в точке удара:

$$M_1 = \frac{I}{R_\phi^2}, \quad (6)$$

где I – момент инерции ротора; R_ϕ – радиус фрезы, который определяется от места удара.

Масса, которая участвует в ударе:

$$M_2 = \rho V, \quad (7)$$

где ρ – плотность; V – объем срезаемого материала.

Для приблизительного расчета объем можно выразить формулой:

$$V = Sab, \quad (8)$$

где a и b – глубина и толщина срезанного слоя; S – величина подачи ножа:

$$S = v_a t,$$

где t – время; $t = \frac{2\pi}{Z\omega}$.

Соответственно, подача:

$$S = \frac{2\pi v_a}{Z\omega} = \frac{2\pi R_\phi}{\lambda Z}. \quad (9)$$

Подставляя (8) и (9) в формулу (7), получаем, что масса срезанной земли (стружки), участвующей в ударе, равна:

$$M_2 = \frac{2\pi R_\phi}{\lambda z} \rho ab. \quad (10)$$

Тогда общая приведенная масса в формуле (4) определяется выражением:

$$M = \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} = \frac{2\pi I R_\phi \rho ab}{I \lambda Z + 2\pi R_\phi^3 \rho ab}. \quad (11)$$

Если подставим значения параметров формул (2), (5) и (11) в окончательную формулу (4), то получим формулу расчета ударной резки (фрезерования) в следующем виде:

$$P_{\max} = 2,096 E \sqrt{R} \left[\frac{2\pi I R_\phi \rho ab v_a^2 (\lambda^2 + 1)}{(I \lambda Z + 2\pi R_\phi^3 \rho ab) 1,33 E \sqrt{R}} \right]^{\frac{3}{5}} \times \left\{ 1 - 0,09 \frac{1}{2} \left[\frac{2\pi I R_\phi \rho ab}{(I \lambda Z + 2\pi R_\phi^3 \rho ab) 1,33 E \sqrt{R}} \right]^{\frac{2}{5}} \times \frac{1}{(v_a \sqrt{\lambda^2 + 1})^{1/5}} \right\}^{\frac{3}{5}}. \quad (12)$$

Второй член, указанный в скобках, формулы для почвы, очень мал по сравнению с единицей, и им можно пренебречь. Тогда, если мы сгруппируем постоянные члены в формуле (12) и учтем количество одновременно работающих ножей, получим:

$$P_{\max} = 5,23 E^{\frac{2}{5}} R^{\frac{1}{5}} \left[\frac{I R_\phi \rho ab v_a^2 (\lambda^2 + 1)}{I \lambda Z + 2\pi R_\phi^3 \rho ab} \right]^{\frac{3}{5}} n, \quad (13)$$

где n – количество одновременно работающих ножей.

С учетом технологических требований, которые предполагают максимальное значение измельченных фракций $L = S = 10$ см, кинематический фактор можно определить по зависимости:

$$\lambda = \frac{\pi D}{S n} = \frac{3,14 \cdot 0,9}{0,1 \cdot 2} = 14,13,$$

где D – диаметр фрезы, м; n – количество рабочих органов, одновременно работающих в продольной вертикальной плоскости.

Определим максимальную силу удара при резании по формуле (13), с учетом скорости обработки почвы $V \leq 10$ м/с, и кинематический коэффициент $\lambda = 14,13$.

Для численного примера силы удара примем следующие характеристики:

- плотность почвы $\rho = 1600$ кг/м³;
 - момент инерции ротора ($D = 0,9$ м, $\Delta = 20$ мм, количество дисков ротора $N = 3$) $I = 7,8 \cdot 3 = 23,4$ кг/м²;
 - предел прочности грунта $\sigma_{np} = 0,4 \cdot 10^6$ Н/м²;
 - модуль упругости $E = 2 \cdot 10^6$ Н/м²;
 - кинематический фактор $\lambda = 14,13$;
 - глубина обработки $a = 0,35$ м;
 - ширина захвата $b = 0,1$ м;
 - радиус заточки режущего элемента $R = 25$ мкм = $2,5 \cdot 10^{-6}$ м;
 - радиус ротора $R_\phi = 0,45$ мм;
 - количество режущих ножей на диске $Z = 8$;
 - количество режущих элементов, работающих одновременно в продольной вертикальной плоскости $n = 9$;
 - скорость движения агрегата с учетом кинематического фактора $V_a = \frac{V_f}{\lambda} = \frac{8,47}{14,13} = 0,6$ м/с.
- Тогда:

$$P_{\max} = 5,23 E^{\frac{2}{5}} R^{\frac{1}{5}} \left[\frac{I R_\phi \rho ab v_a^2 (\lambda^2 + 1)}{I \lambda Z + 2\pi R_\phi^3 \rho ab} \right]^{\frac{3}{5}} n = 5,23 (2 \cdot 10^6)^{\frac{2}{5}} (2,5 \cdot 10^{-6})^{\frac{1}{5}} \times \left[\frac{23,4 \cdot 0,45 \cdot 1600 \cdot (0,6)^2 (14,13^2 + 1) \cdot 0,35 \cdot 0,3}{23,4 \cdot 14,13 \cdot 24 + 2\pi (0,45)^3 \cdot 1600 \cdot 0,35 \cdot 0,3} \right]^{\frac{3}{5}} 9 = 9816 \text{ Н.}$$

Требуемая мощность $N = P_{\max} V_a = 9816 \times 0,6 = 5889,6$ Вт; $N = 5,89$ кВт.

Выводы

Полученная формула полностью учитывает физико-механические свойства рабочей среды, а также кинематические и динамические факторы фрезерования. Ее можно использовать для определения сил сопротивления резанию в сельскохозяйственной технике аналогичного типа, работающей по принципу удара.

Литература

1. Мульчеры и измельчители пней. URL: <https://lesprominform.ru/jarticles.html?id=1329#secondnav-recommend> (дата обращения: 11.09.2021).
2. Гольдсмит В. Удар. Теория и физические свойства ударяемых тел. М.: Издательство литературы по строительству. 1965. 447 с.

3. Махароблидзе Р.М. Методы теории удара и реологии в земледельческой механике. Тбилиси: «Интеллект». 2006. 314 с.
4. Синсоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. М.: Машиностроение, 1977. 326 с.
5. Кормшиков А.Д. Механизация обработки почвы на склонах. Чебоксары: Чувашское книжное издательство, 1981. 125 с.

References

1. Mul'chery i izmel'chiteli pney [Mulchers and stump grinders]. URL: <https://lesprominform.ru/jarticles.html?id=1329#second-nav-recommend> (accessed: 11.09.2021).

2. Gol'dsmit V. Udar. Teoriya i fizicheskiye svoystva udaryayemykh tel [Impact. Theory and physical properties of impacted bodies]. Moscow. Izdatel'stvo literatury po stroitel'stvu Publ. 1965. 447 p.
3. Makharoblidze R.M. Metody teorii udara i reologii v zemledel'cheskoy mekhanike [Impact theory and rheology methods in agricultural mechanics]. Tbilisi. «Intellekt» Publ. 2006. 314 p.
4. Sineokov G.N., Panov I.M. Teoriya i raschet pochvoobrabatyvayushchikh mashin [Theory and calculation of tillage machinery]. Moscow. Mashinostroyeniye Publ. 1977. 326 p.
5. Kormshikov A.D. Mekhanizatsiya obrabotki pochvy na sklonakh [Mechanization of tillage on slopes]. Cheboksary. Chuvashskoye knizhnoye izdatel'stvo. Publ. 1981. 125 p.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОГО ПОЕЗДА ДЛЯ ВНЕДОРОЖНЫХ КОНТЕЙНЕРНЫХ ПЕРЕВОЗОК

MATHEMATICAL MODEL OF THE MOVEMENT OF A TRACKED TRAIN FOR OFF-ROAD CONTAINER TRANSPORTATION

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 определения показателей свойства подвижности беспилотных гусеничных поездов и формирования законов управления движением целесообразно использовать имитационное математическое моделирование. На примере гусеничного седельного полуприцепного поезда была разработана математическая модель, которая представляет собой большое количество твердых тел, связанных кинематическими и силовыми связями. Для этого были использованы программные комплексы, позволяющие синтезировать систему уравнений динамики гусеничного поезда в автоматизированном режиме. В статье рассматриваются общие подходы формирования таких систем уравнений в современных программных комплексах автоматизированного анализа динамики систем тел. Приводится структурная схема разработанной математической модели гусеничного поезда и описание основных ее структурных элементов (блоков), отвечающих за работу различных систем: силовой установки, трансмиссии и ходовой системы.

Рассмотрены особенности взаимодействия активных участков гусеничного движителя с малодеформируемым опорным основанием типа «плотный грунт». На примере маневра «поворот с заданным радиусом» было выполнено имитационное математическое моделирование движения гусеничного поезда, и на основе анализа полученных результатов подтверждена работоспособность разработанной математической модели. Разработанная математическая модель движения гусеничного полуприцепного поезда позволяет исследовать его движение в пространстве с учетом взаимного влияния тягача и полуприцепа, взаимодействия активных участков гусеничного движителя с опорным основанием и моделирования рабочих процессов его систем.

На основании исследования можно заключить, что применение метода компьютерного моделирования динамики систем тел является эффективным средством для прогнозирования показателей эксплуатационных свойств гусеничных поездов, определения законов управления движением, а также для оценки энергоэффективности при выполнении виртуальных маневров. Разработанная математическая модель динамики гусеничного поезда позволяет проводить широкий круг исследований по оценке подвижности гусеничных поездов различного конструктивно-компоновочного исполнения.

Ключевые слова: гусеничный поезд, гусеничный движитель, беспилотные транспортные средства, контейнерные перевозки, математическая модель, имитационное математическое моделирование, динамика системы твердых тел.

Для цитирования: Евсеев К.Б. Математическая модель движения гусеничного поезда для внедорожных контейнерных перевозок // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 5. С. 18–29. DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-18-29

To determine the indicators of the mobility properties of unmanned tracked trains and the formation of traffic control laws, it is advisable to use mathematical simulation. On the example of a tracked semitrailer train, a mathematical model is being developed. It consists of a large number of rigid bodies connected by kinematic and power connections; therefore, it is proposed to use software systems that make it possible to synthesize a system of equations for the dynamics of a tracked train in an automated mode. The article discusses general approaches to the formation of such systems of equations in modern software packages for automated analysis of the dynamics of body systems. There are given a structural diagram of the developed mathematical model of a tracked train and a description of its main structural elements (blocks), which are responsible for the operation of various systems: a power plant, transmission and running system.

The features of the interaction of active sections of a caterpillar propeller with a low-deformable support base of the “dense soil” type are considered. On the example of the maneuver “turn with a given radius”, an imitation mathematical modeling of the movement of a caterpillar train was carried out, and on the basis of an analysis of the results obtained, the operability of the developed mathematical model was confirmed. The developed mathematical model of the movement of a tracked semitrailer train makes it possible to study its movement in space, taking into account the mutual influence of the tractor and the semitrailer, taking into account the interaction of the active sections of the tracked propeller with the support base and taking into account the modeling of the working processes of its systems.

Based on the study, it can be concluded that the use of the method of computer modeling of the dynamics of body systems is an effective tool for predicting the performance indicators of tracked trains, determining the laws of traffic control, and also for assessing energy efficiency when performing virtual maneuvers. The developed mathematical model of the dynamics of a tracked train allows a wide range of studies to assess the mobility of tracked trains of various design and layout.

Keywords: tracked train, caterpillar propulsion, unmanned vehicles, container transportation, mathematical model, mathematical simulation, dynamics of a system of solids.

Cite as: Yevseyev K.B. Mathematical model of the movement of a tracked train for off-road container transportation. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2021. No 5, pp. 18–29 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-18-29

Введение

В последние десятилетия наблюдается существенный рост объема контейнерных перевозок по сравнению с другими видами грузов [1]. Для наземной транспортировки контейнеров вне дорог могут быть использованы автопоезда с колесным и гусеничным движителем. Однако использование многоосных колесных транспортных средств и автопоездов все же требует подготовленного опорного основания [2].

В качестве варианта транспортного средства для контейнерных перевозок вне дорог в статье будем рассматривать гусеничный одношарнирный седельный полуприцепной поезд, схема конструктивно-компоновочного исполнения которого представлена на рис. 1. Повышение проходимости такого гусеничного поезда может быть осуществлено путем использования активного полуприцепного звена. Для достижения высоких эксплуатационных показателей на вновь разрабатываемых транспортных средствах следует применять новые схемы трансмиссий (в первую очередь – электромеханические), а также частичную или полную автоматизацию движения, так как управление крупногабаритными машинами является достаточной сложной задачей и требует высокого уровня квалификации во-

дителя-оператора. Поэтому для обеспечения безопасности движения предполагается применение беспилотных или дистанционно управляемых транспортных средств.

Цель исследований

Разработка математической модели, предназначенной для определения показателей подвижности беспилотного гусеничного поезда и формирования законов управления движением с использованием имитационного математического моделирования.

Материалы и методы

Движение звеньев гусеничного поезда, выполненного по полуприцепной схеме, может рассматриваться как движение системы твердых тел, связанных между собой силовыми и кинематическими связями и движущихся под действием внешних силовых факторов.

Звенья гусеничного поезда и элементы гусеничного движителя представлены твердыми телами, движущимися в пространстве. Описание их движения осуществляется с использованием системы уравнений динамики твердых тел, которая будет содержать большое количество дифференциальных уравнений, описывающих движение каждого из тел в простран-

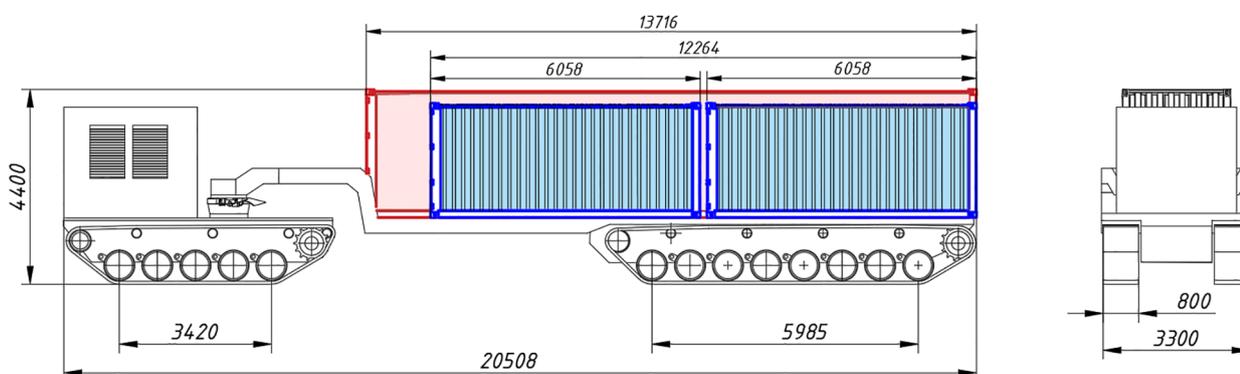


Рис. 1. Конструктивно-компоновочная схема беспилотного гусеничного поезда

Fig. 1. Structural and layout diagram of an unmanned tracked train

стве, и уравнений, описывающих связи между ними. Для этого целесообразно использовать программные комплексы, позволяющие синтезировать такую систему уравнений в автоматизированном режиме.

Примером таких программных комплексов автоматизированного анализа динамики систем тел являются: ADAMS [3], Euler [4], «Универсальный механизм» [5], ФРУНД [6], MATLAB Simscape/Multibody [7]. В различных программных пакетах подход к автоматизированному составлению уравнений динамики системы может отличаться: например, синтез может осуществляться не в абсолютных координатах, а в относительных. Кроме того, уравнения динамики могут составляться в форме второго закона Ньютона, а не уравнений Лагранжа первого рода. Однако с позиции пользователя программных продуктов существенной разницы нет.

Уравнение пространственного движения твердого тела

Рассмотрим уравнения пространственного движения твердого тела, не обремененного связями (рис. 2); в общем случае их можно представить в следующей матричной форме [8, 9]:

$$\begin{cases} m\ddot{\vec{s}} = \sum_{i=1}^{k_f} \vec{F}_i; \\ J\ddot{\vec{\omega}} = \sum_{i=1}^{k_f} (R^T \vec{F}_i) \vec{r}_i + \sum_{j=1}^{k_M} \vec{M}_j + \vec{K} \cdot \vec{\omega}, \end{cases} \quad (1)$$

где m – диагональная матрица масс тела; \vec{s} – вектор координат центра масс тела в непод-

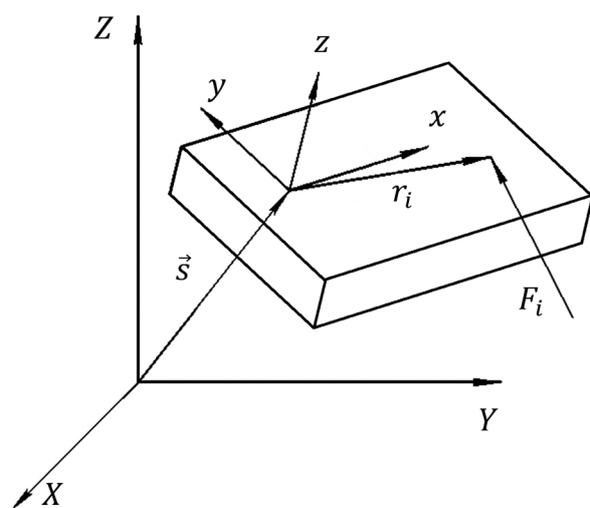


Рис. 2. Расчетная схема движения твердого тела в пространстве

Fig. 2. Design scheme for the motion of a rigid body in space

вижной (глобальной) системе координат XYZ ; \vec{F}_i – вектор i -й внешней силы, приложенный к некоторой точке тела, заданный в глобальной системе координат XYZ ; k_f – количество внешних сил, приложенных к телу; J – тензор инерции тела; $\vec{\omega}$ – вектор угловых скоростей тела в подвижной системе координат xuz , связанной с телом в центре масс; R – ортогональная матрица поворота, переводящая вектор, заданный в подвижной системе координат xuz , связанной с телом в центре масс, в неподвижную XYZ ; \vec{r}_i – радиус-вектор точки приложения i -й силы в подвижной системе координат xuz , связанной с телом в центре масс; \vec{M}_j – вектор j -го внешнего момента, действующего на тело, заданный в подвижной системе координат xuz ; k_M – количество внешних моментов, действующих на тело; $\vec{K} \cdot \vec{\omega}$ – вектор моментов гироскопических сил (\vec{K} – вектор кинетического момента тела).

Представленная система описывает движение твердого тела как совокупность поступательного движения центра масс в неподвижной (глобальной) системе координат XYZ и вращательного движения относительно локальной системы координат, связанной с телом в центре масс xuz . Далее, в связи с тем, что транспортная машина представляет собой систему тел, уравнения движения каждого элемента необходимо дополнить уравнениями кинематических связей.

Уравнения кинематических связей

Для комплексного синтеза и решения уравнений динамики системы тел их необходимо представить в матричном виде. Так, система уравнений, описывающая динамику системы тел, может быть представлена в виде уравнений Лагранжа первого рода [8, 9]:

$$\begin{cases} M_j \ddot{\vec{q}} + D^T \vec{\lambda} = \vec{f}(\dot{\vec{q}}, \vec{q}, t); \\ D \ddot{\vec{q}} = \vec{h}(\dot{\vec{q}}, \vec{q}), \end{cases} \quad (2)$$

где M_j – матрица инерции; \vec{q} – вектор обобщенных координат (размерностью n , где n – количество обобщенных координат, необходимых для описания движения системы); D – матрица переменных коэффициентов уравнений кинематических связей размерностью $k \cdot n$, где k – число уравнений связи; $\vec{\lambda}$ – вектор множителей Лагранжа; $\vec{f}(\dot{\vec{q}}, \vec{q}, t)$ – вектор внешних сил, включающий в себя силы нагрузок, силы от упругодемпфирующих элементов, а также гироскопические силы;

$\overline{h}(\dot{q}, q)$ – вектор правых частей уравнений связи.

В случае представленного подхода к записи системы дифференциальных уравнений, описывающих движение системы, общий принцип составления уравнений связей заключается в приравнивании проекций ускорений сопрягаемых точек тел на какую-либо систему координат. Так, в зависимости от выбора системы координат можно получать кинематические пары с заданными свойствами, то есть шарниры различных типов [8].

Уравнения упругодемпфирующих связей

В качестве примера описания силовой связи между двумя телами и формирования вектора $f(\dot{q}, q, t)$ для системы (2) рассмотрим пружину и демпфер, соединяющие два твердых тела в произвольных точках А и В (рис. 3) [8]. Данный пример предполагает, что в процессе движения системы пружина и демпфер будут иметь постоянно изменяющуюся ориентацию в пространстве.

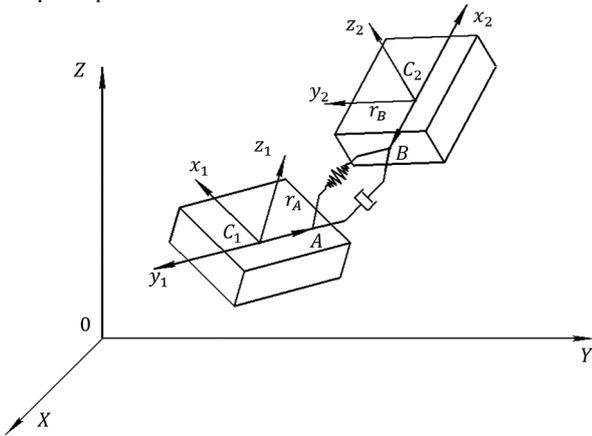


Рис. 3. Расчетная схема силовой связи в системе из двух твердых тел

Fig. 3. Design diagram of the force connection in a system of two solids

Так, для получения величины и направления упругодемпфирующей силы определим положения точек А и В в глобальной (неподвижной) системе координат:

$$\begin{aligned} \overline{w}_A &= \overline{s}_1 + R_1 \overline{r}_A; \\ \overline{w}_B &= \overline{s}_2 + R_2 \overline{r}_B, \end{aligned} \quad (3)$$

где $\overline{w}_A, \overline{w}_B$ – векторы координат точек А и В тел 1 и 2, соответственно, в неподвижной (глобальной) системе координат XYZ; $\overline{r}_A, \overline{r}_B$ – радиус-векторы точек А и В в локальных си-

стемах координат $x_1 y_1 z_1$ и $x_2 y_2 z_2$ связанных с телами 1 и 2 соответственно.

Тогда величина деформации упругодемпфирующего элемента определяется по формуле:

$$|\overline{\Delta}| = |\overline{w}_A - \overline{w}_B| - |\overline{w}_0|, \quad (4)$$

где $|\overline{\Delta}|$ – величина деформации упругодемпфирующего элемента; \overline{w}_0 – вектор начального положения упругодемпфирующего элемента в пространстве.

Таким образом, величину силы в упругом элементе, как позиционной силы, зависящей от относительного смещения, можно определить:

$$|\overline{F}_p| = f_p(\Delta), \quad (5)$$

где $|\overline{F}_p|$ – величина силы в упругом элементе; $f_p(\Delta)$ – закон изменения упругой силы в зависимости от деформации упругого элемента.

Для определения направления силы \overline{F}_p используются направляющие косинусы вектора $(\overline{w}_A - \overline{w}_B)$ в глобальной (неподвижной) системе координат XYZ:

$$a_x = \frac{w_{AX} - w_{BX}}{|\overline{w}_A - \overline{w}_B|}, \quad a_y = \frac{w_{AY} - w_{BY}}{|\overline{w}_A - \overline{w}_B|}, \quad a_z = \frac{w_{AZ} - w_{BZ}}{|\overline{w}_A - \overline{w}_B|}, \quad (6)$$

где a_x, a_y, a_z – направляющие косинусы вектора $\overline{w}_A - \overline{w}_B$ в глобальной системе координат XYZ.

Умножая величину $|\overline{F}_p|$ на вектор направляющих косинусов, получим искомый вектор силы упругого элемента в глобальной (неподвижной) системе координат:

$$\overline{F}_p = |\overline{F}_p| \cdot \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{pmatrix}. \quad (7)$$

В случае вычисления демпфирующей составляющей силы аналогично определяются скорости точек А и В в глобальной системе координат:

$$\overline{\dot{\Delta}} = \overline{\dot{w}}_A - \overline{\dot{w}}_B, \quad (8)$$

$$\overline{\dot{w}}_A = \overline{\dot{s}}_1 + R_1 (\overline{\omega}_1 \cdot \overline{r}_A); \quad \overline{\dot{w}}_B = \overline{\dot{s}}_2 + R_2 (\overline{\omega}_2 \cdot \overline{r}_B), \quad (9)$$

Проекция вектора $\overline{\dot{\Delta}}$ на направление $(\overline{\dot{w}}_A - \overline{\dot{w}}_B)$ вычисляется при помощи направляющего косинуса:

$$\dot{\Delta}_w = |\overline{\dot{\Delta}}| \cos(\alpha_w); \quad \cos(\alpha_w) = \frac{\overline{\dot{\Delta}} \cdot \overline{\dot{\Delta}}}{|\overline{\dot{\Delta}}| \cdot |\overline{\dot{\Delta}}|}, \quad (10)$$

где $\dot{\Delta}_w$ – относительная скорость точек A и B в направлении вектора относительного перемещения $\bar{\Delta}$; α_w – угол между векторами относительного перемещения $\bar{\Delta}$ и скорости $\dot{\Delta}$ точек A и B .

Таким образом, величину силы в демпфирующем элементе, зависящей от относительной скорости между точками двух тел, можно определить:

$$|\bar{F}_d| = f_d(\dot{\Delta}_w), \quad (11)$$

где $|\bar{F}_d|$ – величина силы в демпфирующем элементе; $f_d(\dot{\Delta}_w)$ – закон изменения демпфирующей силы в зависимости от скорости деформации $\dot{\Delta}_w$.

При этом направление вектора диссипативной силы в неподвижной системе координат:

$$\bar{F}_d = |\bar{F}_d| \cdot \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{pmatrix}. \quad (12)$$

Согласно третьему закону Ньютона, при формировании вектора $f(\dot{q}, q, t)$ для каждого из тел силы \bar{F}_p и \bar{F}_d необходимо приложить в соответствующих точках с разными знаками.

Математическая модель движения гусеничного поезда

Рассмотрим вопрос создания математической модели динамики гусеничного поезда, выполненного по полуприцепной схеме в программном комплексе Matlab, и встроенной в него среды разработки в составе Simulink и Simscape Multibody [7].

При разработке математической модели были использованы следующие допущения, связанные с особенностью среды разработки:

- моделируемые тела являются твердыми (недеформируемыми); их масса и геометрия известны и в процессе моделирования не меняются;
- все силы и моменты, действующие на каждое тело, известны в каждый момент времени (могут быть вычислены в зависимости от положения тел и их скоростей движения);
- начальные условия (перемещения и скорости) определены и соответствуют кинематическим ограничениям, наложенным на тела системы;
- шарниры (подшипники опорных катков и узел сочленения) являются идеальными, то есть податливость и потери в них отсутствуют.

На рис. 4 представлена структурная схема разработанной математической модели гусеничного поезда, выполненного по полуприцепной схеме. Модель выполнена на базе программного комплекса MATLAB с использованием стандартных блоков библиотек Simulink и Simscape/MultiBody.

Разработанная модель состоит из функциональных подсистем, которые соответствуют различным узлам гусеничного поезда: корпус тягача, корпус прицепа, четыре гусеничных модуля, силовая установка и система управления движением и контролем параметров. Корпус тягача и корпус полуприцепа представляют собой твердые тела с соответствующими массово-инерционными параметрами, которые соединены между собой сферическим шарниром с тремя вращательными степенями свободы. Для этого используется инструмент «Spherical Joint» библиотеки Simscape/MultiBody. Сферическим шарниром в рамках разработанной модели упрощенно учитывается работа седельно-сцепного устройства. Каждый из четырех гусеничных модулей представляет собой систему твердых тел, состоящую из опорных катков, шарнирно соединенных с соответствующими осями катков с помощью шарниров «Revolute Joint», которые имеют одну вращательную степень свободы и обеспечивают возможность вращения катков относительно их осей. Для катков гусеничных модулей и их осей заданы массово-инерционные параметры. Оси катков, в свою очередь, соединяются с корпусом тягача или прицепа при помощи поступательного шарнира «Prismatic Joint», который обеспечивает возможность перемещения катка в вертикальном направлении и моделирует работу системы подрессоривания при заданных характеристиках упругого и демпфирующего элементов.

Далее при моделировании гусеничного поезда будем рассматривать его движение по горизонтальному ровному основанию с «плотным» малодеформируемым грунтом. В таком случае распределение эпюры нормальных реакций по длине активной части гусеницы имеет разрывный характер [10]. Взаимодействие гусеничного движителя с опорным основанием осуществляется за счет активных участков, расположенных под катками; остальные участки гусеницы находятся практически в ненагруженном состоянии. Кроме этого, результаты, полученные в работе [11], позволяют

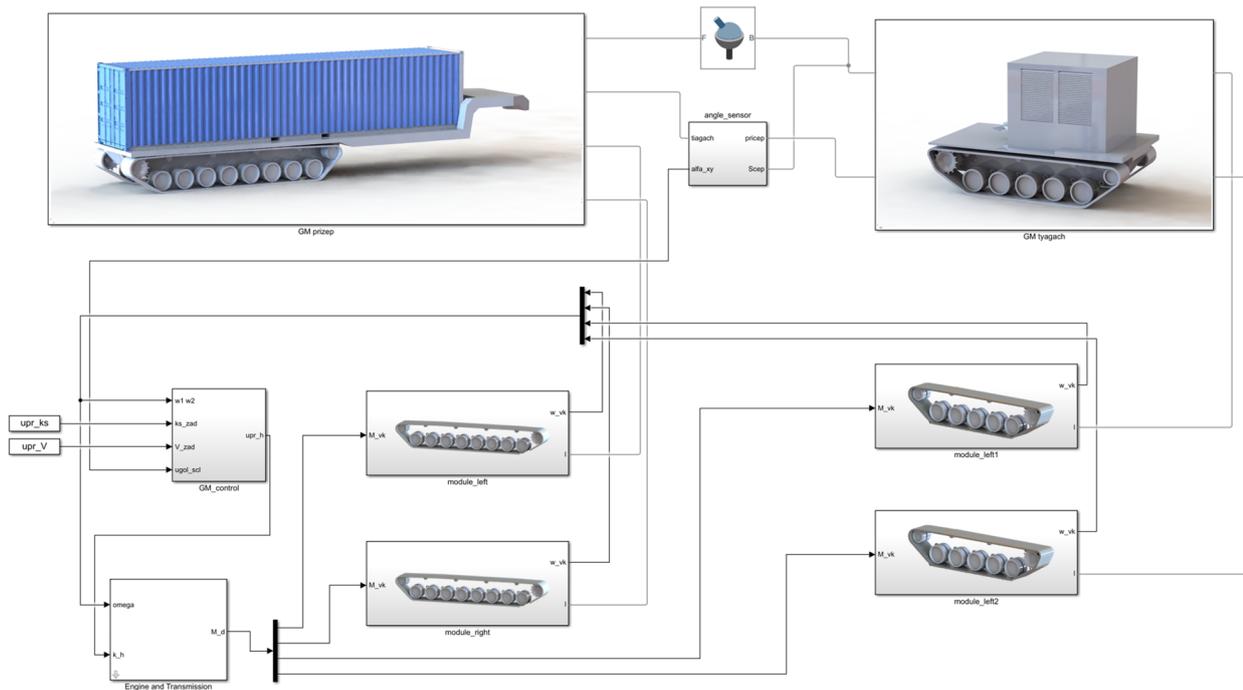


Рис. 4. Структурная схема математической модели гусеничного поезда, выполненного по полуприцепной схеме

Fig. 4. Block diagram of the mathematical model of a tracked train, made according to a semitrailer scheme

перейти от рассмотрения взаимодействия гусеницы с опорным основанием к рассмотрению взаимодействия отдельных активных участков гусеничного обвода, расположенных под опорными катками.

Для учета момента сопротивления повороту гусеничной машины каждый из активных участков гусеницы разбивается на конечное число элементарных площадок. Будем считать, что ввиду малого размера активного участка эпюра нормальных напряжений равномерно распределена по пятну контакта активного участка. Опорная поверхность моделируется путем задания функции высот неровностей в зависимости от продольной и поперечной координат рассматриваемого участка грунта в неподвижной системе координат. Примем допущение, что вектор нормали к опорной поверхности в каждой элементарной площадке совпадает с соответствующим вектором в точке опорной поверхности, расположенной под центром опорного катка в вертикальном направлении.

Для определения направления нормалей к опорной поверхности рассматриваемый участок местности разбивается на N_{xop} точек вдоль продольной и N_{yop} вдоль поперечной осей (рис. 5). Тогда нормаль в каждой точке опорной поверхности может быть найдена как:

$$\vec{n}_{op\ i,j} = \frac{(\vec{r}_{i,j+1} - \vec{r}_{i,j})(\vec{r}_{i+1,j} - \vec{r}_{i,j})}{\left| (\vec{r}_{i,j+1} - \vec{r}_{i,j})(\vec{r}_{i+1,j} - \vec{r}_{i,j}) \right|}, \quad (13)$$

где $\vec{n}_{op\ i,j}$ – нормаль к опорной поверхности в точке с координатами $x_{op\ i}$, $y_{op\ j}$; $\vec{r}_{i,j} = (x_{op\ i} \ y_{op\ j} \ z_{op}(x_{op\ i}, y_{op\ j}))^T$ – радиус-вектор рассматриваемой точки опорной поверхности с координатами $x_{op\ i}$, $y_{op\ j}$ в неподвижной системе координат XYZ.

Согласно принятым допущения, нормаль к опорной поверхности для каждого элемента

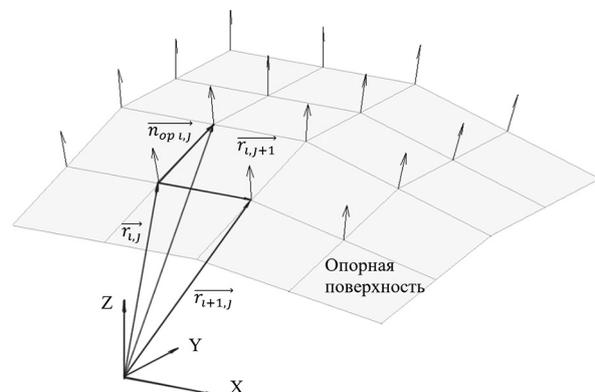


Рис. 5. Расчетная схема определения нормали к опорной поверхности

Fig. 5. Calculation scheme for determining the normal to the reference surface

пятна контакта слабо отличается от вектора нормали, соответствующего точке опорной поверхности, которая расположена под центром колеса вдоль вертикальной оси. В связи с этим шаг разбиения рассматриваемого участка местности (по которому предполагается движение машины) вдоль осей X и Y целесообразно выбирать соизмеримым с размерами пятна контакта.

Для обеспечения плавного изменения вектора нормали к опорной поверхности в точке контакта в процессе движения машины компоненты вектора \vec{n}_{op} для каждого значения координат центра колеса x_k, y_k могут быть получены путем интерполяции.

Учет взаимодействия движителя с опорным основанием осуществляется с использованием подхода, основанного на представлении об «эллипсе трения», согласно которому сила взаимодействия с опорной поверхностью направлена противоположно скорости скольжения в плоскости опорного основания в точках контакта [12–14] (рис. 6, б). Подобная модель взаимодействия движителя с опорным основанием широко используется и при моделировании движения гусеничных машин и гусеничных поездов, например, в работах [15, 16].

Расчетная схема взаимодействия активного участка гусеницы с опорным основанием представлена на рис. 6, а. Активный участок гусеницы, как отмечалось выше, разбивается на элементарные площадки, и для каждой такой площадки определяются ее ориентация, направление вектора скорости скольжения

$\vec{v}_{ски}$ и касательная составляющая силы взаимодействия элементарной площадки активного участка гусеницы с опорным основанием $R_{эxy}$, которая определяется как произведение коэффициента взаимодействия колеса с опорной поверхностью μ , на нормальную реакцию $R_{эz}$. Далее вычисляется вектор суммарной силы взаимодействия активного участка гусеницы с опорным основанием $\vec{R}_э$. Подробное описание реализации описанного подхода приведено в работе [17]. Подобная модель взаимодействия активных участков гусеницы с опорным основанием используется в разработанной модели динамики движения гусеничного поезда, выполненного по полуприцепной схеме. Относительная скорость активного участка гусеницы $v_{отн}$ в данном случае соответствует скорости перемотки гусеницы $v_{гус}$, которая определяется следующим выражением:

$$v_{отн} = v_{гус} = \omega_{вк} r_{вк},$$

где $\omega_{вк}$ – угловая скорость ведущего колеса; $r_{вк}$ – радиус ведущего колеса.

Кроме этого, в модели используется функциональная подсистема, которая отвечает за моделирование работы силовой установки с учетом выбранной схемы трансмиссии. Математическая модель позволяет реализовать различные схемы трансмиссии гусеничных поездов путем изменения компонентов внутри функциональной подсистемы; например, трансмиссия с индивидуальным приводом ведущих колес, с дифференциальной связью,

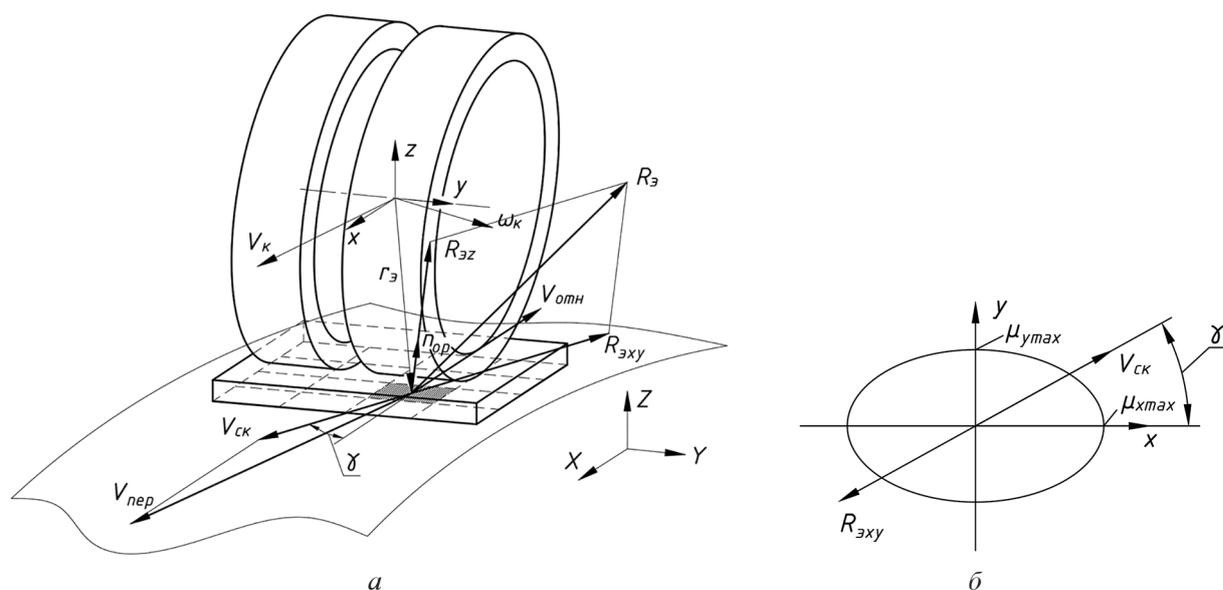


Рис. 6. Расчетная схема взаимодействия активного участка гусеницы с опорным основанием
Fig. 6. Design scheme of interaction of the active section of the track with the support base

с использованием механизмов передачи-поворота и т.д.

В качестве силовой установки в модели гусеничного поезда используется математическая модель тягового электродвигателя (ТЭД), механическая характеристика которого представлена на рис. 7. Математическая модель позволяет описывать работу электродвигателя на различных режимах путем задания управляющего воздействия h . При отрицательных значениях h электродвигатель работает в генераторном режиме, а при положительных значениях – в тяговом режиме. Рассматриваемая модель используется во многих работах [18, 15] и позволяет наиболее просто описать работу ТЭД с помощью следующей системы уравнений:

$$M_d(\omega_d, h) = \begin{cases} M_d^{\max} \cdot h, & \text{если } \omega_d < \frac{N_d^{\max}}{M_d^{\max}} \text{ и } \omega_d \geq 0 \\ \frac{N_d^{\max} \cdot h}{\omega_d}, & \text{если } \omega_d \geq \frac{N_d^{\max}}{M_d^{\max}} \text{ и } \omega_d < \omega_d^{\max} \\ 0, & \text{если } \omega_d \geq \omega_d^{\max} \end{cases} \quad (14)$$

где M_d^{\max} – максимальный тяговый или тормозной момент, создаваемый ТЭД; N_d^{\max} – максимальная тяговая или тормозная мощность ТЭД; ω_d^{\max} – максимальная частота вращения ротора ТЭД; ω_d – текущее значение частоты вращения ротора ТЭД; h – параметр управления, который одновременно пропорционально изменяет максимальный момент и максимальную мощность ТЭД.

Гусеничный поезд в зависимости от принятых конструктивно-компоновочных решений и выбранного способа поворота может иметь различные схемы трансмиссий. Так, для гусеничного поезда, оснащенного активным полуприцепом, с использованием бортового способа поворота целесообразно применять схемы трансмиссий, позволяющих перераспределять крутящие моменты между ведущими колесами. Простейшей схемой трансмиссии в таком случае является схема с индивидуальным приводом ведущих колес, изображенная на рис. 8, которая была реализована в разработанной математической модели. Такая трансмиссия не лишена недостатков, связанных с особенностью поворота гусеничной машины: при повороте вокруг отстающего борта с малым радиусом

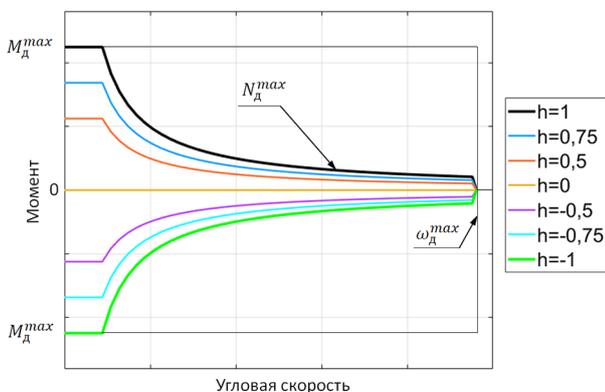


Рис. 7. Механические характеристики ТЭД при различном параметре управления

Fig. 7. Mechanical characteristics of traction electric motor with different control parameter

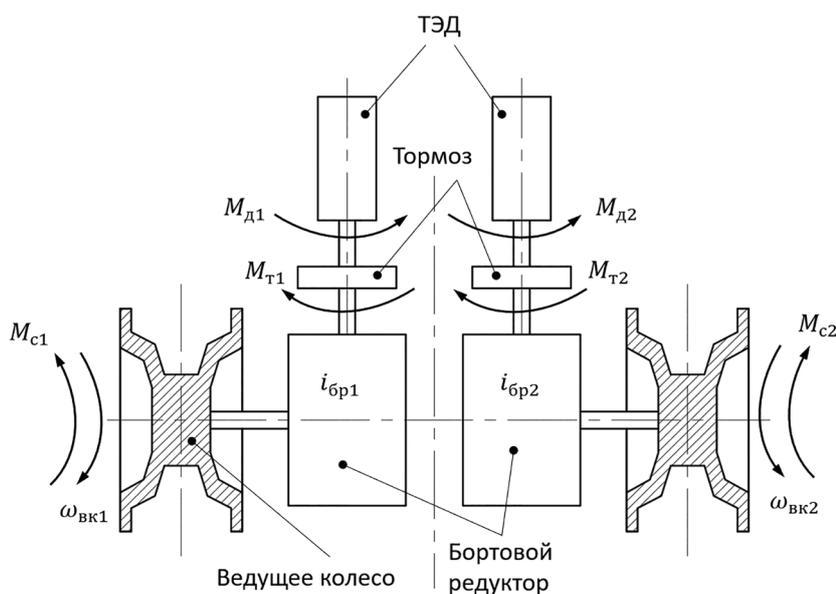


Рис. 8. Схема трансмиссии с индивидуальным приводом ведущих колес

Fig. 8. Transmission scheme with individual drive of driving wheels

тяга на забегающем борту может оказаться недостаточной, что потребует установки переразмеренного ТЭД. Для решения этой проблемы могут использоваться другие схемы трансмиссий с использованием механизмов передачи-поворота с возможностью перераспределения потоков мощности между ведущими колесами. Разработанная математическая модель позволяет учитывать работу различных вариантов исполнений трансмиссий путем замены функционального блока математической модели на соответствующий выбранной схеме трансмиссии. Однако в рамках статьи будем рассматривать простейший вариант трансмиссии с индивидуальным приводом ведущих колес, который представляет собой два ТЭД с тормозами, соединенных через бортовые редукторы с ведущими колесами, движение которых описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} J_{пр1} \dot{\omega}_{вк1} = M_{д1} i_{бр1} \eta_{тр} - M_{с1} - \frac{M_{т1} i_{бр1}}{\eta_{тр}} \\ J_{пр2} \dot{\omega}_{вк2} = M_{д2} i_{бр2} \eta_{тр} - M_{с2} - \frac{M_{т2} i_{бр2}}{\eta_{тр}} \end{cases}, \quad (15)$$

где $J_{пр1}, J_{пр2}$ – приведенные моменты инерции вращающихся частей трансмиссии к ведущим колесам; $M_{д1}, M_{д2}$ – вращающие моменты, создаваемые ТЭД; $M_{с1}, M_{с2}$ – моменты сопротивлений на ведущих колесах; $M_{т1}, M_{т2}$ – моменты механических тормозов; $i_{бр1}, i_{бр2}$ – передаточные отношения бортовых редукторов; $\eta_{тр}$ – КПД участка трансмиссии от ТЭД до ведущего колеса.

Для гусеничного поезда, имеющего кинематический способ поворота, криволинейное движение которого обеспечивается путем соз-

дания складывающего момента в узле сочленения, используется дифференциальная схема трансмиссии, которая представлена на рис. 9. В упрощенном виде схема состоит из одного ТЭД, соединенного с главной передачей с дифференциалом, полуосевые шестерни которого связаны с тормозами и ведущими колесами. Математическая модель такой трансмиссии описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} J_{пр1} \dot{\omega}_{вк1} = 0, 5 M_{д} i_{гп} \eta_{тр} - M_{с1} - M_{т1} \\ J_{пр2} \dot{\omega}_{вк2} = 0, 5 M_{д} i_{гп} \eta_{тр} - M_{с2} - M_{т2} \end{cases}, \quad (16)$$

где $J_{пр1}, J_{пр2}$ – приведенные моменты инерции вращающихся частей трансмиссии к ведущим колесам; $M_{д}$ – вращающий момент, создаваемый ТЭД; $M_{с1}, M_{с2}$ – моменты сопротивлений на ведущих колесах; $M_{т1}, M_{т2}$ – моменты механических тормозов; $i_{гп}$ – передаточное отношение главной передачи; $\eta_{тр}$ – КПД участка трансмиссии от ТЭД до ведущего колеса.

Другие варианты трансмиссий, механических характеристик силовой установки и математических моделей рабочих процессов систем и вспомогательного оборудования могут быть описаны аналогичным образом путем добавления или корректировки соответствующих функциональных блоков разработанной математической модели гусеничного поезда с использованием динамики твердых тел. Кроме того, для проведения вычислительных экспериментов по оценке показателей эксплуатационных свойств гусеничного поезда модель дополнена блоками подсистем, которые отвечают за управление движением и контроль необходимых параметров, таких как, например, угол складывания гусеничного поезда.

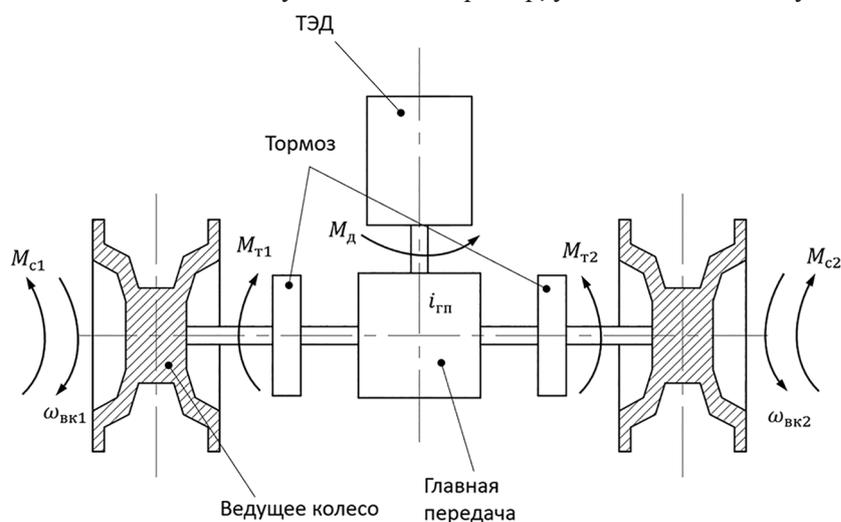


Рис. 9. Схема трансмиссии с дифференциальным приводом ведущих колес
Fig. 9. Diagram of a transmission with a differential drive of the driving wheels

Таким образом, разработанная имитационная модель движения гусеничного полуприцепного поезда позволяет исследовать его движение в пространстве с учетом взаимного влияния тягача и полуприцепа, взаимодействия активных участков гусеничного движителя с опорным основанием и моделирования рабочих процессов его систем.

Результаты и обсуждение

Для проверки работоспособности разработанной математической модели проанализируем результаты моделирования гусеничного поезда полной массой 108 тонн. В качестве дорожно-грунтовых используются характеристики опорного основания типа «плотный грунт». Примем следующие его характеристики [19]: $\mu_{x_{\max}} = \mu_{y_{\max}} = 0,8$ – коэффициенты сцепления в продольном и поперечном направлениях; $f_{\text{гр}} = 0,06$ – коэффициент сопротивления движению.

Рассмотрим расчетный случай криволинейного движения гусеничного поезда с активным полуприцепом с использованием кинематического способа поворота. До момента времени $t = 5$ с гусеничный поезд движется прямолинейно, затем начинает поворачивать до заданного угла «складывания» секций, равного $27,5^\circ$, и в момент времени $t = 10$ с тягач движется по окружности радиуса $R_{\text{п}} = 30$ м с установившейся скоростью 8 м/с. На рис. 10 представлены траектории движения тягача и полуприцепа и изменение скорости их движения.

Для дифференциальной схемы трансмиссии используемой модели гусеничного поезда моменты сопротивлений на ведущих колесах должны быть равны. Для этого рассмотрим график изменения моментов сопротивлений, представленный на рис. 11. Момент сопротивления вращению ведущего колеса M_c вычисляется по следующему выражению:

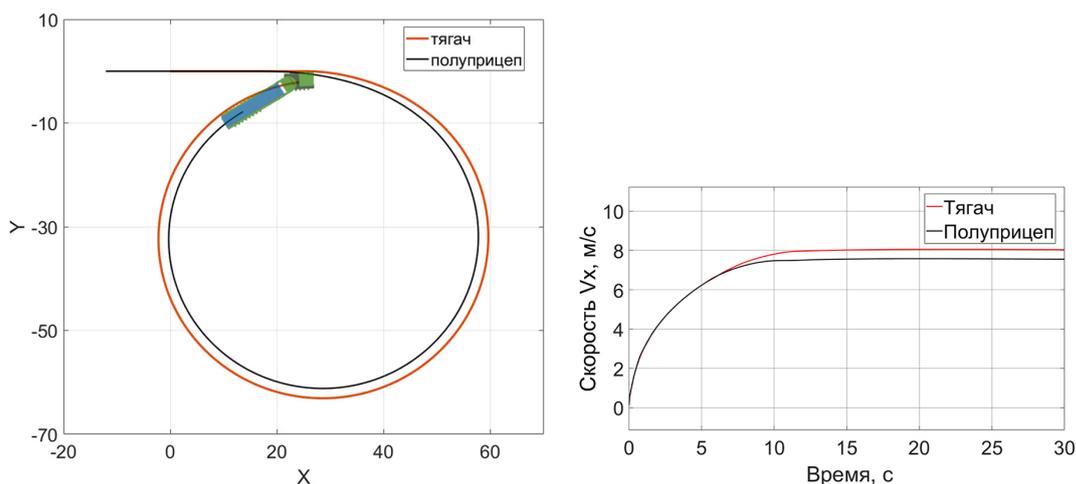


Рис. 10. Траектория движения гусеничного поезда и изменение его скорости движения

Fig. 10. Trajectory of the tracked train and the change in its speed

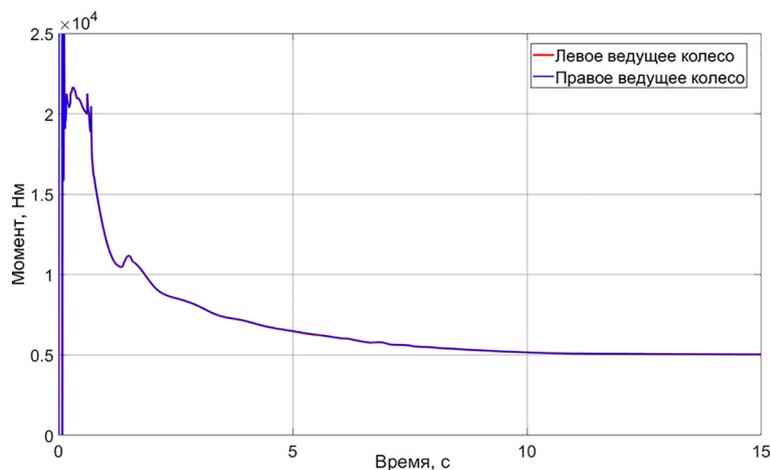


Рис. 11. Изменение моментов сопротивления на ведущих колесах тягача

Fig. 11. Changing the moments of resistance on the driving wheels of the tractor

$$\frac{M_c}{r_{\text{вк}}} = \frac{R_x + f_{\text{гр}} R_z}{\eta_{\text{гус}}}, \quad (17)$$

где $f_{\text{гр}}$ – коэффициент сопротивления качению колеса в ведомом режиме; R_x , R_z – проекции продольной и вертикальной составляющих суммарной силы взаимодействия в контакте активных участков гусеницы с опорной поверхностью; $r_{\text{вк}}$ – радиус ведущего колеса; $\eta_{\text{гус}}$ – КПД гусеничного движителя.

Из графика, представленного на рис. 11, видно, что моменты сопротивлений на левом и правом ведущих колесах равны, что подтверждает работоспособность разработанной математической модели.

Заключение

Разработана математическая модель динамики гусеничного поезда, позволяющая проводить широкий круг исследований по оценке подвижности гусеничных поездов различного конструктивно-компоновочного исполнения. Математическая модель разработана с использованием программных комплексов, позволяющих синтезировать системы уравнений движения твердых тел в автоматизированном режиме; кроме этого, настоящая модель позволяет путем замены функциональных блоков соответствующих систем проводить имитационное математическое моделирование движения гусеничных поездов с использованием различных вариантов схем трансмиссий, механических характеристик ТЭД и систем и законов управления движением.

Работоспособность разработанной математической модели подтверждена в результате анализа результатов, полученных при проведении имитационного математического моделирования. На основании исследования можно заключить, что применение метода компьютерного моделирования динамики систем тел является эффективным средством для прогнозирования показателей эксплуатационных свойств гусеничных поездов, определения законов управления движением, а также для оценки энергоэффективности при выполнении виртуальных маневров.

Литература

1. Kato H., Shibasaki R., Ducruet C. Global logistics network modelling and policy. Quantification and analysis for international freight. Amsterdam: Elsevier, 2020. 372 с.

2. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1989. 280 с.
3. ADAMS – The Multibody Dynamics Simulation Solution. URL: <https://www.mscsoftware.com/product/adams> (дата обращения: 14.07.2021).
4. EULER – Software Complex for Automated Dynamic Analysis of Multibody Mechanical Systems. URL: <http://www.euler.ru/index.php/euler> (дата обращения: 14.07.2021).
5. Универсальный механизм – программный комплекс для моделирования динамики механических систем. URL: <http://www.umlabor.ru/pages/index.php> (дата обращения: 14.07.2021).
6. ФРУНД – программная система формирования решений уравнений нелинейной динамики. URL: <http://frund.vstu.ru/> (дата обращения: 14.07.2021).
7. MATLAB Simscape/Multibody – Model and simulate multibody mechanical systems. URL: <https://www.mathworks.com/products/simscape-multibody.html> (дата обращения: 14.07.2021).
8. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А. Особенности построения пространственных динамических моделей автомобилей с учетом больших движений твердых тел // Известия ТулГУ. Технические науки. 2013. № 6-1. С. 102–115.
9. Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнев А.Е., Поляков Ю.А. Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: монография. М.: Машиностроение, 2011. 463 с.
10. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975. 448 с.
11. Красненьков В.И., Харитонов С.А. Динамика криволинейного движения транспортной гусеничной машины // Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана. 1980. № 339. С. 3–67.
12. Рождественский Ю.Л., Машков К.Ю. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию // Труды МВТУ. 1982. № 390. С. 56–64.
13. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. М.: Машиностроение, 1975. 216 с.
14. Дик А.Б. Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / САДИ. Омск, 1988. 224 с.
15. 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.
16. 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.

17. Горелов В.А., Евсеев К.Б., Чудаков О.И. [и др.] Оценка показателей криволинейного движения автопоезда с помощью имитационного математического моделирования // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. № 4 (46). С. 2–15.
18. Котиев Г.О., Горелов В.А., Мирошниченко А.В. Разработка закона управления индивидуальным приводом движителей многоосной колесной машины // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 1. С. 49–59.
19. Исаков П.П. Теория и конструкция танка. Трансмиссии военных гусеничных машин. Т. 5. М.: Машиностроение, 1985. 367 с.

Reference

1. Kato H., Shibasaki R., Ducruet C. Global logistics network modelling and policy. Quantification and analysis for international freight. Amsterdam: Elsevier, 2020. 372 p.
2. Aksenov P.V. Mnogoosnyye avtomobili [Multi-axle vehicles]. 2 izd. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1989. 280 p.
3. ADAMS – The Multibody Dynamics Simulation Solution. URL: <https://www.mscsoftware.com/product/adams> (accessed: 14.07.2021).
4. EULER – Software Complex for Automated Dynamic Analysis of Multibody Mechanical Systems. URL: <http://www.euler.ru/index.php/euler> (accessed: 14.07.2021).
5. Universal'nyy mekhanizm – programmnyy kompleks dlya modelirovaniya dinamiki mekhanicheskikh system [Universal mechanism - a software package for modeling the dynamics of mechanical systems]. URL: <http://www.umlub.ru/pages/index.php> (accessed: 14.07.2021).
6. FRUND – programmnyaya sistema formirovaniya resheniy uravneniy nelineynoy dinamiki [FRUND - software system for generating solutions to equations of nonlinear dynamics]. URL: <http://frund.vstu.ru/> (accessed: 14.07.2021).
7. MATLAB Simscape/Multibody – Model and simulate multibody mechanical systems. URL: <https://www.mathworks.com/products/simscape-multibody.html> (accessed: 14.07.2021).
8. Gorobtsov A.S., Kartsov S.K., Polyakov Yu.A. Features of the construction of spatial dynamic models of vehicles, taking into account large movements of rigid bodies. Izvestiya TulGU. Tekhnicheskkiye nauki. 2013. No 6-1, pp. 102–115 (in Russ.).
9. Gorobtsov A.S., Kartsov S.K., Pletnev A.E., Polyakov Yu.A. Komp'yuternyye metody postroyeniya i issledovaniya matematicheskikh modeley dinamiki konstruksiy avtomobiley. Monografiya [Computer methods for constructing and researching mathematical models of the dynamics of vehicle structures. Monograph]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2011. 463 p.
10. Zabavnikov N.A. Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin [Fundamentals of the theory of transport tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1975. 448 p.
11. Krasnen'kov V.I., Kharitonov S.A. Dynamics of curved movement of a transport tracked vehicle. Trudy MVTU im. N.E. Baumana. 1980. No 339, pp. 3–67 (in Russ.).
12. 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.).
13. Ellis D.R. Upravlyayemost' avtomobilya [Vehicle handling]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1975. 216 p.
14. Dik A.B. Raschet stacionarnykh i nestacionarnykh kharakteristik tormozyashchego koleasa pri dvizhenii s uvodom. Dissertatsiya ... kandidata tekhnicheskikh nauk [Calculation of stationary and non-stationary characteristics of the braking wheel when driving with pull. Dissertation for degree of DrSc in Engineering]: 05.05.03 / SADI. Omsk, 1988. 224 p.
15. 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.).
16. 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.).
17. Gorelov V.A., Yevseyev K.B., Chudakov O.I. [i dr.] Evaluation of indicators of curvilinear movement of a road train using mathematical simulation. Izvestiya MGTU «MAAMI». 2020. No 4 (46), pp. 2–15 (in Russ.).
18. Kotiyev G.O., Gorelov V.A., Miroshnichenko A.V. Development of a control law for the individual drive of the propellers of a multi-axle wheeled vehicle. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. 2012. No 1, pp. 49–59 (in Russ.).
19. Isakov P.P. Teoriya i konstruktsiya tanka. Transmissii voennykh gusenichnykh mashin [Theory and design of the tank. Military tracked vehicle transmissions]. Vol. 5. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1985. 367 p.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ХОДОВЫХ СИСТЕМ КОЛЕСНЫХ МАШИН НА ИЗМЕНЕНИЕ ПЛОТНОСТИ ПОЧВЫ

THE INFLUENCE OF THE PARAMETERS OF THE RUNNING SYSTEMS OF WHEELED VEHICLES ON THE CHANGE IN SOIL DENSITY

И.Н. ШИЛО¹, д.т.н.
Н.Н. РОМАНЮК¹, к.т.н.
И.С. КРУК¹, к.т.н.
А.Н. ОРДА¹, д.т.н.
Р.Р. ГАЛИМОВ^{2,3}
К.Ю. МАКСИМОВИЧ^{2,3}
С.А. ВОЙНАШ²
А.А. ЛУЧИНОВИЧ⁴

¹ Белорусский государственный аграрный технический университет, Минск, Республика Беларусь, romanyuk-nik@tut.by, kruk_igar@mail.ru

² Новосибирский государственный аграрный университет, Новосибирск, Россия

³ Сибирский федеральный научный центр агробиотехнологий РАН, Новосибирск, Россия, Rufangalimov@yandex.ru, kiri-maksimovi@mail.ru, sergey_voi@mail.ru

⁴ Омский государственный аграрный университет имени П.А. Столыпина, Омск, Россия, aa.luchinovich@omgau.org

I.N. SHILO¹, Dsc in Engineering
N.N. ROMANYUK¹, PhD in Engineering
I.S. KRUK¹, PhD in Engineering
A.N. ORDA¹, Dsc in Engineering
R.R. GALIMOV^{2,3}
K.YU. MAKSIMOVICH^{2,3}
S.A. VOYNASH²
A.A. LUCHINOVICH⁴

¹ Belarusian State Agrarian Technical University, Minsk, Belarus, romanyuk-nik@tut.by, kruk_igar@mail.ru

² Novosibirsk State Agricultural University, Novosibirsk, Russia

³ Siberian Federal Scientific Center of Agrobiotechnology of the Russian Academy of Sciences, Novosibirsk, Russia, Rufangalimov@yandex.ru, kiri-maksimovi@mail.ru, sergey_voi@mail.ru

⁴ Omsk State Agrarian University n.a. Petr A. Stolypin, aa.luchinovich@omgau.org

Движение колесных машин по почвам и грунтам приводит к изменению их плотности. Исследование влияния массы и ее распределения вдоль осей колес на изменение плотности почв и грунтов. Дано обоснование аналитических зависимостей для определения плотности прессующихся и текучих почв и грунтов от повторных воздействий колес при различных нагрузках. Обоснована также зависимость для определения плотности почвы в общем случае, включающая прессующуюся и текучую составляющие состояния почвенно-грунтового массива. Проводились экспериментальные лабораторные исследования по воздействию колес на почву и влиянию нагрузки колес на уплотнение почвы. Были получены зависимости для определения уплотнения почвы с различными физическими и механическими свойствами при различных режимах нагружения ходовых систем. Было установлено, что распределение массы колесной машины по осям колес влияет на глубину следа и уплотнение почвы. Полученные зависимости для описания процесса уплотнения почвы согласуются с результатами экспериментов. Установлено, что при увеличении количества осей ходовой системы снижается уплотнение почвы. Минимальная глубина следа и уплотнение почвы наблюдаются при равномерном распределении массы колесной машины по осям ходовой системы. С увеличением числа осей влияние отношения давления первого колеса к среднему давлению на уплотнение почвы снижается за счет снижения перепада давления колес, происходящего у многоосных колесных систем. При незначительных отклонениях от единицы коэффициента отношения нагрузки переднего колеса к среднему значению давления увеличение плотности почвы мало ощущимо. По мере увеличения отношения нагрузки на переднее колесо к среднему уплотнение почвы значительно возрастает по сравнению с равномерным распределением массы по осям.

Ключевые слова: осадка почвы, колесо, плотность почв и грунтов, глубина проникновения уплотняющего воздействия, характер распределения массы вдоль осей ходовой системы.

Для цитирования: Шило И.Н., Романюк Н.Н., Крук И.С., Орда А.Н., Галимов Р.Р., Максимович К.Ю., Войнаш С.А., Лучинович А.А. Влияние параметров ходовых систем колесных машин на изменение плотности почвы // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 5. С. 30–37. DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-30-37

The movement of wheeled vehicles on soils and grounds leads to a change in their density. The research includes the influence of mass and its distribution along the axes of the wheels on the change in the density of soils and grounds. The substantiation of analytical dependencies for determining the density of compacted and flowing soils and soils from repeated impacts of wheels under various loads is given. The dependence for determining the density of the soil in the general case, including compressed and fluid components of the state of the soil and soil mass, was substantiated.

The experimental laboratory studies were carried out on the effect of wheels on the soil and the effect of wheel load on soil compaction. The dependences were obtained to determine the compaction of soil with different physical and mechanical properties under different loading modes of the running systems. It was found that the distribution of the mass of a wheeled vehicle along the axles of the wheels affects the depth of the track and the compaction of the soil. The obtained dependences for describing the process of soil compaction are consistent with the results of experiments. It was found that with an increase in the number of axles of the running system, soil compaction decreases. The minimum track depth and soil compaction are observed when the mass of the wheeled vehicle is evenly distributed along the axes of the chassis. With an increase in the number of axles, the influence of the ratio of the pressure of the first wheel to the average pressure on soil compaction decreases due to a decrease in the differential pressure of the wheels that occurs in multi-axle wheel systems. With slight deviations from the unit of the ratio of the front wheel load to the average value of the pressure, the increase in soil density is not perceptible. As the front-to-middle load ratio increases, soil compaction increases significantly compared to an even weight distribution along the axles.

Keywords: soil settlement, wheel, soil density, penetration depth of the compacting effect, the nature of mass distribution along the axes of the running system.

Cite as: Shilo I.N., Romanyuk N.N., Kruk I.S., Orda A.N., Galimov R.R., Maksimovich K.Yu., Voynash S.A., Luchinovich A.A. The influence of the parameters of the running systems of wheeled vehicles on the change in soil density. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2021. No 5, pp. 30–37 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-30-37

Введение

Использование колесных машин на полевых работах ограничено из-за воздействия их ходовых систем (деформаторов) на почву. Увеличение массы тракторов, многочисленные проходы МТА по полю приводят к чрезмерному сжатию почвы, увеличению ее твердости и изменению физических и механических свойств. При повторном воздействии колес на почву уплотняется как пахотный, так и подпахотный горизонты, увеличивается глубина проникновения уплотняющего воздействия на почву [1, 2]. При последующей обработке пахотного слоя сопротивление почвы увеличивается на 40–70 % [1–4].

Цель исследований

Определить, как количество осей ходовой системы и распределение массы вдоль осей колес влияет на изменение плотности почвы и грунта.

Материалы и методы

Уплотнение почвы зависит от состояния массива почвы и нагрузок на оси ходовой системы. При этом были выделены и исследованы прессующиеся и текучие почвогрунты. Распределение массы на колеса машин, зависящее от положения центра масс, оказывает значительное влияние на уплотнение почвы. Положение центра масс определяется отношением значения давления первого колеса к среднему давлению. Давление на почву колес выбиралось путем увеличения или уменьшения давления последующих колес по линейному закону.

Основная часть

Мобильные сельскохозяйственные машины уплотняют почву до глубины, превышающей пахотный слой. Высота уплотняемого слоя зависит от размера ходовой системы транспортного средства и нагрузки, передаваемой на почву. Анализ механических и математических моделей показал, что при расчете уплотнения почвы лучше всего подходит энергетический метод с учетом влияния закона поглощения энергии на изменение свойств почвы.

Увеличение плотности при воздействии колеса на почву является функцией градиента напряжения в почве:

$$\rho = f(\sigma).$$

Продифференцируем эту зависимость:

$$d\rho = \frac{\partial \rho}{\partial \sigma} d\sigma. \quad (1)$$

Тогда получим

$$d\rho = k_1 \cdot d\sigma,$$

где $k_1 = \partial \rho / \partial \sigma$ – коэффициент уплотнения почвы, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3 \cdot \text{Па}}$.

Коэффициент k_1 можно рассматривать как скорость изменения плотности почвы с ростом напряжения.

При деформировании почвы наряду с ее уплотнением имеет место и сдвиг (рис. 1). Зависимость между напряжением σ и деформацией h подчиняется функции гиперболического тангенса, при этом интенсивность роста напряжения отстает от деформации (рис. 2) [5]:

$$\sigma = p_0 \cdot \text{th} \left(\frac{k}{p_0} \cdot h \right), \quad (2)$$

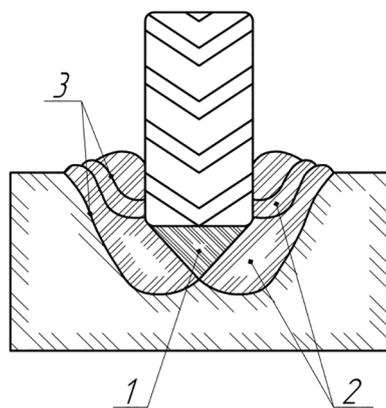


Рис. 1. Схема образования ядра уплотнения в почве под движителем мобильной сельскохозяйственной техники:

1 – ядро уплотнения почвы; 2 – зоны сдвигов; 3 – площадки скольжения

Fig. 1. Diagram of the formation of the compaction core in the soil under the propeller of mobile agricultural machinery: 1 – core of soil compaction; 2 – shear zones; 3 – sliding platforms

где p_0 – предельное давление, при котором происходит устойчивое движение штампа без существенного роста нагрузки, Па; k – коэффициент сжатия почвы, Па/м.

Глубина следа формируется из деформации сжатия почвы и осадки, происходящей за счет сдвига почвенного массива. Увеличение плотности почвы происходит за счет деформации сжатия, которая определяется по формуле (рис. 2, прямая OA):

$$h_{\text{упл}} = \frac{\sigma}{k}. \quad (3)$$

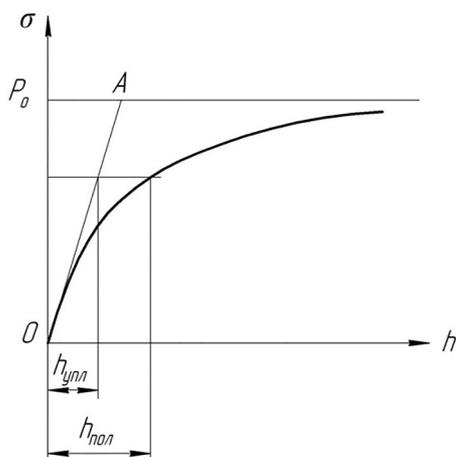


Рис. 2. Зависимость между напряжением и деформацией почвы

Fig. 2. Relationship between stress and soil deformation

Важной характеристикой оценки воздействия колес на опорное основание является глубина проникновения уплотняющего воздействия x_h [6]:

$$x_h = \frac{1}{\beta} \ln \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_h} \right), \quad (4)$$

где β – распределительная способность почвы, м^{-1} ; σ_h – напряжение, при котором не происходит уплотнения почвы, Па.

Под воздействием напряжения σ_h развиваются упругие деформации, благодаря чему не происходит уплотнения почвы. Напряжение σ_h колеблется в пределах 10–25 кПа.

Плотность ρ_h на нижней границе эффективного слоя после деформации равна плотности почвы ρ_n , не подвергшейся воздействию.

На основании зависимостей (1)–(4) получена формула для определения плотности почвы:

$$\rho_0 = \rho_n \left(1 + \frac{\beta}{k} \sigma_0 \right). \quad (5)$$

где ρ_n – исходная плотность почвы, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Зависимость распределения плотности почвы по глубине с учетом значения коэффициента уплотнения k_1 и формулы (5) имеет вид:

$$\rho_x = \rho_n \left(1 + \frac{\beta}{k} \sigma_0 \cdot e^{-\beta x} \right). \quad (6)$$

где ρ_x – плотность почвы на глубине x , $\text{кг}/\text{м}^3$.

Результаты и обсуждение

Зависимость (6) получена исходя из предположения, что распределение напряжений и плотности почвы по глубине не зависит от величины давления. Однако известно [7], что если давление достигает величины предела несущей способности почвы, плотность в образовавшемся ядре уплотнения одинакова по глубине. Распределение плотности почвы по высоте сжатого ядра в этом случае изобразится прямой линией, параллельной оси ординат (рис. 3, а), что соответствует характеру протекания пластических деформаций. Поэтому при контактных напряжениях, близких к пределу несущей способности почвы, зависимость (5) может отклониться от пропорциональной (рис. 3, б, линия 1).

Было обнаружено [8, 9], что при сжатии относительно тонкого слоя почвы без возможности бокового расширения зависимость ее плотности от давления имеет форму экспоненты (рис. 3, б, кривая 2). Закономерность изменения

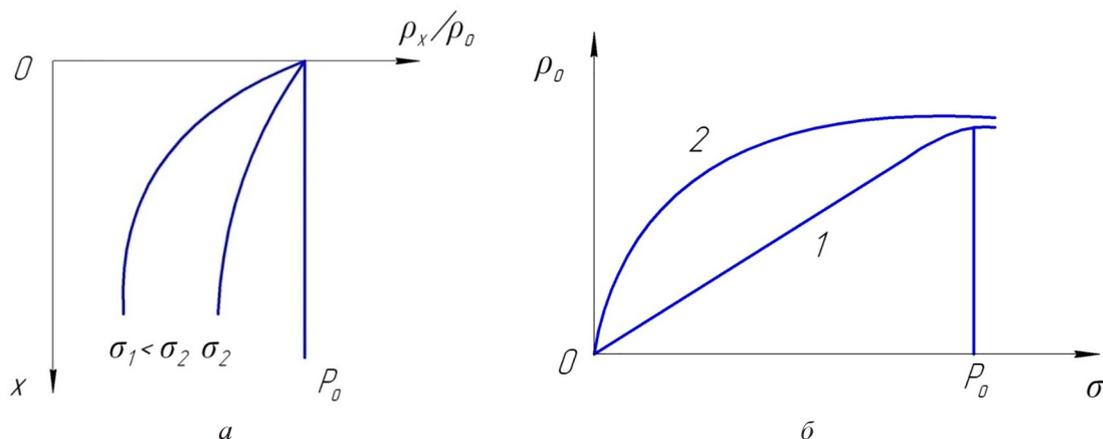


Рис. 3. Зависимость плотности почвы от напряжения:

a – по глубине; *b* – верхнего слоя; 1 – с возможностью бокового расширения; 2 – без возможности бокового расширения

Fig. 3. Dependence of soil density on stress: a – depth; b – top layer; 1 – with the possibility of lateral expansion; 2 – without the possibility of lateral expansion

плотности почвы от давления в этом случае будет происходить интенсивнее, чем при деформировании с ограниченной возможностью бокового расширения, так как во втором случае затрачивается дополнительная энергия на уплотнение нижележащих слоев почвы. Плотность почвы имеет верхний предел, определяемый ее типом, структурой и влажностью, поэтому при дальнейшем повышении давления интенсивность увеличения плотности снижается, что делает зависимость плотности почвы от нагрузки экспоненциальной (кривая 2).

Рассмотрим процесс уплотнения почвы при повторяющихся нагрузках. При прохождении колес с одинаковой нагрузкой по следу происходит дополнительное уплотнение почвы после прохода каждого колеса [10]. Для определения величины уплотнения верхнего слоя почвы при повторных нагружениях воспользуемся зависимостью накопления повторных осадков для сильно упрочняющихся почв. Сильно упрочняющиеся почвы при деформировании повышают свою прочность. В дальнейшем будем называть их прессуемыми. Закономерность нарастания деформаций у прессуемых почв имеет вид:

$$h_n = \frac{p_0}{k} \cdot \text{Arch} \left(\frac{n^B}{\sqrt{1 - \sigma^2 / p^2}} \right), \quad (7)$$

где B – коэффициент накопления повторных осадков для прессуемых почв.

Уплотнение почвы при повторных нагружениях прессуемых почв определяется по формуле:

$$\left(\frac{\rho_0}{\rho_n} \right)_n = 1 + \frac{\beta}{k} \cdot p_0 \cdot \left(\text{Arch} \frac{n^B}{\sqrt{1 - \sigma_0^2 / p_0^2}} \right). \quad (8)$$

Так как на почвах с одинаковыми по глубине физико-механическими свойствами уплотнение распространяется на значительную глубину, то уровень воздействия ходовых систем следует оценивать не только уплотнением верхнего слоя, но и глубиной проникновения уплотняющего воздействия.

На основании зависимостей (2), (4) и (8) найдем глубину проникновения уплотняющего воздействия прессуемой почвы при повторных нагружениях:

$$x_{in} = \frac{1}{\beta} \cdot \ln \left[\frac{p_0}{\sigma_h} \cdot \text{th} \left(\text{Arch} \frac{n^B}{\sqrt{1 - \sigma_0^2 / p_0^2}} \right) \right]. \quad (9)$$

Уплотнение верхнего слоя слабоупрочняющейся почвы происходит при других законах, чем для прессуемой почвы. Слабоупрочняющиеся почвы при воздействии нагрузок в большей мере деформируются по сравнению с прессуемыми почвами. В дальнейшем слабоупрочняющиеся почвы будем называть текучими. Закономерности уплотнения текучих почв определяются по предложенной нами зависимости:

$$\left(\frac{\rho_0}{\rho_n} \right)_n = 1 + \frac{\beta}{k} \cdot \sigma_0 \cdot (1 + k_n \cdot \lg n), \quad (10)$$

где k_n – коэффициент интенсивности накопления повторных осадков для текучих почв.

Глубину проникновения уплотняющего воздействия в данном случае считаем неизменяющейся, так как не происходит изменения контактного напряжения при повторных воздействиях.

В случае изменения давления в зависимости, обратно пропорциональной количеству осей N , уплотнение верхнего слоя прессуемой почвы равно:

$$\left(\frac{\rho_0}{\rho_n}\right)_N = \frac{\beta}{k} \cdot p_0 \left[\text{Arch} \frac{N^{b \cdot k / p_0^2}}{\sqrt{1 - (\xi \cdot Q / F_k \cdot N \cdot p_0)^2}} \right], \quad (11)$$

где b – опытный коэффициент накопления повторных осадков прессуемых почв; ξ – коэффициент, учитывающий закономерность распределения давлений под опорной поверхностью колеса; F_k – площадь контакта опорной поверхности колеса с почвой, м^2 .

При этом учтено, что коэффициент $B = b(k / \rho_0^2)$.

Найдем глубину проникновения уплотняющего воздействия прессуемой почвы равна:

$$x_{hN} = \frac{1}{\beta} \ln \left\{ \frac{p_0}{\sigma_h} \cdot \left[\text{Arch} \frac{N^{b \cdot k / p_0^2}}{\sqrt{1 - (\xi \cdot Q / F_k \cdot N \cdot p_0)^2}} \right] \right\}. \quad (12)$$

Найдем уплотнение верхнего слоя текущей почвы:

$$\left(\frac{\rho_0}{\rho_n}\right)_n = \frac{\beta}{k} \text{Arch} \frac{\xi \cdot G}{F_k \cdot N} (1 + k_u \cdot \lg N). \quad (13)$$

Найдем зависимость уплотнения почвы при повторных нагружениях в общем случае. Эта зависимость имеет осадку, обусловленную прессованием почвы, и осадку, обусловленную течением почвы. Для определения плотности такого рода почвы применим предложенную нами зависимость накопления повторных осадков:

$$h_n = \frac{p_0}{k} \left[\text{Arch} \left(\frac{n^B}{\sqrt{1 - \sigma_1^2 / p_0^2}} \right) + \text{Arth} \left(\frac{\sigma_1}{p_0} \right) \cdot k_u \cdot \lg n \right], \quad (14)$$

где σ_1 – напряжение в контакте колеса с почвой при первом проходе, Па.

Используя уравнения (8), (10) и (14), получим, что уплотнение почвы в общем случае описывается зависимостью:

$$\left(\frac{\rho_0}{\rho_n}\right)_n = 1 + \frac{\beta}{k} \times \left[p_0 \cdot \text{th} \left(\text{Arch} \frac{n^{b \cdot k / p_0^2}}{\sqrt{1 - \sigma_0^2 / p_0^2}} \right) + k_u \cdot \sigma_0 \cdot \lg n \right]. \quad (15)$$

Экспериментальные исследования по уплотнению почвы проводились на механической модели в почвенном канале. Применялись шины несущих колес 5.00–10.00 с неразвитыми почвозацепами. Влияние величины давления колеса на уплотнение верхнего слоя почвы и распределение плотности по глубине показано на рис. 4, а. Экспериментальная зависимость уплотнения верхнего слоя почвы от давления линейная и хорошо согласуется с зависимостью (5).

Из рис. 4, а видно, что характер распределения плотности по глубине у рыхлых и уплотненных почв различен. Рыхлые почвы, подвергшиеся воздействию колеса, имеют больший перепад плотности по глубине по сравнению с плотными почвами.

Уплотнение почвы при повторных проходах одинаково нагруженных колес продолжает нарастать (рис. 4, б). Интенсивность нарастания плотности при каждом последующем проходе снижается. В случае сохранения постоянной общей массы, приходящейся на ходовую систему, уплотнение почвы уменьшается при увеличении количества осей.

При исследовании процесса слеодообразования и уплотнения почвы ходовыми системами часто сталкиваются с неравномерным распределением нагрузки по осям. Для решения этой задачи нужно знать закономерность нарастания деформации при повторных воздействиях различной по величине нагрузки. В работе [11] влияние неравномерного распределения массы колесной машины по осям учитывали с помощью величины перепада нагрузок при последующих проходах колес по следу. В наших исследованиях учтено, что наибольшее влияние оказывает состояние почв и грунтов в экстремальном состоянии, то есть с учетом особенности деформирования прессуемых и текущих почвогрунтов.

Уменьшение воздействия можно оценивать коэффициентом [11]:

$$k_L = 1 - \left(\frac{q_i}{q_{i+1}} \right)^{n'}$$

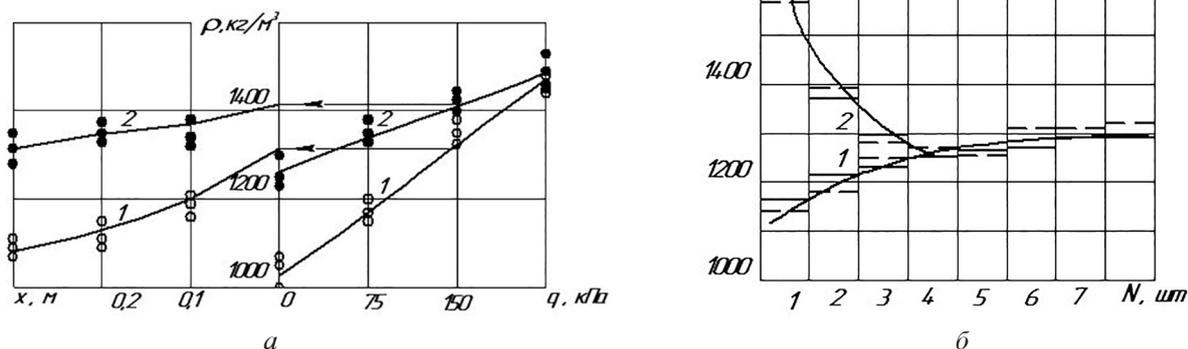


Рис. 4. Закономерности уплотнения почвы колесами 5.00–10.00:

- а) уплотнение различных слоев почвы при однократном проходе (1 – $\rho_n = 1010 \text{ кг/м}^3$; 2 – $\rho_n = 1270 \text{ кг/м}^3$);
 б) нарастание плотности почвы при повторных проходах колес (исходная плотность $\rho_n = 1010 \text{ кг/м}^3$);
 1 – при постоянном удельном давлении $q = 75 \text{ кПа}$; 2 – при постоянной общей нагрузке $G = 3,75 \text{ кН}$;
 – теоретическая и - - - - экспериментальная зависимости

Fig. 4. Patterns of soil compaction for wheels 5.00–10.00: a) compaction of various soil layers with a single pass (1 – $\rho_n = 1010 \text{ kg/m}^3$; 2 – $\rho_n = 1270 \text{ kg/m}^3$); b) increase in soil density with repeated wheel passes (original density $\rho_n = 1010 \text{ kg/m}^3$); 1 – at constant specific pressure $q = 75 \text{ kPa}$; 2 – at constant total load $G = 3,75 \text{ kH}$; – theoretical and - - - - experimental dependencies

где q_1 и q_{i+1} – величины давлений при предыдущем и последующем нагружениях, Па; n' – опытный коэффициент.

При каждом последующем нагружении возрастающей нагрузкой дополнительная осадка будет равна:

$$\Delta h_n = \frac{p_0}{k} \times \left[\text{Arch} \frac{n^{b(k/p_0^2)}}{\sqrt{1 - q_{n-1}^2 / p_0^2}} - \text{Arch} \frac{(n-1)^{b(k/p_0^2)}}{\sqrt{1 - q_{n-1}^2 / p_0^2}} \right] + \frac{p_0}{k} \left(\text{Arth} \frac{q_n}{p_0} - \text{Arth} \frac{q_{n-1}}{p_0} \right) \cdot k_L.$$

Первый член при повторном проходе обусловлен величиной давления предыдущего колеса машины, в то время как второй – учитывает превышение давления колеса при последующем проходе по следу.

С учетом этого деформация прессуемой почвы при возрастании последующих нагрузок n -осного колесного хода будет равна:

$$h_n = \frac{p_0}{k} \left[\text{Arch} \frac{2^{b(k/p_0^2)}}{\sqrt{1 - q_1^2 / p_0^2}} + \sum_{i=3}^n \left(\text{Arch} \frac{i^{b(k/p_0^2)}}{\sqrt{1 - q_{i-1}^2 / p_0^2}} - \text{Arch} \frac{(i-1)^{b(k/p_0^2)}}{\sqrt{1 - q_{i-1}^2 / p_0^2}} \right) + \sum_{i=2}^n \left(\text{Arth} \frac{q_i}{p_0} - \text{Arth} \frac{q_{i-1}}{p_0} \right) \cdot k_L \right]. \quad (16)$$

При убывании нагрузки от прохода к проходу глубина следа прессуемой почвы определяется величиной давления первого колеса:

$$\sigma_n = p_0 \cdot \text{th} \left(\text{Arch} \frac{n^{b(k/p_0^2)}}{\sqrt{1 - q_1^2 / p_0^2}} \right).$$

Для текущих почв при возрастании последующих нагрузок глубины следа для n -осной ходовой системы определится по формуле:

$$h_n = \frac{p_0}{k} \left\{ \text{Arth} \left(\frac{q_i}{p_0} \right) + k_n \cdot \sum_{i=2}^n \lg \left(\frac{i}{i-1} \right) \times \left[\text{Arth} \left(\frac{q_{i-1}}{p_0} \right) + \sum_{i=2}^n \left[\text{Arth} \left(\frac{q_i}{p_0} \right) - \text{Arth} \left(\frac{q_{i-1}}{p_0} \right) \cdot k_L \right] \right] \right\}. \quad (17)$$

Величина осадки в общем случае примет вид:

$$h_n = \frac{p_0}{k} \left\{ \text{Arch} \left(\frac{2^{b(k/p_0^2)}}{\sqrt{1 - q_1^2 / p_0^2}} \right) + \sum_{i=3}^n \left[\text{Arch} \left(\frac{i^{b(k/p_0^2)}}{\sqrt{1 - q_{i-1}^2 / p_0^2}} \right) - \text{Arch} \left(\frac{(i-1)^{b(k/p_0^2)}}{\sqrt{1 - q_{i-1}^2 / p_0^2}} \right) \right] + \sum_{i=2}^n \left[\text{Arth} \left(\frac{q_i}{p_0} \right) - \text{Arth} \left(\frac{q_{i-1}}{p_0} \right) \right] \cdot k_L + k_n \cdot \sum_{i=2}^n \lg \left(\frac{i}{i-1} \right) \cdot \text{Arth} \left(\frac{q_{i-1}}{p_0} \right) \right\}. \quad (18)$$

Найдем закономерность уплотнения почвы в зависимости от распределения давления по осям. При возрастании последующих нагрузок на прессуемых почвах уплотнение почвы определится на основании зависимостей (8) и (16):

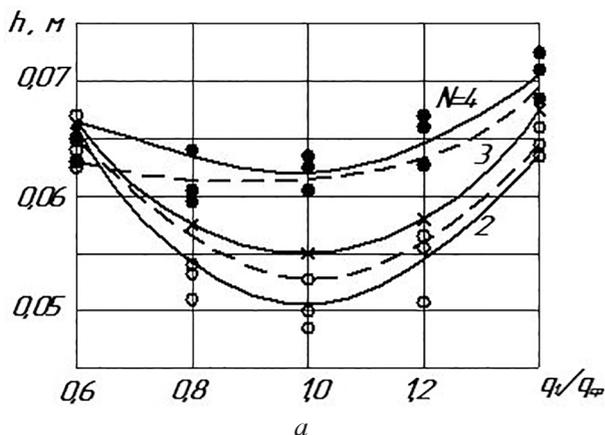
$$\left(\frac{\rho_0}{\rho_n}\right)_n = 1 + \frac{\beta}{k} \cdot \left\{ p_0 \cdot \operatorname{th} \left(\operatorname{Arch} \frac{2^{b \cdot k / p_0^2}}{\sqrt{1 - \sigma_0^2 / p_0^2}} \right) + p_0 \sum_{i=3}^n \left[\operatorname{th} \left(\operatorname{Arch} \frac{i^{b \cdot k / p_0^2}}{\sqrt{1 - q_{i-1}^2 / p_0^2}} \right) - \operatorname{th} \left(\operatorname{Arch} \frac{(i-1)^{b \cdot k / p_0^2}}{\sqrt{1 - q_{i-1}^2 / p_0^2}} \right) \right] + \sum_{i=2}^n (q_i - q_{i-1}) \cdot k_L \right\}. \quad (19)$$

Уплотнение текущих почв:

$$\left(\frac{\rho_0}{\rho_n}\right)_n = 1 + \frac{\beta}{k} \times \left[q_1 + k_n \cdot \sum_{i=2}^n \lg \frac{i}{i-1} q_{i-1} + \sum_{i=2}^n (q_i - q_{i-1}) \cdot k_L \right]. \quad (20)$$

Уплотнение почвы в общем случае:

$$\left(\frac{\rho_0}{\rho_n}\right)_n = 1 + \frac{\beta}{k} \cdot \left\{ p_0 \cdot \operatorname{th} \left(\operatorname{Arch} \frac{2^{b \cdot k / p_0^2}}{\sqrt{1 - \sigma_0^2 / p_0^2}} \right) + p_0 \cdot \sum_{i=3}^n \left[\operatorname{th} \left(\operatorname{Arch} \frac{i^{b \cdot k / p_0^2}}{\sqrt{1 - q_{i-1}^2 / p_0^2}} \right) - \operatorname{th} \left(\operatorname{Arch} \frac{(i-1)^{b \cdot k / p_0^2}}{\sqrt{1 - q_{i-1}^2 / p_0^2}} \right) \right] + \sum_{i=2}^n (q_i - q_{i-1}) \cdot k_L + k_n \cdot \sum_{i=2}^n q_{i-1} \cdot \lg \frac{i}{i-1} \right\}. \quad (21)$$



На рис. 5 приведены результаты опытов, полученных на модели многоосного колесного хода, а также результаты теоретических исследований по слеодообразованию и уплотнению почвы при неравномерном распределении давлений по колесам.

Из рис. 5 видно, что наименьшая глубина следа и уплотнение почвы наблюдаются при равномерном распределении давления по осям ходовой системы.

Исследования показали, что с увеличением количества осей влияние отношения q_1/q_{cp} на глубину следа и уплотнение почвы снижается. Это объясняется уменьшением перепада давлений колес при увеличении количества осей ходовой системы.

Заключение

1. При передвижении колесных машин по почвогрунтам воздействие их ходовых систем оценивается глубиной следа, уплотнением почвы и глубиной проникновения уплотняющего воздействия.

2. В случае сохранения постоянной массы колесной машины увеличение количества осей ходовой системы ведет к снижению уплотнения верхнего слоя почвы и глубины проникновения уплотняющего воздействия.

3. Для уменьшения глубины следа и уплотнения почвы рекомендуется равномерно распределять массу колесной машины по осям ходовой системы. При небольших отклонениях от единицы отношения нагрузки, приходящейся на переднее колесо, к средней нагрузке приращение плотности почвы мало ощутимо. При увеличении отношения нагрузки, приходящейся на переднее колесо, к средней нагрузке

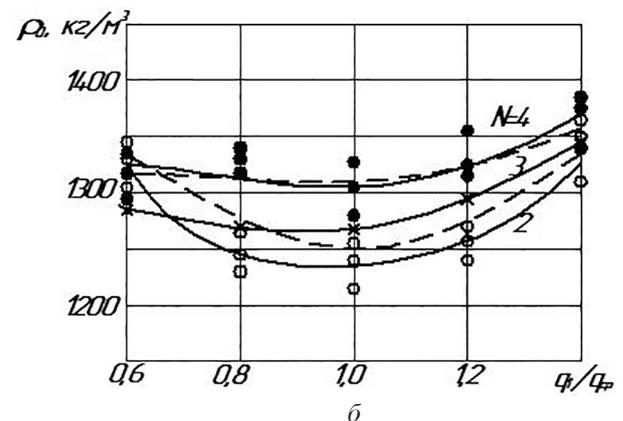


Рис. 5. Влияние распределения массы по осям на слеодообразование (а) и уплотнение почвы (б):

----- экспериментальные зависимости; ----- теоретические зависимости

Fig. 5. Influence of the distribution of mass along the axes on track formation (a) and soil compaction (b):
----- experimental dependencies; ----- theoretical dependencies

ке уплотнение почвы по сравнению со случаем равномерного распределения массы по осям значительно возрастает.

4. Смещение центра масс у колесных машин назад вызывает меньшее уплотнение почвы по сравнению со случаем смещения центра масс вперед.

Литература

1. Русанов В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения. М.: ВИМ, 1998. 368 с.
2. Svechnikov P.G., Troyanovskaya I.P. Tractor Plough Designing With Specified Tillage Quality // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019. Vol. 341, no. 012119.
3. Blednykh V.V., Svechnikov P.G., Troyanovskaya I.P. Tractor Plough with Repeated Cutting Angle on Working Elements. Procedia Engineering. 2017. Vol. 206. Pp. 1577–1582.
4. Blednykh V.V., Svechnikov P.G., Troyanovskaya I.P. Moldboard Surface Universalization of the Ploughshare Operating Unit. Procedia Engineering. 2016. Vol. 150. Pp. 1297–1302.
5. Кацыгин В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий // Вопросы с.-х. механики. Минск: Ураджай, 1964. Т. 13. С. 5–147.
6. Шило И.Н., Романюк Н.Н., Орда А.Н., Нукешев С.О., Кушнир В.Г. Влияние многоосной ходовой системы машинно-тракторных агрегатов на плотность почвы // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2018. Т. 12. № 1. С. 31–36.
7. Кушнарев А.С., Мацепуро В.М. Уменьшение вредного воздействия на почву рабочих органов и ходовых систем машинных агрегатов при внедрении промышленных технологий возделывания сельскохозяйственных культур. М.: Всесоюзный ордена «Знак Почета» сельскохозяйственный институт заочного образования, 1986. 56 с.
8. Черкасов И.И. Механические свойства грунтов в дорожном строительстве. М.: Транспорт, 1976. 248 с.
9. Blednykh V.V., Svechnikov P.G., Troyanovskaya I.P. Analytical Model of the Technological Process of Soil Pulverization and Tillage Tools. Procedia Engineering. 2015. Vol. 129. Pp. 69–74.
10. Афанасьев Н.И., Подобедов И.И., Орда А.Н. Влияние уплотнения машинно-тракторными агрегатами на свойства, режимы почвы и урожай сельскохозяйственных культур: дерново-подзолистые почвы Белоруссии // Переуплотнение пахотных почв: причины, следствия, пути уменьшения. М.: Наука, 1987. С. 46–59.
11. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. М.: Машиностроение, 1972. 184 с.

Reference

1. Rusanov V.A. Problema pereuplotneniya pochv dvizhitelyami i effektivnyye puti yeye resheniya [The issue of soil overconsolidation by propellers and effective ways to solve it]. Moscow: VIM Publ., 1998. 368 p.
2. Svechnikov P.G., Troyanovskaya I.P. Tractor Plough Designing With Specified Tillage Quality // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019. Vol. 341, no. 012119.
3. Blednykh V.V., Svechnikov P.G., Troyanovskaya I.P. Tractor Plough with Repeated Cutting Angle on Working Elements. Procedia Engineering. 2017. Vol. 206. Pp. 1577–1582.
4. Blednykh V.V., Svechnikov P.G., Troyanovskaya I.P. Moldboard Surface Universalization of the Ploughshare Operating Unit. Procedia Engineering. 2016. Vol. 150. Pp. 1297–1302.
5. Katsygin V.V. Fundamentals of the theory of choosing the optimal parameters of mobile agricultural machines and implements. Voprosy s.-kh. mekhaniki. Minsk: Uradzhay, 1964. Vol. 13, pp. 5–147 (in Russ.).
6. Shilo I.N., Romanyuk N.N., Orda A.N., Nukeshhev S.O., Kushnir V.G. Influence of multi-axle running system of machine-tractor units on soil density. Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii. 2018. Vol. 12. No 1, pp. 31–36 (in Russ.).
7. Kushnarev A.S., Matsepuro V.M. Umen'sheniye vrednogo vozdeystviya na pochvu rabochikh organov i khodovykh sistem mashinnykh agregatov pri vnedrenii industrial'nykh tekhnologiy vozdevlyvaniya sel'skokhozyaystvennykh kul'tur [Reducing the harmful effect on the soil of working bodies and running systems of machine units when introducing industrial technologies for the cultivation of agricultural crops]. Moscow: Vsesoyuznyy ordena «Znak Pocheta» sel'skokhozyaystvennyy institut zaochnogo obrazovaniya Publ., 1986. 56 p.
8. Cherkasov I.I. Mekhanicheskiye svoystva gruntov v dorozhnom stroitel'stve [Mechanical properties of soils in road construction]. Moscow: Transport Publ., 1976. 248 p.
9. Blednykh V.V., Svechnikov P.G., Troyanovskaya I.P. Analytical Model of the Technological Process of Soil Pulverization and Tillage Tools. Procedia Engineering. 2015. Vol. 129. Pp. 69–74.
10. Afanas'yev N.I., Podobedov I.I., Orda A.N. Influence of compaction by machine-tractor units on the properties, regimes of the soil and the yield of agricultural crops: Sod-podzolic soils of Belarus. Pereuplotneniye pakhotnykh pochv: Prichiny, sledstviya, puti umen'sheniya. Moscow: Nauka Publ., 1987, pp. 46–59 (in Russ.).
11. Ageykin Ya.S. Vezdekhodnyye kolesnyye i kombinirovannyye dvizhiteli [All-terrain wheeled and combined propellers]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1972. 184 p.

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА

METHOD FOR DETERMINING THE PARAMETERS OF THE FRONT LOADER ELECTROMECHANICAL TRANSMISSION

В.А. ГОРЕЛОВ¹, д.т.н.
Б.Б. КОСИЦЫН², к.т.н.
А.А. СТАДУХИН², к.т.н.
О.И. ЧУДАКОВ², к.т.н.

¹ ФГБОУ ВО «ЧГУ им. И.Н. Ульянова», Чебоксары, Россия,
gvas@mail.ru

² МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия,
ant.m9@yandex.ru

V.A. GORELOV¹, Dsc in Engineering
B.B. KOSITSYN², PhD in Engineering
A.A. STADUKHIN², PhD in Engineering
O.I. CHUDAKOV², PhD in Engineering

¹ Chuvash State University named after Ilya N. Ulyanov,
Cheboksary, Russia, gvas@mail.ru

² Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia,
ant.m9@yandex.ru

Предлагается метод расчета тягового электродвигателя гибридной трансмиссии фронтального погрузчика. Указано, что для данных машин характерен режим работы, имеющий множество разгонов и торможений, а также чередующиеся операции с высокой и низкой требуемой силой тяги. Предложена схема электромеханической трансмиссии, которая может эффективно применяться в таких условиях.

В предложенном методе используется понятие величины диапазона электродвигателя, которую можно использовать для выбора конкретного электродвигателя, обеспечивающего требуемую подвижность машины. Для фронтального погрузчика грузоподъемностью 3500 кг максимальной скоростью 40 км/ч и максимальной удельной тягой 1 были определены основные параметры тягового электродвигателя. Однако для трансмиссии с одним фиксированным передаточным отношением (ЭМТ1) был получен электродвигатель с чрезмерно большой мощностью. Поэтому было проведено определение характеристик электродвигателя для электромеханической трансмиссии с двумя фиксированными передаточными отношениями (ЭМТ2). В процессе расчета этой трансмиссии была получена значительно меньшая необходимая мощность двигателя.

В статье проведена приблизительная оценка энергоэффективности трансмиссий ЭМТ1 и ЭМТ2. Для этого использовался метод определения КПД электродвигателя в зависимости от режима его работы (от текущей угловой скорости вала и крутящего момента). Определено, что трансмиссия ЭМТ2 обладает лучшим КПД электродвигателя как при бульдозерной операции, так и при движении на максимальной скорости.

Общий вывод заключается в том, что для рассматриваемого применения наиболее рационально применять трансмиссию с двумя фиксированными передаточными отношениями. В качестве дальнейшего направления исследования выделено применение имитационного компьютерного моделирования для оценки энергоэффективности погрузчика в цикле погрузки-разгрузки.

Ключевые слова: фронтальный погрузчик, тяговый расчет, тяговый электропривод, ступенчатая трансмиссия.

Для цитирования: Горелов В.А., Косицын Б.Б., Стадухин А.А., Чудаков О.И. Метод определения параметров электромеханической трансмиссии фронтального погрузчика // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 5. С. 38–45. DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-38-45

A method for calculating the traction motor of a hybrid transmission of a front-end loader is proposed. It is indicated that these vehicles are characterized by a mode of operation with multiple accelerations and decelerations, as well as alternating operations with high and low required traction force. An electromechanical transmission scheme is proposed. This scheme can be effectively used in such conditions.

The proposed method uses the concept of the magnitude of the range of an electric motor, which can be used to select a specific electric motor that provides the required mobility of the vehicle. For a front loader with a lifting capacity of 3500 kg, a maximum speed of 40 km / h and a maximum specific thrust of 1, the main parameters of the traction motor were determined. However, for the transmission with one fixed gear ratio (EMT1), an electric motor with an excessively high power was obtained. Therefore, the determination of the characteristics of the electric motor for an electromechanical transmission with two fixed gear ratios (EMT2) was carried out. In the process of calculating this transmission, a significantly lower required engine power was obtained.

The article provides an approximate assessment of the energy efficiency of EMT1 and EMT2 transmissions. A method to determine the efficiency of an electric motor depending on its operating mode (on the current angular speed of the shaft and torque) was used. It was determined that the EMT2 transmission has the best efficiency of the electric motor both during bulldozing operation and when driving at maximum speed.

The general conclusion is that it is most rational to use a transmission with two fixed gear ratios. As a further direction of research, the use of computer simulation for evaluating the energy efficiency of a loader in a loading-unloading cycle is highlighted.

Keywords: front loader, traction calculation, traction electric drive, step transmission.

Cite as: Gorelov V.A., Kositsyn B.B., Stadukhin A.A., Chudakov O.I. Method for determining the parameters of the front loader electromechanical transmission. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2021. No 5, pp. 38–45 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-38-45

Введение

Известно, что применение гибридных электромеханических трансмиссий (ЭМТ) на транспортных или тяговых машинах наиболее эффективно (с точки зрения топливной экономичности), когда режим работы носит переменный характер. То есть содержит множество разгонов и торможений, а также чередующиеся операции с высокой и низкой требуемой силой тяги. Классические трансмиссии (механические или гидромеханические) в таких условиях используют двигатель внутреннего сгорания неэффективно: он часто бывает недостаточно нагружен по мощности и может работать на таких частотах вращения коленчатого вала, где высок удельный расход топлива.

Фронтальные погрузчики – это распространенный класс машин, условия эксплуатации которых подразумевает как достаточно высокую максимальную скорость движения (до 45 км/ч), так и выполнение технологических операций, связанных с бульдозированием, где требуется значительная сила тяги [1]. Основным режимом работы таких машин являются циклы погрузки-разгрузки, включающие в себя разгоны, торможения, движение задним ходом, погрузку рыхлого грунта и движение с грузом. Таким образом, применение на фронтальных погрузчиках гибридной ЭМТ достаточно перспективно.

Большинство существующих в настоящее время фронтальных погрузчиков средней грузоподъемности (3,5–5 т в ковше) имеют в составе трансмиссии гидротрансформатор, коробку передач (2–4 передачи) и мосты с глав-

ными передачами и планетарными колесными редукторами [2, 3]. При этом двигатель и все агрегаты трансмиссии (кроме переднего моста) находятся в задней полураме погрузчика (рис. 1, а).

Увеличение топливной экономичности фронтального погрузчика предлагается достичь путем применения схемы ЭМТ типа «последовательный гибрид» (рис. 1, б). Тяговый электродвигатель обеспечивает подвижность машины, питаясь энергией, вырабатываемой тяговым генератором. В данной схеме двигатель внутреннего сгорания (ДВС) механически не связан с ведущими колесами и может эксплуатироваться в наиболее эффективном режиме по мощности и частоте вращения коленчатого вала. Это возможно при наличии накопителя электрической энергии, который способен принимать энергию тягового генератора, энергию рекуперативного торможения погрузчика тяговыми двигателями, а также способен выдавать энергию, необходимую для движения при недостатке мощности генератора.

Следует обратить внимание, что при бульдозировании передняя ось фронтального погрузчика может разгружаться и ее колеса не будут способны реализовывать тяговое усилие. Аналогично, при наборе ковша и движении с полностью заполненным ковшом может разгружаться задняя ось. По этой причине предлагается применять блокированную связь между передним и задним мостом, а схемы привода типа «мотор – колесо» или «мотор – мост» исключить из рассмотрения.

Очевидно, что применение ЭМТ на фрон-

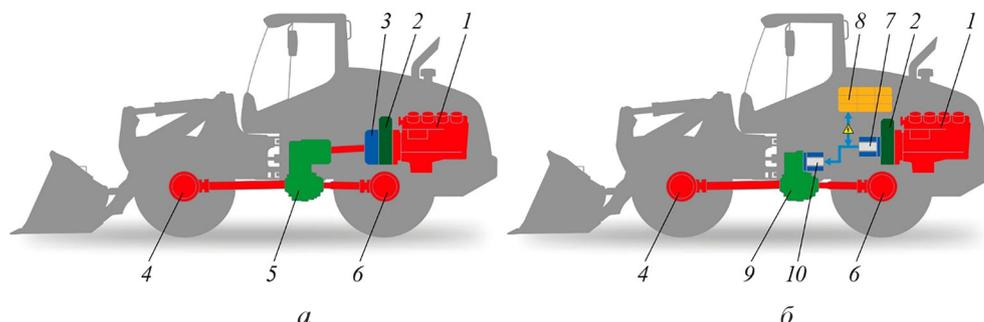


Рис. 1. Принципиальная схема трансмиссии фронтального погрузчика с гидромеханической (а) и электромеханической (б) трансмиссией:

- 1 – ДВС; 2 – коробка отбора мощности; 3 – гидротрансформатор; 4 – передний мост; 5 – коробка передач; 6 – задний мост; 7 – тяговый генератор; 8 – накопитель электрической энергии; 9 – раздаточная коробка; 10 – тяговый электродвигатель

Fig. 1. Schematic diagram of a front loader transmission with hydromechanical (a) and electromechanical (b) transmission: 1 – ICE; 2 – power take-off; 3 – hydraulic torque converter; 4 – front axle; 5 – gearbox; 6 – rear axle; 7 – traction generator; 8 – electric energy storage device; 9 – transfer case; 10 – traction motor

тальном погрузчике приведет к улучшению эксплуатационных свойств только при правильно выбранных составных частях трансмиссии – в первую очередь тяговых электродвигателей. В противном случае можно ожидать удорожание готовой машины, либо снижение тягово-динамических свойств по сравнению с существующими аналогами.

Цель исследований

Разработка метода определения рациональных характеристик тяговых электродвигателей, работающих в составе гибридной трансмиссии фронтального погрузчика.

Материалы и методы

Метод определения характеристик электродвигателей гибридной трансмиссии фронтального погрузчика

В табл. 1 представлены исходные параметры, необходимые для расчета фронтального погрузчика.

Для транспортно-технологических машин, к которым относится фронтальный погрузчик, максимальная мощность может потребоваться при достижении максимальной скорости либо при выполнении тяжелой технологической операции.

Мощность на движителе $N_{др}$, развиваемая при достижении максимальной скорости V_{max} на дороге с твердым покрытием, вычисляется следующим образом:

$$N_{др} = (m_{снар} \cdot g \cdot f_{др} + P_w(V_{max})) \cdot V_{max};$$

$$P_w(V) = 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_v \cdot F_x \cdot V^2,$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $f_{др}$ – коэффициент сопротивления качению колес на дороге с твердым покрытием, $f_{др} = 0,02$; $P_w(V)$ – сила сопротивления воздуха в зависимости от скорости, Н; V – скорость прямолинейного движения машины, м/с; ρ_v – плотность воздуха, $\rho_v = 1,25 \text{ кг/м}^3$.

В качестве тяжелого технологического режима предлагается выбрать бульдозерную операцию с рабочей скоростью $V = 1 \text{ м/с}$ и сопротивлением движению $f_{бд} = 0,5$ [4, 5]. Мощность $N_{бд}$, необходимая в этом случае, вычисляется как:

$$N_{бд} = m_{снар} \cdot g \cdot f_{бд} \cdot V_{бд}.$$

При вычислении мощности тягового электродвигателя $N_{эд}^{треб}$, требуемой для обеспечения рассмотренных режимов работы, следует учесть потери в механической части трансмиссии, то есть:

$$N_{эд}^{треб} = \max(N_{др}, N_{бд}) / \eta_{мт}.$$

Эксплуатируемые в настоящее время фронтальные погрузчики имеют максимальную удельную силу тяги 1–1,1, однако она обеспечивается при максимальном коэффициенте трансформации гидротрансформатора и не может поддерживаться длительное время (рис. 2).

Тяговые электродвигатели (ЭД) способны некоторое время работать с крутящим моментом выше номинального (до двух раз выше), что позволит транспортной машине с ЭМТ кратковременно реализовывать большую силу тяги. Исходя из анализа тяговой характеристики

Таблица 1

Основные параметры, необходимые для расчета фронтального погрузчика

Table 1. The main parameters required for calculating a front loader

Параметр, обозначение, единица измерения	Значение
Масса снаряженная, $m_{снар}$, кг	10800
Масса полная, m , кг	14300
Свободный радиус колеса, r_0 , м	0,655
Коэффициент аэродинамического сопротивления, c_x	1
Площадь фронтальной проекции машины, F_x , м ²	5,27
КПД механической части трансмиссии, $\eta_{мт}$	0,913
Максимальная скорость машины, V_{max} , м/с	11,11

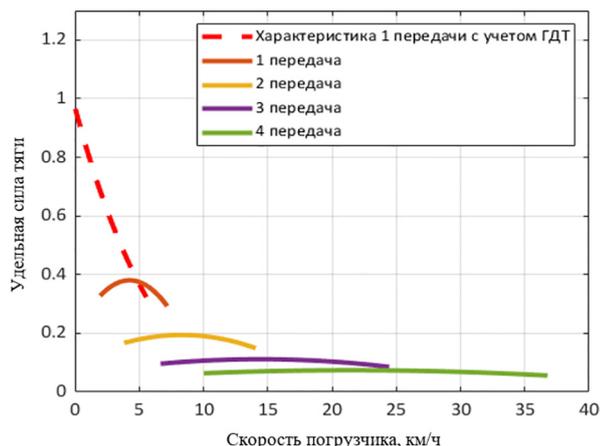


Рис. 2. Тягово-скоростная характеристика погрузчика грузоподъемностью 3500 кг с гидромеханической трансмиссией (оценка)

Fig. 2. Traction and speed characteristics of a loader with a lifting capacity of 3500 kg with a hydromechanical transmission (estimation)

ки фронтального погрузчика с ГМТ на рис. 2 предлагается сформировать следующие требования к удельной тяге: в кратковременном режиме работы – $D^{\text{крат}} = 1$, в длительном режиме – $D^{\text{длит}} = 0,51$ (необходимо для длительного выполнения бульдозерной операции).

Максимальные крутящие моменты $M_{\text{эд}}^{\text{макс.крат}}$ и $M_{\text{эд}}^{\text{макс.длит}}$, а также максимальную угловую скорость вращения ЭД $\omega_{\text{эд}}^{\text{макс}}$ следует находить по следующим зависимостям:

$$M_{\text{эд}}^{\text{макс.крат}} = \frac{D^{\text{крат}} \cdot m \cdot g}{i_{\text{мт}} \cdot \eta_{\text{мт}}};$$

$$M_{\text{эд}}^{\text{макс.длит}} = \frac{D^{\text{длит}} \cdot m \cdot g}{i_{\text{мт}} \cdot \eta_{\text{мт}}};$$

$$\omega_{\text{эд}}^{\text{макс}} = \frac{V_{\text{макс}}}{r_0 \cdot i_{\text{мт}}},$$

где $i_{\text{мт}}$ – суммарное передаточное отношение механической части трансмиссии (колесный редуктор, главная передача, раздаточная коробка).

Как было показано выше, от фронтального погрузчика требуется реализовывать значительную удельную силу тяги и достаточно высокую максимальную скорость. Это значит, что входящий в состав ЭМТ тяговый ЭД должен обладать большим диапазоном. В данной статье предлагается под диапазоном ЭД понимать величину $d_{\text{эд}}$, получаемую делением максимального крутящего момента ЭД $M_{\text{эд}}^{\text{макс.длит}}$ на крутящий момент при максималь-

ной мощности $M_{\text{эд}}^{\text{мошн.длит}}$ (для определенности используются характеристики длительного режима работы):

$$d_{\text{эд}} = \frac{M_{\text{эд}}^{\text{макс.длит}}}{M_{\text{эд}}^{\text{мошн.длит}}}.$$

Если считать моментную скоростную характеристику ЭД близкой к кривой постоянной мощности, то можно записать:

$$M_{\text{эд}}^{\text{мошн.длит}} = \frac{N_{\text{эд}}^{\text{длит}}}{\omega_{\text{эд}}^{\text{макс}}}; \quad d_{\text{эд}} = \frac{M_{\text{эд}}^{\text{макс.длит}} \cdot \omega_{\text{эд}}^{\text{макс}}}{N_{\text{эд}}^{\text{длит}}},$$

где $N_{\text{эд}}^{\text{длит}}$ – требуемая мощность тягового ЭД с учетом обеспечиваемого диапазона.

И окончательно:

$$N_{\text{эд}}^{\text{длит}} = \frac{M_{\text{эд}}^{\text{макс.длит}} \cdot \omega_{\text{эд}}^{\text{макс}}}{d_{\text{эд}}}.$$

Видно, что чем больше диапазон ЭД, тем меньше его требуемая мощность. Существующие тяговые электромашины, используемые на транспортных средствах, имеют приблизительное значение $d_{\text{эд}} = 2,5$. Используя данную величину, можно определять мощность при выборе конкретного электродвигателя.

Как известно, электродвигатели обладают различной эффективностью преобразования энергии из электрической в механическую в зависимости от режима работы. Чем больше режим работы отличается от номинальной частоты вращения вала и номинальной мощности, тем меньше КПД электродвигателя. Для оценки энергоэффективности работы фронтального погрузчика с ЭМТ в дальнейшем предлагается воспользоваться методом определения мощности потерь электродвигателя, представленной в работе [6]. Таким образом, путем задания максимальной мощности, момента и угловой скорости вала ЭД можно оценить потери мощности при текущей угловой скорости и развиваемом крутящем моменте. Метод основан на аппроксимации массива данных по существующим синхронным машинам с постоянными магнитами, применяемым на транспортных средствах.

Результаты и обсуждение

С использованием представленного метода для погрузчика, основные параметры которого приведены в табл. 1, была получена следующая тягово-скоростная характеристика (рис. 3).

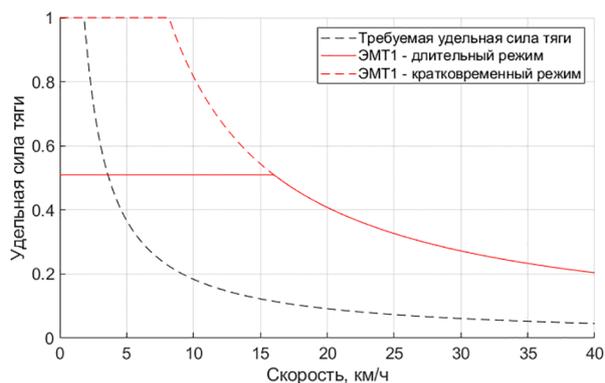


Рис. 3. Тягово-скоростная характеристика погрузчика с ЭМТ

Fig. 3. Traction and speed characteristics of a loader with electromechanical transmission

В табл. 2 представлены основные результаты проведенного расчета. Следует обратить внимание на чрезмерно большое значение мощности – $N_{эд}^{длит} = 348,2$ кВт. То есть электродвигатель, обеспечивающий требуемую подвижность фронтального погрузчика, будет обладать значительными габаритами, весом и стоимостью.

В данном случае следует пойти на некоторое усложнение конструкции: она будет иметь два фиксированных передаточных отношения. Для дальнейшего расчета примем, что скорость, обеспечиваемая на низшей передаче (на той же, где обеспечивается техноло-

гический режим), должна составлять не менее 20 км/ч [7]. В таком случае может отсутствовать необходимость переключать передачи на ходу, что упростит конструкцию трансмиссии. Результаты расчета ЭМТ с двумя передаточными отношениями представлены на рис. 4 и в табл. 3.

Результаты расчета показывают, что в случае применения двух переменных передаточных числе трансмиссии требуется ЭД с меньшим диапазоном либо с меньшей мощностью.

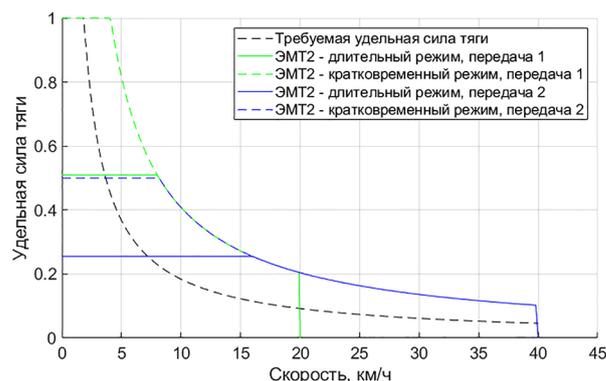


Рис. 4. Тягово-скоростная характеристика погрузчика с ЭМТ с двумя фиксированными передаточными числами

Fig. 4. Traction-speed characteristic of a loader with electromechanical transmission with two fixed gear ratios

Таблица 2

Результаты расчета ЭМТ погрузчика

Table 2. The results of calculating the electromechanical transmission of the loader

Параметр, обозначение, единица измерения	Значение
Мощность для обеспечения максимальной скорости, $N_{др}$, кВт	32,57
Мощность для обеспечения максимальной скорости, $N_{бд}$, кВт	71,52
Мощность ЭД, необходимая для обеспечения основных режимов работы погрузчика, $N_{эд}^{треб}$, кВт	78,34
Передаточное отношение трансмиссии, $i_{мт}$	69
Требуемый диапазон электродвигателя $d_{эд}$ мощностью $N_{эд}^{треб}$	11,11
Мощность ЭД $N_{эд}^{длит}$, необходимая для обеспечения диапазона $d_{эд} = 2,5$, кВт	348,2
Максимальный момент ЭД в кратковременном режиме, $M_{эд}^{макс.крат}$, Нм	2915
Максимальный момент ЭД в длительном режиме, $M_{эд}^{макс.длит}$, Нм	1487
Максимальная угловая скорость вала ЭД, $\omega_{эд}^{макс}$, 1/с	585,5

Таблица 3

Результаты расчета ЭМТ погрузчика с двумя фиксированными передаточными числами

Table 3. The results of calculating the electromechanical transmission of a loader with two fixed gear ratios

Параметр, обозначение, единица измерения	Значение
Передаточное отношение трансмиссии, $i_{\text{мг}}$	69; 34,5
Требуемый диапазон электродвигателя $d_{\text{эд}}$ мощностью $N_{\text{эд}}^{\text{треб}}$	5,56
Мощность ЭД $N_{\text{эд}}^{\text{длит}}$, необходимая для обеспечения диапазона $d_{\text{эд}} = 2,5$, кВт	174

Далее, с использованием метода, представленного в работе [6] выполнено сравнение КПД ЭД при работе на требуемой тягово-скоростной характеристике для трансмиссии с одним фиксированным передаточным отношением (ЭМТ1) и с двумя (ЭМТ2). Зависимость КПД ЭД представлена на рис. 5.

Анализ графиков позволяет судить о том, что и при выполнении технологических операций,

и при передвижения в транспортном режиме целесообразно использовать ЭМТ с двумя передаточными отношениями по причине лучшего КПД ЭД. При скоростях менее 20 км/ч в трансмиссии ЭМТ2 целесообразно использовать высшую передачу, если это допускается требуемой силой тяги. В табл. 4 приведены КПД ЭД для рассмотренных в методе выбора характеристик ЭД режимов движения погрузчика.

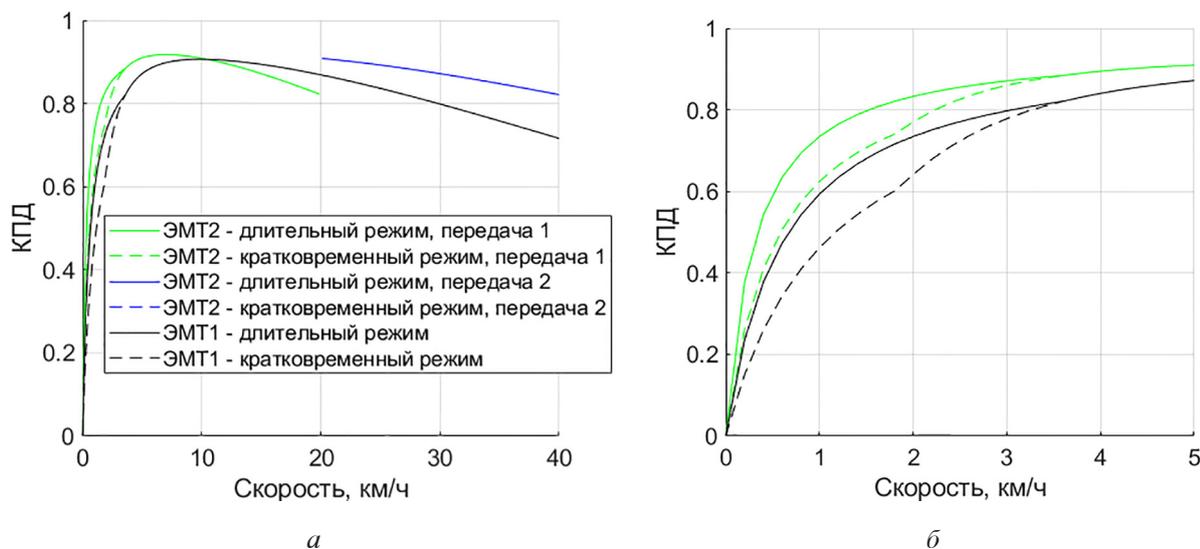


Рис. 5. КПД электродвигателя для ЭМТ погрузчика с одним и двумя передаточными отношениями (а), КПД укрупненно для малых скоростей движения (б)

Fig. 5. Efficiency of the electric motor for the electromechanical transmission of a loader with one and two gear ratios (a), the efficiency is enlarged for low speeds of movement (b)

Таблица 4

Результаты расчета КПД электродвигателя для разных типов ЭМТ

Table 4. Results of calculating the efficiency of an electric motor for different types of electromechanical transmission

Тип электромеханической трансмиссии	ЭМТ1	ЭМТ2
КПД ЭД при выполнении бульдозерной операции:		
кратковременный режим	0,463	0,626
длительный режим	0,595	0,736
КПД ЭД при максимальной скорости	0,716	0,821

Заключение

Представленный в статье метод позволяет в рамках проектировочного расчета ЭМТ фронтального погрузчика определить максимальную мощность тягового электродвигателя, максимальную угловую скорость его вала, а также требуемые значения максимального крутящего момента в кратковременном и длительном режимах работы. В методе используется понятие величины диапазона электродвигателя, которую можно использовать для выбора конкретного ЭД, обеспечивающего требуемую подвижность машины.

Для фронтального погрузчика грузоподъемностью 3500 кг, максимальной скоростью 40 км/ч и удельной тягой 1 были определены основные параметры тягового электродвигателя для трансмиссии с одним фиксированным передаточным отношением. По результатам расчета в этом случае требуется либо ЭД с диапазоном 11,11, либо ЭД мощностью 348,2 кВт, что способно свести на нет возможные преимущества фронтального погрузчика с ЭМТ.

Рациональным решением здесь является применение ЭМТ с двумя фиксированными передаточными отношениями. В процессе расчета этой трансмиссии была получена необходимая мощность двигателя – 174 кВт.

В статье проведена приблизительная оценка КПД ЭД при работе в ЭМТ с одним (ЭМТ1) и с двумя (ЭМТ2) фиксированными передаточными отношениями. Выяснено, что в ЭМТ с двумя передаточными числами ЭД работает более эффективно. Так, в режиме бульдозерной операции (удельная тяга 0,51, скорость 1 м/с) для ЭМТ1 КПД – 0,595, для ЭМТ2 КПД – 0,736.

Очевидно, рассмотренные в статье режимы не являются единственно возможными для фронтального погрузчика. Например, применение ЭМТ может дать значительные преимущества при выполнении короткого и длинного цикла погрузки-разгрузки в случае наличия электрического накопителя [8]. Для исследования энергоэффективности фронтального погрузчика в указанных режимах работы необходимо использовать имитационное компьютерное моделирование, что видится дальнейшим направлением работ по данной теме.

Исследования выполнены ФГБОУ ВО «ЧГУ им. И.Н. Ульянова» по договору № 517-21 от 22 апреля 2021 г. при финансовой поддерж-

ке Минобрнауки России в рамках реализации комплексного проекта по теме «Создание высокотехнологичного импортозамещающего производства семейства фронтальных погрузчиков с гибридным электроприводом» (соглашение № 075-11-2021-051 от 24 июня 2021 г.).

Литература

1. Лукашук О.А., Комиссаров А.П., Летнев К.Ю. Машины для разработки грунтов. Проектирование и расчет: учебное пособие. Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2018. 128 с.
2. Filla R. Alternative System Solutions for Wheel Loaders and Other Construction Equipment // 1st CTI Forum Alternative, Electric and Hybrid Drive Trains. Berlin, Germany, 2008.
3. Пугин К.Г., Бургонутдинов А.М. Машины для строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог. Ч. 1. Дорожные катки и одноковшовые погрузчики: учеб. пособие. Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2011. 172 с.
4. Gottschalk M., Jacobs G. and Kramer A. Test Method for Evaluating the Energy Efficiency of Wheel Loaders // ATZ offhighway worldwide. 2018, № 1, pp. 44–49. DOI: 10.1007/s41321-018-0008-0
5. Белоногов Л.Б., Озеров А.В., Гришкевич А.С., Янковский Л.В. Одноковшовые погрузчики: учеб.-метод. пособие. Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2015. 155 с.
6. Падалкин Б.В., Иваненков В.В., Косицын Б.Б., Стадучин А.А., Балковский К.С. Метод оценки эффективности применения электромеханических трансмиссий транспортных средств на этапе проектирования // Известия МГТУ «МАМИ». М., 2020. Вып. № 2 (44). С. 58–67 DOI: 10.31992/2074-0530-2020-44-2-58-68
7. Uebel K., Raduenz H., Krus. P., and Negri V. Design Optimisation Strategies for a Hydraulic Hybrid Wheel Loader // Proceedings of the BATH/ASME 2018 Symposium on Fluid Power and Motion Control. Bath, UK. September 12–14, 2018. V001T01A001. ASME. DOI: 10.1115/FPMC2018-8802
8. Stein G., Froberg A., Martinsson J., Brattberg B., Filla R. and Unnebdck J. Fuel efficiency in construction equipment – optimize the machine as one system // AVL International Commercial Powertrain Conference, 2013. DOI: 10.13140/RG.2.1.2031.4089

References

1. Lukashuk O.A., Komissarov A.P., Letnev K.Yu. Mashiny dlya razrabotki gruntov. Proyektirovaniye i raschet: uchebnoye posobiye [Soil excavation ma-

- chinery. Design and calculation: tutorial]. Yekaterinburg: Izd-vo Ural. un-ta Publ., 2018. 128 p.
2. Filla R. Alternative System Solutions for Wheel Loaders and Other Construction Equipment // 1st CTI Forum Alternative, Electric and Hybrid Drive Trains. Berlin, Germany, 2008.
 3. Pugin K.G., Burgonutdinov A.M. Mashiny dlya stroitel'stva, remonta i sodержaniya avtomobil'nykh dorog. CH. 1. Dorozhnyye katki i odnokovshovyye pogruzchiki: ucheb. posobiye [Machinery for the construction, repair and maintenance of highways. Part 1. Road rollers and single-bucket loaders: textbook]. Perm': Izd-vo Perm. nats. issled. poli-tekhn. un-ta Publ., 2011. 172 p.
 4. Gottschalk M., Jacobs G. and Kramer A. Test Method for Evaluating the Energy Efficiency of Wheel Loaders // ATZ offhighway worldwide. 2018, № 1, pp. 44–49. DOI: 10.1007/s41321-018-0008-0
 5. Belonogov L.B., Ozerov A.V., Grishkevich A.S., Yankovskiy L.V. Odnokovshovyye pogruzchiki: ucheb.-metod. Posobiye [Single-bucket loaders: training manual]. Perm': Izd-vo Perm. nats. issled. politekhn. un-ta Publ., 2015. 155 p.
 6. Padalkin B.V., Ivanenkov V.V., Kositsyn B.B., Stadukhin A.A., Balkovskiy K.S. Method for assessing the effectiveness of the use of electromechanical transmissions of vehicles at the design stage. Izvestiya MGTU «MAMI». 2020. No 2 (44), pp. 58–67 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2020-44-2-58-68
 7. Uebel K., Raduenz H., Krus. P., and Negri V. Design Optimisation Strategies for a Hydraulic Hybrid Wheel Loader // Proceedings of the BATH/ASME 2018 Symposium on Fluid Power and Motion Control. Bath, UK. September 12–14, 2018. V001T01A001. ASME. DOI: 10.1115/FPMC2018-8802
 8. Stein G., Froberg A., Martinsson J., Brattberg B., Filla R. and Unnebdck J. Fuel efficiency in construction equipment – optimize the machine as one system // AVL International Commercial Powertrain Conference, 2013. DOI: 10.13140/RG.2.1.2031.4089

ИССЛЕДОВАНИЕ УРОВНЯ НАГРУЖЕННОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА С РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

STUDY OF LOAD LEVEL OF BEARING-OUTLET UNITS OF TURBOCHARGER WITH IMPELLERS FROM COMPOSITE MATERIALS

В.М. ФОМИН¹, д.т.н.
В.Н. КАМИНСКИЙ¹, д.т.н.
Р.В. КАМИНСКИЙ², к.т.н.
А.Н. НЕТРУСОВ¹

¹ Московский политехнический университет, Москва, Россия, mixalichDM@mail.ru, kamr@mail.ru, a.netrusov@mail.ru

² АО «ТУРБОКОМПЛЕКТ», Протвино, Россия, kamr1@mail.ru

V.M. FOMIN¹, DSc in Engineering
V.N. KAMINSKY¹, DSc in Engineering
R.V. KAMINSKY², PhD in Engineering
A.N. NETRUSOV¹

¹ Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia, mixalichDM@mail.ru, kamr@mail.ru, a.netrusov@mail.ru

² JSC Turbokomplekt, Protvino, Russia, kamr1@mail.ru

Описывается процедура расчетной оценки по снижению нагруженности подшипникового узла турбокомпрессора наддува автотракторных дизелей за счет использования композиционных материалов для рабочих колес ротора. Наиболее значимыми параметрами для проведения такой оценки являются: сила реакции в масляном слое подшипника, момент трения в масляном слое, относительные внутренний и внешний зазоры в подшипниках. В качестве основного расчетного инструмента данного исследования использовался пакет прикладных программ «Гибкий ротор», зарегистрированный в реестре прикладных программ для ЭВМ под № 2006611094. В исследовании были рассмотрены следующие варианты конструктивного выполнения роторов с сочетанием колес, изготовленных из различных материалов: 1) рабочие колеса из традиционных металлических материалов: колесо компрессора – из алюминиевого сплава, колесо турбины – из жаропрочного никелевого сплава (базовый вариант); 2) колесо компрессора – из композита, колесо турбины – из жаропрочного никелевого сплава; 3) колесо компрессора – из алюминиевого сплава и колесо турбины – из композита; 4) колесо компрессора и колесо турбины – из композитов. По данным оценочных исследований предложены наиболее рациональные варианты варьируемых сочетаний колес в составе конструкции ротора. В целом результаты проведенных расчетов показали, что снижение массово-инерционных характеристик ротора благодаря применению композиционных материалов с низкой плотностью приводит к уменьшению нагрузок на подшипники и сокращению потерь на трение до 3 раз. Установленное снижение моментов трения сокращает интенсивность диссипации механической энергии в подшипниках. Это положительно сказывается на энергетической эффективности турбокомпрессора и позволяет снизить температуру нагрева масла от трения.

Ключевые слова: турбокомпрессор, центробежный компрессор, турбина, рабочие колеса, композиционный материал, конечно-элементный анализ.

Для цитирования: Фомин В.М., Каминский В.Н., Каминский Р.В., Нетрусов А.Н. Исследование уровня нагруженности подшипниковых узлов турбокомпрессора с рабочими колесами из композиционных материалов // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 5. С. 46–54. DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-46-54

The procedure for the calculation of loading reduction of the bearing assembly of the automotive diesel engines turbocharger forced aspiration by using composite materials for the rotor impellers is described. The most significant parameters for such an assessment are the reaction force in the bearing oil layer, the frictional moment in the oil layer, and the relative internal and external clearances in the bearings. The software Flexible Rotor was used as the main computational tool of this study. This software is registered in the register of applied programs for computers No. 2006611094. The study considered the following design options for rotors with a combination of wheels made of different materials: 1) impellers made of traditional metal materials – compressor wheel made of aluminum alloy, turbine wheel made of heat-resistant nickel alloy (basic version); 2) compressor wheel made of composite, turbine wheel made of heat-resistant nickel alloy; 3) aluminum alloy compressor wheel and composite turbine wheel; 4) a compressor wheel and a turbine wheel made of composites. According to the evaluation studies, the most rational options for variable wheel combinations in the rotor design are proposed. In general, the results of the calculations showed that a decrease in the mass-inertial characteristics of the rotor due to the use of composite materials with a low density leads to a decrease in bearing loads and a reduction in friction losses by up to 3 times. The established reduction of the friction torques reduces the intensity of the dissipation of mechanical energy in the bearings. This has a positive effect on the energy efficiency of the turbocharger and reduces the temperature of oil heating from friction.

Keywords: turbocharger, centrifugal compressor, turbine, impellers, composite material, finite element analysis.

Cite as: Fomin V.M., Kaminsky V.N., Kaminsky R.V., Netrusov A.N. Study of load level of bearing-outlet units of turbocharger with impellers from composite materials. Traktory i sel'khoz mashiny. 2021. No 5, pp. 46–54 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-46-54

Введение

В настоящее время основным требованием к большинству типов турбокомпрессоров (ТК) автотракторных двигателей является совершенствование уровня эксплуатационных качеств, в первую очередь, повышение ресурсных характеристик и надежности [1, 2], а также снижение инерционности ротора ТК, повышение допустимой частоты вращения. Одним из решений в направлении достижения требуемых качеств является применение композиционных материалов (КМ) для элементов конструкции ротора ТК. Следует отметить, что в последнее время в отечественной [3–6] и зарубежной [7, 8] исследовательской практике появился ряд работ по поиску подобного решения, в общем виде показывающих его потенциальные возможности.

При этом на данный момент отсутствуют работы, направленные на оценку нагруженности подшипникового узла при использовании композитов в элементах ротора ТК, что является одним из факторов, сдерживающих практическую реализацию применения рабочих колес турбины и компрессора из композитов.

Таким образом, дальнейшее развитие исследований по изучению уровня нагруженности подшипникового узла ротора с элементами конструкции из композита является одним из актуальных направлений в области создания высокоэффективных ТК для автотракторных двигателей.

Наиболее значимыми параметрами для проведения такой оценки являются: сила реакции в масляном слое подшипника, момент трения ротора о масляный слой, внутренний и внешний зазоры в подшипнике. Сила реакции адекватна усилиям, которые передаются от вращающихся масс ротора на корпус ТК в процессе работы. Момент трения характеризует уровень диссипации механической энергии в подшипниковом узле, а также отвечает за нагрев масла.

До настоящего времени остается недостаточно полно изученным вопрос о влиянии конструктивных зазоров подшипника на уровень его эксплуатационной надежности. Актуальной является оценка того, какой вклад в общее состояние подшипника вносит этот случайный фактор.

Цели и задачи исследований

Целью исследования является оценка снижения уровня нагруженности подшипниковых узлов ротора вследствие применения композиционных материалов для изготовления его рабочих колес.

Для достижения этой цели были поставлены следующие задачи:

1) провести расчет параметров нагруженности подшипниковых узлов при различных сочетаниях материалов, используемых для изготовления рабочих колес в составе ротора. Для этого в исследовании были рассмотрены 4 варианта конструктивного выполнения ротора (табл. 1);

2) провести расчетно-аналитическое исследование по оценке значений моментов трения в подшипниках для роторов с рабочими колесами, выполненными из композиционных и традиционных материалов;

3) оценить влияние зазоров подшипника и эксцентриситетов на уровень нагруженности при максимальной частоте вращения ротора;

4) провести сравнительный анализ полученных результатов.

Материалы и методы

В качестве реального объекта исследования был взят ротор ТК отечественного производства типа ТКР-130 (рис. 1), который серийно производится в Научно производственном объединении «Турботехника» [9].

В качестве основного расчетного инструмента исследования использовался пакет прикладных программ «Гибкий ротор», заре-

Таблица 1

Принятые при исследовании варианты конструкции ротора ТК

Table 1. The variants of the TC rotor design adopted in the study

Варианты конструкции ротора	Материал колеса компрессора	Материал колеса турбины	Материал вала
1	Алюминиевый сплав	Жаропрочный никелевый сплав	Легированная сталь
2	Композиционный материал	Жаропрочный никелевый сплав	Легированная сталь
3	Алюминиевый сплав	Композиционный материал	Легированная сталь
4	Композиционный материал	Композиционный материал	Легированная сталь

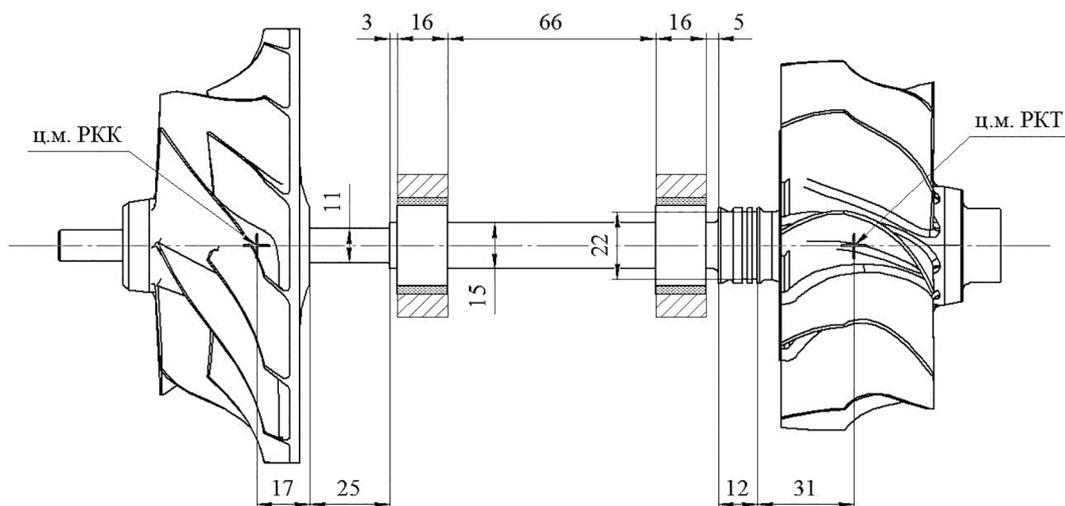


Рис. 1. Ротор турбокомпрессора типа ТКР-130

Fig. 1. Rotor of a turbocharger of TKR-130 type

гистрированный в реестре прикладных программ для ЭВМ под № 2006611094. Алгоритм расчетов в данной программе подробно описан в работе [10]. Данная программа позволяет получить связанное решение задачи роторной динамики и задачи вязкого трения в подшипнике скольжения.

Структура математической модели

Для описания состояния ротора программа использует модель, содержащую уравнения движения колес, цапф и втулок подшипника, что позволяет осуществить переход от реальной конструкции к дискретной модели с конечным числом степеней свободы (рис. 2).

Элементы ротора в этом случае интерпретируются как точечные массы с соответствующими тензорами моментов инерции. Модель содержит всего 6 таких точечных масс, продольная координата которых совпадает с центром массы (ц.м.) крыльчаток компрессора, турбины (рис. 1). Подшипниковый узел разделен на массу, связанную с валом ротора, – цапфу, и массу втулки, вращающейся в масляном слое. Упругая связь между компонентами, находящимися на валу ротора, характеризуется матрицами податливости. Эти матрицы определены путем приложения единичных сил и изгибающих моментов к конечно-элементной модели ротора в местах центров масс рабочих колес. Знаки силовых воздействий приняты положительными.

Уравновешивание силовых факторов, возникающих при движении ротора происхо-

дит силами масляных слоев в подшипнике. При этом в них возникает внутреннее давление, структура эпюр которого может быть описана уравнением Рейнольдса для масляной пленки. По полученным эпюрам давлений в смазочных слоях путем интегрирования вычислялись суммарные реакции по поверхности подшипника.

Результирующая реакция определялась как геометрическая сумма проекций реакций на соответствующие оси. Реакции в данном исследовании рассматриваются для внешнего смазочного слоя втулки. Силы внутреннего и внешнего масляного слоя для одной втулки имеют практически одинаковые значения, однако реакция на внешнем слое незначительно выше из-за дополнительных инерционных сил, связанных с массой втулки. По полученным данным вычислялся момент трения смазочного слоя.

Таким образом, была получена система уравнений, решение которой в программе «Гибкий ротор» производится методом Рунге – Кутты с поправкой Мерсона.

Исходные данные для анализа динамики ротора и определения нагруженности подшипников

Исходные данные для расчетов нагруженности подшипников ротора с рабочими колесами, выполненными из композиционных и традиционных материалов, были установлены по данным предварительного расчета и представлены в табл. 2 и 3.

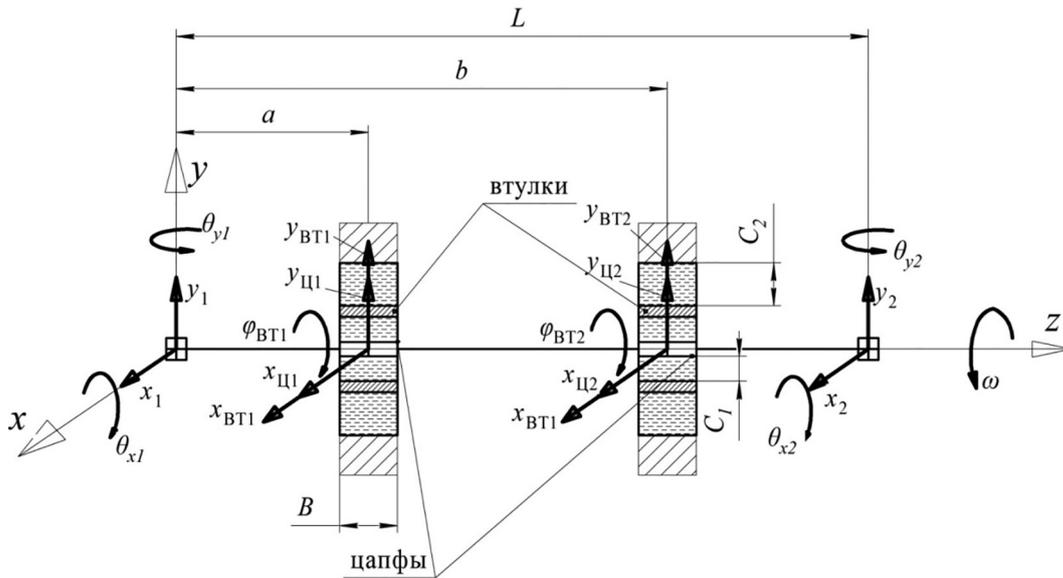


Рис. 2. Расчетная схема дискретной модели ротора ТК типа ТКР-130:

x, y, z – базовая система координат; номера колес j : $j \rightarrow 1$ – номер колеса компрессора, $j \rightarrow 2$ – номер колеса турбины; $x_j, y_j, \theta_{yj}, \theta_{xj}$ – перемещения и углы поворота колес в базовой системе координат; ω – частота вращения ротора; $x_{Цj}, y_{Цj}$ – перемещения цапф в базовой системе координат; $x_{ВТj}, y_{ВТj}$ – перемещения втулок подшипников в базовой системе координат; $\phi_{ВТj}$ – угловая координата втулок; C_1 и C_2 – внутренний радиальный зазор подшипника (между втулкой и валом) и внешний радиальный зазор между втулкой и корпусом

Fig. 2. Calculation diagram of the discrete model of the TK rotor of the TKR-130 type: x, y, z – base coordinate system; wheel numbers j : $j \rightarrow 1$ – compressor wheel number, $j \rightarrow 2$ – turbine wheel number; $x_j, y_j, \theta_{yj}, \theta_{xj}$ – displacements and angles of rotation of wheels in the base coordinate system; ω – rotational rate of rotor; $x_{Цj}, y_{Цj}$ – displacement of the trunnions in the base coordinate system; $x_{ВТj}, y_{ВТj}$ – displacement of bearing bushings in the basic coordinate system; $\phi_{ВТj}$ – angular coordinate of bushings; C_1 and C_2 – internal radial bearing clearance (between sleeve and shaft) and outer radial clearance between sleeve and housing

Таблица 2

Исходные данные для элементов ротора
 Table 2. Initial data for rotor elements

Применяемые материалы	Наименование величины	Значение		
Алюминиевый сплав ZL105A	Масса колеса компрессора, г	477		
	Моменты инерции колеса компрессора относительно координатных осей x, y, z , кг·мм ²	415	415	639
	Эксцентриситет колеса компрессора (при дисбалансе 1,4 г·мм), мкм	0,29		
Жаропрочный никелевый сплав ИНКО 718	Масса колеса турбины, г	1543		
	Моменты инерции колеса турбины относительно координатных осей x, y, z , кг·мм ²	1014	1014	1090
	Эксцентриситет колеса турбины (при дисбалансе 1 г·мм), мкм	0,65		
Легированная сталь	Масса вала ротора, г	277		
Композиционный материал Torlon 7130	Масса колеса компрессора, г	261		
	Моменты инерции колеса компрессора относительно координатных осей x, y, z , кг·мм ²	227	227	350
	Эксцентриситет колеса компрессора (при дисбалансе 1,4 г·мм), мкм	5,34		
C-SiC композиционный материал	Масса колеса турбины, г	449		
	Момент инерции колеса турбины относительно координатных осей x, y, z , кг·мм ²	296	296	318
	Эксцентриситет колеса турбины (при дисбалансе 1 г·мм), мкм	2,27		

Исходные данные по подшипниковому узлу
Table 3. Initial data on the bearing assembly

Наименование величины	Значение
Масса плавающей втулки подшипника, г	26
Полярный момент инерции втулки, кг·мм ²	2,29
Масса цапфы со стороны компрессора, г	133
Масса цапфы со стороны турбины, г	108
Внутренний диаметр втулки, мм	15,04
Внутренний радиальный зазор подшипника (между втулкой и валом), мкм	22±2
Внешний диаметр втулки, мм	22,20
Ширина подшипника (смазочного слоя), мм	16
Внешний радиальный зазор подшипника (между втулкой и корпусом), мкм	78±8
Динамическая вязкость смазочного слоя, Па·с	0,0125
Эксцентриситеты массы цапф, мкм	0

Изгибная жесткость ротора описывается матрицами податливости. Они были определены при помощи балочной конечно-элементной модели ротора. При этом модель при расчетах была закреплена в местах установки подшипников.

Результаты и обсуждение

Для проведения исследования с различным сочетанием рабочих колес в составе ротора ТК в качестве значений зазоров были приняты номинальные значения.

Для построения зависимостей параметров от частоты вращения ротора использовались 5 точек, соответствующих частотам вращения 269, 538, 808, 1078, 1347 с⁻¹. Для конструкции ротора, принятой в варианте 4, были дополнительно проведены расчеты на частотах 500, 540, 600, 716, 875 с⁻¹. Это было выполнено для уточнения характера поведения зависимостей параметров в зоне резонанса.

Результаты расчета сил реакций хорошо согласуются с теоретическими положениями о том, что нагрузка на подшипники пропорциональна массово-инерционным характеристикам элементов ротора. При этом с ростом частоты вращения отличия в нагрузке между различными вариантами конструкции колес возрастает.

В целом данные проведенных расчетов (рис. 3) показали, что на максимальной рабочей частоте ротора снижение его массово-инерционных характеристик на 10–60 % за счет применения композиционных материалов приводит к уменьшению нагрузок на подшипники до 3 раз. При расширении диапазона частоты вращения это значение возрастет.

Необходимо также отметить, что наименьшие значения нагрузок подшипников возникают не при наиболее легкой конфигурации ротора (вариант 4), а в случае, когда массы колес турбины и компрессора практически одинаковы (вариант 3). Из этого следует, что для уменьшения нагрузок на подшипники, кроме уменьшения массы элементов ротора требуется правильное расположение крыльчаток на валу. Уравнивание нагруженности может быть также частично достигнуто путем изменения расстояния от центров масс колес до подшипников.

Стоит отметить особенность поведения кривых для варианта 4 в окрестностях точки 570 с⁻¹. Данная частота близка к частоте свободных колебаний незакрепленного ротора. Предположительно, «горб» на рис. 3 обусловлен совпадением собственной частоты с частотой воздействия сил, связанных с дисбалансами. На это указывают также дополнительные расчеты, проведенные при условии отсутствия дисбаланса. В этом случае данная особенность не наблюдается.

При анализе моментов трения принимались максимальные значения в рамках одного подшипникового узла, так как значения моментов трения во внешнем и внутреннем слоях для одного подшипника отличаются менее чем на 5 %.

График моментов трения в подшипниках (рис. 4) идентичен графику реакций, за одним исключением того, что кривая, соответствующая варианту 2, лежит выше кривой, характеризующей моменты в базовом варианте 1. Это объясняется высокой разницей массово-инер-

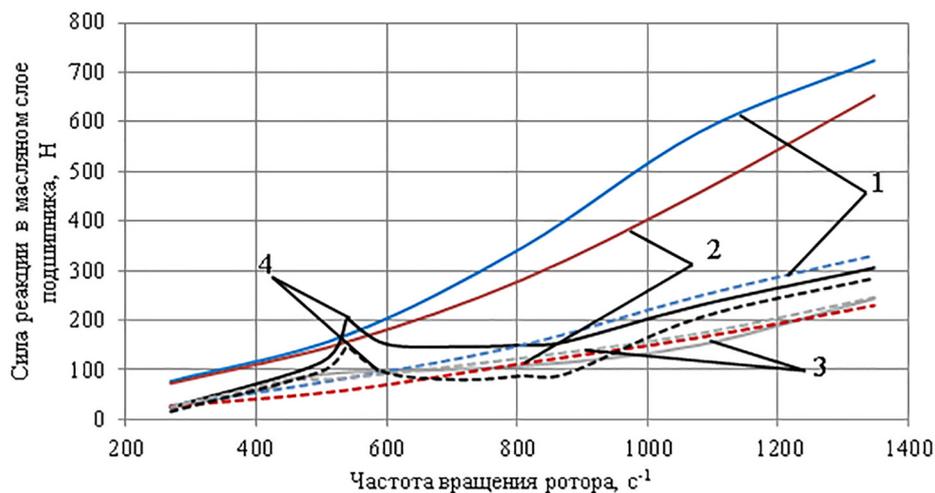


Рис. 3. Сила реакции в подшипниках в зависимости от частоты вращения для исследуемых четырех вариантов конструкции ротора. Сплошными линиями показаны характеристики турбинного подшипника, а штриховыми линиями – компрессорного (1, 2, 3, 4 – варианты конструкции ротора)

Fig. 3. The reaction force in the bearings as a function of the rotational speed for the investigated four variants of the rotor design. The solid lines show the characteristics of the turbine bearing, and the dashed lines show the characteristics of the compressor (1, 2, 3, 4 – rotor design options)

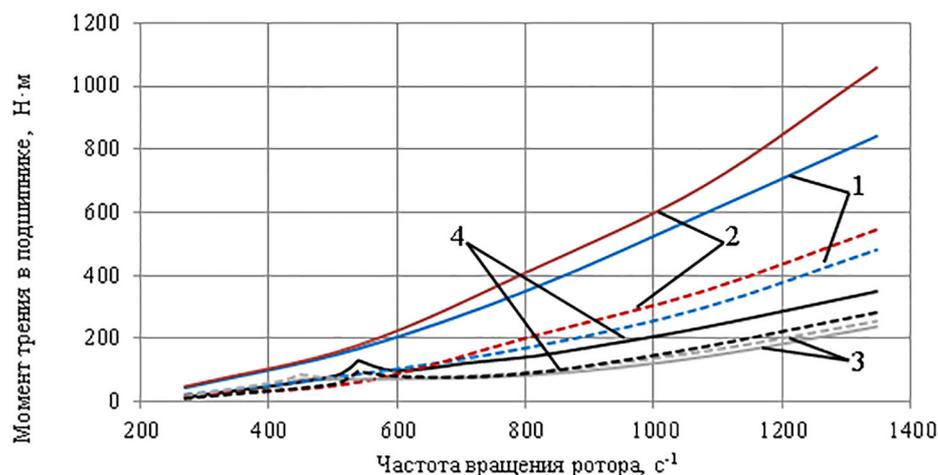


Рис. 4. Момент трения в подшипнике в зависимости от частоты вращения для исследуемых четырех вариантов конструкции ротора. Сплошными линиями показаны характеристики турбинного подшипника, а штриховыми линиями – компрессорного

Fig. 4. Frictional moment in the bearing depending on the rotational speed for the investigated four variants of the rotor design. The solid lines show the characteristics of the turbine bearing, and the dashed lines of the compressor

ционных характеристик крыльчаток компрессора и турбины.

Наиболее удачным вариантом – с точки зрения уменьшения потерь на трение в подшипнике – является ротор, конструкция которого соответствует варианту 3.

Для проведения исследования с различным сочетанием рабочих колес в составе ротора ТК в качестве значений зазоров в подшипниках были приняты номинальные значения. При ис-

следовании зазоров важно оценить уровень их относительных значений. Относительные зазоры в подшипнике – это отношения перемещений точек подшипника к номинальным значениям зазоров между втулкой и валом (внутренний зазор), а также втулкой и корпусом (внешний зазор). По их значениям устанавливают, какая часть конструктивных зазоров в подшипнике выбирается при определенной частоте вращения ротора. При относительных

зазорах, близких к единице, наступает режим «сухого» трения в подшипнике, что приводит к его разрушению.

Применение крыльчаток из композиционных материалов снижает значения относительных зазоров при всех сочетаниях рабочих колес в составе конструкции ротора (рис. 5 и 6).

Наиболее эффективным в этом случае является вариант 2. Для этого варианта в конструкции ротора обеспечивается максимальный внешний зазор, при этом сохраняется внутренний зазор на том же уровне, что и в базовом варианте 1.

Стоит отметить, что данный параметр имеет ярко выраженную нелинейную зависимость от нагрузки (от частоты вращения). В общем виде он может служить критерием работоспособности ТК на текущей частоте вращения ротора.

Проведенный расчет ротора со стандартными рабочими колесами (базовый вариант 1) показал, что наличие дисбалансов колес в значительной степени определяет уровень нагруженности подшипника. Наиболее характерно это выражено в результатах расчета моментов трения в подшипниках.

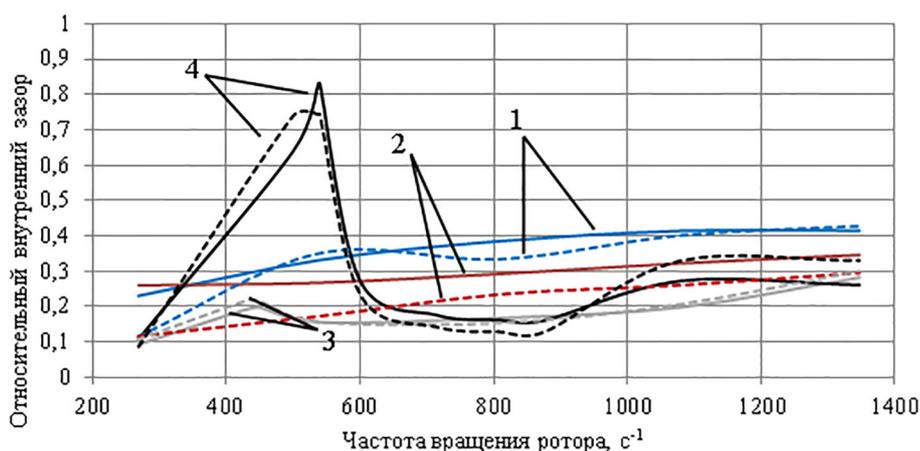


Рис. 5. Относительный внутренний зазор в подшипниках (мкм) в зависимости от частоты вращения для исследуемых четырех вариантов конструкции ротора. Сплошными линиями показаны характеристики турбинного подшипника, а штриховыми линиями – компрессорного

Fig. 5. Relative internal clearance in bearings (μm) as a function of rotational speed for the four variants of the rotor design. The solid lines show the characteristics of the turbine bearing, and the dashed lines of the compressor

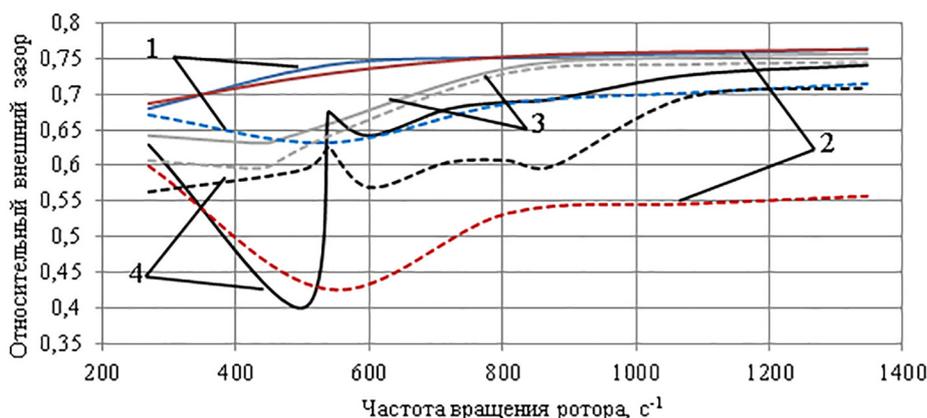


Рис. 6. Относительный внешний зазор в подшипнике (мкм) в зависимости от частоты вращения для исследуемых четырех вариантов конструкции ротора. Сплошными линиями показаны характеристики турбинного подшипника, а штриховыми линиями – компрессорного

Fig. 6. Relative external clearance in the bearing (μm) depending on the rotational speed for the investigated four variants of the rotor design. The solid lines show the characteristics of the turbine bearing, and the dashed lines of the compressor

Наличие дисбалансов приводит к противоположным выводам о наиболее выгодной конфигурации зазоров в подшипнике с точки зрения его нагруженности. С одной стороны, при отсутствии дисбалансов наиболее удачным сочетанием зазоров является: внутренний зазор в подшипнике $C_1 = 20$ мкм, внешний зазор $C_2 = 86$ мкм. Однако при условии наличия дисбалансов, равных максимально допустимым значениям, эти же зазоры будут вызывать наиболее высокие нагрузки в подшипниках. Компромиссным вариантом, особенно в условиях тенденции снижения допустимого уровня, может стать сочетание зазоров $C_1 = 24$ мкм и $C_2 = 70$ мкм.

В целом для определения наиболее целесообразной конфигурации зазоров должна быть решена задача оптимизации в пространстве переменных – зазоров и базовых размеров подшипника. В настоящее время эта задача является трудно выполнимой из-за отсутствия правильного понимания, что должно быть целевой функцией.

Выводы

Исследование по оценке возможности снижения нагруженности подшипникового узла за счет применения композиционных материалов в элементах конструкции турбокомпрессора показало, что использование подобных материалов позволяет уменьшить инерционные нагрузки и снизить моменты трения подшипника до 3 раз. Снижение моментов трения сокращает интенсивность диссипации механической энергии в подшипниках. Это положительно сказывается на энергетической эффективности турбокомпрессора и позволяет снизить температуру нагрева масла от трения. Уменьшение нагруженности подшипникового узла дает возможность использовать вал ротора с меньшим диаметром, что дополнительно позволяет уменьшить потери на трение, металлоемкость и инерционность конструкции ротора.

Литература

1. Малаховецкий А.Ф. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей путем снижения их теплонапряженности: дис. ... канд. техн. наук. Саратов, 2005. 141 с.
2. Щербицкая Т.В. Повышение параметрической надежности работы турбокомпрессоров тепловозных дизелей в эксплуатации: дис. ... канд. техн. наук. Самара, 2002. 148 с.

3. Нетрусов А.Н., Фомин В.М. Сравнительный анализ характеристик ротора турбокомпрессора из композиционных и традиционных материалов // Научноград. 2017. № 2 (12). С. 66–73.
4. Фомин В.М., Нетрусов А.Н. Композиционные материалы для рабочих колес турбокомпрессоров автотракторных двигателей // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 8. С. 28–36.
5. Фомин В.М., Нетрусов А.Н. Оптимизация армирующего слоя компрессорного колеса из композиционного материала турбокомпрессора дизеля // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 2. С. 47–53.
6. Fomin V.M., Apelinskiy D.V. and Netrusov A.N. Study of the optimal reinforcing structure of the compressor wheel from composition material of the transport turbocharged engine // IOP Conf. Series: materials Science and Engineering. 2019. Vol. 534. Number 1. 012031. DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012031
7. Генка Д. Динамически нагруженные радиальные подшипники скольжения. Расчет методом конечных элементов // Тр. америк. общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки. 1984. № 4. С. 10–21.
8. Генка Д. Аналитические аппроксимации параметров решения задачи о динамически нагруженном радиальном подшипнике скольжения // Тр. америк. общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки. 1984. № 4. С. 1–9.
9. Каминский В.Н. Жизнь с турбонаддувом. Тридцать лет турботехнике. М.: Издательский дом «Научная библиотека», 2019. 336 с.
10. Тараненко П.А. Динамика ротора турбокомпрессора на подшипниках скольжения с плавающими втулками: дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 2011. 172 с.

References

1. Malakhovetskiy A.F. Povysheniye nadezhnosti turbokompressorov avtotraktornykh dvigateley putem snizhe-niya ikh teplonapryazhennosti: dis. kand. tekhn. nauk [Improving the reliability of turbocompressors of automotive engines by reducing their thermal stress: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Saratov, 2005. 141 p.
2. Shcherbitskaya T.V. Povysheniye parametricheskoy nadezhnosti raboty turbokompressorov teplovoznykh dizeley v ekspluatatsii: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving the parametric reliability of the turbochargers of diesel locomotives in operation: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Samara, 2002. 148 p.
3. Netrusov A.N., Fomin V.M. Comparative analysis of the characteristics of a turbocharger rotor made

- of composite and traditional materials. Naukograd. 2017. No 2 (12), pp. 66–73 (in Russ.).
4. Fomin V.M., Netrusov A.N. Composite materials for impellers of turbochargers of automotive engines. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2017. No 8, pp. 28–36 (in Russ.).
 5. Fomin V.M., Netrusov A.N. Optimization of the reinforcing layer of a compressor wheel made of a composite material of a diesel turbocharger. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2018. No 2, pp. 47–53 (in Russ.).
 6. Fomin V.M., Apelinskiy D.V. and Netrusov A.N. Study of the optimal reinforcing structure of the compressor wheel from composition material of the transport turbocharged engine // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 534. Number 1. 012031. DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012031
 7. Genka D. Dynamically loaded radial plain bearings. Finite element analysis. *Tr. amerik. obshchestva inzhenerov mekhanikov. Problemy treniya i smazki*. 1984. No 4, pp. 10–21 (in Russ.).
 8. Genka D. Analytical approximations of the parameters for solving the problem of a dynamically loaded radial plain bearing. *Tr. amerik. obshchestva inzhenerov mekhanikov. Problemy treniya i smazki*. 1984. No 4, pp. 1–9 (in Russ.).
 9. Kaminskiy V.N. *Zhizn' s turbonadduvom. Tridtsat' let Turbotekhnike* [Turbocharged life. Thirty years of turbotechnics]. Moscow: Izdatel'skiy dom "Nauchnaya biblioteka" Publ., 2019. 336 p.
 10. Taranenko P.A. *Dinamika rotora turbokompressora na podshipnikakh skol'zheniya s plavayushchimi vtulkami: diss. ... kand. tekhn. nauk* [Dynamics of a turbocharger rotor on plain bearings with floating bushings: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Chelyabinsk, 2011. 172 p.

ОЦЕНКА СМЕЩЕНИЯ УГЛОВОЙ ШКАЛЫ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ОДНОЦИЛИНДРОВЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

EVALUATION OF THE OFFSET OF THE ANGULAR SCALE TO IMPROVE THE CONTROL ACCURACY OF THE SINGLE-CYLINDER ENGINE

П.В. АБРАМОВ, к.т.н.
ОП ООО «НПП «ИТЭЛМА», Владимир, Россия,
abhpv@yandex.ru

P.V. ABRAMOV, PhD in Engineering
LLC Scientific Production Enterprise ITELMA, Vladimir, Russia,
abhpv@yandex.ru

Существенного снижения затрат на управление одноцилиндровым двигателем с принудительным воспламенением для средств малой механизации можно добиться путем замены материальных датчиков виртуальными. Необходимая для управления информация может быть извлечена из частоты вращения коленчатого вала. Достоверность оценки состава смеси по внутрицикловой вариации угловой скорости коленчатого вала зависит от множества факторов, в том числе и от точности установки датчика положения данного вала и диска синхронизации либо другого элемента для определения углового положения коленчатого вала в выбранной системе отчета.

Выявлены свойства одноцилиндрового двигателя, позволяющие значительно ослабить влияние смещения угловой шкалы на точность оценки состава смеси по кинематическим параметрам работы двигателя, а также произвести оценку самого смещения.

Эксперименты проведены на двигателе общего назначения Honda iGX440 с рабочим объемом 0,44 л, оснащенный опытной электронной системой управления впрыскиванием топлива, зажиганием и дросселированием. Нагрузкой служил гидротормоз.

Смещение угловой шкалы может быть определено различными способами: по отклонению фазы гармоники кинетической энергии кривошипно-шатунного механизма любого наблюдаемого порядка в экстремуме зависимости данной фазы от угла опережения зажигания при прочих равных условиях; по сдвигу производной по углу опережения зажигания указанной зависимости; по сдвигу зависимости разности данной фазы и угла опережения зажигания от последнего; по отклонению фазы гармоник кинетической энергии кривошипно-шатунного механизма высших порядков при угле опережения зажигания, нивелирующем действие смещения шкалы на фазу основной гармоники кинетической энергии кривошипно-шатунного механизма.

Уточнение положения коленчатого вала за счет оценки смещения шкалы предложенными способами позволит сохранить необходимую точность управления углом опережения зажигания на одноцилиндровых двигателях при увеличении допуска на установку элементов для определения углового положения коленчатого вала.

Ключевые слова: одноцилиндровый двигатель, смещение угловой шкалы, фазовый регулятор состава смеси.

Для цитирования: Абрамов П.В. Оценка смещения угловой шкалы для повышения точности управления одноцилиндровым двигателем // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 5. С. 55–64. DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-55-64

A significant reduction in the cost of controlling a single-cylinder engine with positive ignition for small-scale mechanization can be achieved by replacing material sensors with virtual ones. The information required for control can be extracted from the crankshaft speed. The reliability of the mixture composition estimate based on the intracycle variation of the crankshaft angular velocity depends on many factors, including the installation accuracy of the position sensor of the given shaft and the synchronization disk or other element for determining the angular position of the crankshaft in the selected reference system.

The properties of a single-cylinder engine are revealed. These make it possible to significantly weaken the effect of the displacement of the angular scale on the accuracy of assessing the composition of the mixture by the kinematic parameters of the engine operation, as well as to evaluate the displacement itself.

The experiments were carried out on a general-purpose engine Honda iGX440 with a displacement of 0,44 liters, equipped with an experimental electronic control system for fuel injection, ignition and throttling. The hydraulic brake was used as the load.

The displacement of the angular scale can be determined in various ways: by the deviation of the phase of the harmonic of the kinetic energy of the crank mechanism of any observed order at the extremum of the dependence of this phase on the ignition timing, all other things being equal; by the shift of the derivative with respect to the ignition timing of the specified dependency; by the shift of the dependence of the difference of this phase and the ignition timing from the latter; by the deviation of the phase of the harmonics of the kinetic energy of the crank mechanism

of higher orders at the ignition timing, leveling the effect of the displacement of the scale on the phase of the fundamental harmonic of the kinetic energy of the crank mechanism.

Refinement of the position of the crankshaft by evaluating the displacement of the scale by the proposed methods will preserve the necessary accuracy of control of the ignition advance angle on single-cylinder engines while increasing the tolerance for the installation of elements for determining the angular position of the crankshaft.

Keywords: single-cylinder engine, offset angle scale, phase regulator of the mixture ratio.

Cite as: Abramov P.V. Evaluation of the offset of the angular scale to improve the control accuracy of the single-cylinder engine. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2021. No 5, pp. 55–64 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-55-64

Введение

Одним из основных типов двигателя для средств малой механизации (СММ) в настоящее время остается четырехтактный одноцилиндровый бензиновый двигатель внутреннего сгорания (ДВС). И, несмотря на расширение применения автономного электропривода, альтернатива данному типу ДВС в ближайшие годы вряд ли появится, особенно там, где эти двигатели приводят в действие электрогенераторы.

По техническому уровню двигатели для СММ существенно уступают двигателям другого назначения, например автомобильным и мотоциклетным, в том числе и одноцилиндровым. Причина заключается в необходимости сохранения низкой стоимости двигателя. Поэтому до сих пор на них применяются простейший карбюратор и система зажигания практически с фиксированным углом опережения. Как следствие – низкая экономичность, высокие выбросы вредных веществ, отсутствие адаптации к изменяющимся внутренним и внешним условиям и т.д.

Ключевая система для повышения технического уровня двигателей данного типа – система топливоподачи. За последние годы предложено множество сравнительно простых решений в этой области: от карбюраторов с электроуправляемыми дозаторами топлива [1] до систем впрыскивания [2]. Но подобные системы пока не нашли широкого распространения, поскольку по стоимости они значительно превосходят применяемые карбюраторы. Заметную долю в стоимости создают датчики, необходимые для оценки циклового расхода воздуха. Кроме того, наличие этих датчиков снижает надежность системы топливоподачи.

Существенно снизить затраты на управление двигателем можно путем замены материальных датчиков виртуальными. В частности, в работах [3–5] делается упор на извлечение необходимой

для управления информации из частоты вращения коленчатого вала (КВ). Если оценка крутящего момента выполняется достаточно надежно по внутрицикловой вариации частоты вращения даже без учета параметров рабочего процесса, то на достоверность оценки состава смеси влияет значительное число факторов. Один из них – точность установки датчика положения КВ и диска синхронизации либо другого элемента для определения углового положения КВ в выбранной системе отсчета. Так, при оценке состава смеси по фазе основной гармоники квадрата угловой скорости КВ сдвиг угловой шкалы на 1° ПКВ (поворота коленчатого вала) приведет к ошибке в определении коэффициента избытка воздуха, составляющей порядка 3...5 % [6]. Следовательно, для удовлетворительной работы регулятора состава смеси с обратной связью по оценке коэффициента избытка воздуха, выполненной по фазовым величинам [7], необходимо знать угловое положение КВ с точностью до десятых долей градуса ПКВ.

В процессе поиска способа для оценки величины смещения угловой шкалы были выявлены свойства одноцилиндрового двигателя, позволяющие, с одной стороны, значительно ослабить влияние смещения шкалы на точность оценки состава смеси по фазовым величинам и, с другой стороны, произвести оценку самого смещения.

Цель исследований

Установить влияние смещения угловой шкалы на точность регулирования состава смеси регулятором с обратной связью по фазовым параметрам внутрицикловой вариации угловой скорости КВ, а также выявить возможность определения этого смещения в эксплуатационных условиях, тем самым устранив одну из причин, препятствующих практическому применению виртуальных датчиков на основе кинематики ДВС.

Материалы и методы

Экспериментальное исследование выполнено на двигателе общего назначения с воздушным охлаждением Honda iGX440 рабочим объемом 0,44 л. Для варьирования состава смеси и угла опережения зажигания (УОЗ) в широких пределах, а также для поддержания заданной частоты вращения двигатель был оснащен опытной электронной системой управления впрыскиванием топлива, зажиганием и дросселированием. Нагрузкой служил гидротормоз, управляемый общим с двигателем электронным блоком. Угловое положение КВ определялось посредством оптического датчика и диска синхронизации с 60 затененными секторами. За начало отсчета взята верхняя мертвая точка такта пуска.

Эксперименты проводились на двух скоростных и нагрузочных режимах – при установленной производителем минимальной частоте вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ без внешней нагрузки и при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ и нагрузке около 50 %. Поскольку в условиях эксплуатации отсутствует возможность для прямого измерения крутящего момента, то оценка нагрузки производилась по амплитуде основной (порядка $1/2$) гармоники кинетической энергии вращающихся и связанных с ними масс двигателя (моменты инерции тормоза и приводного вала не учитывались ввиду их малости). Задаваемое значение этой амплитуды поддерживалось тормозом. При этом эффективный крутящий момент не оставался постоянным. Варьирование состава смеси и УОЗ в широких пределах приводило к его изменению не более чем на 5 %.

Влияние УОЗ и состава смеси на спектр кинетической энергии вращающихся и связанных с ними масс двигателя (далее для краткости – кинетической энергии КШМ – кривошипно-шатунного механизма) определялось посредством анализа регулировочных характеристик по УОЗ, снятых при различных составах смеси и постоянной нагрузке (амплитуде основной гармоники кинетической энергии). Заданное значение коэффициента избытка воздуха при этом поддерживалось регулятором с широкополосным лямбда-зондом в контуре обратной связи. Характеристики снимались при следующих значениях коэффициента избытка воздуха α : 0,75 – переобогащенная смесь; 0,85 – область мощностного состава; 1,0 – стехиометрический состав; 1,15 – область экономичного состава; 1,25 – переобедненная смесь.

Действие смещения угловой шкалы на спектр кинетической энергии КШМ определялось расчетным путем на основе экспериментально полученных зависимостей параметров спектра от УОЗ при номинальном положении угловой шкалы.

Реакция фазового регулятора состава смеси на смещение угловой шкалы выявлялась на режиме холостого хода при минимальной частоте вращения и различных УОЗ. Смещение шкалы задавалось программно. Детальную информацию о самом фазовом регуляторе можно найти в работе [7]. В качестве параметра обратной связи по составу смеси в данном регуляторе используется фаза основной гармоники кинетической энергии КШМ.

Результаты и обсуждение

Изменение фазы $\Psi_{T \frac{1}{2}}$ основной гармоники кинетической энергии КШМ в зависимости от угла опережения зажигания Θ_3 при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, нагрузке порядка 50 % и выбранных составах смеси показано на рис. 1.

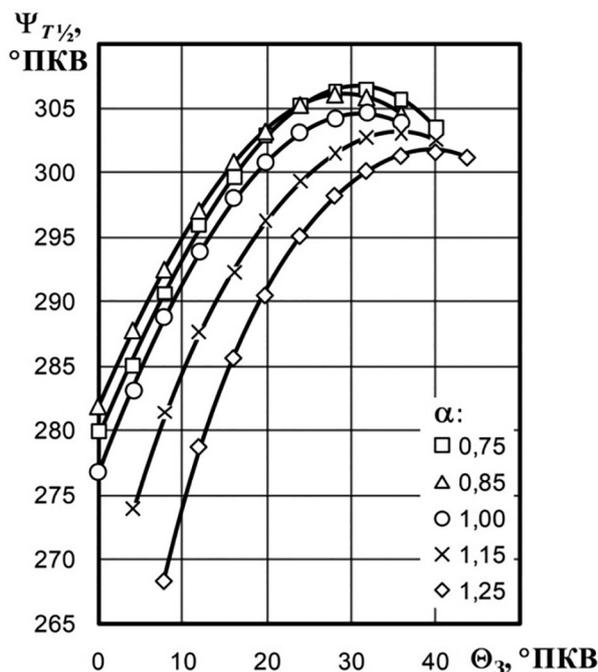


Рис. 1. Зависимость фазы основной гармоники кинетической энергии КШМ от угла опережения зажигания при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, нагрузке около 50 % и различных составах смеси

Fig. 1. Dependence of the phase of the fundamental harmonic of the kinetic energy of the crank mechanism on the ignition timing at $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, load of about 50 % and different mixture compositions

Характерной особенностью данной зависимости является наличие максимума. Причем его угловое положение и величина фазы в экстремуме зависят от состава смеси: чем богаче смесь, тем больше фаза и меньше УОЗ, при котором наблюдается максимум. Последнее справедливо только до области мощностного состава. При дальнейшем обогащении максимум начинает смещаться в сторону увеличения УОЗ. Общим для всех представленных зависимостей является то, что максимумы лежат правее относительно оптимальных УОЗ приблизительно на 3...5° ПКВ, то есть вне области реализуемых на практике УОЗ.

Указанный экстремум примечателен тем, что вблизи него УОЗ практически перестает влиять на фазу основной гармоники кинетической энергии. Следовательно, здесь смещение угловой шкалы будет оказывать наибольшее влияние. Собственно, насколько изменится положение шкалы, на столько изменится и фаза. Это приведет к существенной ошибке в работе фазового регулятора состава смеси. Поэтому следует избегать работы двигателя в области максимума фазы основной гармоники кинетической энергии не только по причине завышенного относительно оптимума УОЗ, но и из-за максимальной чувствительности в этой области фазового регулятора состава смеси к смещению угловой шкалы.

Количественно действие УОЗ на фазу основной гармоники кинетической энергии характеризует частная производная указанной фазы по УОЗ. Значения данной производной можно выразить как в °ПКВ/°ПКВ, так и в безразмерных единицах. На рис. 2. представлены такие производные, построенные по сглаженным данным рис. 1.

Судя по графикам, наибольшее влияние УОЗ наблюдается при меньших значениях последнего. По мере роста УОЗ производная по близкому к линейному закону уменьшается до нуля (максимум фазы) и затем меняет свой знак. Для каждого состава смеси существует УОЗ, при котором производная равна 1. Это важнейшее для фазового регулирования свойство одноцилиндрового двигателя. Оно заключается в том, что фаза меняется практически на столько, на сколько меняется УОЗ (в сравнительно небольших пределах изменения последнего). Благодаря этому небольшое смещение угловой шкалы не приведет к заметному изменению фазы, так как данное сме-

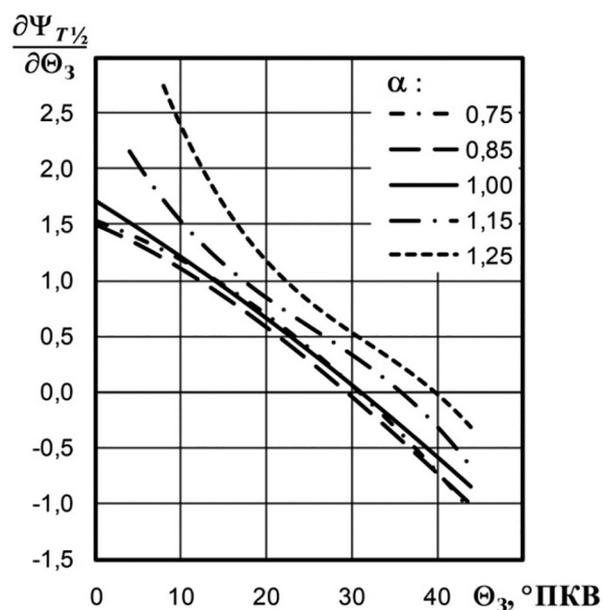


Рис. 2. Зависимость производной по углу опережения зажигания фазы основной гармоники кинетической энергии КШМ от угла опережения зажигания при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, нагрузке около 50 % и различных составах смеси

Fig. 2. Dependence of the derivative with respect to the ignition timing of the phase of the fundamental harmonic of the kinetic energy of the crank mechanism on the ignition timing at $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, load of about 50 % and different mixture compositions

щение вызовет изменение фактического УОЗ, а он, в свою очередь, почти на ту же величину сместит фазу. В итоге значение фазы останется практически неизменным, и значимой ошибки в работе фазового регулятора не будет. Таким образом, для каждого состава смеси на одном скоростном и нагрузочном режиме существует УОЗ, при котором смещение угловой шкалы не оказывает существенного влияния на фазу основной гармоники кинетической энергии КШМ. Этот УОЗ может быть найден в процессе калибровки системы управления двигателем либо в условиях эксплуатации с помощью производной данной фазы по УОЗ.

Другой способ нахождения УОЗ, нивелирующего действие смещения угловой шкалы на фазу основной гармоники кинетической энергии КШМ, заключается в поиске максимума зависимости разности данной фазы и самого УОЗ от последнего: $\Psi_{T_{1/2}} - \Theta_3 = f(\Theta_3)$. Это обусловлено тем, что производная функции вида: $y = f(x) - x$ равна 0 при том же значении x , при котором производная функции

вида: $y = f(x)$ – равна 1. На рис. 3 приведены указанные зависимости, построенные по сглаженным данным рис. 1. По ним можно убедиться в том, что максимумы приходятся на те же углы, что и единичные значения производной $\partial\Psi_{T_{1/2}}/\partial\Theta_3$. В отличие от производной, здесь достаточно найти область по УОЗ, где значение разности $(\Psi_{T_{1/2}} - \Theta_3)$ будет наибольшим. Эти углы находятся также либо экспериментально на этапе калибровки системы управления двигателем, либо, если двигатель работает значительную часть времени на установившихся режимах, автоматически в процессе эксплуатации. Причем точный максимум не требуется. Если при поисковых воздействиях разность $(\Psi_{T_{1/2}} - \Theta_3)$ будет изменяться незначительно, это означает, что УОЗ сдвигает фазу на столько, на сколько изменяется сам, то есть имеет место условие для нивелирования смещения угловой шкалы. Состав смеси при этом не должен изменяться. Поэтому устройство до-

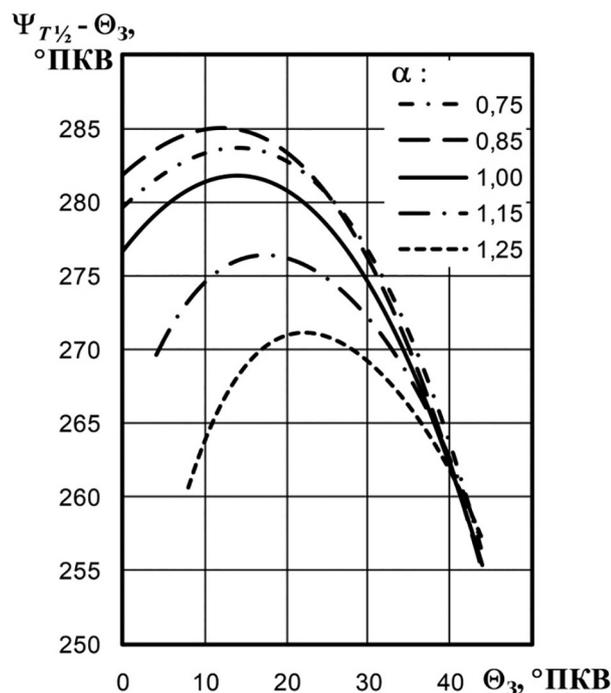


Рис. 3. Зависимость разности фазы основной гармоники кинетической энергии КШМ и угла опережения зажигания от последнего при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, нагрузке около 50 % и различных составах смеси

Fig. 3. Dependence of the phase difference of the fundamental harmonic of the kinetic energy of the crank mechanism and the ignition timing on the latter at $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, load of about 50 % and different mixture compositions

зирования топлива должно работать по «естественной» характеристике, без обратной связи по составу смеси.

К сожалению, УОЗ, при котором достигается максимум разности $(\Psi_{T_{1/2}} - \Theta_3)$, значительно отличается от оптимального – меньше на 13...15° ПКВ (для вышеуказанных условий). По этой причине переход в область пониженного влияния смещения шкалы может происходить только для более точной оценки состава смеси, а также для определения самого смещения.

Справедливость вышеприведенных выводов относительно нивелирования смещения угловой шкалы подтверждается как теоретически, так и экспериментально. Смещение шкалы является геометрическим фактором, и действие его выражается в сдвиге графика зависимости $\Psi_{T_{1/2}} = f(\Theta_3)$ вдоль координатных осей на величину самого смещения (по каждой оси). По оси Θ_3 сдвиг обусловлен отклонением фактического УОЗ от номинального на величину смещения, а по оси $\Psi_{T_{1/2}}$ – смещением на ту же величину начала отсчета, относительно которого определяется начальная фаза гармоники. В результате график рассматриваемой зависимости перемещается вдоль прямой, составляющей с каждой осью угол в 45°. Данную прямую можно провести, например, через точку D , где производная $\partial\Psi_{T_{1/2}}/\partial\Theta_3$ при номинальном положении шкалы равна 1 (прямая a на рис. 4). Тогда эта прямая будет касательной для всех кривых, различающихся только величиной смещения шкалы. Пересечение кривых с разным смещением будет иметь место под этой касательной. И чем больше смещение, тем дальше от точки D отстоит точка пересечения с кривой, полученной при номинальном положении шкалы. Следствием этого является рост разности фаз со смещением и без него при соответствующем точке D УОЗ по мере увеличения смещения. Это скажется и на отклонении состава смеси.

Пример влияния смещения $\Delta\varphi_0$ угловой шкалы на зависимость $\Psi_{T_{1/2}} = f(\Theta_3)$ показан на рис. 4. Кривые при $\Delta\varphi_0 = \pm 3^\circ$ ПКВ (половина шага одноименных секторов диска синхронизации) получены из исходной зависимости путем ее сдвига по координатным осям на величину смещения. Исходная зависимость, в свою очередь, построена по сглаженным данным рис. 1 для стехиометрического состава смеси. Вблизи $\Theta_3 = 14^\circ$ ПКВ, где производная фазы по УОЗ равна 1, наблюдается минимальное расхожде-

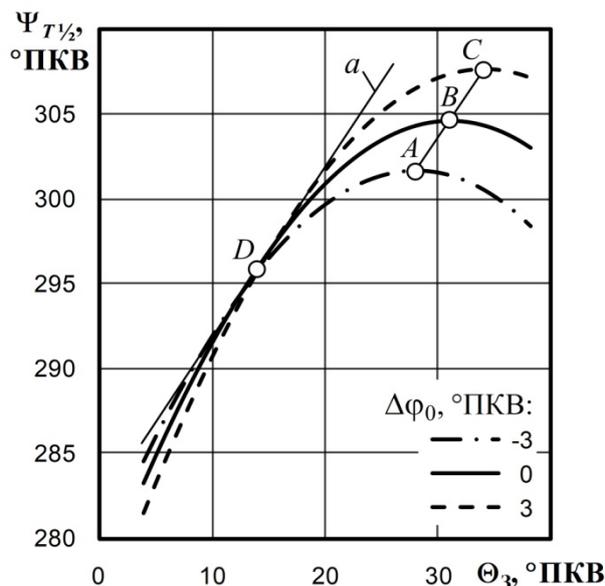


Рис. 4. Влияние смещения угловой шкалы на зависимость фазы основной гармоники кинетической энергии КШМ от угла опережения зажигания при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, нагрузке около 50 % и $\alpha = 1$

Fig. 4. The influence of the displacement of the angular scale on the dependence of the phase of the fundamental harmonic of the kinetic energy of the crank mechanism on the ignition timing at $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, load of about 50% and $\alpha = 1$

ние в значениях $\Psi_{T_{1/2}}$ при наличии смещения и без него. Таким образом, на рассматриваемом режиме при номинальном (не фактическом) УОЗ около 14° ПКВ смещение угловой шкалы в пределах $\pm 3^\circ$ ПКВ не вызовет значимого изменения фазы основной гармоники кинетической энергии КШМ.

По этим же графикам можно получить представление о величине смещения. Наиболее надежно оно определится по разности значений фазы в соответствующих экстремумах (точки A, B и C на рис. 4): при смещении в 3° ПКВ – $\Delta\varphi_0 = \Psi_{T_{1/2} C} - \Psi_{T_{1/2} B}$; при смещении в -3° ПКВ – $\Delta\varphi_0 = \Psi_{T_{1/2} A} - \Psi_{T_{1/2} B}$. Таким образом, в условиях эксплуатации необходимо сначала выполнить оценку состава смеси при нивелирующем действии смещения шкалы УОЗ (в области максимума $(\Psi_{T_{1/2}} - \Theta_3)$) и затем, не меняя состава смеси, найти максимальное значение $\Psi_{T_{1/2}}$ и по его разности с максимальным значением $\Psi_{T_{1/2} 0}$ для данных условий определить смещение шкалы. «Узким местом» предложенной процедуры является необходимость в сохранении постоянства состава смеси при варь-

ировании УОЗ, что не всегда может быть соблюдено на практике. Поэтому не следует ограничиваться только данным способом.

В отношении производной $\partial\Psi_{T_{1/2}}/\partial\Theta_3$ действие смещения шкалы выражается в ее сдвиге по оси УОЗ на величину смещения (рис. 5). Это свойство может быть использовано для нахождения смещения шкалы в лабораторных условиях, однако в условиях эксплуатации определение частной производной представляет собой сложную задачу, вследствие чего смещение вряд ли может быть найдено с требуемой точностью.

Аналогично производной ведет себя разность $(\Psi_{T_{1/2}} - \Theta_3)$: сдвигается вдоль оси Θ_3 на величину смещения шкалы (см. рис. 5). Для нахождения смещения достаточно определить Θ_3 , соответствующий выбранному значению данной разности, и вычесть из него Θ_3 , при ко-

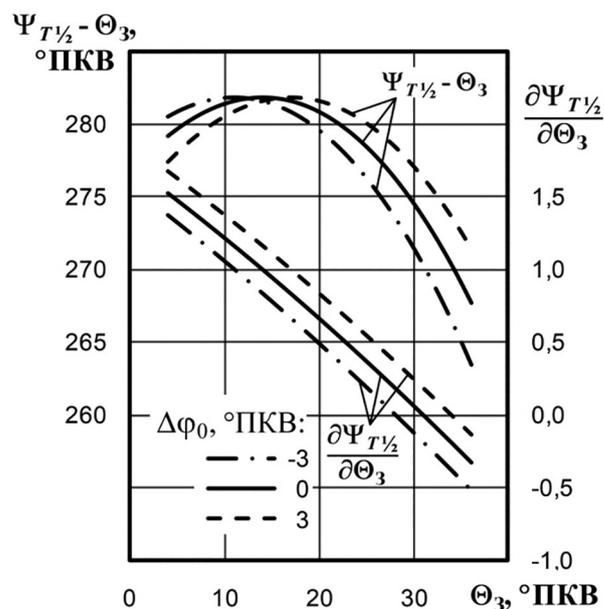


Рис. 5. Влияние смещения угловой шкалы на зависимость от угла опережения зажигания разности фазы основной гармоники кинетической энергии КШМ и угла опережения зажигания и производной данной фазы по углу опережения зажигания при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, нагрузке около 50 % и $\alpha = 1$

Fig. 5. The influence of the displacement of the angular scale on the dependence on the ignition timing of the phase difference of the fundamental harmonic of the kinetic energy of the crank mechanism and the ignition timing and the derivative of this phase with respect to the ignition timing at $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, load of about 50% and $\alpha = 1$

тором наблюдается то же самое значение в отсутствие смещения шкалы. Состав смеси оценивается так же, как и при нахождении смещения по $\Psi_{T\frac{1}{2}}$. Для более точного определения смещения необходимо, чтобы точка, в которой разность $(\Psi_{T\frac{1}{2}} - \Theta_3)$ равна выбранному значению, как можно дальше отстояла от максимума зависимости этой разности от Θ_3 – в области наибольшей чувствительности к изменению УОЗ. Но в этом случае необходимо соблюсти постоянство состава смеси при изменении УОЗ в процессе движения к целевой точке, что является существенным недостатком.

Ценность разности $(\Psi_{T\frac{1}{2}} - \Theta_3)$ состоит в отсутствии влияния смещения шкалы на ее значение в экстремуме. Данное свойство обуславливает ее преимущество как основного параметра для оценки состава смеси в области нивелирующего действия УОЗ.

Количественно степень влияния смещения шкалы на отклонение $\Delta\Psi_{T\frac{1}{2}}$ фазы основной гармоники кинетической энергии от ее значения при отсутствии смещения, а также на состав смеси для УОЗ, соответствующего единичной производной исходной зависимости $\Psi_{T\frac{1}{2}} = f(\Theta_3)$, можно проследить по графикам на рис. 6. Приведенные здесь зависимости получены расчетным путем. В расчете отклонения фазы использовались сплаженные данные для стехиометрического состава смеси, представленные на рис. 1. Состав смеси рассчитывался по экспериментально полученным при различных значениях УОЗ зависимостям $\alpha = f(\Psi_{T\frac{1}{2}})$. В качестве параметра брался фактический УОЗ, получающийся из номинального вычитанием смещения шкалы. На место аргумента подставлялось взятое с несмещенной зависимости $\Psi_{T\frac{1}{2}} = f(\Theta_3)$ значение фазы при единичной производной данной зависимости (установка для фазового регулятора состава смеси). Как следует из графиков, небольшое смещение шкалы – до 3° ПКВ – вызывает незначительное изменение фазы. Состав смеси также изменяется незначительно – приблизительно на 1 %. Причем изменяется исключительно в сторону обогащения смеси. Это является положительным моментом, так как в этом случае устойчивость работы двигателя возрастает (при отсутствии переобогащения), и управляющие воздействия могут производиться при отсутствии дополнительных помех, которые могли бы возникнуть вследствие неустойчивой работы двигателя.

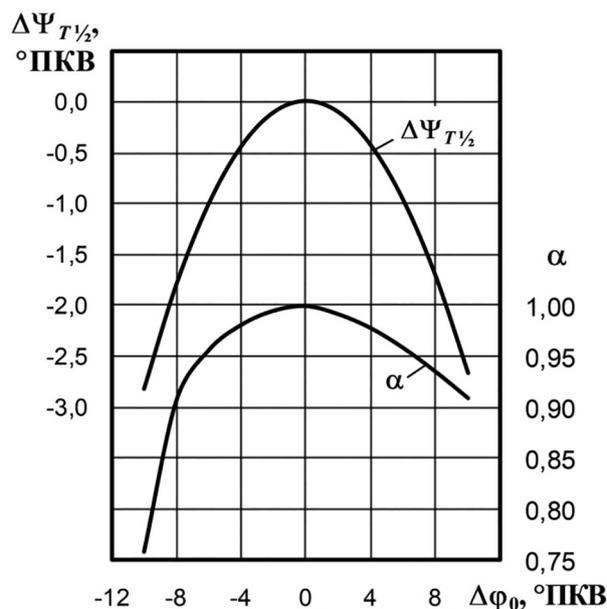


Рис. 6. Влияние смещения угловой шкалы на отклонение фазы основной гармоники кинетической энергии КШМ при $\alpha = 1$ и регулирование состава смеси фазовым регулятором ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, нагрузка – около 50 %)

Fig. 6. The influence of the displacement of the angular scale on the phase deviation of the fundamental harmonic of the kinetic energy of the crank mechanism at $\alpha = 1$ and regulation of the mixture composition with a phase regulator ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$, load of about 50 %)

На фазу гармоник кинетической энергии КШМ высших порядков смещение угловой шкалы действует подобно тому, как оно действует на фазу основной гармоники – сдвигает по осям Θ_3 и Ψ_{T_k} (где k – порядок гармоники). Однако величина смещения по оси Ψ_{T_k} кратна порядку гармоники и равняется $\Delta\phi_0 k/k_{\text{очн}}$, где $k_{\text{очн}}$ – порядок основной гармоники (в данном случае $k_{\text{очн}} = 1/2$). Вследствие этого область пересечения кривых зависимости $\Psi_{T_k} = f(\Theta_3)$, построенных для разных значений смещения шкалы, будет лежать вблизи УОЗ, при котором производная $\partial\Psi_{T_k} / \partial\Theta_3$ указанной зависимости без смещения равна $k/k_{\text{очн}}$. Таким образом, у каждой гармоники будет свой нивелирующий действие смещения шкалы УОЗ. На рассматриваемом режиме работы двигателя и при стехиометрическом составе смеси для k от 1 до $2^{1/2}$ эти углы лежат в пределах от $-7,5$ до $4,5^\circ$ ПКВ. Аналогичный УОЗ основной гармоники равен 14° ПКВ. Из этого следует, что там, где имеет место нивелирование смещения шкалы для основной гармоники, фазы гармоник высших по-

рядков отличаются от своих значений, полученных при номинальном положении шкалы. И это отличие пропорционально величине смещения. Данное свойство создает предпосылки для оценки смещения шкалы в области нивелирования действия этого смещения на фазу основной гармоники.

Возможность определения смещения шкалы по гармоникам высших порядков в вышеуказанной области по УОЗ определяется характером зависимости $\Psi_{Tk} = f(\Theta_3)$. Как показали эксперименты, наиболее подходящим режимом для этого является режим холостого хода при минимальной частоте вращения, где в рассматриваемой области по УОЗ приведенное по номеру гармоники отклонение фаз гармоник кинетической энергии КШМ высших порядков близко к смещению шкалы. Результаты экспериментов на указанном режиме для смещения шкалы, равного $-3, 0$ и 3° ПКВ, приве-

дены в табл. 1 и 2. Данные табл. 1 получены при УОЗ, нивелирующем действие смещения шкалы на фазу основной гармоники, равном на этом режиме 16° ПКВ. В табл. 2 вошли данные, снятые при существенном отклонении УОЗ от этого значения.

В ходе экспериментов состав смеси поддерживался фазовым регулятором на уровне $\alpha = 1$. Результат работы регулятора – коэффициент k_p коррекции циклового расхода топлива. При $\Theta_3 = 16^\circ$ ПКВ значение данного коэффициента оказалось практически одним и тем же для всех значений смещения шкалы. И относительное отклонение $\delta\alpha$ коэффициента избытка воздуха при наличии смещения также составляет незначительную величину – около 1% в сторону обогащения смеси. Увеличение УОЗ до 30° ПКВ приводит к появлению существенной разницы в k_p и $\delta\alpha$, так как в этом случае смещение шкалы нарушает корреля-

Таблица 1

Влияние смещения угловой шкалы на параметры регулирования состава смеси фазовым регулятором и фазу первых пяти гармоник кинетической энергии КШМ на режиме холостого хода при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и угле опережения зажигания, нивелирующем действие смещения шкалы на фазу основной гармоники ($\Theta_3 = 16^\circ$ ПКВ)

Table 1. The influence of the displacement of the angular scale on the parameters of the mixture composition control by the phase regulator and the phase of the first five harmonics of the kinetic energy of the crank mechanism at idle speed $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ and the ignition timing, which neutralizes the effect of the scale shift on the phase of the fundamental harmonic ($\Theta_3 = 16^\circ$ СКР)

$\Delta\varphi_0, \text{ }^\circ\text{ПКВ}$	α	$\delta\alpha, \%$	k_p	$\Psi_{Tk}, \text{ }^\circ\text{ПКВ, для } k$					$\Delta\Psi'_{Tk}, \text{ }^\circ\text{ПКВ, для } k$					$\Delta\Psi'_{Tcp}, \text{ }^\circ\text{ПКВ}$
				$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	
-3	1,000	-0,4	1,084	306,22	682,11	214,10	497,11	109,72	-0,06	-0,69	-2,94	-2,70	-2,72	-2,79
0	1,004	-	1,080	306,28	683,48	222,91	507,93	123,31	-	-	-	-	-	-
3	0,992	-1,2	1,081	306,22	684,61	231,36	518,62	136,97	-0,06	0,56	2,82	2,67	2,73	2,74

Таблица 2

Влияние смещения угловой шкалы на параметры регулирования состава смеси фазовым регулятором и фазу первых пяти гармоник кинетической энергии КШМ на режиме холостого хода при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $\Theta_3 = 30^\circ$ ПКВ

Table 2. The influence of the displacement of the angular scale on the parameters of the mixture composition control by the phase regulator and the phase of the first five harmonics of the kinetic energy of the crank mechanism at idle speed $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ and $\Theta_3 = 30^\circ$ СКР

$\Delta\varphi_0, \text{ }^\circ\text{ПКВ}$	α	$\delta\alpha, \%$	k_p	$\Psi_{Tk}, \text{ }^\circ\text{ПКВ, для } k$					$\Delta\Psi'_{Tk}, \text{ }^\circ\text{ПКВ, для } k$					$\Delta\Psi'_{Tcp}, \text{ }^\circ\text{ПКВ}$
				$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	
-3	0,888	-9,8	1,142	316,39	698,02	206,48	504,83	117,61	-0,16	-0,72	-3,70	-2,74	-2,90	-3,11
0	0,984	-	1,053	316,55	699,46	217,57	515,77	132,13	-	-	-	-	-	-
3	1,061	7,8	0,998	316,62	699,92	229,70	528,07	147,91	0,07	0,23	4,04	3,07	3,15	3,42

КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ

цию между фазой основной гармоники кинетической энергии КШМ и составом смеси. Это видно по приведенным в табл. 2 значениям $\Psi_{T\frac{1}{2}}$ и α : поддерживаемое регулятором значение фазы практически не изменяется, а отклонение состава смеси достигает 10 %. Таким образом, можно заключить о верности сделанного выше вывода о существовании УОЗ, нивелирующего действие смещения угловой шкалы.

Оценка $\Delta\varphi'_0$ величины смещения шкалы на рассматриваемом режиме и $\Theta_3 = 16^\circ$ ПКВ может быть сделана по приведенному отклонению $\Delta\Psi'_{Tk}$ фазы гармоники кинетической энергии КШМ (по гармоникам выше 1-го порядка):

$$\Delta\varphi'_0 = \Delta\Psi'_{Tk} = \frac{\Psi_{Tk} - \Psi_{Tk0}}{k/k_{\text{осн}}},$$

где Ψ_{Tk0} – значение фазы k -й гармоники кинетической энергии КШМ при отсутствии смещения шкалы; $k > 1$. Гармоника порядка $\frac{1}{2}$ исключается, так как ее фаза поддерживается регулятором, а отклонение фазы 1-й гармоники незначительно вследствие близкого к 16° ПКВ положения нивелирующего смещения шкалы УОЗ, равного для этой гармоники на рассматриваемом режиме 7° ПКВ.

Поскольку на практике наблюдаемыми могут быть гармоники сравнительно невысоких порядков, то в данной работе оценка смещения выполнялась по гармоникам порядка $1\frac{1}{2}$... $2\frac{1}{2}$. Для этих гармоник получаются близкие результаты (см. табл. 1), поэтому по ним можно вычислить среднее приведенное отклонение $\Delta\Psi'_{\text{тр}}$ фазы кинетической энергии КШМ, которое может быть принято в качестве усредненной оценки смещения угловой шкалы. Как видно из представленных в табл. 1 результатов, усредненная оценка смещения занижена приблизительно на 7...9 %. Для снижения ошибки можно рекомендовать выполнять оценку смещения в несколько итераций, корректируя положение угловой шкалы по результатам очередной итерации.

При удалении от нивелирующего действие смещения УОЗ гармоники порядка $1\frac{1}{2}$... $2\frac{1}{2}$ также позволяют получить близкую к действительности оценку смещения шкалы (см. табл. 2), однако состав смеси при этом значительно отличается от заданного, и сами значения отклонения фазы имеют больший разброс по гармоникам. Если же эти результаты усреднить вместе с отклонением фазы для тех же гармоник при $\Theta_3 = 16^\circ$ ПКВ, то оценка смеще-

ния составит $-2,95$ и $3,08^\circ$ ПКВ для его заданного значения в -3 и 3° ПКВ соответственно. Такое объединение результатов снижает погрешность оценки до 3 %.

Выводы

Одноцилиндровый двигатель с принудительным воспламенением обладает свойствами, позволяющими в условиях эксплуатации оценить смещение угловой шкалы и свести на нет его влияние на регулирование состава смеси фазовым регулятором.

Смещение шкалы может быть определено различными способами: по отклонению фазы гармоники кинетической энергии КШМ любого наблюдаемого порядка (как минимум, первых пяти) в экстремуме зависимости данной фазы от УОЗ при прочих равных условиях; по сдвигу производной по УОЗ указанной зависимости; по сдвигу зависимости разности данной фазы и УОЗ от последнего; по отклонению фазы гармоник кинетической энергии КШМ высших порядков при УОЗ, нивелирующем действие смещения шкалы на фазу основной гармоники кинетической энергии КШМ. Выбор того или иного способа определяется точностью получаемой оценки в зависимости от условий работы двигателя.

Уточнение действительного положения коленчатого вала за счет оценки смещения шкалы предложенными способами позволит сохранить необходимую точность управления УОЗ при снижении требований к допускам на установку датчика положения коленчатого вала и диска синхронизации на одноцилиндровых двигателях практически любого назначения, особенно при наличии лямбда-зонда.

Литература

1. Ravenhill P., et al. Low cost electronic fuel injection for motorcycles and utility engines // SAE Paper 2009-32-0149.
2. Service manual. EX13, 17, 21, 27, SP170, SP210, EX21 electronic fuel injection engines. Robin America, Inc., 2009. URL: <https://www.subarupower.com/media/manuals/129036362809063750.pdf> (дата обращения: 14.08.2021).
3. Takano Y., et al. Development of intake air pressure sensorless fuel injection system for small motorcycles // SAE Paper 2011-32-0564.
4. Nishida K., et al. Estimation of indicated mean effective pressure using crankshaft angular velocity variation // SAE Paper 2011-32-0510.

5. Seuling S., et al. Model based engine speed evaluation for single-cylinder engine control // SAE Paper 2012-32-0044.
6. Абрамов П.В., Свирин О.А., Сухов С.П., Кочетков А.А. Оценка наполнения и состава смеси в одноцилиндровом двигателе с принудительным воспламенением по внутрицикловой вариации угловой скорости коленчатого вала // Фундаментальные проблемы совершенствования поршневых двигателей: материалы XII Междунар. науч.-практ. конф. Владим. гос. ун-т. Владимир, 2010. С. 79–86.
7. Абрамов П.В. Фазовый регулятор состава смеси для одноцилиндрового двигателя // Двигателестроение. 2021. № 2. С. 26–30.
3. Takano Y., et al. Development of intake air pressure sensorless fuel injection system for small motorcycles // SAE Paper 2011-32-0564.
4. Nishida K., et al. Estimation of indicated mean effective pressure using crankshaft angular velocity variation // SAE Paper 2011-32-0510.
5. Seuling S., et al. Model based engine speed evaluation for single-cylinder engine control // SAE Paper 2012-32-0044.
6. Abramov P.V., Svirin O.A., Sukhov S.P., Kochetkov A.A. Estimation of the filling and composition of the mixture in a single-cylinder engine with forced ignition from the intracycle variation of the angular velocity of the crankshaft. Fundamental'nyye problemy sovershenstvovaniya porshnevykh dvigateley: Materialy XII Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. [Fundamental problems of improving piston engines: Proceedings of the XII International scientific-practical conference]. Vladim. gos. un-t. Vladimir, 2010, pp. 79–86 (in Russ.).
7. Abramov P.V. Phase regulator of the mixture ratio for a single-cylinder engine. Dvigatelestroeniye. 2021. No 2, pp. 26–30 (in Russ.).

References

1. Ravenhill P., et al. Low cost electronic fuel injection for motorcycles and utility engines // SAE Paper 2009-32-0149.
2. Service manual. EX13, 17, 21, 27, SP170, SP210, EX21 electronic fuel injection engines. Robin America, Inc., 2009. URL: <https://www.subarupower.com/media/manuals/129036362809063750.pdf> (accessed: 14.08.2021).

ИННОВАЦИОННОЕ СРЕДСТВО ОСНОВНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ ПРИ ВОЗДЕЛЫВАНИИ СОРГО В УСЛОВИЯХ РЕСПУБЛИКИ БУРУНДИ

AN INNOVATIVE MEANS OF BASIC SOIL CULTIVATION IN THE CULTIVATION OF SORGHUM IN THE CONDITIONS OF THE REPUBLIC OF BURUNDI

Б.Ф. ТАРАСЕНКО, д.т.н.
Э. ХАВЬЯРИМАНА
В.А. ДРОБОТ, к.т.н.
С.Г. РУДНЕВ

ФГБОУ ВО «Кубанский государственный аграрный университет имени И.Т. Трубилина», Краснодар, Россия, donsergio38@gmail.com

B.F. TARASENKO, Dsc in Engineering
E. KHAV'YARIMANA
V.A. DROBOT, PhD in Engineering
S.G. RUDNEV

Kuban State Agrarian University named after Ivan T. Trubilin, Krasnodar, Russia, donsergio38@gmail.com

Сорго – это один из основных продуктов питания в республике Бурунди, где продовольственная безопасность находится под большой угрозой. Сорго генетически адаптирован к жарким и сухим агроэкологиям и используется не только в пищу, но и в качестве корма для домашней птицы и крупного рогатого скота. В республике Бурунди существует проблема повышения урожайности сорго и снижения высоких трудовых затрат при его возделывании, поскольку в целом сельское хозяйство характеризуется натуральным видом с преобладанием продовольственных и сезонных культур, занимающих около 90 % обрабатываемых земель. Традиционное африканское земледелие базируется на системе с отдельными элементами интенсивного земледелия и мало подготовлено для применения высокотехнологичных машин и орудий производства. На наделах крестьянской семьи размером около 0,8 га (два акра) с помощью мотыги и мачете при переложной системе земледелия урожайность сорго достигает 1,0...1,3 т/га. Для крестьянских хозяйств в виде производственных кооперативов площадью 200...300 га, где возможно ведение интенсивного земледелия и применение современных технических агрегатов высокой производительности с целью повышения урожайности в несколько раз, предложена модель сельско-хозяйственного агрегата «Навесная дискокисельная борона», разработанная в Кубанском ГАУ. Борона состоит из трехбалочной рамы, кронштейнов, дискового модуля, дисковых рыхлителей, чизельного модуля, чизельных рыхлителей и прикатывающего катка, а ее назначение – лущение, вспашка и предпосевная культивация благодаря специальному регулируемому механизму выполняются агрегатом за один проход. Это позволит достичь снижения эксплуатационных расходов и затрат энергии ввиду того, что работы по обработке почвы выполняются в очень короткие сроки.

Ключевые слова: Республика Бурунди, сорго, урожайность, основная почвообработка, трехбалочная рама, кронштейн, дисковый модуль, рыхлитель, чизельный модуль, прикатывающий каток.

Для цитирования: Тарасенко Б.Ф., Хавьяримана Э., Дробот В.А., Руднев С.Г. Инновационное средство основной обработки почвы при возделывании сорго в условиях Республики Бурунди // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 5. С. 65–71. DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-65-71

Sorghum is one of the staple foods in the Republic of Burundi, where food security is at risk. Sorghum is genetically adapted to hot and dry agroecologies and is used not only as food, but also as feed for poultry and cattle. There is a problem of increasing the yield of sorghum and reducing the high labor costs in its cultivation in the Republic of Burundi, since in general agriculture is characterized by a natural species with a predominance of food and seasonal crops, which occupy about 90 % of the cultivated land. Traditional African agriculture is based on a system with individual elements of intensive farming and is not well prepared for the use of high-tech machinery and tools of production. On the plots of a peasant family of about 0,8 hectares (two acres) with the help of a hoe and a machete with a shift farming system, the yield of sorghum reaches 1,0 ... 1,3 t / ha. For peasant farms in the form of production cooperatives with an area of 200 ... 300 hectares, where it is possible to conduct intensive farming and to use of modern technical units of high productivity in order to increase yields several times, there was proposed the Mounted discochisel harrow developed in the Kuban State Agrarian University. The harrow consists of a three-girder frame, brackets, a disc module, disc rippers, a chisel module, chisel rippers and a packer roller. Its purpose of peeling, plowing and seedbed cultivation, thanks to a special regulating mechanism, is performed by the unit in one pass. This will help to achieve lower operating and energy costs due to the fact that tillage work is carried out in a very short time.

Keywords: the Republic of Burundi, sorghum, yield, main tillage, three-girder frame, bracket, disc module, cultivator, chisel module, packing wheel.

Cite as: Tarasenko B.F., Khav'yarimana E., Drobot V.A., Rudnev S.G. An innovative means of basic soil cultivation in the cultivation of sorghum in the conditions of the Republic of Burundi. Traktory i sel'khoz mashiny. 2021. No 5, pp. 65–71 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-65-71

Введение

Республика Бурунди – небольшое государство в Центральной Африке, окруженное Танзанией на востоке и юге, Демократической Республикой Конго (ДРК) – на западе и Руандой на севере. Государство расположено на расстоянии 1200 км от Индийского океана, 2200 км – от Атлантического океана и 3800 км – от Средиземного моря. Рельеф Бурунди в основном состоит из высоких плато и холмов и находится на средней высоте 1520 м на границе между водами Нила и Конго. Основные высоты – на востоке и юго-западе. Площадь страны составляет 27834 км², в том числе 2180 км² занимает вода, а плотность населения более 400 чел/км². Республика Бурунди – это страна, которая живет в основном за счет сельскохозяйственного сектора. Сельское хозяйство и животноводство обычно составляют долю от 40 до 60 % валового внутреннего продукта (ВВП).

Климат Бурунди – субэкваториальный, теплый и достаточно влажный. Средняя годовая температура воздуха составляет примерно +23...+25 °С (днем) в регионах на плато и примерно +26...+28 °С – в западных низменностях. Среднее количество выпадающих осадков – 1200–1500 мм в год. Дождливими сезонами считаются период с сентября по ноябрь и с февраля по май. В Республике Бурунди преобладают трех типов: глинистые, песчаные и слоистые почвы. Основная часть почв имеет кислый оттенок – на уровне рН 5...6 единиц. Общая площадь, занятая зерновыми, составляет около 200000 га или выше по всей территории страны. Наибольшая доля приходится на провинции Муинга и Кирундо – 42 %. Выращивание сорго в основном практикуется в пригородных регионах Имбо, Бугесера и Мосо.

Сельскохозяйственный сектор Бурунди характеризуется натуральным сельским хозяйством, в котором в основном преобладают продовольственные и сезонные культуры (кукуруза, рис, фасоль, сорго, бананы, колокез, картофель, сладкий картофель и др.), занимающие 90 % обрабатываемых земель [1]. Сорго – это один из основных продуктов питания в беднейших регионах мира, к которым относится и Бурунди, где продовольственная безопасность находится под большей угрозой. Сорго генетически адаптирована к жарким и сухим агроэкологиям, где было бы сложным выращивание других культур, как для произ-

водства зерна, так и для производства соломы на корм. Сорго используется не только в пищу, но и в качестве корма для домашней птицы и крупного рогатого скота. Сорго зерновое кафрское и хлебное, возделываемое в странах Центральной и Восточной Экваториальной Африки, отличается повышенным содержанием крахмала в зерне и скороспелостью.

Население страны проживает в основном в сельской местности (90 %), а 97 % живут в основном за счет сельского хозяйства и животноводства. В Бурунди преобладают мелкие и мельчайшие крестьянские хозяйства (средние размеры земельного надела крестьянской семьи составляет 0,8 га, или два акра). Традиционное африканское земледелие базируется на переложной системе с отдельными элементами интенсивного земледелия (ирригация, террасирование и т.п.). В переложной системе земельный массив разбивается на несколько участков, часть из которых используется под посев зерновых культур, остальные, утраченные плодородие, оставляют под перелог на 10...30 лет. После естественного восстановления плодородия перелог вновь обрабатывается и засеваются культурными растениями.

На сегодняшний день в Республике Бурунди существует проблема повышения урожайности сорго (выше существующих 1,0...1,3 т/га) и снижения высоких трудовых затрат при его возделывании.

Для борьбы с бедностью в Бурунди следует проводить эффективную политику развития села и социальной защиты [2], включающую определенные решения и действия в рамках фермерских организаций. Имеется часть крестьянских хозяйств, которые объединены в производственные кооперативы площадью 200...300 га. В них возможно ведение интенсивного земледелия и применение современных технических агрегатов высокой производительности, способствующих повышению урожайности в 5...10 раз.

Цель и задачи исследований

Целью исследования являются механизация процесса и повышение качества обработки почвы при возделывании сорго.

Для выполнения поставленной цели поставлены следующие задачи:

– произвести краткий анализ состояния приемов и технических средств обработки почвы в Бурунди;

– предложить универсальную конструкцию агрегата для механизированных процессов разрыхления почвенных структур при возделывании сорго в Бурунди.

Материалы, методы и результаты исследований

Реализация поставленных задач осуществлена следующим образом. Анализируя состояние приемов и технических средств, установлено, что в Республике Бурунди в настоящее время сельскохозяйственные работы выполняются с помощью мотыги и мачете. Мотыга используется для обработки почвы, а мачете – для срезания кустарников деревьев и сорняков перед началом обработки почвы. Обработка мотыгой интересна тем, что способствует переворачиванию земли. Но, с другой стороны, использование этих несовершенных инструментов вызывает определенные проблемы, такие как:

– невозможность обработки почвы на желаемом уровне глубины с учетом требований культуры;

– влечет за собой высокие затраты на рабочую силу и задержки в выполнении работ.

Таким образом, при увеличении посевных площадей и уровня производства для удовлетворения спроса на сельскохозяйственную продукцию и корм (пищевые продукты для людей и животных) в настоящее время предполагается использовать современные орудия, способные выполнять работы, связанные с обработкой почвы в короткие сроки вовремя и качественно.

Согласно поставленной цели исследования, результатом операций является качественный показатель X , от которого зависит урожайность. Установлены предметные переменные, принимающие значения из некоторой предметной области предметных констант, и разрабатывается соответствующая формализованная модель. Например, согласно логическим операциям, формализованная модель процесса сплошной обработки почвы может иметь вид следующего математического выражения:

$$x_1 \wedge x_2 \wedge x_3 \wedge x_4 \wedge x_5 \wedge x_6 \wedge x_7 \wedge x_8 \wedge x_9 \supset X, \quad (1)$$

где \wedge – конъюнкция (союз «и»); \supset – знак импликации (соответствующий по смыслу союзу «если..., то...»); $x_1...x_9$ – предметные переменные: x_1 – глубина обработки; x_2 – ширина захвата агрегата; x_3 – масса агрегата; x_4 – про-

изводительность; x_5 – затраты на обработку почвы (лушение, вспашка, предпосевное рыхление); x_6 – затраты на компенсацию потерь урожая из-за эрозии почвы; x_7 – затраты на компенсацию потерь урожая из-за срыва агротехнических сроков обработки; x_8 – затраты на дополнительные обработки (боронование, культивация, дискование, прикатывание и т.д.); x_9 – затраты на компенсацию потерь урожая от уплотнения почвы.

Каждый параметр представляет собой закономерности, подчиняющиеся сложным законам, зависящим от множества факторов, которые трудно математически описать и определить [3]. В данной модели не учтены затраты, связанные с заделкой незерновой части урожая, и затраты, связанные с влагосбережением.

Вследствие того, что имеются трудности установления функциональных зависимостей между параметрами рабочих органов, силами сопротивления почвы, физико-механическими свойствами почвы, ее структуры и плодородия, нами предложено дальнейшие исследования проводить с использованием логики предикатов и кванторной алгебры. Так как предикат (n -местный) – это функция с областью значений $\{0,1\}$ (или «Истина» и «Ложь»), определенная на n -й декартовой степени множества M [4], то, с учетом сказанного, в качестве первого предиката нами взят «Минимум общих затрат на почвообработку»:

$$A(x_1...x_{11}) / x_5 = f(x_1, ..., x_4), x_{11} = x_5 + x_7 + x_8 + x_9 + x_{10}, \quad (2)$$

где x_{10} – затраты, связанные с заделкой незерновой части урожая; x_{11} – затраты, связанные с влагосбережением.

Для обеспечения указанной модели нами была предложена находящаяся на этапе патентирования усовершенствованная конструкция сельскохозяйственной машины в виде полезной модели с названием «Навесная диско-чизельная борона» (рис. 1). Техническим результатом ее разработки являются снижение трудозатрат на регулировки, расширение функциональных возможностей и повышение качества обработки.

Рассматривая аналоги предложенной конструкции (устройство для обработки почвы [5], устройство для безотвальной обработки почвы [6], навесная дисковая борона Паллада БДН-2400 [7]), можно выявить их основные недо-

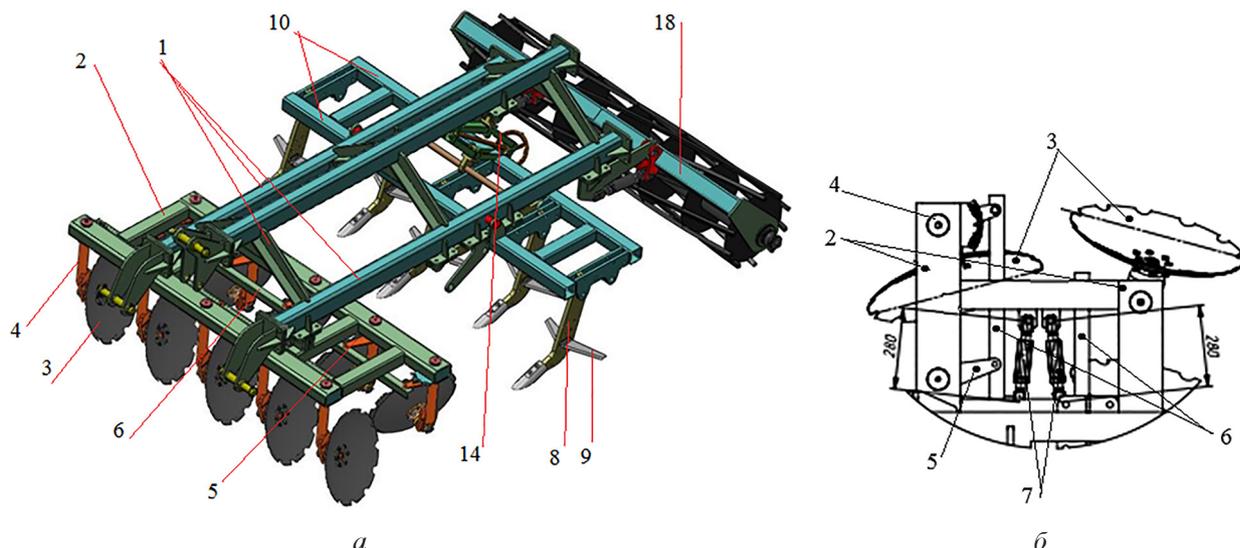


Рис. 1. Конструкция навесной дискочизельной бороны:

a – общий вид бороны; *б* – часть дискового модуля (вид сверху)

Fig. 1. Mounted disko-chisel harrow design:

a – general view of the harrow; *b* – part of the disk module (top view)

статки: низкие функциональные возможности, связанные с глубиной обработки 8–18 см, и качество обработки. У других аналогов, таких как борона дискочизельная (дискочизель) БДЧ «Росомаха» [8], можно рассматривать в качестве недостатков данной конструкции то, что она прицепная. Из-за этого возникают неудобства работы в чеках, в результате имеются необработанные участки по углам. Также к недостаткам можно отнести крепление стоек чизельных рабочих органов, что ведет к высоким затратам труда на регулировку глубины, причем всего на два положения, и низкие функциональные возможности, так как не выполняется операция лущения без лап-глубококорыхлителей.

Навесная диско-чизельная борона (рис. 1–3) содержит продольную раму 1, которая выполнена трехбалочной и оснащена ребрами жесткости и кронштейнами для навески на энергетическое средство. К раме 1 последовательно крепятся с помощью кронштейнов дисковый модуль 2 в виде рамы с двумя рядами сферических дисков 3 диаметром 560 мм. Каждый диск 3 бороны смонтирован на индивидуальной стойке 4 в узлах с индивидуальными пресс-масленками, с возможностью плавной регулировки угла атаки каждого ряда дисков в пределах от 0 до 30° с помощью рычагов 5, планок 6 и талрепов 7. Далее размещен выполненный в виде рамы с двумя рядами лап-глубококорыхлителей 8 с регулирующими

по высоте боковыми ножами 9 чизельный модуль 10. Чизельный модуль 10 представляет качающееся звено параллелограммного механизма благодаря шарнирно закрепленным к раме 1 и его раме плечей 11 и 12. Плечи 12 оснащены рычагом 13, который связан через винтовой домкрат 14 с верхней балкой рамы 1. Для жесткой фиксации положений чизельного модуля 10 на его раме и на раме 1 предусмотрены кронштейны 15 и 16 с отверстиями для фиксирующих пальцев. Затем расположен планчато-спиральный каток 17, оснащенный кронштейнами крепления 18 и талрепами 19 регулировки его вертикального положения.

Работа навесной дискочизельной бороны заключается в следующем. При навешенной на трактор трехбалочной раме 1 для операции лущения после уборки зерновых культур вначале производится регулировка на дисковом модуле 2, где устанавливают необходимый для лущения угол атаки каждого ряда дисков 3, поворачивая их стойки 4 с помощью рычагов 5 и планок 6 талрепами 7. Далее поднимают лапы глубококорыхлителей 8 с боковыми ножами 9 при помощи рамы чизельного модуля 10, являющейся качающимся звеном параллелограммного механизма, плечей 11, 12 посредством рычага 13 и винтового домкрата 14 в крайнее верхнее положение. Затем регулируют глубину обработки дисков 3 установкой необходимой высоты планчато-спирального катка 17 относительно кронштейнов

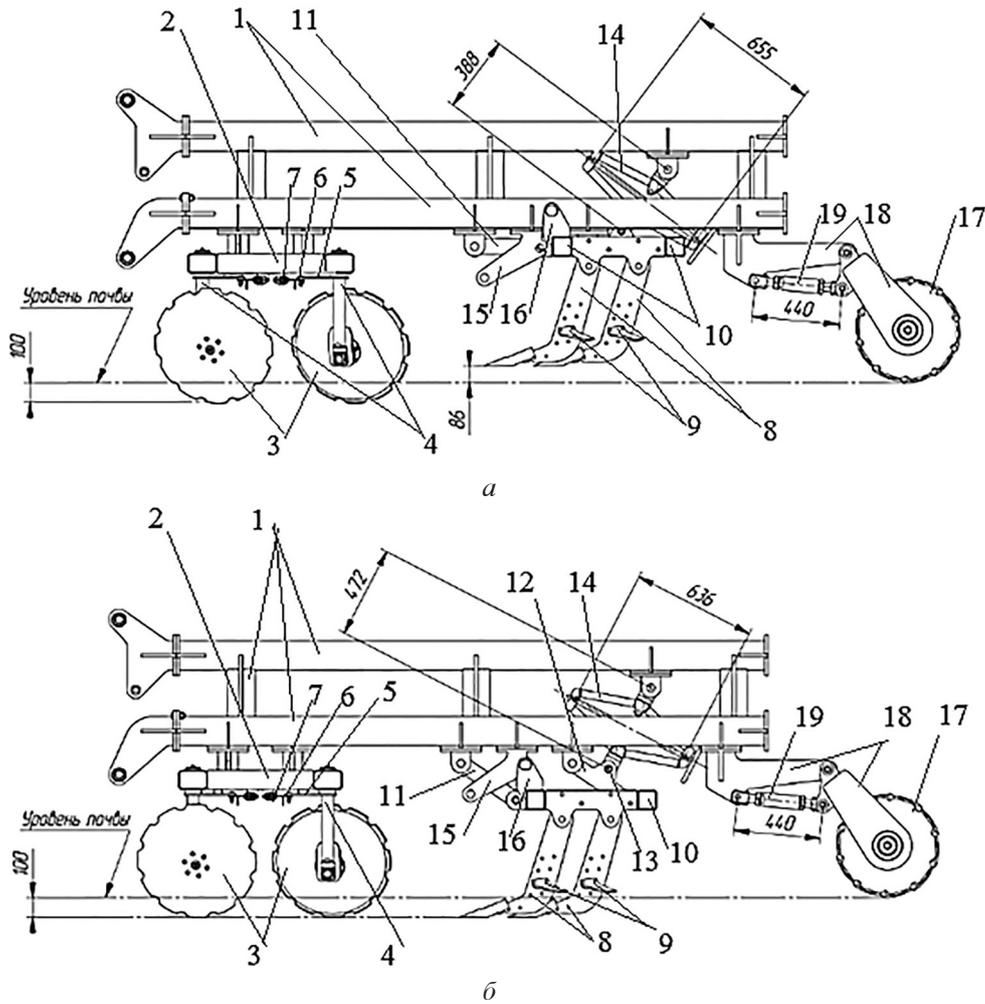


Рис. 2. Схема работы навесной дискочизельной бороны:

а – вид сбоку технологической операции лущения; б – вид сбоку технологической операции предпосевной обработки почвы

Fig. 2. Work diagram of the mounted discohisel harrow: a – side view of the peeling technological operation; b – side view of the technological operation of pre-sowing soil cultivation

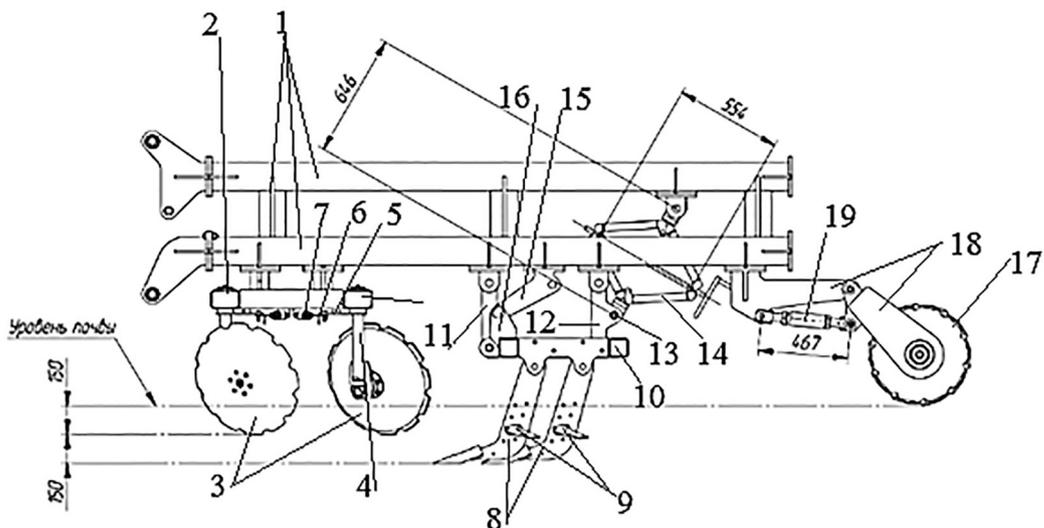


Рис. 3. Схема навесной дискочизельной бороны (вид сбоку технологической операции вспашки)

Fig. 3. Diagram of a mounted discohisel harrow (side view of the technological operation of plowing)

крепления 18 талрепами 19. После этого заезжают в чек, опускают раму 1 в рабочее положение и начинают движение. В работе участвуют диски 3 и каток 17. Получаемая глубина обработки дисками 3 данной операции – в пределах 100 мм.

Для предпосевной обработки также вначале устанавливают необходимый для данного процесса угол атаки каждого ряда дисков 3. Далее опускают лапы глубокорыхлителей 8 с боковыми ножами 9 с помощью рамы чизельного модуля 10, являющейся качающимся звеном параллелограммного механизма, плечей 11, 12 посредством рычага 13 и винтового домкрата 14 в среднее положение. Далее чизельный модуль 10 жестко фиксируется при совпадении верхнего отверстия кронштейнов 15 и с отверстиями кронштейнов 16 посредством фиксирующих пальцев. Затем также регулируется глубина обработки дисками 3 и глубокорыхлителями 8 с боковыми ножами 9 установкой параметров необходимой высоты планчато-спирального катка 17 относительно кронштейнов крепления 18 талрепами 19. После этого заезжают в чек, опускают раму 1 в рабочее положение и начинают движение. Получаемая глубина обработки дисками 3 при этой операции – в пределах 100 мм, лапы-глубокорыхлители 8 с боковыми ножами 9 – также в пределах 100 мм. Дисковые органы 3 производят разделку стерни, измельчают растительные остатки и перемешивают ее с почвой. Применяемые лапы-глубокорыхлители 8 с боковыми ножами 9 создают ровную подпочвенную подошву и исключают саму возможность появления огрехов. Каток 17 раздавливает комки, выравнивает поверхность почвы и создает мелкокомковатый поверхностный слой.

Для операции вспашки аналогично вначале устанавливают необходимый для вспашки угол атаки каждого ряда дисков 3. Далее опускают лапы глубокорыхлителей 8 с боковыми ножами 9 с помощью рамы чизельного модуля 10, являющейся качающимся звеном параллелограммного механизма, плечей 11, 12 посредством рычага 13 и винтового домкрата 14 в крайнее нижнее положение. Затем чизельный модуль 10 жестко фиксируется с помощью кронштейнов 15 и 16 с отверстиями и фиксирующих пальцев. Также регулируется глубина обработки дисками 3 и глубокорыхлителями 8 с боковыми ножами 9 установкой необходимой высоты планчато-спирального

катка 17 относительно кронштейнов крепления 18 талрепами 19. После этого заезжают в чек, опускают раму 1 в рабочее положение и начинают движение. В работе участвуют диски 3, глубокорыхлители 8 с боковыми ножами 9 и каток 17. Получаемая глубина обработки дисками 3 при этой операции – в пределах 150 мм, лапы-глубокорыхлители 8 с боковыми ножами 9 – еще глубже, на 150 мм.

Для глубокого рыхления модуль 2 с дисками снимается, при этом работают лапы-глубокорыхлители 8 и планчато-спиральный каток 17.

Новыми элементами в конструкции является то, что продольная рама выполнена трехбалочной, оснащена ребрами жесткости и кронштейнами для навески на энергетическое средство. При этом чизельный модуль выполнен в виде качающегося звена параллелограммного механизма благодаря шарнирно закрепленным на его продольной раме плечам, одни из которых оснащены рычагом, связанным через винтовой домкрат с верхней балкой продольной рамы. Причем для жесткой фиксации положения чизельного модуля на его раме и на продольной раме предусмотрены кронштейны с отверстиями и фиксирующие пальцы.

Заключение

1. Применение разработанной модели «Навесная дискочизельная борона» обеспечит снижение трудозатрат на регулировки, расширение функциональных возможностей за счет дополнительной операции лущения без чизелей и повышение качества обработки почвы, так как благодаря навесной системе облегчаются заезды в чеки и исключаются необработанные участки по углам.

2. Чтобы выращивать сорго в Республике Бурунди, для операций лущения, вспашки, предпосевного рыхления необходимы три разных технических средства, что нерентабельно из-за большой номенклатуры. В нашем случае все указанные операции выполняются одной машиной.

3. Использование комбинированного агрегата, способного выполнять несколько операций за один проход, дает следующие преимущества: снижение эксплуатационных расходов; работы по обработке почвы выполняются в очень короткие сроки, а также снижаются затраты энергии.

Литература

1. ФАО, МФСР, ЮНИСЕФ, ВПП и ВОЗ. Положение дел в области продовольственной безопасности и питания в мире. Повышение устойчивости к климатическим воздействиям в целях обеспечения продовольственной безопасности и питания. Рим, ФАО. 2018. Лицензия: CC BY-NC-SA 3.0 IGO.
2. Культуры, выращенные в Бурунди. URL: <https://eucord.org/wpcontent/uploads/2014/01/Fiche-technique-sur-la-culture-de-Gambella.pdf>
3. Оськин С.В., Тарасенко Б.Ф. Эффективные комплексы почвообрабатывающих агрегатов: монография для магистрантов и аспирантов высших учебных заведений по направлению «Агроинженерия». Краснодар, КубГАУ. 2016. 380 с.
4. URL: <http://ru.math.wikia.com/wiki/Предикат>
5. Медовник А.Н., Тарасенко Б.Ф., Твердохлебов С.А., ФГОУ ВПО Кубанский государственный аграрный университет. Устройство для обработки почвы: патент РФ № 2298302, МПК А01В 35/28, А01В35/26. Оpubл. 10.05.2007, Бюл. № 13.
6. Тарасенко Б.Ф., Медовник А.Н., Горовой С.А. и др., ФГОУ ВПО Кубанский государственный аграрный университет. Устройство для безотвальной обработки почвы: патент РФ № 2404560, МПК А01В 35/26, А01В 39/20. Оpubл. 27.11.2010, Бюл. № 33.
7. Навесная дисковая борона «Паллада» БДН-2400. URL: <https://www.lbr.ru/borony/diskovye/bdn-2400-pallada>
8. Почвообрабатывающая техника. Группа компаний БДТ-АГРО: борона дискочизельная (дискочизель) БДЧ «Росомаха». Краснодар. С. 20–21.
9. matcheskim vozdeystviyam v tselyakh obespecheniya prodovol'stvennoy bezopasnosti i pitaniya [The state of food security and nutrition in the world. Building climate resilience for food security and nutrition]. Рим, ФАО. 2018. Лицензия: CC BY-NC-SA 3.0 IGO.
10. Kul'tury, vyrashchennyye v Burundi [Crops grown in Burundi]. URL: <https://eucord.org/wpcontent/uploads/2014/01/Fiche-technique-sur-la-culture-de-Gambella.pdf>
11. Os'kin S.V., Tarasenko B.F. Effektivnyye komplekсы pochvoobrabatyvayushchikh agregatov [Effective complexes of tillage implements]: monografiya dlya magistrantov i aspirantov vysshikh uchebnykh zavedeniy po napravleniyu «Agroinzheneriya». Krasnodar, KuBGAU Publ. 2016. 380 p.
12. <http://ru.math.wikia.com/wiki/Predikat>
13. Patent RF No 2298302, МПК А01В 35/28, А01В35/26. Ustroystvo dlya obrabotki pochvy [Tillage device]. Avt.: A.N. Medov-nik, B.F. Tarasenko, S.A. Tverdokhlebov: patentoobladatel' FGOU VPO Kubanskiy gosudarstvennyy agrarnyy universitet, opubl. 10.05.2007, Byul. No 13.
14. Patent RF No 2404560, МПК А01В 35/26, А01В 39/20. Ustroystvo dlya bezotval'noy obrabotki pochvy [Device for moldboard-free tillage]. Avt.: B.F. Tarasenko, A.N. Medovnik, S.A. Gorovoy i dr.: patentoobladatel' FGOU VPO Kubanskiy gosudarstvennyy agrarnyy universitet, opubl. 27.11.2010 Byul. No 33.
15. Navesnaya diskovaya borona Pallada BDN-2400 [Mounted Pallada BDN-2400 disc harrow]. URL: <https://www.lbr.ru/borony/diskovye/bdn-2400-pallada>
16. Pochvoobrabatyvayushchaya tekhnika. Gruppy kompaniy BDT-AGRO: Borona diskochizel'naya (diskochizel') BDCH «RosomakhA» [Tillage equipment. Group of companies BDT-AGRO: Disco-chisel harrow Rosomakha]. Krasnodar, pp. 20–21.

References

1. FAO, MFSR, YUNISEF, VPP i VOZ. Polozheniye del v oblasti prodovol'stvennoy bezopasnosti i pitaniya v mire. Povysheniye ustoychivosti k kli-

