



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

TRACTORS AND AGRICULTURAL
MACHINERY

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с февраля 1930 г.

6•2020

Выходит 6 раз в год

ISSN 0321-4443

DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6

Учредитель

- Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский политехнический университет»

Зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций 14.04.2017
ПИ № ФС77-69443

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

Издатель

Московский Политех

Адрес издательства:

115280, Москва, Автозаводская, 16
Тел. (495) 276-33-67
E-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru
Сайт: www.mospolytech.ru

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)

| | |
|---|---|
| Каминский В.Н. 90 лет в строю, вместе со страной и отраслью | 5 |
|---|---|

**ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
И ОБОРУДОВАНИЕ****ENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES
AND EQUIPMENT**

| | | |
|--|--|---|
| Плотников С.А., Карташевич А.Н., Глушков М.Н., Шипин А.И. Создание и исследование свойств многокомпонентных биотоплив для тракторных дизелей | Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Glushkov M.N., Shipin A.I. Creation and study of the properties of multicomponent biofuels for tractor diesel engines | 6 |
|--|--|---|

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ**NEW MACHINES AND EQUIPMENT**

| | | |
|---|---|----|
| Куинь Нгуен Тхинь, Дунин А.Ю. Исследование рабочего процесса дизеля при его работе с давлением впрыскивания 300 МПа | Quynh Nguyen Thin, Dunin A.Y. Study of the diesel engine working process during its operation with a fuel injection pressure of 300 MPa | 13 |
| Измайлов А.Ю., Лобачевский Я.П., Дорохов А.С., Сибирев А.В., Крючков В.А., Сазонов Н.В. Современные технологии и техника для сельского хозяйства – тенденции выставки AGRITECHNIKA 2019 | Izmaylov A.YU., Lobachevskiy YA.P., Dorokhov A.S., Sibirev A.V., Kryuchkov V.A., Sazonov N.V. Modern agriculture technologies and equipment – trends of an AGRITECHNIKA 2019 exhibition | 28 |

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ**THEORY, DESIGN, TESTING**

| | | |
|--|--|----|
| Трояновская И.П., Жаков А.О. Курсовая устойчивость машинно-тракторного агрегата при вспашке | Troyanovskaya I.P., Zhakov A.O. Road holding ability I.P. of machine-tractor unit during plowing | 41 |
| Гончаренко С.В., Годжаев З.А., Артемов А.В., Прядкин В.И., Годжаев Т.А. Экспериментальная оценка тягово-сцепных качеств шины сверхнизкого давления | Goncharenko S.V., Godzhaev Z.A., Artemov A.V., Pryadkin V.I., Godzhaev T.Z. Experimental evaluation of traction properties of ultra-low pressure tires | 50 |
| Сенькевич С.Е., Крюковская Н.С. Анализ экспериментальных исследований трактора, оснащенного упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии, при движении в составе транспортного тракторного агрегата | Senkevich S.E., Kryukovskaya N.S. Analysis of experimental researches of the tractor equipped with an elastic-damping mechanism in the transmission when moving in the composition of the transport tractor unit | 59 |

КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ**QUALITY, RELIABILITY**

| | | |
|---|--|----|
| Журавлева Л.А., Тхуан Н.В. Факторы, влияющие на изменение сопротивления передвижению колес и глубину колеи широкозахватных дождевальных машин | Zhuravleva L.A., Tkuan N.V. Factors affecting the change in wheel resistance and track depth of wide-grip sprinkler machines | 67 |
| Кем А.А., Чекусов М.С., Шмидт А.Н. Влияние работы комбинированного сошника на качество и урожайность зерна | Kem A.A., Chekusov M.S., Shmidt A.N. The influence of the combined coulter operation on the quality and yield of grain | 72 |
| Ву Д.К., Ронжин А.Л. Алгоритмическая модель выбора параметров конфигурации робототехнического захвата сельскохозяйственной продукции | Vu D.K., Ronzhin A.L. Algorithmic model for choosing configuration parameters for robotic gripping of agricultural products | 78 |

**ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ
И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА****ECONOMICS, ORGANIZATION
AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING**

| | | |
|--|--|-----|
| Зинцов А.Н., Соколов В.Н. Новый процесс вспушивания лент льнотресты | Zintsov A.N., Sokolov V.N. New process for fluffing rotted straw | 91 |
| Казанников О.В., Отмахов Д.В. Восстановление штоков гидроцилиндров методом ЭИЛ | Kazannikov O.V., Otmakhov D.V. Restoration of hydraulic cylinder rods by method of ESA | 101 |

90 ЛЕТ В СТРОЮ, ВМЕСТЕ СО СТРАНОЙ И ОТРАСЛЮ

Уважаемые коллеги, дорогие друзья!

Перед вами заключительный, шестой, номер журнала за 2020 год. Прошедший год был сложным и тревожным, в том числе для отечественной промышленности и науки. Однако происходили и радостные события. И одно из них – 90-летие нашего журнала «Тракторы и сельхозмашины», главного специализированного научного и практического издания тракторного и сельскохозяйственного машиностроения СССР и новой России.

История нашего журнала началась в феврале 1930 года. «Сельскохозяйственная машина», «Автотракторное дело», «Сельхозмашины», «Автомобильная и тракторная промышленность», «Тракторы и сельскохозяйственные машины» – под такими названиями издание выходило в разные годы. С началом Великой Отечественной войны выпуск журнала был прекращен и возобновился в 1947 году.

За всю историю у журнала несколько раз менялись и его учредители. С 2017 года учредителем является Московский политехнический университет. Знаменательно, что именно в юбилейном 2020 году Московский Политех поставил перед изданием новую задачу – индексироваться в международной наукометрической базе данных «Скопус».

Мы благодарим всех вас – наших читателей и авторов, учредителей и издателей, партнеров и представителей государственных органов – за верность журналу и веру в его будущее, а также за общий настрой – сохранять традиции и преумножать его славную историю, продолжать знакомить читателей с последними достижениями в науке и технике тракторного и сельскохозяйственного машиностроения, с текущим положением и прогнозами развития отрасли.

В 2021 году мы планируем опубликовать серию статей по истории журнала, тесно связанной с историей отрасли, отечественной промышленности, науки и нашей великой страны. Тем самым восстанавливаются традиции: в журнале долгие годы существовал исторический раздел. Здесь мы предоставим слово ведущим специалистам отрасли, которые поделятся воспоминаниями о достижениях профильных институтов и заводов страны, а также о людях – гордости отрасли.

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

СОЗДАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ БИОТОПЛИВ ДЛЯ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

CREATION AND STUDY OF THE PROPERTIES OF MULTICOMPONENT BIOFUELS FOR TRACTOR DIESEL ENGINES

С.А. ПЛОТНИКОВ, д.т.н.
А.Н. КАРТАШЕВИЧ, д.т.н.
М.Н. ГЛУШКОВ
А.И. ШИПИН

Вятский государственный университет (ВятГУ), Киров,
Россия, PlotnikovSA@bk.ru

S.A. PLOTNIKOV, DSc in Engineering
A.N. KARTASHEVICH, DSc in Engineering
M.N. GLUSHKOV
A.I. SHIPIN

Vyatka State University, Kirov, Russia, PlotnikovSA@bk.ru

В настоящее время наблюдается интерес к нетрадиционным видам топлива, сырьем для которого служат возобновляемые ресурсы различного происхождения, предназначенные для получения, прежде всего, биотоплив. Цены биотоплив соизмеримы с ценами топлив нефтяного происхождения, а в некоторых случаях даже ниже. Наиболее значимые для работы свойства биотоплив не совпадают со свойствами товарных дизельное топливо. В силу этого при конвертации ДВС, изначально созданных для работы на дизельном топливе, под биотоплива обозначается перечень проблем. Одним из продуктивных направлений адаптации ДВС может быть использование многокомпонентных смесевых биотоплив. Расширения многотопливности дизелей и приближения нужных свойств биотоплив к аналогичным для товарного дизельного топлива целесообразнее достичь путем использования многокомпонентных составов, вследствие чего свойства одного топлива могут компенсировать свойства другого.

Исследования в области тепловых двигателей обычно базируются на получении данных стендовых испытаний. Учитывая длительность и трудоемкость такого пути, все чаще стали применяться элементы научного планирования эксперимента. Для сокращения количества опытов было применено планирование эксперимента на основе трехфакторного плана Бокса – Бенкина. Строились уравнения регрессии, проводилась оценка адекватности полученных моделей и оценка значимости его коэффициентов. Опираясь на полученные данные в ходе исследований, было определено процентное соотношение ингредиентов биотопливной композиции исходя из условий достаточной стабильности и кинематической вязкости.

Разработана модернизированная конструкция системы питания сельскохозяйственного трактора для его работы на биотопливной композиции, позволяющая сохранять ее вязкостно-температурные свойства в рамках действующего стандарта независимо от температуры окружающего воздуха. Экспериментальным путем получено подтверждение возможности работы трактора на разработанном составе нового топлива.

Ключевые слова: многокомпонентное биотопливо, дизельное топливо, этанол, рапсовое масло, композиция, планирование эксперимента.

Для цитирования: Плотников С.А., Карташевич А.Н., Глушков М.Н., Шипин А.И. Создание и исследование свойств многокомпонентных биотоплив для тракторных дизелей // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 6–12. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-6-12.

There is an interest in unconventional fuels, their feedstock are renewable resources of various origins, intended for the production, primarily, of biofuels. Biofuel prices are commensurate with the prices of petroleum-based fuels, and in some cases biofuel prices are even lower.

The most significant properties of biofuels for operation do not coincide with the properties of commercial diesel fuel. Due to this, when converting ICEs, originally created for operation on diesel fuel, for biofuels, a list of problems is indicated. One of the productive areas of internal combustion engine adaptation can be the use of multicomponent blended biofuels. Expansion of multi-fuel diesel engines and the approximation of the required properties of biofuels to those for commercial diesel fuel are more expedient to achieve by using multicomponent compositions, the result is that the properties of one fuel can compensate the properties of another.

Research in the field of heat engines is usually based on the acquisition of bench test data. Considering the length and complexity of this path, elements of scientific planning of the experiment are increasingly used. To reduce the number of experiments, experimental design based on the Box-Behnken three-factor design was applied. Regression equations were built, the adequacy of the obtained models was assessed, and the significance of its coefficients was evaluated. Based on the data obtained during the research, the percentage of the ingredients of the biofuel composition was determined taking into account the conditions of sufficient stability and kinematic viscosity.

A modernized design of the power supply system of an agricultural tractor has been developed for its operation on a biofuel composition. It allows to maintain its viscosity-temperature properties within the framework of the current standard, regardless of the ambient temperature. The confirmation of the possibility of tractor operation on the developed composition of the new fuel was obtained experimentally.

Keywords: multicomponent biofuel, diesel fuel, ethanol, rapeseed oil, composition, experiment planning.

Cite as: S.A. Plotnikov, A.N. Kartashevich, M.N. Glushkov, A.I. Shipin Creation and study of the properties of multicomponent biofuels for tractor diesel engines. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2020. No 6, pp. 6–12 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-6-12.

Введение

В настоящее время наблюдается глобальный интерес к нетрадиционным видам топлива, сырьем для которого служат возобновляемые ресурсы различного происхождения. Объемы таких ресурсов фактически безграничны [1], и предназначены они для получения, прежде всего, биотоплив. Цены биотоплив соизмеримы с ценами топлив нефтяного происхождения, а в некоторых случаях даже ниже [10].

Следует отметить, что моторные свойства биотоплив более соизмеримы с аналогичными цифрами для дизельных топлив (ДТ), чем автотензинов – в частности, обладают надлежащими значениями плотности и вязкости. Заметным отличием также является пониженная испаряемость [9]. Соответственно, применение биотоплив целесообразнее в дизельных ДВС, т.к. двигатели, работающие с воспламенением от сжатия, менее чувствительны к свойствам моторного топлива. Одновременно дизельным ДВС присущи большая степень сжатия, повышенная потребность в избытке воздуха; дизели имеют несравненно лучшие показатели топливной экономичности, меньшую вредность отработавших газов (ОГ) [2].

Наиболее значимые для работы свойства биотоплив не совпадают со свойствами товарных ДТ. В силу этого при конвертации ДВС, изначально созданных для работы на ДТ, под биотоплива обозначается перечень проблем. К которым относятся иная организация рабочего процесса, отличие процессов питания и регулирования топливом, иные характеристики распыливания и смесеобразования топливовоздушной смеси, особенности сгорания [11]. Отмеченные обстоятельства ведут к нарушению заводских регулировок дизеля, падению ряда его эксплуатационных показателей, форсированному износу деталей и снижению надежности и долговечности двигателя в целом. Одним из продуктивных направле-

ний адаптации ДВС может быть использование многокомпонентных смесевых биотоплив. Расширения многотопливности дизелей и приближения нужных свойств биотоплив к аналогичным для товарного дизельного топлива целесообразнее достичь путем использования многокомпонентных составов, вследствие чего свойства одного топлива могут компенсировать свойства другого. Соответственно, совместное использование части дизельного топлива с рапсовым маслом [8] и этанолом является на сегодняшний день весьма интересной и актуальной задачей.

Исследования в области тепловых двигателей обычно базируются на получении данных стендовых испытаний, построении по их результатам характеристик и дальнейшем глубоком теоретическом анализе полученных кривых. В реальности полученная характеристика является не чем иным, как результатом однофакторного эксперимента. Выяснить характер влияния нескольких факторов на искомый результат в отмеченном случае весьма проблематично. Решение может заключаться в одновременном снятии серии однотипных характеристик, а также совместной оценке других – регулировочных, нагрузочных, скоростных, пусковых, регуляторных и т.п. – характеристик. Такая методика позволяет достоверно выявить характер и уровень влияния любого фактора на интересующие исследователя показатели работы ДВС. Учитывая длительность и трудоемкость такого пути, все чаще стали применяться элементы научного планирования эксперимента.

Применение теории планирования экспериментов в двигателестроении может быть оправдано с различных точек зрения. В первую очередь, это сокращение затрат на оптимизацию, несмотря на многочисленность исследуемых факторов. Также преимуществами можно считать: доступность для научного исследования любых природных процессов; способ-

ность управления самим процессом исследования, возможность прогнозирования данных; желание отмечать и даже снижать множество или подмножество изучаемых факторов и параметров из воздействия; очевидность проведения анализа в сравнении с уже опубликованными данными исследований; повышение точности оценки построенных по полученным уравнениям моделей процессов.

Значительный вклад в развитие и внедрение планирования эксперимента внесли разработки Бокса и Уилсона, данные исследований отечественных ученых Г.К. Круга, Е.В. Марковой, В.В. Федорова, В.В. Налимова. В данное время имеется некоторый опыт использования методик планирования эксперимента в тракторном двигателестроении, отмечающийся высоким качеством полученных при этом результатов. В целом анализ литературных источников говорит о том, что дальнейшие исследования идут в двух направлениях. Во-первых, имеет место развитие методов планирования эксперимента. Во-вторых, происходит дальнейшее накопление опыта, что позволяет использовать методику при исследовании малоизученных процессов ДВС.

Как правило, авторы отмечают, что теорию и методику планирования эксперимента целесообразно использовать в исследовании процесса сгорания или процесса образования токсичных компонентов ОГ или в случае ускоренных испытаний. Тем не менее, отмечается, что в большинстве направлений исследований ДВС наиболее достоверные результаты дают планы экстремальных экспериментов. В нашем случае имеет место оптимизация состава топлива. Наиболее реальную картину оптимизации можно увидеть после оценки влияния составов, не только на показатели процесса сгорания, но и на входные показатели – вязкость, плотность, низкотемпературные и другие свойства моторного топлива. Посредством оптимизации исследуемых факторов и построения поверхностей отклика, в дальнейшем открывается путь исследования самих многокомпонентных составов, учитывая непостоянство режимных факторов работы реального двигателя.

Обзор литературы

Следует отметить, что ряд исследователей уже пытались работать в данном направлении. Например, для оценки совместного влияния

подачи воды и метилового спирта на впуске на эффективные показатели дизеля уже использовались элементы теории планирования [4]. Физический эксперимент осуществлялся на номинальной частоте вращения вала дизеля 2Ч 10,5/12,0. Установочный угол опережения впрыскивания топлива был наивыгоднейшим. Использовался симплекс-решетчатый план Шеффе для исследования определенных участков диаграммы, описывающей состав-свойство. Расположение триангулированных компонентов X_1 , X_2 , X_3 и область экспериментирования представлены на рис. 1.

Полученная диаграмма имела вид равносоставленного треугольника. Грани треугольника представляли собой оси координат, причем любой точке треугольника был присущ всего единственно возможный состав смеси. Пересчет данных в натуральные значения переменных производился путем решения системы уравнений [4].

Для определения оптимальных нагрузочных и скоростных режимов работы дизеля 2Ч 10,5/12,0, обеспечивающих наибольшую экономию топлива и максимум эффективного КПД при работе на метано-топливных эмульсиях различного состава, авторами [7] было применено планирование эксперимента.

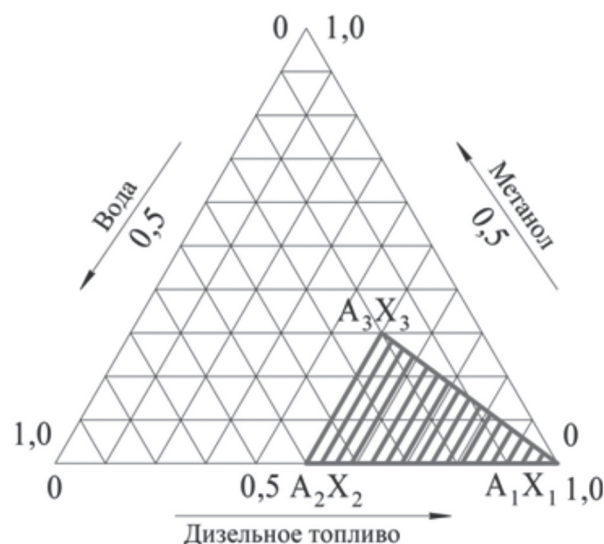


Рис. 1. Нахождение триангулированных компонентов и зона эксперимента при работе дизеля 2Ч 10,5/12/0 с подачей воды и метилового спирта

Fig. 1. Triangulated components location and the test zone during the operation of a 2Ch 10,5/12/0 diesel engine with water and methyl alcohol supply

На рис. 2 показана поверхность отклика, характеризующая зависимость эффективного КПД от режимных факторов. Анализ полученных расчетно-теоретических данных наглядно показывает, при каком содержании метанола в суммарном топливе, при каких частотах вращения коленчатого вала и при какой нагрузке достигается наибольшая эффективность работы дизеля. Нетрудно заметить, что методика позволяет вовлечь в анализ большой диапазон нагрузочных и скоростных режимов дизеля, которые ранее оставались вне внимания исследователей.

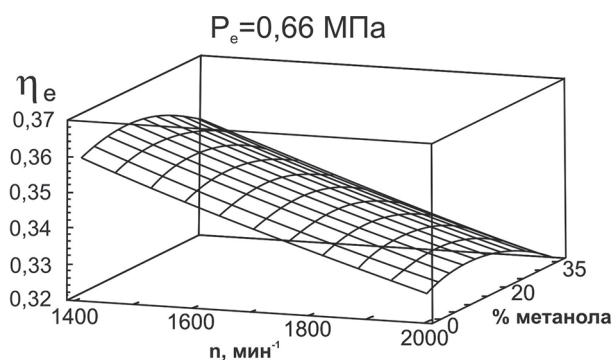


Рис. 2. Зависимость эффективного КПД дизеля от режимных факторов и состава топлива

Fig. 2. Dependence of the effective efficiency of a diesel engine on operating factors and fuel composition

Цель и задачи исследований

Цель исследований – определение оптимального состава биотопливной композиции для тракторного дизеля с улучшенными эксплуатационными свойствами, приближенными к свойствам товарного дизельного топлива.

Задачи: исследование влияния состава компонентов на значения физической стабильности и кинематической вязкости, модернизация системы питания трактора.

Материалы и методы

Для определения оптимального состава топливных композиций, обеспечивающих наибольшую стабильность, при проведении исследований был задействован стандартный трехуровневый план эксперимента Бокса – Бенкена второго порядка для трех факторов.

Факторами служили, соответственно, X_1 – содержание рапсового масла в топливе, X_2 – содержание этанола в топливе, X_3 – содержание дизельного топлива.

В качестве критерия оптимизации принимали время стабильности (в минутах).

Была проведена рандомизация опытов с использованием таблиц случайных чисел [3, 5, 6]. Матрица, названия, кодированные обозначения факторов, значения критериев оптимизации приведены в табл. 1.

Таблица 1

Матрица плана эксперимента Бокса – Бенкена для трех факторов

Table 1. Box-Behnken experimental design matrix for three factors

| № п/п | Фактор 1, РМ (граммы) | Фактор 2, этанол (граммы) | Фактор 3, ДТ (граммы) | Значение критерия оптимизации (стабильность, минуты) |
|-------|-----------------------|---------------------------|-----------------------|--|
| 1 | 3 | 3 | 3 | 26,0 |
| 2 | 1 | 5 | 3 | 16,6 |
| 3 | 1 | 1 | 3 | 3,0 |
| 4 | 3 | 5 | 5 | 35,0 |
| 5 | 5 | 1 | 3 | 15,0 |
| 6 | 1 | 3 | 1 | 13,5 |
| 7 | 5 | 5 | 3 | 35,5 |
| 8 | 3 | 3 | 3 | 24,0 |
| 9 | 1 | 3 | 5 | 15,5 |
| 10 | 3 | 5 | 1 | 15,5 |
| 11 | 3 | 1 | 1 | 15,5 |
| 12 | 5 | 3 | 1 | 21,0 |
| 13 | 5 | 3 | 5 | 36,0 |
| 14 | 3 | 1 | 5 | 26,0 |
| 15 | 3 | 3 | 3 | 28,0 |

Получение и исследование результатов осуществлялось следующим образом.

1. Подсчитывалась дисперсия ошибок опытов.

2. Подсчитывалась однородность дисперсий ошибок опытов на основе критерия Кохрена.

3. Рассчитывались значения коэффициентов модели регрессионного анализа для выбранного плана эксперимента.

4. Осуществлялась оценка значимости коэффициентов регрессии на основе *t*-критерия Стьюдента.

5. Определялось соответствие найденных математических моделей имеющимся данным эксперимента по *F*-критерию Фишера.

6. Доверительная вероятность проводимых опытов задавалась на уровне $P = 0,95$.

Математическая обработка данных опыта осуществлялась на персональном компьютере с использованием стандартных приложений MicrosoftExcel, StatgraphicsPlus 5.1. Графическая интерпретация поверхностей отклика осуществлялась с использованием приложений StatgraphicsPlus 5.1 и Corel DRAW11.

Результаты и обсуждение

На рис. 3 показана поверхность отклика, построенная на основе полученного регрессионного уравнения. При этом фактор X_3 (содержание ДТ в смеси) был зафиксирован на верхнем уровне.

Комплексный анализ полученных в ходе эксперимента поверхностей отклика показал, что максимальное значение критерия оптимизации – стабильности ($\tau = 39,82$) – имеет место при значениях факторов: $X_1 = 1$; $X_2 = 0,76$ и $X_3 = 1$, что в пересчете дает следующие вели-

чины: рапсовое масло – 34,5 %; этанол – 31,0 %; дизельное топливо – 34,5 %.

Известно, что вязкостно-температурные свойства ДТ оказывают существенное влияние на показатели надежности и долговечности дизельной топливной аппаратуры, а также на характеристики впрыскивания и распыливания топлива, что в конечном случае влияет на мощностные, экономические и показатели надежности самого дизеля. Поэтому стандарт устанавливает вязкость летнего дизельного топлива в пределах 3,0–6,0 сСт.

Значения кинематической вязкости многокомпонентной биотопливной композиции при различных значениях состава ингредиентов и изменении температуры окружающего воздуха приведены в табл. 2. Как видно из данных табл. 2, предложенный состав [12] также позволяет сохранять вязкостно-температурные свойства композиции при изменении температуры

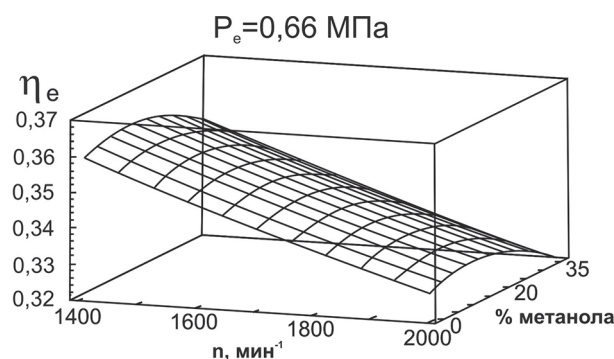


Рис. 3. Зависимость времени физической стабильности от факторов X_1 (PM) и X_2 (этанол)

Fig. 3. Dependence of the time of physical stability on factors X_1 (PM) and X_2 (Ethanol)

Таблица 2

Значения кинематической вязкости многокомпонентной биотопливной композиции

Table 2. Kinematic viscosity values of multicomponent biofuel composition

| Этанол, % | Рапсовое масло, % | Дизельное топливо ДТ-Л-40-К2, % | Температура, °С | Кинематическая вязкость, сСт |
|-----------|-------------------|---------------------------------|-----------------|------------------------------|
| 30 | 35,5 | 35,5 | 10,0 | 6,02 |
| 30 | 35,5 | | 20,0 | 4,95 |
| 30 | 35,5 | | 40,0 | 3,16 |
| 31 | 34,5 | 35,5 | 10,0 | 5,91 |
| 31 | 34,5 | | 20,0 | 4,88 |
| 31 | 34,5 | | 40,0 | 3,07 |
| 32 | 33,5 | 35,5 | 10,0 | 5,80 |
| 32 | 33,5 | | 20,0 | 4,75 |
| 32 | 33,5 | | 40,0 | 2,91 |

окружающего воздуха в рамках действующего стандарта (3,0–6,0 ССт). Увеличение либо уменьшение доли как высоковязкого, так и мало вязкого компонента ведет к выходу значения кинематической вязкости биотопливной композиции при изменении температуры окружающего воздуха за рамки действующего стандарта.

Для работы трактора на многокомпонентной биотопливной композиции была разработана оригинальная система питания, включающая дополнительный топливный бак с установленными в нем смесителем и подогревателем (рис. 4).

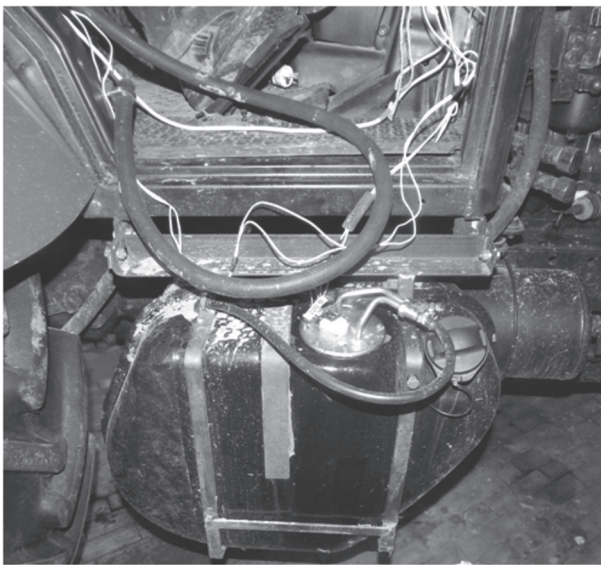


Рис. 4. Дополнительный бак трактора БЕЛАРУС-922 со смесителем и подогревателем

Fig. 4. Additional tank of the BELARUS-922 tractor with a mixing machine and heater

Смеситель приводился в действие насосом лопастного типа с электродвигателем. Это позволяло обеспечить время стабильности, достаточное для поступления биотопливной композиции от топливного бака в цилиндры двигателя. Подогрев биотопливной композиции до температуры 20–40 °С позволял сохранять ее вязкостно-температурные свойства в рамках действующего стандарта независимо от температуры окружающего воздуха [13].

Отказов в работе системы питания трактора при проведении полевых испытаний не наблюдалось.

Выводы

1. Для исследования свойств многокомпонентных биотоплив применение методики

планирования эксперимента является целесообразным и оправданным.

2. В результате проведенных исследований определен оптимальный состав биотопливной композиции из условия достаточной стабильности и кинематической вязкости.

3. Разработана конструкция системы питания трактора, обеспечивающая его работоспособность на биотопливной композиции.

Литература

1. Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания / под ред. А.А. Александрова, В.А. Маркова. М.: ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012. 791 с.
2. Гуреев А.А. О перспективах развития топливного производства в двигателестроении // Химия и технология топлив и масел, 1980. № 9. С. 22–23.
3. Кононюк А.Е. Основы научных исследований (общая теория эксперимента) / монография. К.: 2011. 452 с.
4. Лиханов В.А. Снижение токсичности и улучшение эксплуатационных показателей тракторных дизелей путем применения метанола. Киров: Вятская ГСХА, 2001. 212 с.
5. Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рошин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Л.: Колос, 1980. 168 с.
6. Опрышко В.Н., Степанов В.В., Юдаев Н.В. Основы теории планирования и анализа методов обработки экспериментальных данных. Саратов: Издательский центр «Наука», 2010. 127 с.
7. Плотников С.А. Планирование эксперимента при использовании метанола-топливных эмульсий в дизелях // Тракторы и сельхозмашины: 2009. № 1. С. 28–30.
8. Плотников С.А., Карташевич А.Н., Смольников М.В., Черемисинов П.Н. Расширение много топливности автотракторного дизеля при использовании альтернативных топлив // Известия МГТУ «МАМИ»: 2019. № 3 (41). С. 66–72.
9. Семенов В.Г., Зинченко А.А. Альтернативные топлива растительного происхождения // Химия и технология топлив и масел. 2005. № 1. С. 29–34.
10. Смаль Ф.В., Арсенов Е.Е. Перспективные топлива для автомобилей. М.: Транспорт, 1979. 151 с.
11. Терентьев Г.А., Тюков В.М., Смаль Ф.В. Моторные топлива из альтернативных сырьевых ресурсов. М.: Химия, 1989. 272 с.

12. Плотников С.А., Глушков М.Н., Карташевич А.Н., Шаповрев В.А. Многокомпонентная биотопливная композиция: заявка на выдачу патента РФ № 2020123967(W20041379) от 20.07.2020.
13. Плотников С.А., Шипин А.И., Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю. Способ получения многокомпонентной биотопливной композиции: заявка на выдачу патента РФ № 2020120544(W20035021) от 22.06.2020.
6. Opryshko V.N., Stepanov V.V., Yudayev N.V. Osnovy teorii planirovaniya i analiza metodov obrabotki eksperimental'nykh dannykh [Fundamentals of planning theory and analysis of experimental data processing methods]. Saratov: Izdatel'skiy tsentr «Nauka» Publ., 2010. 127 p.
7. Plotnikov S.A. Planning an experiment using methanol-fuel emulsions in diesel engines. Traktory i sel'khoz mashiny, 2009. No 1, pp. 28–30 (In Russ.).
8. Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Smol'nikov M.V., Cheremisinov P.N. Expansion of the multi-fuel capacity of an automotive diesel engine using alternative fuels. Izvestiya MGTU «MAMI», 2019. No 3 (41), pp. 66–72 (In Russ.).
9. Semenov V.G., Zinchenko A.A. Alternative fuels of plant origin. Khimiya i tekhnologiya topliv i masel. 2005. No 1, pp. 29–34 (In Russ.).

References

1. Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. Al'ternativnyye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya [Alternative fuels for internal combustion engines]. Pod red. A.A. Aleksandrova, V.A. Markova. Moscow: OOO NITS «Inzhener», OOO «Oniko-M», 2012. 791 p.
2. Gureyev A.A. Prospects for the development of fuel production in engine building. Khimiya i tekhnologiya topliv i masel, 1980. No 9, pp. 22–23 (In Russ.).
3. Kononyuk A.E. Osnovy nauchnykh issledovaniy (obshchaya teoriya eksperimenta) [Fundamentals of scientific research (general theory of experiment)]. Kiev: 2011. 452 p.
4. Likhanov V.A. Snizheniye toksichnosti i uluchsheniye ekspluatatsionnykh pokazateley traktornykh dizeley putem primeneniya metanola [Reducing toxicity and improving the performance of tractor diesel engines by using methanol]. Kirov: Vyatskaya GSKHA Publ., 2001. 212 p.
5. Mel'nikov S.V., Aleshkin V.R., Roshchin P.M. Planirovaniye eksperimenta v issledovaniyakh sel'skokhozyaystvennykh protsessov [Experiment design in agricultural process research]. Leningrad: Kolos Publ., 1980. 168 p.
10. Smal' F.V., Arsenov YE.E. Perspektivnyye topliva dlya avtomobiley [Promising fuels for vehicles]. Moscow: Transport Publ., 1979. 151 p.
11. Terent'yev G.A., Tyukov V.M., Smal' F.V. Motornyye topliva iz al'ternativnykh syr'yevykh resursov [Motor fuels from alternative raw materials]. Moscow: Khimiya Publ., 1989. 272 p.
12. Plotnikov S.A., Glushkov M.N., Kartashevich A.N., Shaporev V.A. Mnogokomponentnaya biotoplivnaya kompozitsiya. Zayavka na vydachu patenta RF [Multi-component biofuel composition. Application for patent of the Russian Federation] No 2020123967(W20041379) ot 20.07.2020.
13. Plotnikov S.A., Shipin A.I., Kartashevich A.N., Malyshekin P.YU. Sposob polucheniya mnogokomponentnoy biotoplivnoy kompozitsii. Zayavka na vydachu patenta RF [Method for producing multicomponent biofuel composition. Application for patent of the Russian Federation] No 2020120544(W20035021) ot 22.06.2020.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ ПРИ ЕГО РАБОТЕ С ДАВЛЕНИЕМ ВПРЫСКИВАНИЯ 300 МПА

STUDY OF THE DIESEL ENGINE WORKING PROCESS DURING ITS OPERATION WITH A FUEL INJECTION PRESSURE OF 300 MPa

Нгуен Тхинь КУИнь
А.Ю. ДУНИН, к.т.н.

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Россия, a.u.dunin@yandex.ru

Nguyen Thin QUYNH
A.Y. DUNIN, PhD in Engineering

Moscow Automobile And Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia, a.u.dunin@yandex.ru

В статье представлены результаты расчетного исследования влияния отношения диаметра камеры сгорания $D_{\text{кс}}$ к ее глубине $h_{\text{кс}}$ и давления наддува $p_{\text{к}}$ на характеристики одноцилиндрового двигателя 1СН 12/13 с давлением впрыскивания 300 МПа при частоте вращения коленчатого вала 1400 мин⁻¹. Моделирование проводилось при изменении $D_{\text{кс}}/h_{\text{кс}}$ от 3,4 до 10 и увеличении $p_{\text{к}}$ от 0,15 до 0,45 МПа. Результаты показывают, что двигатель достигает наилучших экономических и мощностных показателей со снижением оксидов азота NO_x в отработавших газах при $D_{\text{кс}}/h_{\text{кс}} = 7,8-10$ и давлении $p_{\text{к}}$ от 0,25 до 0,35 МПа. При $p_{\text{к}} = 0,35$ МПа и $D_{\text{кс}}/h_{\text{кс}} = 10$ индикаторная мощность двигателя увеличивается на 7,1 %. NO_x уменьшается на 68 %, однако сажа, СО и СН увеличиваются в 4,5, 9,5 и 2,2 раза соответственно. Результаты также ясно показывают влияние $p_{\text{к}}$ на характеристики струи. Увеличение $p_{\text{к}}$ приводит к снижению длины и скорости струи, но угол ее конуса изменяется мало, в то время как при изменении $D_{\text{кс}}$ длина струи и угол конуса меняются мало, а скорость струи – значимо. Давление $p_{\text{к}}$ – средство перераспределения количества топлива, сгорающего в струе и вблизи стенки камеры сгорания (КС). С повышением $p_{\text{к}}$ увеличивается доля топлива, сгорающего в начале процесса сгорания в условиях объемного смесеобразования, при этом в конце процесса сгорания большая концентрация топлива находится у стенки КС.

Ключевые слова: дизель, камера сгорания, давление впрыскивания топлива 300 МПа, давление наддува, токсичность отработавших газов.

Для цитирования: Куинь Нгуен Тхинь, Дунин А.Ю. Исследование рабочего процесса дизеля при его работе с давлением впрыскивания 300 МПа // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 13–27. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-13-27.

The paper presents the simulation result of the influence of the ratio of the diameter of the combustion chamber $D_{\text{кс}}$ to its depth $h_{\text{кс}}$ and boost pressure $p_{\text{к}}$ on the characteristics of a 1ChN 12/13 single-cylinder engine with an injection pressure of 300 MPa at a crankshaft speed of 1400 min⁻¹. The simulation was performed with $D_{\text{кс}}/h_{\text{кс}}$ from 3,4 to 10,0, and $p_{\text{к}}$ from 0,15 to 0,45 MPa. The results show that the engine achieves the best performance, nitrogen oxides NO_x in the exhaust gases decreases at $D_{\text{кс}}/h_{\text{кс}} = (7,8-10)$, and the pressure $p_{\text{к}}$ from 0,25 to 0,35 MPa. At $p_{\text{к}} = 0,35$ MPa, $D_{\text{кс}}/h_{\text{кс}} = 10$, the indicated power increases by 7,1 %. NO_x reduces by 68 % but soot, CO, HC increase 4,5, 9,5, and 2,2 times, respectively. The results also show the impact of the boost pressure on spray characteristics. The boost pressure increases, the penetration, and the tip velocity decrease, but the spray angle changes a little. While the combustion chamber diameter changes, the penetration, and the spray angle change a little, and the tip velocity varies much. Changing the boost pressure is a means of redistributing the amount of fuel burned in the jet and near the wall of the combustion chamber. With an increase in the boost pressure, the proportion of fuel that burns at the beginning of the combustion process under conditions of volumetric mixing increases, while at the end of the combustion process, a large concentration of fuel is located near the combustion chamber wall.

Keyword: diesel, combustion chamber, fuel injection pressure 300 MPa, boost pressure, exhaust gas.

Cite as: Quynh Nguyen Thin, Dunin A.Y. Study of the diesel engine working process during its operation with a fuel injection pressure of 300 MPa. Traktory i sel'khoz mashiny. 2020. No 6, pp. 13–27 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-13-27.

Введение

Дизели довольно широко используются в качестве энергетических установок транспортных средств, сельскохозяйственных и строительных машин. Для снижения содержания токсичных веществ в отработавших газах (ОГ) двигателей применяют три основные группы решений:

- совершенствование конструкции;
- установка систем рециркуляции [1] и нейтрализации отработавших газов;
- биотоплива и присади к смазочным материалам [2–4].

Совершенствование конструкции двигателя связано с улучшением топливной системы, выбором геометрии камеры сгорания (КС), повышением давления наддува p_k .

Снижение оксидов азота NO_x и сопутствующее этому увеличение дисперсных частиц в ОГ определяются ростом количества рециркулируемых газов, повышением давлений впрыскивания топлива и p_k [5–7]. Для более качественной очистки ОГ используют системы селективной каталитической нейтрализации (SCR) и фильтры дисперсных частиц (DPF). Комбинируют эти решения для достижения количеств выбросов в соответствии со все более строгими стандартами [7].

С применением турбонаддува мощность двигателя увеличивается, а удельный эффективный расход топлива снижается. Тем не менее, его главный недостаток – высокая теплонепрочность деталей двигателя, увеличение стоимости дизеля и затрат на его техническое обслуживание. Кроме того, конструкция двигателя также в значительной степени определяет максимальное значение давления наддува.

Форма КС усиливает скорости турбулентного перемешивания при подходе поршня к верхней мертвой точке (ВМТ) [8]. Кроме того, турбулентное движение в камере сгорания усиливает перемешивание топлива и воздуха, уменьшается длительность периода задержки воспламенения [9, 10].

Основные тенденции развития аккумуляторной топливной системы (АТС) типа Common Rail: повышение давления впрыскивания [6, 11, 12]; обеспечение многократного впрыскивания с управлением передним фронтом характеристики впрыскивания [13, 14]; организация распределения топлива в камере сгорания [15, 16]; обеспечение многотопливности двигателя [17–20].

Процесс топливоподачи во многом определяется длительностью управляющего импульса [13, 15] и давлением в топливном аккумуляторе [6, 21, 22]. Он также зависит от волновых явлений в линии высокого давления, которые оказывают существенное влияние при многократном впрыскивании [23–25].

За прошедшие годы максимальное давление систем впрыскивания увеличились с 80 до 250 МПа. Для следующего поколения АТС оно может достигнуть 300–400 МПа [21, 26, 27].

Повышение давления впрыскивания с уменьшением диаметра распыливающих отверстий и изменение параметров КС способствуют снижению удельного расхода топлива до 4 % [8, 9].

Сочетание турбонаддува и повышения давления впрыскивания топлива АТС способствует улучшению характеристик двигателя. Показано, что в условиях низкого и среднего давления впрыскивания при увеличении давления наддува плотность, температура и давление воздуха в цилиндре увеличиваются. Это существенно влияет на характеристики впрыскивания топлива [28–30].

Цель исследований

Оценка влияния геометрических параметров КС и давления наддува p_k на показатели дизеля при применении сверхвысокого давления впрыскивания 300 МПа.

Соотношения диаметра камеры сгорания D_{kc} к ее глубине h_{kc} подбирались таким образом, чтобы обеспечить неизменную величину степени сжатия $\varepsilon = 15,4$ дизеля 1ЧН 12/13. Диаметр каждого из восьми распыливающих отверстий электрогидравлической форсунки составлял 0,1 мм. Исследование проводилось с помощью программного обеспечения AVL Fire, разработанного австрийской фирмой AVL Ltd.

Полученные результаты представляют интерес для поиска путей дальнейшего улучшения показателей двигателя.

Материалы и методы

Модель сгорания ECFM-3Z была разработана компанией GSM (Groupement Scientifique Moteurs) для расчета воспламенения дизельного топлива. Она описывает распространение фронта пламени и смесеобразование, что позволяет моделировать турбулентное пламя и диффузионное горение [31]. В модели выделено три зоны: топливо, топливовоздушная смесь и воздух (рис. 1).

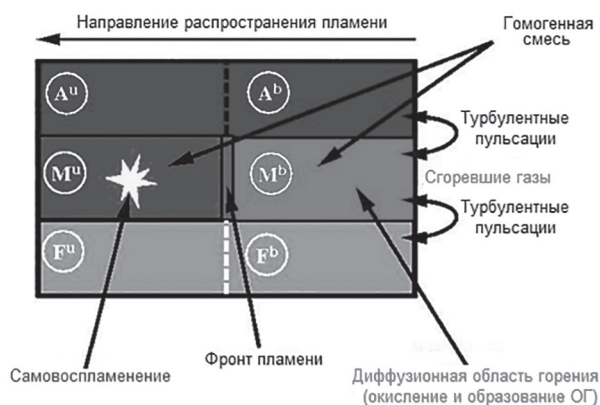


Рис. 1. Зоны модели ECFM-3Z:

A – воздух и рециркулируемые газы (при наличии РОГ); F – топливо; M – топливовоздушная смесь; u – несгоревшие газы; b – сгоревшие газы

Fig. 1. Zones of the ECFM-3Z model:

A – air and recirculated gases (if EGR is present); F – fuel; M – air-fuel mixture; u – unburned gases; b – burnt gases

Механизм образования оксида азота NO рассчитывается по механизму, описанному Б.Я. Зельдовичем [31]. Образование сажи рассчитывается по кинетической модели. Другие модели, используемые AVL Fire, представлены в табл. 1.

Исходные данные для расчета дизеля 1ЧН 12/13 приведены в табл. 2 и 3.

Модели AVL Fire, применяемые при расчете рабочего процесса дизеля 1ЧН 12/13

Table 1. AVL Fire models used in calculating the working process of a diesel engine 1ChN 12/13

| Объект моделирования | Значение |
|--|---------------|
| Струя топлива | Wave |
| Взаимодействие струи впрыскиваемого топлива со стенкой камеры сгорания | Walljet1 |
| Испарение капель топлива | Dukowicz |
| Турбулизация заряда | k-zeta-f |
| Воспламенение топлива | Auto-ignition |

Таблица 1

Параметры дизеля 1ЧН 12/13

Table 2. 1CHN 12/13 diesel engine parameters

| Параметр | Размерность | Значение |
|------------------------------------|-------------|----------|
| Рабочий объем цилиндра V_h | л | 1,47 |
| Степень сжатия ϵ | | 15,4 |
| Длина шатуна $l_{ш}$ | мм | 224 |
| Количество клапанов на цилиндр | шт. | 4 |
| Количество распыливающих отверстий | шт. | 8 |
| Диаметр распыливающего отверстия | мм | 0,1 |

Таблица 2

Схема моделируемой КС с задаваемыми параметрами $D_{кс}$ и $h_{кс}$ показана на рис. 2. Значения диаметра и глубины камеры сгорания приведены в табл. 4.

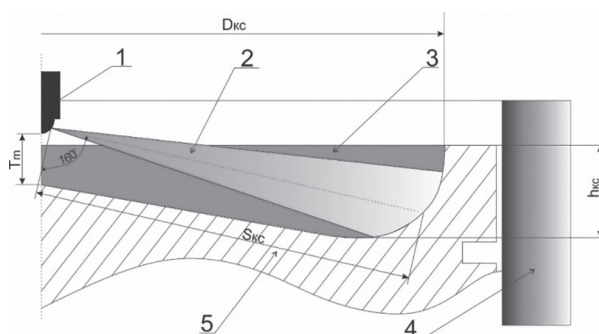


Рис. 2. Схема моделируемой камеры сгорания дизеля 1ЧН 12/13:

1 – распылитель; 2 – струя впрыскиваемого топлива; 3 – камера сгорания; 4 – стенка цилиндра; 5 – поршень

Fig. 2. Diagram of a simulated combustion chamber of a 1ChN 12/13 diesel engine: 1 – sprayer; 2 – a stream of injected fuel; 3 – combustion chamber; 4 – cylinder wall; 5 – piston

Задаваемая дифференциальная характеристика впрыскивания $dq/d\tau = f(\tau)$ представлена на рис. 3. Она соответствует давлению в топливном аккумуляторе $p_{ак} = 300$ МПа и цикловой подаче топлива $Q_{ц} = 60$ мг.

Таблица 3

Параметры режима работы дизеля 1СН 12/13

Table 3. Parameters of 1CHN 12/13 diesel engine operating mode

| Параметр | Размерность | Значение |
|--|-------------|----------|
| Температура воздуха во впускном трубопроводе | К | 307,00 |
| Температура головки цилиндров | К | 550,15 |
| Температура верхней части поршня | К | 575,15 |
| Температура впрыскивания топлива | К | 330,15 |
| Температура стенки цилиндра | К | 475,15 |

Таблица 4

Значения диаметра и глубины камеры сгорания в модели

Table 4. The values of the diameter and depth of the combustion chamber in the model

| Вариант | $D_{\text{кс}}$ (мм) | $h_{\text{кс}}$ (мм) | T_m | $S_{\text{кс}}$ |
|---------|----------------------|----------------------|-------|-----------------|
| 1 | 67 | 19,8 | 16,0 | 73,4 |
| 2 | 74 | 16,4 | 13,0 | 74,5 |
| 3 | 80 | 14,4 | 10,1 | 79,6 |
| 4 | 90 | 11,5 | 8,0 | 88,1 |
| 5 | 100 | 10,0 | 4,6 | 98,0 |

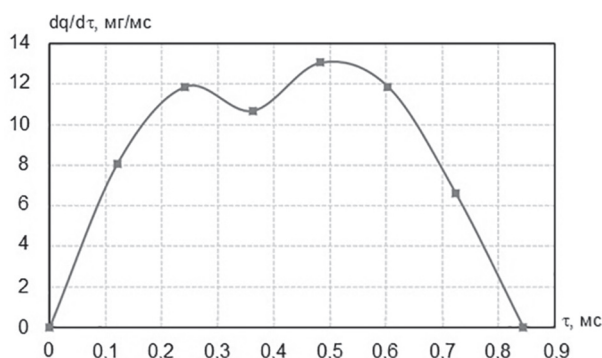


Рис. 3. Задаваемая дифференциальная характеристика впрыскивания ($p_{\text{ак}} = 300$ МПа; $Q_{\text{ц}} = 60$ мг)

Fig. 3. Settable injection differential characteristic ($p_{\text{ак}} = 300$ MPa; $Q_{\text{ц}} = 60$ mg)

Результаты исследования и обсуждение

Проверка модели 3D AVL Fire

Для проверки модели дизеля 1СН 12/13 (табл. 2 и 3), созданной в программе AVL Fire, проведено сравнение значений давления в цилиндре и скорости тепловыделения, полученных экспериментально и расчетно.

Базовые параметры КС (рис. 2) были приняты: $D_{\text{кс}} = 102$ мм; $h_{\text{кс}} = 10,2$ мм.

Согласно результатам, полученным в МАДИ [32], при среднем эффективном давлении $p_{\text{е}} = 0,9$ МПа, $n = 1400$ мин⁻¹ и угле опережения впрыскивания на $\varphi_{\text{о.вп.}} = 23^\circ$ ПКВ

до ВМТ наибольшее давление p_{max} в цилиндре дизеля 1СН 12/13 составляет 10,2 МПа, максимальная скорость тепловыделения $(dQ/d\varphi)_{\text{max}} = 48$ Дж/°. Результаты сравнения между моделированием и экспериментом показаны на рис. 4.

Из результатов видно, что средняя ошибка между моделированием и экспериментом меньше, чем 6 %. Это позволяет использовать созданную модель для оценки воздействия различных параметров на рабочий процесс дизеля.

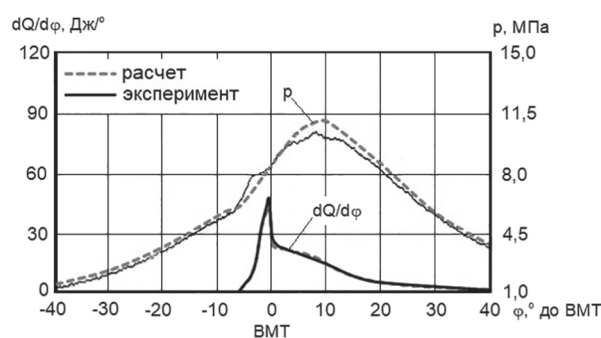


Рис. 4. Сравнение расчетных и экспериментальных значений давления p в цилиндре дизеля 1СН 12/13 и скорости тепловыделения $dQ/d\varphi$ ($p_{\text{е}} = 0,9$ МПа; $n = 1400$ мин⁻¹, $\varphi_{\text{о.вп.}} = 23^\circ$ ПКВ до ВМТ)

Fig. 4. Comparison of the calculated and experimental values of pressure p in the cylinder of a 1CHN 12/13 diesel engine and the rate of heat release $dQ/d\varphi$ ($p_{\text{е}} = 0,9$ MPa; $n = 1400$ min⁻¹, $\varphi_{\text{о.вп.}} = 23^\circ$ TC(PKV) до TDC)

*Влияние геометрических параметров
камеры сгорания и давления наддува
на характеристики струи
впрыскиваемого топлива*

Все расчетные исследования проведены при частоте вращения коленчатого вала $n = 1400$ мин⁻¹, давлении в топливном аккумуляторе $p_{ак} = 300$ МПа и давлениях при изменении p_k от 0,15 до 0,45 МПа с шагом изменения 0,1 МПа. Моделирование проводилось при изменении $D_{кк}/h_{кк}$ от 3,4 до 10 при $\epsilon = 15,4$. Это соответствовало изменению $D_{кк}$ от 67 до 100 мм.

На рис. 5 и 6 показаны характеристики струй (топливо находится в жидкой фазе), где L – длина; ω – скорость; Θ – угол конуса.

На начальном этапе впрыскивания (до 0,05 мс) p_k и $D_{кк}/h_{кк}$ слабо влияют на процесс впрыскивания (рис. 5 и 6). После 0,1 мс на графиках L и ω наблюдаются колебания. Длина L ограничена испарением топлива и дальнейшим его движением в газообразном состоянии. При увеличении p_k максимальные значения длины струи L и ее скорости ω уменьшаются (рис. 5). Давление p_k определяет давление в цилиндре, которое при своем увеличении обеспечивает большее торможение струи. При этом возрастает число заторможенных капель на ее периферии и в оболочке, и ширина переднего фронта увеличивается – возрастает угол Θ .

Величины L и Θ наиболее сильно изменяются при переходе с давления наддува 0,15 на 0,25 МПа. В случае перехода p_k от 0,25 до 0,35 МПа отмеченные изменения не так существенны.

При увеличении $D_{кк}$ ($D_{кк}/h_{кк}$) параметры струи (топливо находится в жидкой фазе) мало изменяются (рис. 6). Причина в том, что давление в КС и давление впрыскивания не зависят от $D_{кк}/h_{кк}$ (т.к. $p_{ак}$, p_k и ϵ остаются неизменными). В условиях высокого наддува ($p_k = 0,45$ МПа) струя быстрее тормозится, а скорость смесеобразования повышается. Величина $D_{кк}/h_{кк}$ влияет на отмеченные колебания L и ω . С увеличением диаметра КС их максимальный размах повышается, притом, что с ростом p_k снижается (рис. 5).

В реальности, поскольку с изменением $D_{кк}/h_{кк}$ меняется угол наклона оси распыливающего отверстия относительно оси распылителя, при неизменной толщине стенки мыска распылителя изменяется длина его канала. Это влияет на возмущения, происходящие в потоке топлива, и воздействует на параметры струи.

Максимальная скорость струи ω во всех случаях (рис. 5 и 6) превышает скорость звука.

*Влияние геометрических параметров
камеры сгорания и давления наддува
на характеристики процесса сгорания*

На рис. 7–10 показаны зависимости коэффициента избытка воздуха α , максимальных значений давления p_{max} и температуры T_{max} цикла, максимальной скорости повышения давления $(dp/d\varphi)_{max}$ от величин $D_{кк}/h_{кк}$ и p_k .

При сохранении цикловой подачи топлива ($Q_{ц} = 60$ мг) с повышением p_k существенно увеличивается коэффициент избытка воздуха α (из-за увеличения количества воздуха, поступающего в цилиндр) и максимальное давление цикла p_{max} (рис. 8), определяемое ростом давления p_c в конце процесса сжатия. Значение α увеличилось в 2,84 раза, а p_{max} – в 2,1 раза при увеличении давления наддува с 0,15 до 0,45 МПа (рис. 7).

Соотношение $D_{кк}/h_{кк}$ не оказывает влияния на α и слабо воздействует на p_{max} (рис. 7 и 8), т.к. величина ϵ не меняется.

Поскольку повышение p_k положительно сказывается на скорости смесеобразования (максимальное значение L уменьшается, рис. 5), то $(dp/d\varphi)_{max}$ и T_{max} снижаются (рис. 9 и 10). Так, при $D_{кк}/h_{кк} = 10$ переход с давления наддува 0,15 на 0,45 МПа обеспечил падение $(dp/d\varphi)_{max}$ на 38 % и T_{max} на 9 %. Уменьшение $(dp/d\varphi)_{max}$ оказало положительное влияние на выбросы NO_x и шум от рабочего процесса дизеля. Рост p_k более значимо влияет на $(dp/d\varphi)_{max}$, чем на T_{max} . По мере увеличения p_k , особенно выше 0,35 МПа, его роль в снижении $(dp/d\varphi)_{max}$ и T_{max} ослабевает.

Наиболее высокие значения $(dp/d\varphi)_{max}$ и T_{max} достигаются при наименьшем диаметре КС (рис. 9 и 10) с наибольшей ее глубиной ($D_{кк}/h_{кк} = 3,4$), что связано с попаданием большего количества топлива на стенку цилиндра до момента самовоспламенения. Исключение по T_{max} составляет только $p_k = 0,15$ МПа.

По мере удаления стенки КС от мыска распылителя (увеличения $D_{кк}$) величина $(dp/d\varphi)_{max}$ уменьшается, а затем, при малых значениях наддува (0,15 и 0,25 МПа), не меняется. При $p_k = 0,45$ МПа наблюдается устойчивое снижение $(dp/d\varphi)_{max}$ с увеличением $D_{кк}$, оно составило 13 % при изменении $D_{кк}/h_{кк}$ от 3,4 до 10. Также значимым было снижение $(dp/d\varphi)_{max}$ при $p_k = 0,25$ МПа в диапазоне значений $D_{кк}/h_{кк}$ от 3,4 до 5,6–12,5 %.

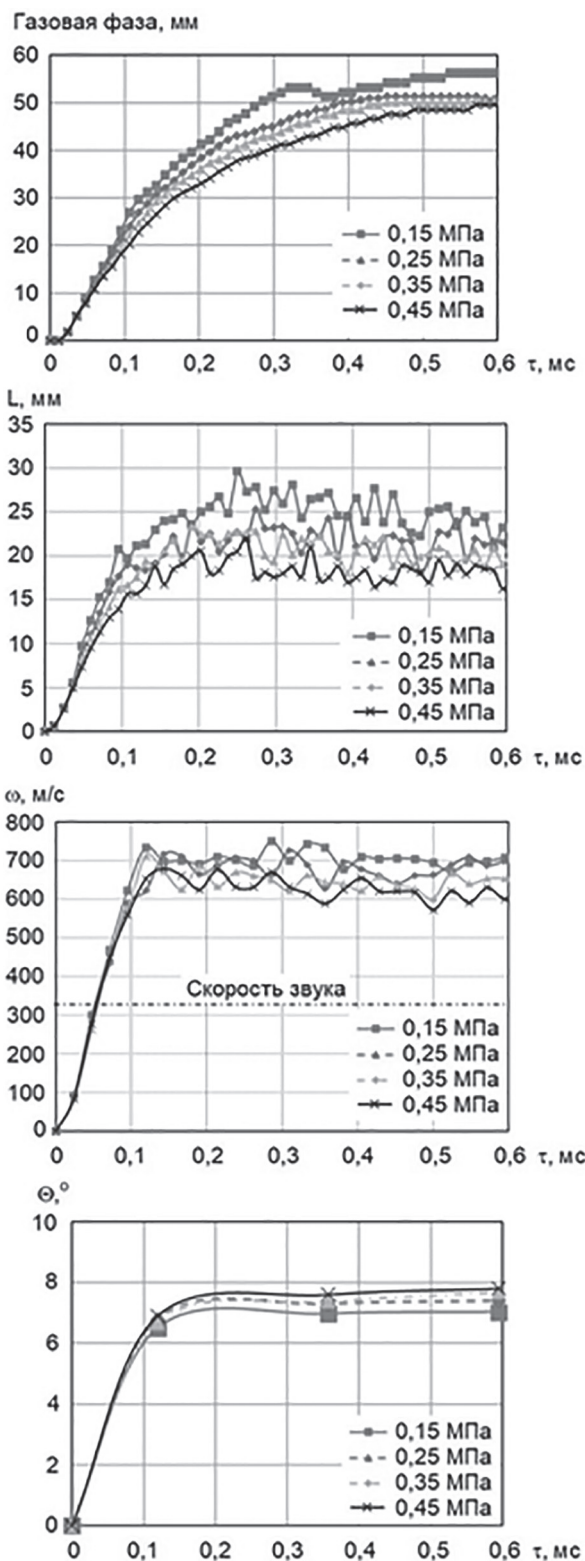


Рис. 5. Влияние давления наддува на характеристики струи дизеля 1СН 12/13:
 $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$; $p_{ак} = 300 \text{ МПа}$; $Q_{ц} = 60 \text{ мг}$;
 $D_{кc} = 100 \text{ мм}$

Fig. 5. Influence of boost pressure on the characteristics of the 1СН 12/13 diesel engine jet: $n = 1400 \text{ min}^{-1}$; $p_{ак} = 300 \text{ МПа}$; $Q_{ц} = 60 \text{ мг}$; $D_{кc} = 100 \text{ мм}$

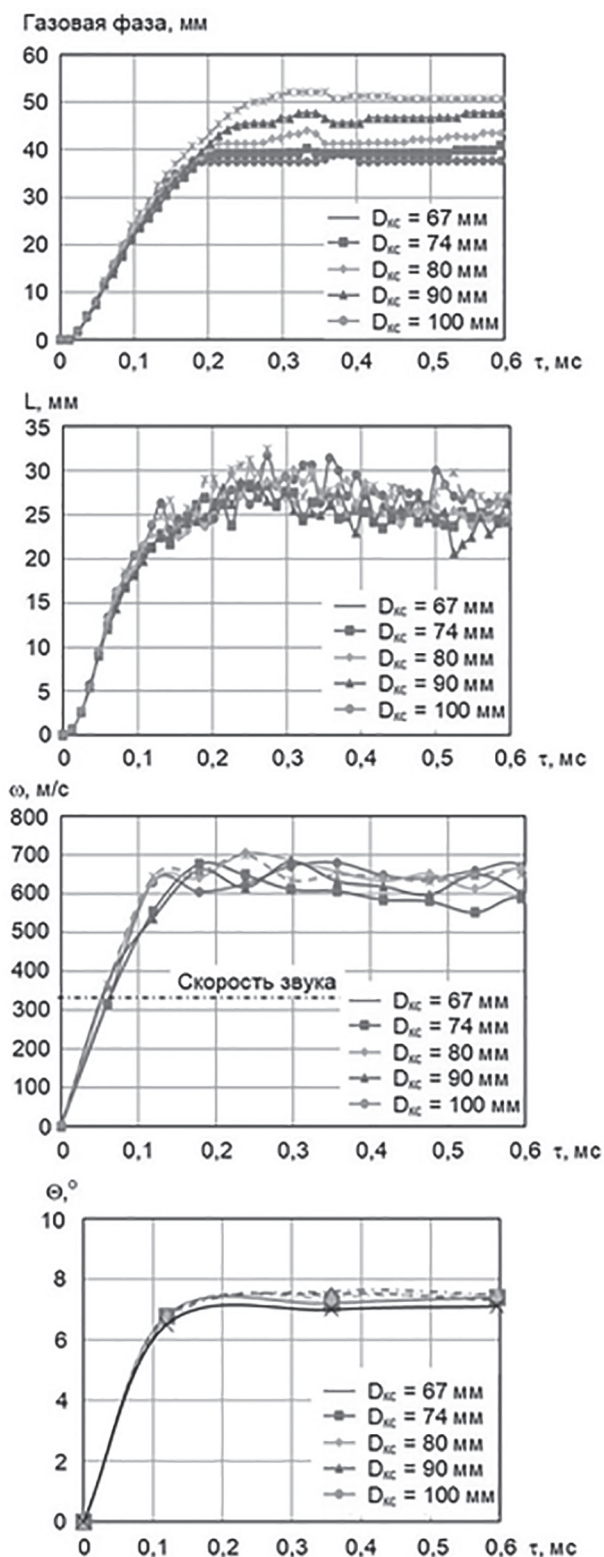


Рис. 6. Влияние геометрии камеры сгорания на характеристики струи дизеля 1СН 12/13:
 $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$; $p_{ак} = 300 \text{ МПа}$; $Q_{ц} = 60 \text{ мг}$;
 $p_{к} = 0,15 \text{ МПа}$

Fig. 6. Influence of the geometry of the combustion chamber on the characteristics of the 1СН 12/13 diesel engine jet: $n = 1400 \text{ min}^{-1}$; $p_{ак} = 300 \text{ МПа}$; $Q_{ц} = 60 \text{ мг}$; $p_{к} = 0,15 \text{ МПа}$

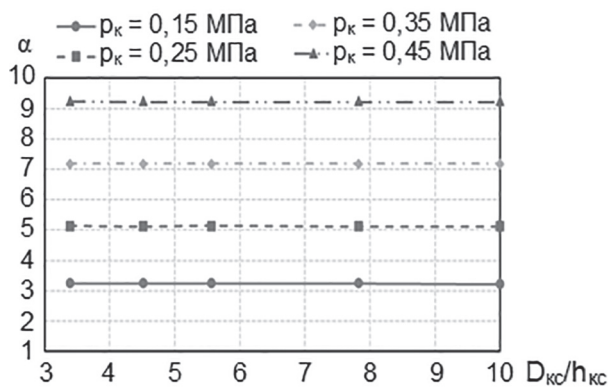


Рис. 7. Зависимость α от изменения p_k и D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ МПа)

Fig. 7. Dependence of α on changing of p_k and D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ MPa)

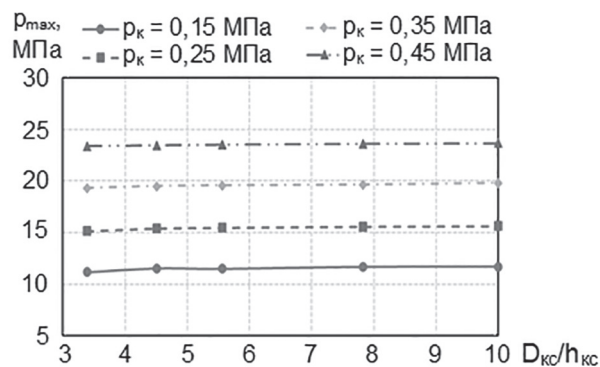


Рис. 8. Зависимость p_{max} от изменения p_k и D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ МПа)

Fig. 8. Dependence of p_{max} on changing of p_k and D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ MPa)

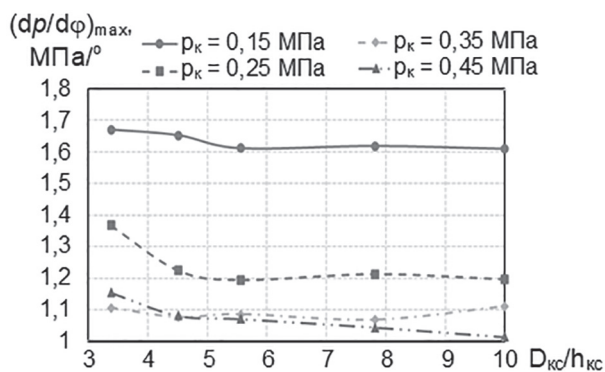


Рис. 9. Зависимость $(dp/d\phi)_{max}$ от изменения p_k и D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ МПа)

Fig. 9. Dependence of $(dp/d\phi)_{max}$ on changing of p_k and D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ MPa)

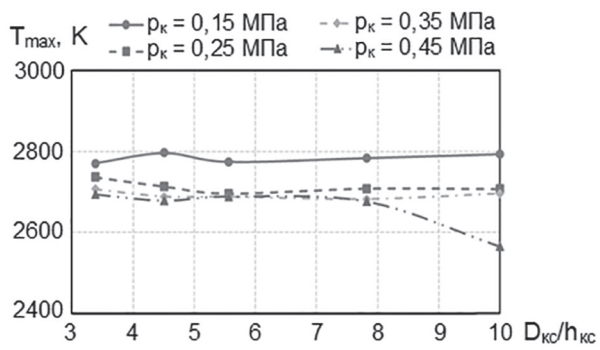


Рис. 10. Зависимость T_{max} от изменения p_k и D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ МПа)

Fig. 10. Dependence of T_{max} on changing of p_k and D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ MPa)

Для объяснения результатов, представленных на рис. 9 и 10, построены характеристики скорости тепловыделения (рис. 11) и распределения температуры в объеме над поршнем (рис. 12) при разных диаметрах КС.

Известно, что на струю топлива оказывают влияние следующие факторы:

- повышение p_{ak} (давления впрыскивания) увеличивает энергию (скорость) движения струи. В случае проведенного исследования она не влияет, т.к. p_{ak} поддерживался постоянным;
- повышение p_k и степени сжатия ϵ приводит к торможению струи (увеличению ширины ее переднего фронта) и образованию большего числа заторможенных капель на ее периферии и в ее оболочке: p_{ak} определяет энергию движения, а p_k определяет энергию торможения струи;
- повышение p_k увеличивает температуру рабочего тела в цилиндре, и струя быстрее прогревается и воспламеняется;

– чем больше диаметр камеры сгорания, тем длиннее путь струи и больше времени для ее прогрева, воспламенения и сгорания в объеме.

На рис. 12 видно, что при $p_k = 0,15$ МПа струя быстрее достигает стенки КС. Больше топлива попадает на стенку КС. Это топливо медленнее (видно по началу характеристик скорости тепловыделения на рис. 11) прогревается, испаряется с поверхности стенки КС, воспламеняется и горит вблизи нее. Процесс тепловыделения затягивается – это видно по концу характеристик скорости тепловыделения.

При $p_k = 0,25$ МПа больше топлива воспламеняется при движении струи, так как капли быстрее прогреваются и теряют скорость. В результате меньше (по сравнению с $p_k = 0,15$ МПа) топлива попадает на стенки КС (рис. 12) и они получают больше тепла от уже горящего

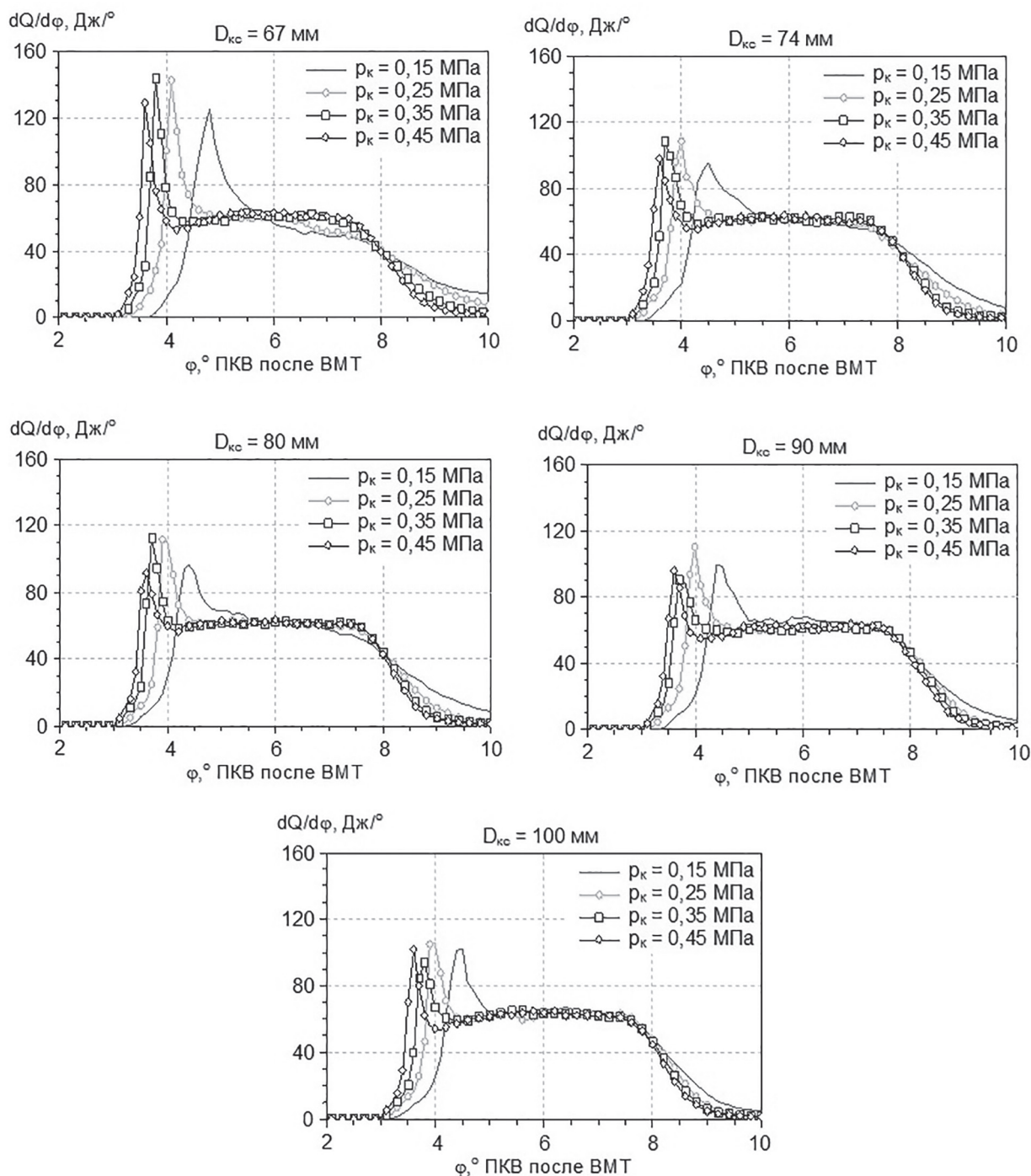


Рис. 11. Характеристики скорости тепловыделения при изменении диаметра камеры сгорания $D_{кc}$ и давления наддува $p_{к}$

Fig. 11. Characteristics of the rate of heat release with a change in the diameter of the combustion chamber $D_{кc}$ and boost pressure $p_{к}$.

топлива в объеме. Капли на стенке КС быстрее испаряются и воспламеняются (более резкое начало тепловыделения, рис. 11). Однако длительность сгорания еще достаточно велика, хотя и значительно меньше, чем при $p_{к} = 0,15$ МПа.

С дальнейшим повышением $p_{к}$ от 0,35 до 0,45 МПа больше топлива прогревается и воспламеняется в объеме и мало топлива попадает на стенку КС (рис. 12) – сгорание происходит быстрее: более резко начинается и быстрее завершается (рис. 11).

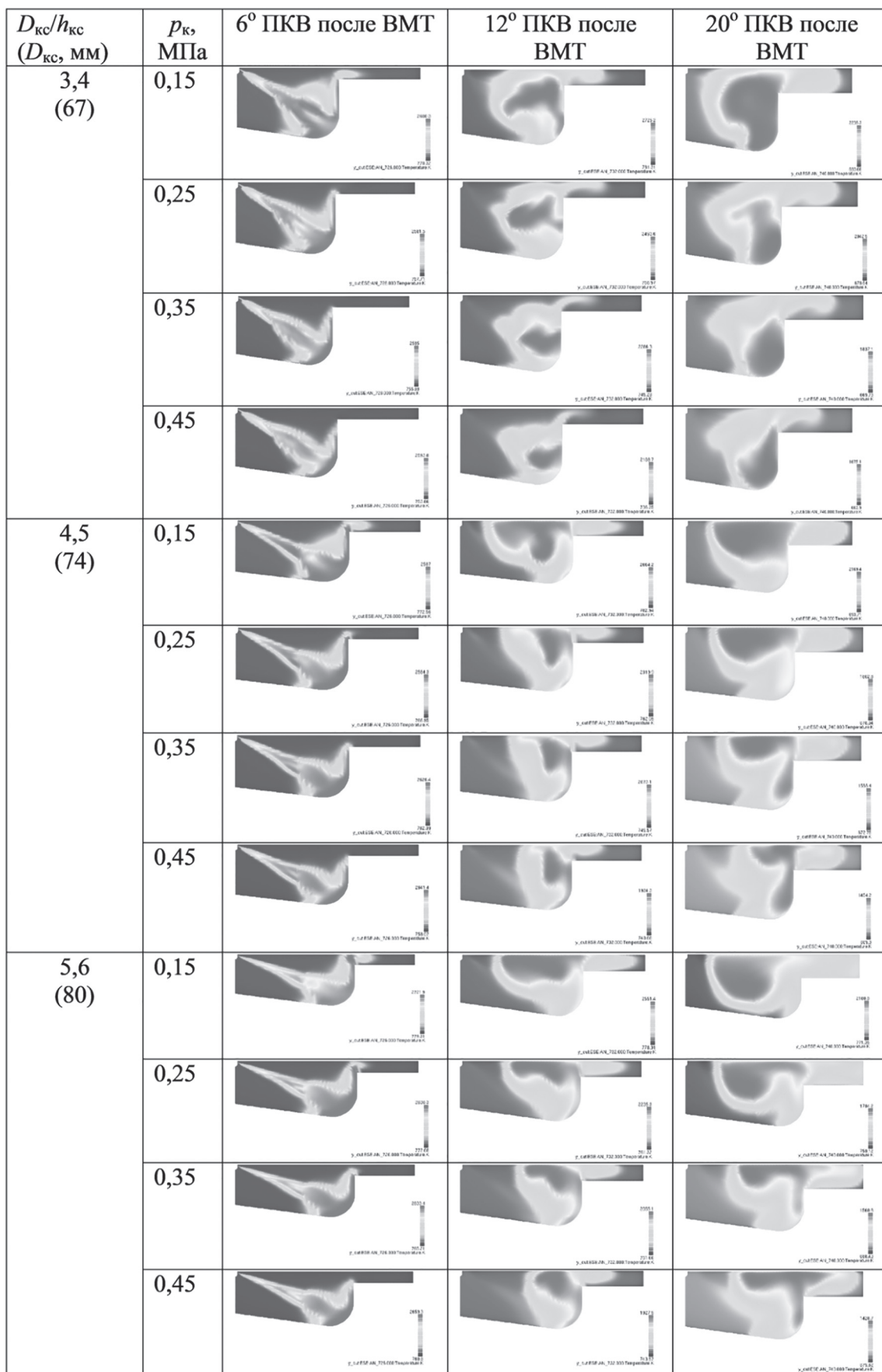


Рис. 12. Распределение температуры в объеме над поршнем
 Fig. 12. Temperature distribution in the volume above the piston

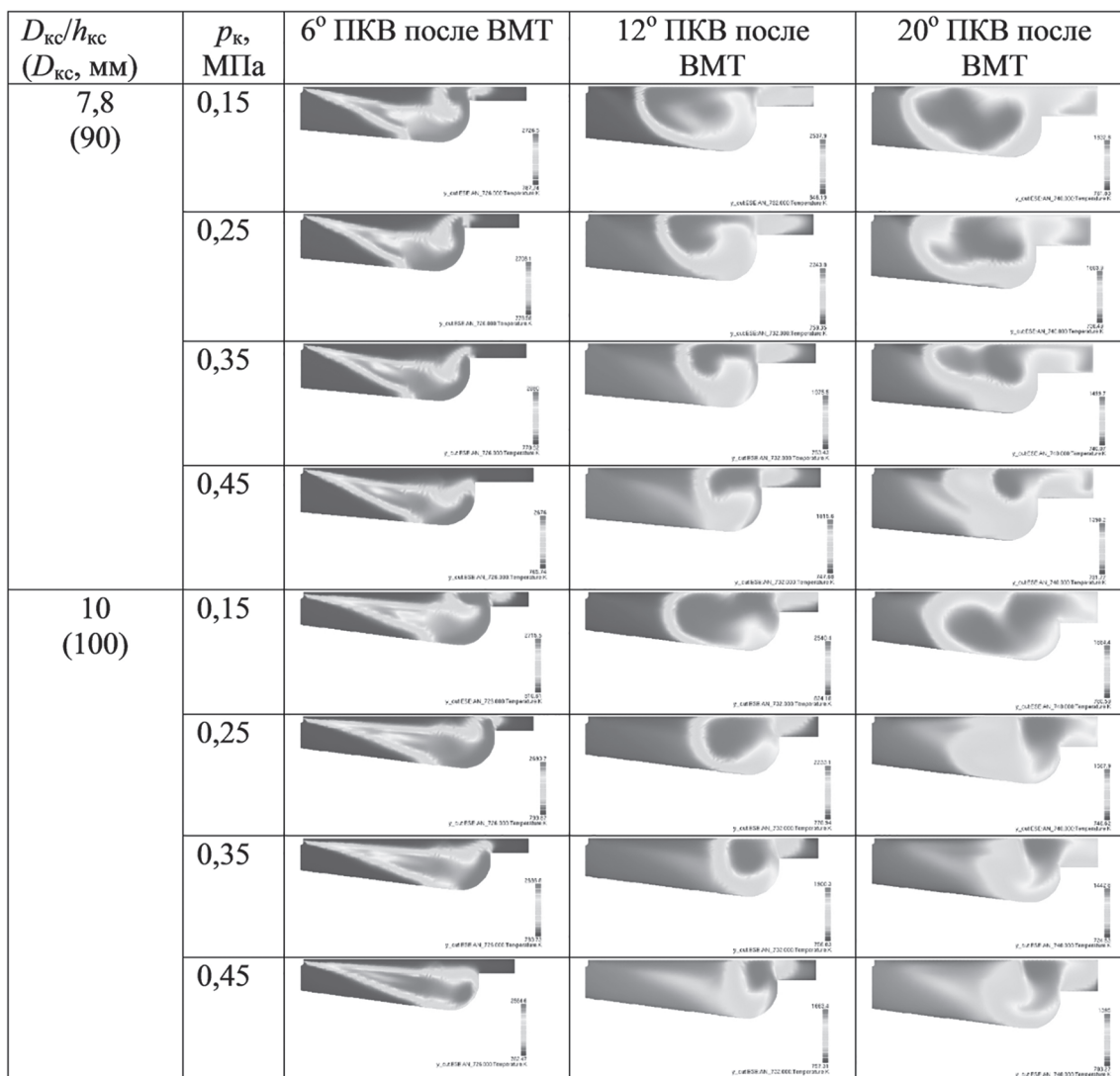


Рис. 12. Продолжение

The ending of Fig. 12

Таким образом, давление p_K выступает как средство перераспределения количества топлива, сгорающего в струе (объемное смесеобразование) и вблизи стенки КС (пристеночное смесеобразование). С повышением p_K увеличивается доля топлива, сгорающего в начале процесса сгорания в условиях объемного смесеобразования, при этом в конце процесса сгорания большая концентрация топлива находится у стенки КС.

С повышением диаметра D_{KC} путь струи возрастает и больше требуется времени для ее прогрева, воспламенения и сгорания. Меньше топлива попадает на стенку и больше сгорает в условиях объемного смесеобразования, что особенно хорошо видно на примере малого давления наддува ($p_K = 0,15$ МПа) при со-

ставлении кривых тепловыделения для диаметров 67 и 100 мм (рис. 11).

Взаимное изменение D_{KC} и h_{KC} сильно влияет на форму и движение горящего облака в середине и в конце сгорания.

Экономические и технические показатели

Повышение давления наддува при всех D_{KC}/h_{KC} увеличивает индикаторную мощность N_i и снижает удельный индикаторный расход топлива g_i , так как при одинаковой цикловой подаче увеличение p_K приводит к росту максимального давления цикла, что при постоянстве рабочего хода приводит к большей работе расширения в заданном рабочем объеме (рис. 13 и 14).

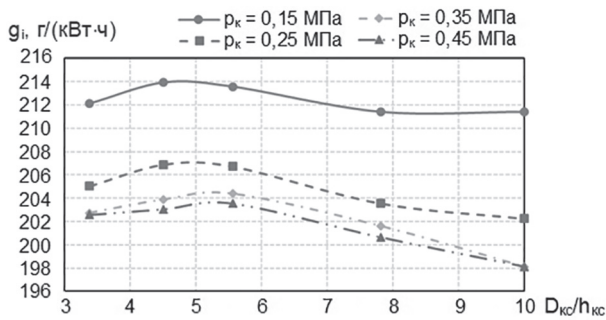


Рис. 13. Зависимость g_i от изменения p_k и D_{kc}/h_{kc}

Fig. 13. Dependence of g_i on changing of p_k and D_{kc}/h_{kc}

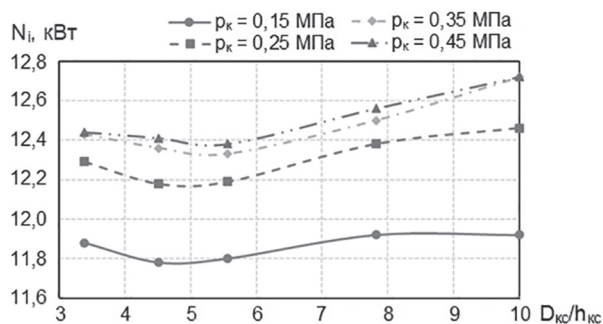


Рис. 14. Зависимость N_i от изменения p_k и D_{kc}/h_{kc}

Fig. 14. Dependence of N_i on changing of p_k и D_{kc}/h_{kc}

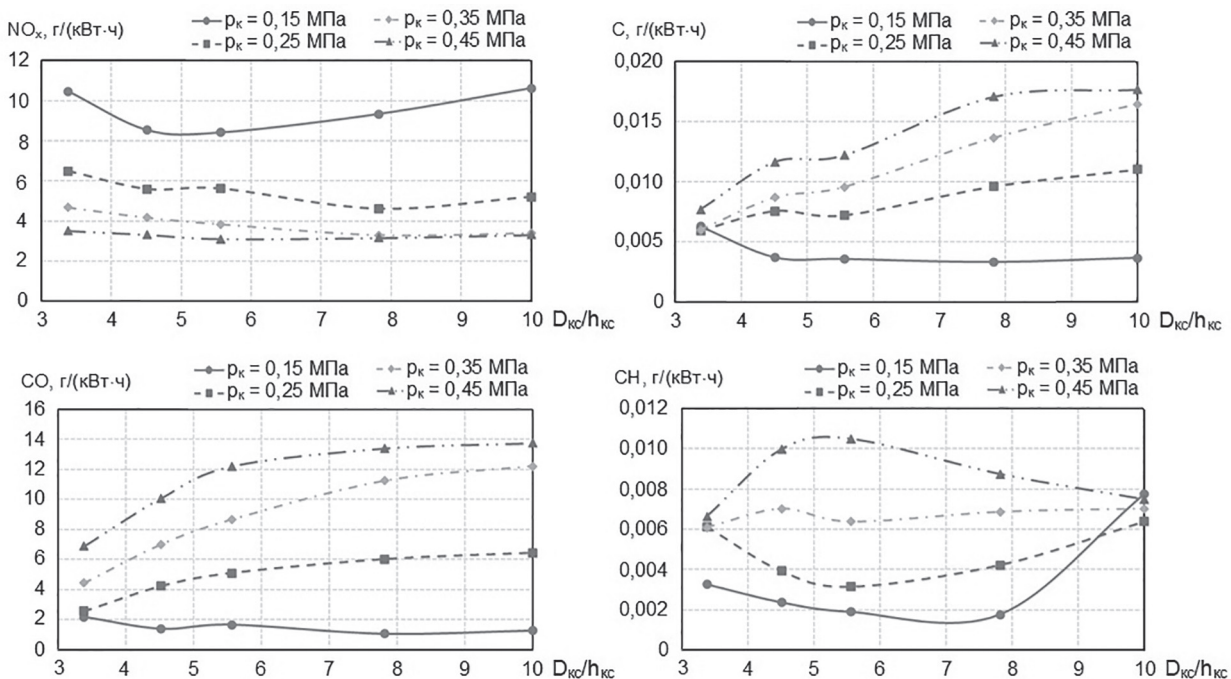


Рис. 15. Изменение содержания токсичных веществ и сажи в отработавших газах дизеля при изменении p_k и D_{kc}/h_{kc}

Fig. 15. Change in the content of toxic substances and soot in the exhaust gases of a diesel engine with a change in p_k and D_{kc}/h_{kc}

С ростом D_{kc}/h_{kc} сокращается задержка воспламенения (из-за увеличения доли объемного смесеобразования) и увеличивается количество тепла, отдаваемого в стенки КС. С другой стороны, сгорание происходит быстрее с обеспечением большей работы расширения. Наличие этих двух факторов определяют наличие перегибов в зависимостях N_i и g_i от D_{kc}/h_{kc} (присутствие оптимального значения D_{kc}/h_{kc}).

С повышением p_k процесс тепловыделения начинается раньше (рис. 11) и большее количество топлива сгорает в объеме КС. В результате оптимальное значение D_{kc}/h_{kc} смещается в сторону больших значений, а диапазон изменения N_i и g_i становится больше (рис. 13 и 14). При этом для 0,35 и 0,45 МПа характер изменения N_i и g_i отличается.

Характеристики выбросов

Изменение содержания токсичных веществ и сажи в отработавших газах дизеля при изменении p_k и D_{kc}/h_{kc} показано на рис. 15.

Причина снижения T_{max} и NO_x с ростом p_k – это уменьшение времени задержки воспламенения. Другая причина: увеличение p_k способствует увеличению массы рабочего тела, что приводит к росту α , снижению T_{max} (рис. 10) и NO_x (рис. 15). При высоком наддуве геоме-

трия КС мало влияет на NO_x , а при малом наддуве имеет смысл подбирать ее геометрию для сокращения выбросов оксидов азота.

С повышением p_k больше топлива концентрируется в меньшем объеме: плотность топлива в объеме струи повышается, а сама струя испытывает большее сопротивление движению. В результате меньше используется воздуха: облако горящего топлива (рис. 12) к концу сгорания меньше в размерах, что особенно хорошо видно на примере $D_{kc} = 90$ мм. Это приводит к росту оксида углерода CO, углеводородов СН и сажи (рис. 15).

Заключение

Проведено расчетное исследование совместного влияния геометрических параметров камеры сгорания D_{kc}/h_{kc} и давления наддува p_k на рабочий процесс дизеля при сверхвысоком давлении впрыскивания 300 МПа.

1. На начальном этапе впрыскивания (до 0,05 мс) с давлением 300 МПа величины p_k и D_{kc}/h_{kc} слабо влияют на процесс впрыскивания. После 0,1 мс на графиках L и Θ наблюдаются значимые изменения. Величины L и Θ наиболее сильно изменяются при переходе с давления наддува 0,15 на 0,25 МПа. В случае перехода p_k от 0,25 до 0,35 МПа отмеченные изменения не так существенны.

2. Давление наддува p_k – средство перераспределения количества топлива, сгорающего в струе и вблизи стенки КС. С повышением p_k увеличивается доля топлива, сгорающего в начале процесса сгорания в условиях объемного смесеобразования, при этом в конце процесса сгорания большая концентрация топлива находится у стенки КС.

3. По мере удаления стенки КС от мыска распылителя (увеличения D_{kc}) величина $(dp/d\varphi)_{\max}$ уменьшается, а затем, при малых значениях наддува (0,15 и 0,25 МПа) не меняется. При $p_k = 0,45$ МПа наблюдается устойчивое снижение $(dp/d\varphi)_{\max}$ с увеличением D_{kc} ; оно составило 13 % при изменении D_{kc}/h_{kc} от 3,4 до 10. Также значимым было снижение $(dp/d\varphi)_{\max}$ при $p_k = 0,25$ МПа в диапазоне значений D_{kc}/h_{kc} от 3,4 до 5,6–12,5 %.

Литература

1. Quynh N.T., Duc L.H. Study the effect of exhaust gas recirculation on the emission of diesel engines // The transport journal. 2015. Vol. 8. P. 78–81.

2. Дунин А.Ю. Совершенствование системы совместной подачи двух топлив в камеру сгорания дизеля через одну форсунку: дис. ... канд. техн. наук. М., 2006. 196 с.
3. Мальчук В.И., Шатров М.Г., Дунин А.Ю. Система подачи альтернативных топлив в камеру сгорания дизеля // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2007. № 4. С. 34–37.
4. Дунин А.Ю., Горбачевский Е.В., Душкин П.В., Голубков Л.Н., Иванов И.Е. Влияние состава топлива на основе масел растительного происхождения на режим работы электрогидравлической форсунки // Транспорт на альтернативном топливе. 2017. № 4 (58). С. 48–58.
5. Delacourt E., Desmet B., Besson B. Characterization of very high pressure diesel sprays using digital imaging techniques // Fuel. 2005. Vol. 84. P. 859–867.
6. Дунин А.Ю., Душкин П.В. Результаты испытаний аккумуляторных топливных систем дизелей с давлением впрыскивания до 300 МПа // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение. 2016. № 1 (106). С. 80–88. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-1-80-88.
7. Shatrov M.G., Dunin A.Y., Quynh N.T. Effect of boost pressure on the diesel performance and gaseous emission with fuel spray pressure up to 3000 bar // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 832. P. 012083. DOI: 10.1088/1757-899X/832/1/012083.
8. Nandha K., Abraham J. Dependence of Fuel Air Mixing Characteristics on Injection Timing in an Early Injection Diesel Engine // SAE paper. 2002. No 2002-01-0944. 12 p.
9. Li J., Yang W.M., An H., Maghbouli A., Chou S.K. Effect of piston bowl geometry on combustion and emission characteristics of biodiesel fueled diesel engines // Fuel. 2014. Vol. 120. P. 66–73.
10. De Risi A., et al. Optimization of the combustion chamber of direct injection diesel engine // SAE paper. 2003. No 2003-01-1064. 10 p.
11. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.Yu., Dushkin P.V., Yakovenko A.L. A method of control of injection rate shape by acting upon electromagnetic control valve of common rail injector // International Journal of Mechanical Engineering and Technology. 2017. Vol. 8, Issue 11. P. 676–690.
12. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.U., Dushkin P.V., Yakovenko A.L. The new generation of common rail fuel injection system for Russian locomotive diesel engines // Pollution Research. 2017. Vol. 36 (3), P. 678–684.

13. Shatrov M.G., Malchuk V.I., Dunin A.Y., Shishlov I.G., Sinyavski V.V. A control method of fuel distribution by combustion chamber zones and its dependence on injection conditions // *Thermal Science*. 2018. Vol. 22, No. 5. P. 1425–1434. DOI: 10.2298/TSCI18S5425S.
14. Дунин А.Ю., Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Яковенко А.Л. Организация ступенчатой характеристики впрыскивания топлива управлением электрическим импульсом, поступающим на электромагнит форсунки аккумуляторной топливной системы // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2020. № 1 (718). С. 32–42. DOI: 10.18698/0536-1044-2020-1-32-42.
15. Shatrov M.G., Malchuk V.I., Dunin A.U., Yakovenko A.L. The influence of location of input edges of injection holes on hydraulic characteristics of injector the diesel fuel system // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2016. Vol. 11. No. 20. P. 10267–10273.
16. Shatrov M.G., Malchuk V.I., Skorodelov S.D., Dunin A.U., Sinyavski V.V., Yakovenko A.L. Simulation of fuel injection through a nozzle having different position of the spray holes // *Periodicals of Engineering and Natural Sciences*. 2019. Vol. 7. No. 1. P. 458–464.
17. Iakovenko A., Dunin A., Dushkin P., Savastenko E., Shatrov M. The influence of mass composition of water-fuel emulsion on ecological characteristics of a diesel engine // *Energies*. 2019. Vol. 12. Issue 14. P. 2689. DOI: 10.3390/EN12142689.
18. Shatrov M.G., Sinyavski V.V., Dunin A.Yu., Shishlov I.G., Vakulenko A.V., Yakovenko A.L. Using simulation for development of the systems of automobile gas diesel engine and its operation control // *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. № 7 (2.28). P. 288–295.
19. Шатров М.Г., Синявский В.В., Дунин А.Ю., Шишлов И.Г., Вакуленко А.В. Разработка систем питания и управления высоко-и среднеоборотного газодизелей // 8-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса: сборник трудов Международной научнотехнической конференции, Москва, 31 января 2019 г. М.: МАДИ, 2019. С. 55–70.
20. Sinyavski V.V., Shatrov M.G., Dunin A.Y., Shishlov I.G., Vakulenko A.V. Results of Simulation and Experimental Research of Automobile Gas Diesel Engine // 2019 systems of signals generating and processing in the field of on board communications. Proceedings Paper. 2019. С. 8706756. DOI: 10.1109/SOSG.2019.8706756.
21. Wloka J.A., Pflaum S., Wachtmeister G. Potential and challenges of a 3000 bar common-rail injection system considering engine behavior and emission level. SAE Technical Papers. 2010. 13 p.
22. Johnson J.E., Yoon S.H., Naber J.D., Lee S.-Y., Hunter G., Truemner R., Harcombe T. Characteristics of 3000 bar diesel spray injection under non-vaporizing and vaporizing conditions // ICLASS 2012. 12th Triennial International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Heidelberg, German. 2012. 13 p.
23. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.Y., Dushkin P.V. Pressure Oscillations as a Factor Affecting the Management of the Fuel Injection Process in the Combustion Chamber of a Diesel Engine // 2019 systems of signals generating and processing in the field of on board communications. Proceedings Paper. 2019. С. 8706808. DOI: 10.1109/SOSG.2019.8706808.
24. Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Дунин А.Ю., Душкин П.В. Экспериментальное исследование гидродинамических эффектов в топливной аппаратуре Common Rail при многократном впрыскивании // *Журнал автомобильных инженеров*. 2016. № 2 (97). С. 16–18.
25. Шатров М.Г., Дунин А.Ю., Горбачевский Е.В. Влияние гидродинамических волновых эффектов на процесс топливоподачи при многократном впрыскивании // Научно-технические аспекты развития автотранспортного комплекса. Материалы V международной научно-практической конференции, Горловка, 22 мая 2019 г. Горловка: АДИ ДОННТУ, 2019. С. 131–135.
26. Mahr B. Future and potential of diesel injection systems. conference on thermo- and fluid-dynamic processes in diesel engines // *Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines 2002*. P. 3–17.
27. Technologies and approaches to reducing the fuel consumption of medium- and heavy-duty vehicles. committee to assess fuel economy technologies for medium- and heavy-duty vehicles // National Academies Press (NAP). 2010. Washington, DC: http://books.nap.edu/catalog.php?record_id=12845 (дата обращения 10.11.2020).
28. Desantes J.M., Payri R., Salvador F.J., Soare V. Study of the influence of geometrical and injection parameters on diesel sprays characteristics in isothermal conditions // SAE technical paper. 2005. No 2005-010913. 10 p.
29. Zhang G., Qiao X., Miao X., Hong J., Zheng J. Effects of highly dispersed spray nozzle on fuel injection characteristics and emissions of heavy-duty diesel engine // *Fuel*. 2012. Vol. 102. P. 666–673.

30. Kaario O., Vuorinen V., Hulkkonen T., Keskinen K., Nuutinen M., Larimi M., Tanner F.X. Large eddy simulation of high gas density effects in fuel sprays // *Atomization Spray*. 2013. No 23 (4). P. 297–325.
31. AVL-FIRE 2014 Combustion Module v2014 // AVL. 2014. 101 p.
32. Алексеев А.Б. Совершенствование показателей дизелей грузовых автомобилей выбором камеры сгорания и оптимизацией топливной аппаратуры: дис. ... канд. техн. наук. М., 2010. 177 с.

References

1. Quynh N.T., Duc L.H. Study the effect of exhaust gas recirculation on the emission of diesel engines // *The transport journal*. 2015. Vol. 8. P. 78–81.
2. Dunin A.YU. Sovershenstvovaniye sistemy sovmestnoy podachi dvukh topliv v kameru sgoraniya dizelya cherez odnu forsunku: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improvement of the system of joint supply of two fuels to the combustion chamber of a diesel engine through one injector: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow, 2006. 196 p.
3. Mal'chuk V.I., Shatrov M.G., Dunin A.YU. The system for supplying alternative fuels to the diesel combustion chamber. *Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny*. 2007. No 4, pp. 34–37 (in Russ.).
4. Dunin A.YU., Gorbachevskiy YE.V., Dushkin P.V., Golubkov L.N., Ivanov I.E. Influence of the composition of a fuel based on vegetable oils on the operating mode of an electro-hydraulic injector. *Transport na al'ternativnom toplive*. 2017. No 4 (58), pp. 48–58 (In Russ.).
5. Delacourt E., Desmet B., Besson B. Characterization of very high pressure diesel sprays using digital imaging techniques // *Fuel*. 2005. Vol. 84. P. 859–867.
6. Dunin A.YU., Dushkin P.V. Test results of accumulator fuel systems of diesel engines with injection pressure up to 300 MPa. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N.E. Bauman. Seriya Mashinostroyeniye*. 2016. No 1 (106), pp. 80–88 (In Russ.). DOI: 10.18698/0236-3941-2016-1-80-88.
7. Shatrov M.G., Dunin A.Y., Quynh N.T. Effect of boost pressure on the diesel performance and gaseous emission with fuel spray pressure up to 3000 bar // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 832. P. 012083. DOI: 10.1088/1757-899X/832/1/012083.
8. Nandha K., Abraham J. Dependence of Fuel Air Mixing Characteristics on Injection Timing in an Early Injection Diesel Engine // *SAE paper*. 2002. No 2002-01-0944. 12 p.
9. Li J., Yang W.M., An H., Maghbouli A., Chou S.K. Effect of piston bowl geometry on combustion and emission characteristics of biodiesel fueled diesel engines // *Fuel*. 2014. Vol. 120. P. 66–73.
10. De Risi A., et al. Optimization of the combustion chamber of direct injection diesel engine // *SAE paper*. 2003. No 2003-01-1064. 10 p.
11. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.Yu., Dushkin P.V., Yakovenko A.L. A method of control of injection rate shape by acting upon electromagnetic control valve of common rail injector // *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*. 2017. Vol. 8, Issue 11. P. 676–690.
12. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.U., Dushkin P.V., Yakovenko A.L. The new generation of common rail fuel injection system for Russian locomotive diesel engines // *Pollution Research*. 2017. Vol. 36 (3), P. 678–684.
13. Shatrov M.G., Malchuk V.I., Dunin A.Y., Shishlov I.G., Sinyavski V.V. A control method of fuel distribution by combustion chamber zones and its dependence on injection conditions // *Thermal Science*. 2018. Vol. 22, No. 5. P. 1425–1434. DOI: 10.2298/TSCI18S5425S.
14. Dunin A.YU., Shatrov M.G., Golubkov L.N., Yakovenko A.L. Organization of the staged characteristics of fuel injection by controlling the electrical impulse entering the electromagnet of the injector of the accumulator fuel system. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye*. 2020. No 1 (718), pp. 32–42 (In Russ.). DOI: 10.18698/0536-1044-2020-1-32-42.
15. Shatrov M.G., Malchuk V.I., Dunin A.U., Yakovenko A.L. The influence of location of input edges of injection holes on hydraulic characteristics of injector the diesel fuel system // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2016. Vol. 11. No. 20. P. 10267–10273.
16. Shatrov M.G., Malchuk V.I., Skorodelov S.D., Dunin A.U., Sinyavski V.V., Yakovenko A.L. Simulation of fuel injection through a nozzle having different position of the spray holes // *Periodicals of Engineering and Natural Sciences*. 2019. Vol. 7. No. 1. P. 458–464.
17. Yakovenko A., Dunin A., Dushkin P., Savastenko E., Shatrov M. The influence of mass composition of water-fuel emulsion on ecological characteristics of a diesel engine // *Energies*. 2019. Vol. 12. Issue 14. P. 2689. DOI:10.3390/EN12142689.
18. Shatrov M.G., Sinyavski V.V., Dunin A.Yu., Shishlov I.G., Vakulenko A.V., Yakovenko A.L. Using

- simulation for development of the systems of automobile gas diesel engine and its operation control // *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. № 7(2.28). P. 288–295.
19. Shatrov M.G., Sinyavskiy V.V., Dunin A.YU., Shishlov I.G., Vakulenko A.V. Development of power supply and control systems for high and medium speed gas diesel engines. 8-e Lukaninskiye chteniya. Problemy i perspektivy razvitiya avtotransportnogo kompleksa: sbornik trudov Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii, Moscow, 31 yanvarya 2019 g. [8th Lukanin Readings. Problems and prospects for the development of the motor transport complex: collection of proceedings of the international scientific and technical conference; Moscow, January 31, 2019] Moscow: MADI Publ., 2019, pp. 55–70 (In Russ.).
20. Sinyayski V.V., Shatrov M.G., Dunin A.Y., Shishlov I.G., Vakulenko A.V. Results of Simulation and Experimental Research of Automobile Gas Diesel Engine // 2019 systems of signals generating and processing in the field of on board communications. Proceedings Paper. 2019. S. 8706756. DOI: 10.1109/SOSG.2019.8706756.
21. Wloka J.A., Pflaum S., Wachtmeister G. Potential and challenges of a 3000 bar common-rail injection system considering engine behavior and emission level. SAE Technical Papers. 2010. 13 p.
22. Johnson J.E., Yoon S.H., Naber J.D., Lee S.-Y., Hunter G., Truemner R., Harcombe T. Characteristics of 3000 bar diesel spray injection under non-vaporizing and vaporizing conditions // ICLASS 2012. 12th Triennial International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Heidelberg, German. 2012. 13 p.
23. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.Y., Dushkin P.V. Pressure Oscillations as a Factor Affecting the Management of the Fuel Injection Process in the Combustion Chamber of a Diesel Engine // 2019 systems of signals generating and processing in the field of on board communications. Proceedings Paper. 2019. S. 8706808. DOI: 10.1109/SOSG.2019.8706808.
24. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.YU., Dushkin P.V. Experimental study of hydrodynamic effects in common rail fuel equipment with multiple injection. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*. 2016. No 2 (97), pp. 16–18 (In Russ.).
25. Shatrov M.G., Dunin A.YU., Gorbachevskiy YE.V. Influence of hydrodynamic wave effects on the fuel supply process with multiple injection. Nauchno-tekhnicheskiye aspekty razvitiya avtotransportnogo kompleksa. Materialy V mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, Gorlovka, 22 maya 2019 g. [Scientific and technical aspects of the development of the motor transport complex. Materials of the V International scientific and practical conference; Gorlovka, May 22, 2019] Gorlovka: ADI DONNTU, 2019, pp. 131–135 (In Russ.).
26. Mahr B. Future and potential of diesel injection systems. conference on thermo- and fluid-dynamic processes in diesel engines // *Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines 2002*. P. 3–17.
27. Technologies and approaches to reducing the fuel consumption of medium- and heavy-duty vehicles. committee to assess fuel economy technologies for medium- and heavy-duty vehicles // National Academies Press (NAP). 2010. Washington, DC: http://books.nap.edu/catalog.php?record_id=12845 (data obrashcheniya 10.11.2020).
28. Desantes J.M., Payri R., Salvador F.J., Soare V. Study of the influence of geometrical and injection parameters on diesel sprays characteristics in isothermal conditions // SAE technical paper. 2005. No 2005-010913. 10 r.
29. Zhang G., Qiao X., Miao X., Hong J., Zheng J. Effects of highly dispersed spray nozzle on fuel injection characteristics and emissions of heavy-duty diesel engine // *Fuel*. 2012. Vol. 102. P. 666–673.
30. Kaario O., Vuorinen V., Hulkkonen T., Keskinen K., Nuutinen M., Larmi M., Tanner F.X. Large eddy simulation of high gas density effects in fuel sprays // *Atomization Spray*. 2013. No 23(4). P. 297–325.
31. AVL-FIRE 2014 Combustion Module v2014 // AVL. 2014. 101 p.
32. Alekseyev A.B. Sovershenstvovaniye pokazateley dizeley gruzovykh avtomobiley vyborom kamery sgoraniya i optimizatsiyey toplivnoy apparatury: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improvement of indicators of diesel engines of trucks by choosing a combustion chamber and optimization of fuel equipment: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow, 2010. 177 p.

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ТЕХНИКА ДЛЯ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА – ТЕНДЕНЦИИ ВЫСТАВКИ AGRITECHNIKA 2019

MODERN AGRICULTURE TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT – TRENDS OF AN AGRITECHNIKA 2019 EXHIBITION

А.Ю. ИЗМАЙЛОВ, д.т.н.
Я.П. ЛОБАЧЕВСКИЙ, д.т.н.
А.С. ДОРОХОВ, д.т.н.
А.В. СИБИРЕВ, к.т.н.
В.А. КРЮЧКОВ, к.т.н.
Н.В. САЗОНОВ

ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Москва, Россия, sibirev2011@yandex.ru

A.YU. IZMAYLOV, DSc in Engineering
YA.P. LOBACHEVSKY, DSc in Engineering
A.S. DOROKHOV, DSc in Engineering
A.V. SIBIREV, PhD in Engineering
V.A. KRYUCHKOV, PhD in Engineering
N.V. SAZONOV

Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia, sibirev2011@yandex.ru

Крупнейшая в мире специализированная международная сельскохозяйственная выставка AGRITECHNIKA 2019 проходила в Германии с 10 по 16 ноября 2019 г. в выставочном павильоне Deutsche Messe г. Ганновера, занимающем площадь более 320 000 м² и состоящем из 28 залов. На выставке были представлены все ведущие мировые предприятия отрасли, среди них 600 – новых, использовавших международную рыночную платформу для презентации своей продукции. Девизом выставки AGRITECHNIKA 2019 является «Глобальное земледелие – региональная ответственность». На выставке было зарегистрировано 300 новинок. Один экспонат – электромеханическая коробка передач EAutoPower – получил золотую медаль, 39 – серебряные. Основную часть экспозиции составляли самоходные тяговые и уборочные машины, а также машины для почвообработки и ухода за выращиваемыми культурами. Большое внимание было уделено вопросу совершенствования ходовых систем и, в частности, съемным гусеничным ходовым системам для тракторов и других самоходных машин, гусеничным и колесно-гусеничным вариантам их исполнения. На стенде практически каждой компании были представлены решения по автоматизации и роботизации отдельных операций в сельском хозяйстве, будь то работы по основной обработке почвы, или мероприятия по борьбе с сорными растениями. Обращает на себя внимание значительный вклад результатов коопераций отдельных производителей в формирование общего образа выставки. Просматривается тенденция децентрализации труда для достижения наилучшего результата, что выражается как в производстве целых машин, так и отдельных компонентов для них. Отдельного упоминания заслуживает отечественный производитель «Ростсельмаш», заслуживший серебряную медаль за разработку системы ночного видения RSM Night Vision. Вышесказанное позволяет заключить, что, несомненно, повышается уровень технической и технологической подготовки сельскохозяйственных машин и оборудования. Это влечет за собой расширение технологической составляющей сельскохозяйственных работ.

Ключевые слова: сельскохозяйственная техника, машинные технологии, мировое производство продовольствия, тенденции развития, сельскохозяйственное машиностроение, системы машин и технологии.

Для цитирования: Измайлов А.Ю., Лобачевский Я.П., Дорохов А.С., Сибирев А.В., Крючков В.А., Сазонов Н.В. Современные технологии и техника для сельского хозяйства – тенденции выставки AGRITECHNIKA 2019 // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 28–40. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-28-40.

The world largest specialized international agricultural exhibition AGRITECHNIKA 2019 took place in Germany on 10–16th of November, 2019 at the Deutsche Messe exhibition hall in Hannover. The exhibition hall covered an area of over 320,000 m² and included 28 sites. All the world-leading companies in the industry were represented at the exhibition. Around 600 new companies used this international market platform to introduce their products. The slogan of the exhibition AGRITECHNIKA 2019 is: Global Farming – Local Responsibility. About 300 new products were registered during the exhibition. The electromechanical gearbox EAutoPower was awarded by gold medal. Other 39 winners were awarded by silver medals. The exposition mostly included models of self-propelled traction and harvesting machinery, as well as machinery for tillage and crop care. Special attention was paid to improvement of the undercarriage systems and particularly to removable tracked running systems for tractors and other self-propelled vehicles with its tracked and wheeled-tracked embodiment versions. Almost every company showed different kinds of automation and robotization solutions for partial operations in agriculture, both for basic tillage and weed control. The big attention is drawn to the significant contribution of the results of cooperation of individual manufacturers to the formation of the overall image of the exhibition. Labor decentralization tendencies to achieve the best results by both complete machines production and separate components release were noted. The domestic manufacturer Rostselmash received particular acknowledgment by winning a silver medal for the development of night vision system RSM Night Vision. Everything mentioned above allows us to conclude that, undoubtedly, the level of technical and

technological preparation of agricultural machinery and equipment is increasing, which entails an expansion of the technological component of agricultural work.

Keywords: agricultural machinery, machine technology, world food production; development trends, agricultural engineering, systems of machines and technologies.

Cite as: A.YU. Izmaylov, YA.P. Lobachevskiy, A.S. Dorokhov, A.V. Sibirev, V.A. Kryuchkov, N.V. Sazonov. Modern agriculture technologies and equipment – trends of an AGRITECHNIKA 2019 exhibition. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2020. No 6, pp. 28–40 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-28-40.

Введение

Раз в два года в г. Ганновере (Германия) на территории выставочного центра Deutsche Messe проходит масштабная выставка AGRITECHNIKA, посвященная современным тенденциям развития техники сельскохозяйственного назначения.

В этот выставочный сезон экспозиция, как всегда, отличалась большим разнообразием. Были широко представлены новейшие технологические решения мирового сельскохозяйственного машиностроения (рис. 1).

Предложения производителей техники дополнялись многочисленными международными семинарами и симпозиумами, на которых обсуждались тенденции развития техники, отраслей сельского хозяйства и его техниче-

ского обеспечения. Главное внимание организаторов выставки было уделено демонстрации новинок тракторов и транспортных средств, а также большому ассортименту почвообрабатывающей техники, техники для посева, ухода за растениями, внесения удобрений и средств защиты растений, комплектующим и запчастям.

Были представлены многочисленные средства механизации для лесоводства, овощеводства и картофелеводства (рис. 2) и выполнения коммунальных работ.

В качестве глобального перспективного направления следует отметить ускоренное внедрение современной электроники, что способствует значительному повышению эффективности сельскохозяйственной деятельности (рис. 3).



Рис. 1. Общий вид отдельных машин специализированной выставки сельскохозяйственной техники AGRITECHNIKA 2019

Fig. 1. Individual machines of the AGRITECHNIKA 2019 specialized exhibition of agricultural machinery



Рис. 2. Общий вид блока машин отрасли овощеводства и картофелеводства

Fig. 2. Section of machinery for the vegetable and potato industry

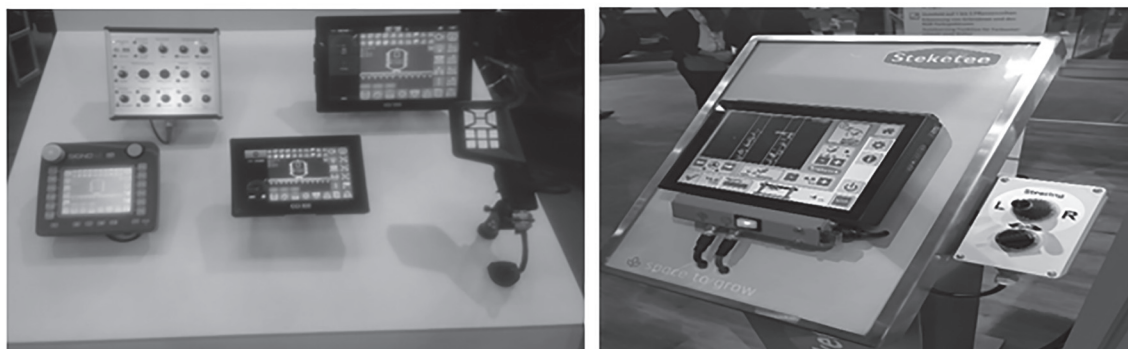
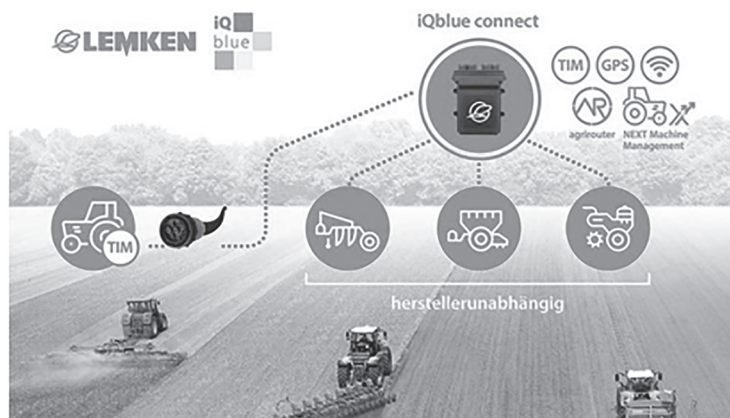


Рис. 3. Система iQblue Connect автоматизации привода навесного оборудования через мобильный модуль

Fig. 3. iQblue Connect system for automation of attachable equipment drive automation via mobile module

Всего несколько лет назад из-за высокой стоимости электронных комплектующих и соответствующего программного обеспечения эти системы применялись лишь при производстве сельскохозяйственных машин и оборудования высокого технического уровня, например уборочных комбайнов [1–4].

Экономически выгодные современные электронные системы управления сегодня успешно применяются и в технике общего назначения (машины для обработки почвы и посева, внесения удобрений и ухода за растениями).

Робототехника, автоматизация управления и приводов, спутниковые системы на основе GPS – это лишь часть примеров продемонстрированных перспективных технологий (рис. 4).

Цель исследований

Выявление новых отраслевых тенденций развития техники, технологий и технологиче-

ского оснащения изделий сельскохозяйственного машиностроения.

Материалы и методы

Материалом послужили официальные информационные издания ведущих компаний-производителей сельскохозяйственных машин и оборудования, рекламные брошюры, выставочные информационные сборники-дайджесты, видеоролики и визуальное наполнение.

В качестве основного метода применялся сравнительный анализ, базирующийся на имеющемся опыте авторов.

Результаты и обсуждение

Университет прикладных наук из города Оснабрюка (Германия) на своем небольшом стенде презентовал мобильную лабораторию отбора почвы и обработки данных для ресурсоэффективного растениеводства (рис. 5). Разработка

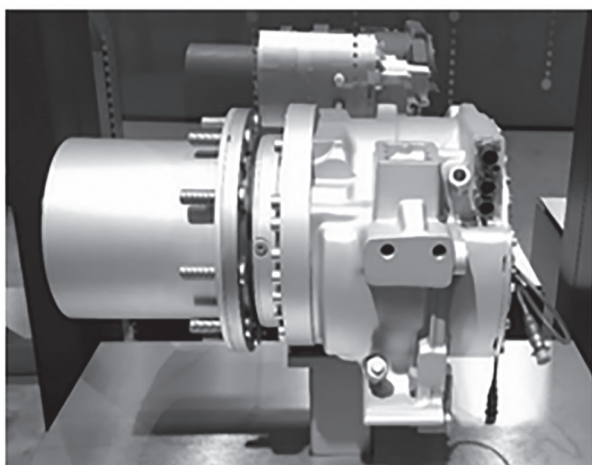


Рис. 4. Разработки в области робототехники, автоматизации управления и приводов

Fig. 4. Developments in robotics, automation of control and drives

этого проекта длилась с 2016 по 2019 г., его стоимость составила €1,7 млн. Финансирование обеспечивало Министерство продовольствия и сельского хозяйства Германии.



Рис. 5. Мобильная лаборатория отбора почвы и обработки данных (Amazone)

Fig. 5. Mobile laboratory for soil sampling and data processing (Amazone)

Основными тенденциями развития тракторов являются: расширение мощностного диапазона; применение в двигателях нетрадиционных видов топлива; снижение вредного воздействия на почву их движителей (расширение сферы применения гусеничных и трехосных колесных тракторов); использование электронной системы для управления подачей топлива, положением ходовой системы тракторов при независимой подвеске, выравниванием кабины при работе на склонах, переключением передач под нагрузкой, системой гашения колебаний сидения тракториста; регулирование навесной системы. Из основных производителей тракторов на выставке были представлены фирмы Fendt, John Deere, New Holland, Massey Ferguson, Claas, ОАО «Кировский завод» (Россия) и ПО «МТЗ» (Беларусь) (рис. 6).

Трактор Fendt 942 Vario, удостоен звания «Трактор года 2020». Трактор оснащен 6-цилиндровым двигателем MAN с рабочим объемом 9 л и турбиной с изменяемой геометрией (VTG), а также трансмиссией Fendt Vario Drive, мощностью 415 л.с. (рис. 7).

Также на выставке был представлен трактор Fendt 200 V/F/P Vario с автоматизированной системой управления Braun. Система автоматического управления транспортом и навесным оборудованием в виноградарстве получила серебряную медаль Agritechnica Innovation

Award 2019. Это совместная разработка Fendt и Braun. Состоит из лазера, гироскопа, блока управления VPA и терминала.

Компания получила серебряную медаль и за другую свою разработку – систему управления Fendt IDEAL Drive. Ее преимущество в том, что управление техникой осуществляется без рулевого колеса, а с помощью джойстика. Помимо улучшенного обзора на дорогах общего пользования увеличены комфортность и маневренность эксплуатации комбайна во время уборочных работ.

Инновацией является разработка фирмы John Deere за разработку электромеханической коробки передач EAutoPower, с разделением потока мощности. В данной модели гидроагрегат (насос/двигатель) полностью отсутствует, вместо этого в качестве бесступенчатого привода используются два электродвигателя (рис. 8, 9). Электродвигатели разработаны таким образом, чтобы они не только питали привод, но и могли обеспечить до 100 кВт электроэнергии для внешнего потребления. В результате возможная электрификация навесного трактора демонстрируется с помощью системного решения для разбрасывания навоза, разработанного совместно с Joskin, где две оси на разбрасывателе Tridem имеют электрический привод.

Корпорация John Deere, входящая в список 100 крупнейших мировых промышленных компаний, продолжает расширять сферу своего присутствия в направлении роботизации (рис. 10).

Кроме того, компания John Deere продемонстрировала опрыскиватель с интеллектуальной системой внесения рабочей жидкости (рис. 11).

Также был представлен ряд конструктивных решений по управлению трактором и навесными орудиями по системе ISOBUS, которая позволяет с помощью одного терминала управлять прицепными и навесными машинами.

В линейке тракторов присутствуют машины основных типов: универсально-пропашные (115–330 л.с.), общего назначения (89 л.с.), полноприводные (388–543 л.с.), гусеничные (439–543 л.с.) и специального назначения (93 л.с.)

Машины и орудия для обработки почвы и посева были представлены как давно известными фирмами-изготовителями Amazonen Werke, Lemken, Horsch, Rabe (Германия), Kverneland (Норвегия), Kuhn, Gregoire Besson (Франция), Vaderstad (Швеция), Gaspardo



a



б



в



г



д



е

Рис. 6. Общий вид тракторов специализированной выставки сельскохозяйственной техники AGRITECHNIKA 2019:
a – беспилотный трактор Case IH; *б* – концептуальный трактор Steyr Konzept;
в – трактор Fastrac 4220 (JSB); *г* – трактор на метане New Holland Methane Power;
д – трактор Belarus 952; *е* – трактор Claas Axion 960 Terra Trac

Fig. 6. Tractors of the specialized exhibition of agricultural machinery AGRITECHNIKA 2019: a – Case IH unmanned tractor; b – Steyr Konzept concept tractor; c – Fastrac 4220 (JSB) tractor; d – New Holland Methane Power methane tractor; e – Belarus 952 tractor; f – Claas Axion 960 Terra Trac tractor



Рис. 7. Трактор Fendt 942 Vario

Fig. 7. Fendt 942 Vario tractor



Рис. 8. Общий вид трактора John Deere с электромеханической коробкой передач

Fig. 8. John Deere tractor with electromechanical transmission

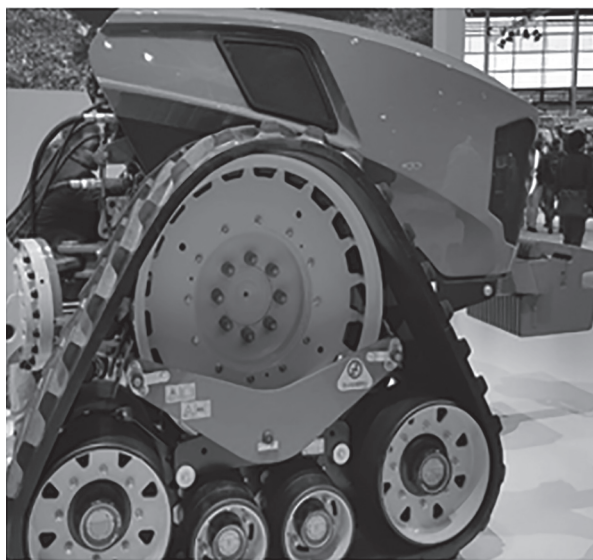


Рис. 10. Общий вид роботизированного трактора Joker фирмы John Deere

Fig. 10. Robotic tractor Joker from John Deere

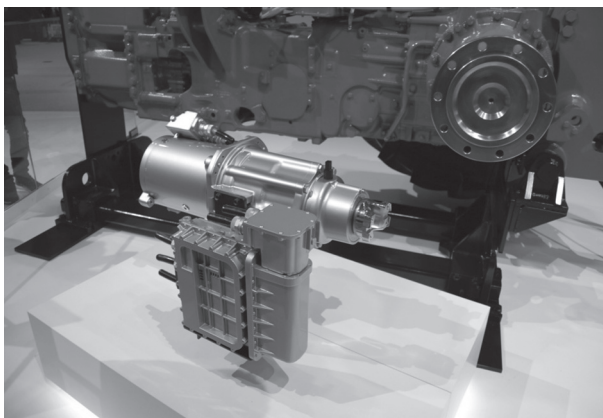


Рис. 9. Общий вид электромеханической коробки перемены передач John Deere

Fig. 9. Electromechanical gearbox of John Deere



Рис. 11. Опрыскиватель John Deere

Fig. 11. John Deere sprayer

(Италия), так и менее известными Sulke, Agrisem (Франция), Vogel Noot, Pottinger (Австрия), Kongsilde (Дания), Sumo (Великобритания), Ma Ag (Италия), Farmet (Чехия) и др.

На выставке были широко продемонстрированы машины для традиционной отвальной системы земледелия, безотвальной, мульчирующей и прямого посева.

Для отвальной системы земледелия фирмы Lemken, Rabe, Kverneland, Kuhn, Gregoire Besson, Vogel Noot представлены как оборотные, так и загонные плуги.

Особый интерес представляют плуги, оборудованные пластинчатыми отвалами с предплужниками и регулируемой шириной захвата корпусов (рис. 12). Достоинством пластинчатых отвалов является снижение энергоемкости вспашки и улучшение качественных показателей (оборот пласта и крошение), особенно тяжелых и торфяных почв.

Фирма Lemken представила оборотный плуг Juwel 10 (рис. 13) для отвальной обработки. Он может иметь от 3 до 7 корпусов, устанавливаемых на раме 160×160 мм, что позволяет выполнять технологический процесс обработки почвы на ширину от 108 до 385 см.

Кроме того, ряд фирм, и в первую очередь Vogel Noot, представляли оборотные плуги с отклоняющейся перед началом оборота рамой, что позволяет уменьшить нагрузку на навеску трактора, а, следовательно и опасность его опрокидывания. На некоторых типах плугов имелись специальные механизмы оборота, благодаря которым стало возможным движение трактора вне борозды. Это позволяет уменьшить уплотнение почвы, а также дает

возможность использовать тракторы со двоящими колесами. Для улучшения качества вспашки, при использовании предплужников, на некоторых плугах устанавливаются в паре с предплужником отводящие щитки, которые предотвращают запутывание растительных остатков вокруг грядилца.

Кроме того, в качестве альтернативы сплошному долоту применяют составное, а дорогостоящим дисковым ножам – нож, установленный на полевую доску.

В качестве защиты корпусов плуга от поломок при встрече с препятствием предлагаются «срезной болт», пружинная, рессорная или гидравлическая защита (рис. 14).

При использовании плугов на вспашке под озимые культуры многие фирмы предлагают приставки для дополнительного крошения и уплотнения почвы, как навесные, так и прицепные.

В качестве почвообрабатывающих пассивных рабочих органов для предварительной обработки почвы используются, в основном, дисковые рабочие органы [5], установленные на индивидуальной подвеске или собранные в батареи (рис. 16).

При этом в зависимости от условий работы индивидуальные диски могут устанавливаться жестко или иметь различные типы защиты рабочих органов.

Кроме орудий с дисковыми рабочими органами, для более качественной обработки почвы были представлены различные комбинации диско-лаповых комбинированных агрегатов, выполняющих одновременно рыхление на заданную глубину лаповыми рабочими ор-



Рис. 12. Общий вид машин для отвальной обработки почвы

Fig. 12. Machinery for moldboard tillage



Рис. 13. Общий вид оборотного плуга Juwel 10 (Lemken)

Fig. 13. Reversible plow Juwel 10 (Lemken)

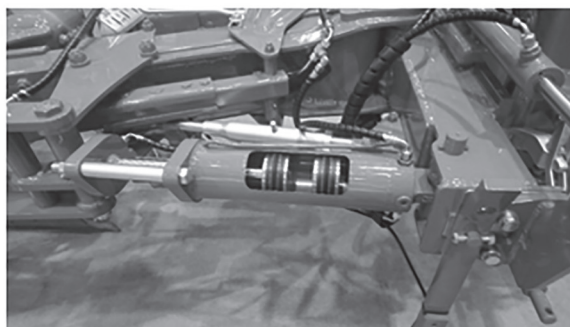
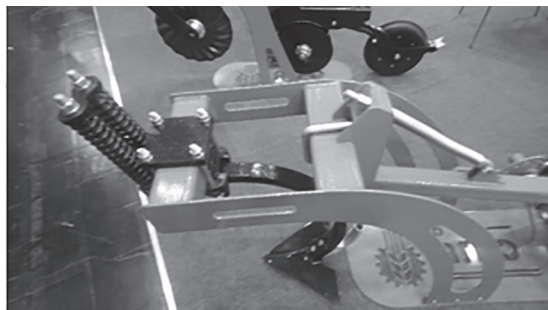


Рис. 14. Общий вид предохранительных устройств почвообрабатывающих рабочих органов

Fig. 14. Safety devices of tillage working bodies



Рис. 15. Общий вид дисковых рабочих органов почвообрабатывающих рабочих органов

Fig. 15. Disk working bodies of tillage working bodies

ганами и мульчирование дисками различных типов (рис. 16). Наряду со сферическими гладкими и вырезными дисками используются верные и волнистые диски (рис. 16).

Для посева зерновых культур на выставке были представлены как отдельные сеялки, так и комбинированные почвообрабатывающе-посевные агрегаты с различным набором почвообрабатывающих рабочих органов (рис. 17).

Лауреатом серебряной медали за инновации была признана система автоматической системы контроля глубины посева Smart Depth, которую представила фирма John Deere (рис. 18).

Сеялки и агрегаты демонстрировались в навесном и полунавесном вариантах. При этом наряду с пневматическими высевальными систе-

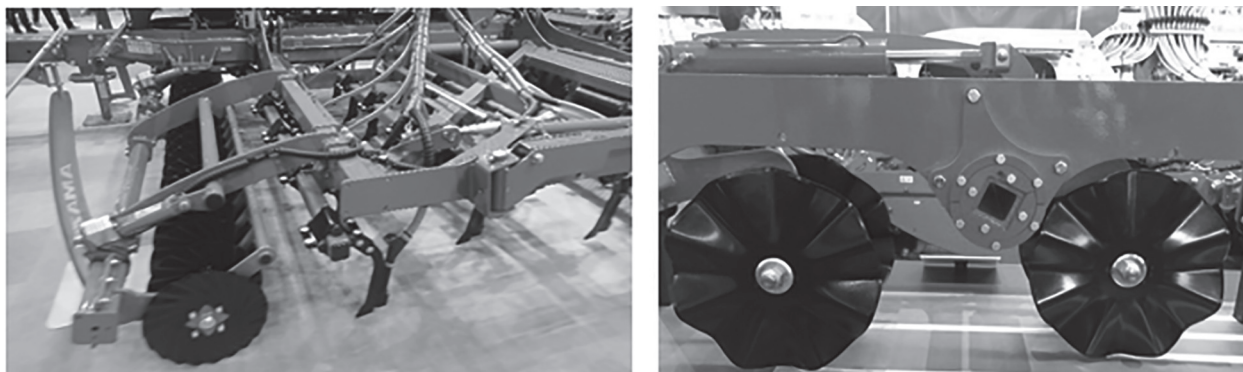


Рис. 16. Комбинация диско-лаповых почвообрабатывающих рабочих органов

Fig. 16. Combination of disc-tine tillage working bodies



Рис. 17. Почвообрабатывающие посевные агрегаты

Fig. 17. Tillage and sowing machinery

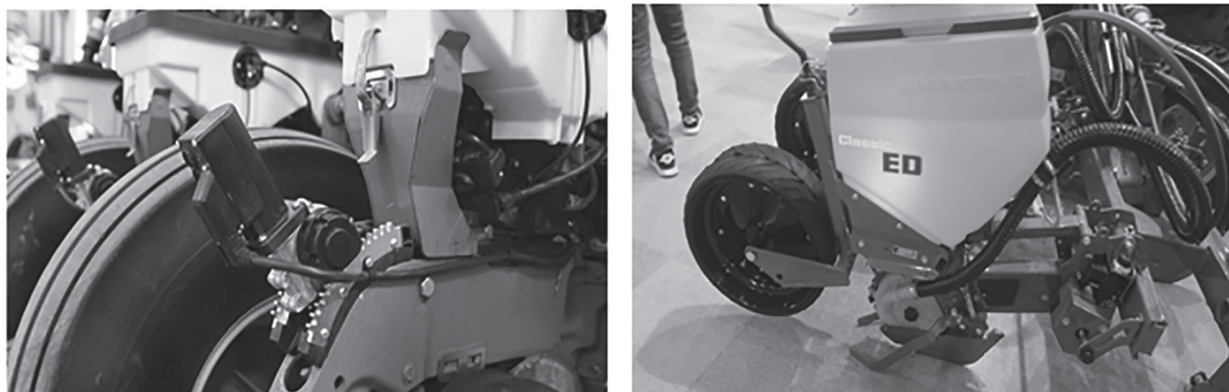


Рис. 18. Система контроля глубины посева Smart Depth фирмы John Deere

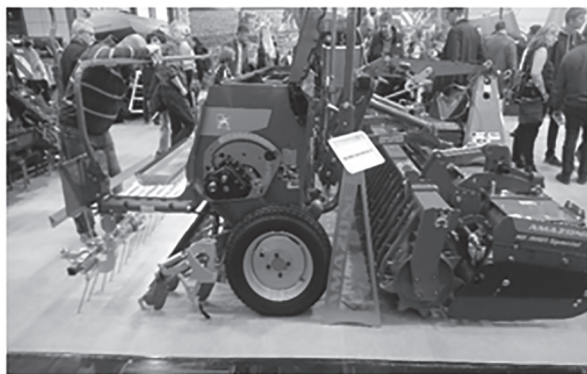
Fig. 18. Seeding depth control system Smart Depth by John Deere

мами часть сеялок и комбинированных агрегатов имела механическую систему высева (рис. 19).

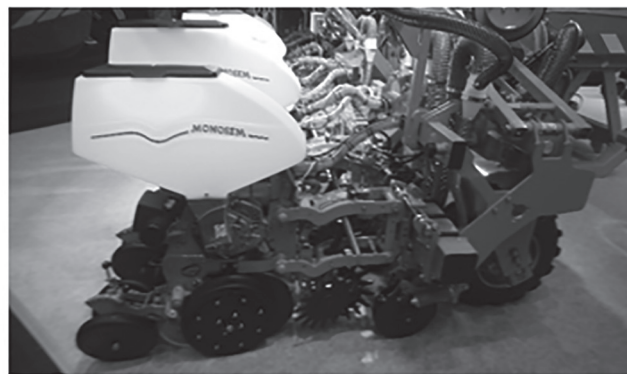
Анализируя конструкции посевных машин, можно увидеть, что все фирмы, наряду с созданием новых конструкций, активно ведут работы по совершенствованию отдельных элементов систем высева и сошниковых групп. В первую очередь это касается делительных

головок, приводов высевающих аппаратов, высевающих катушек, подвески сошников и загрузочных устройств.

Одним из направлений, позволяющих существенно снизить затраты труда и расход топлива на обработке почвы и посеве, является прямой посев [6, 7]. Однако, несмотря на это, сеялки прямого посева используются в основ-



a



б

Рис. 19. Системы посева:

a – механическая система фирмы Amazone; *б* – пневматическая система фирмы Monosem

Fig. 19. Sowing systems: a – mechanical system from Amazone; b – pneumatic system from Monosem

ном для подсева трав и промежуточных культур после уборки зерновых. Кроме того, они могут применяться для посева зерновых культур по отвальным и безотвальным фонам.

Следует отметить, что на выставке было представлено большое разнообразие машин для посадки овощных культур и картофеля ведущих фирм сельскохозяйственного машиностроения: AVR (Бельгия), Grimme, Miedema (Голландия), Wifo (Голландия), JJ Broch (Испания), Plant, Ferrari (Италия) (рис. 20).

Основными направлениями совершенствования данной группы машин является разработка отдельных элементов высаживающего аппарата, сошниковых и заделывающих групп: высаживающих элементов, конструкций бороздораскрывающих и бороздозакрывающих рабочих органов.

Кроме того, следует обратить особое внимание на использование в конструкции высаживающих аппаратов (рис. 21, *a*) а также в машинах для посадки луковиц – ориентирующе-дозированных устройств, обеспечивающих ориентированную подачу луковиц в борозду и равномерность распределения луковиц в борозде (рис. 21, *б*) [8], с использованием полимерных и композиционных материалов.

Следует отметить, что впервые за все время работы выставки AGRITECHNIKA лауреатом серебряной медали признан российский концерн «Ростсельмаш» за разработку системы ночного видения RSM Night Vision.

Выводы

Анализ представленных машин и оборудования на выставке AGRITECHNIKA 2019, позволяет сделать следующие выводы.

1. В современных сельскохозяйственных технологиях и машинах широко используются сложные и разнообразные механические, гидравлические, электрические, электронные и различные комбинированные системы, в том числе различных отраслей промышленности для передачи энергии, управления, обеспечения условий труда операторов.

2. Расширяются технологические варианты работы ряда технических средств, в том числе транспортных, для дополнительной сепарации минеральных примесей из массы товарной продукции.

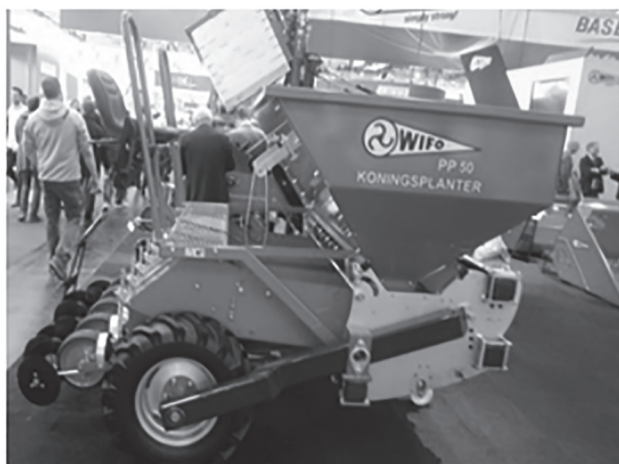
3. Расширяется номенклатура комплектующих изделий и запасных частей к техническим средствам, в том числе с использованием полимерных и композиционных материалов.

Анализ позволил выявить следующие основные тенденции совершенствования машин.

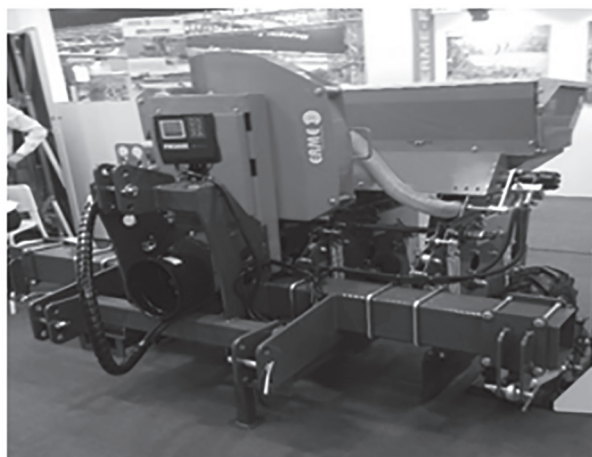
1. Изменение геометрии рабочих органов и исследование режимных и технологических параметров почвообрабатывающих машин, позволяющих обеспечить качественное выполнение технологического процесса в зависимости от почвенно-климатических условий.

2. Исследование показателей качественной обработки почвы в зависимости от различной комбинации диско-лаповых комбинированных агрегатов, выполняющих одновременно рыхление на заданную глубину лаповыми рабочими органами и мульчирование дисками различных типов.

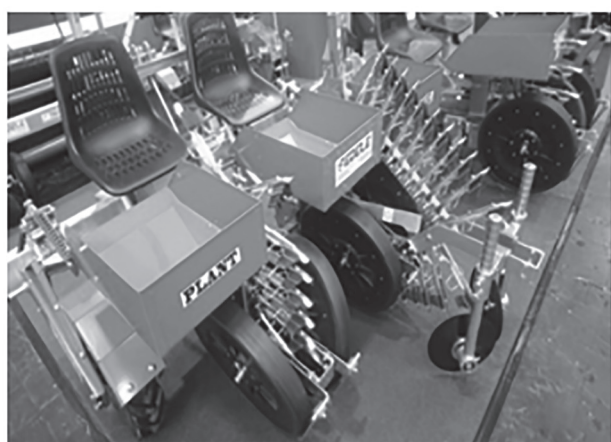
3. Создание комбинированных почвообрабатывающих агрегатов с новыми конструктивными и материаловедческими свойствами рабочих органов с нанесенными износостойкими покрытиями обеспечивающих повышение ресурса.



a



б



в



г



д



е

Рис. 20. Машины для посадки овощных культур и картофеля:

- a* – машина для посадки луковиц фирмы Wifo; *б* – машина для посадки чеснока фирмы JJ Broch;
в – рассадопосадочная машина с револьверным высаживающим аппаратом фирмы Plant;
г – рассадопосадочная машина с револьверным высаживающим аппаратом фирмы Ferrari;
д – машина для посадки клубней картофеля фирмы Grimme;
е – машина для посадки клубней картофеля фирмы Miedema

Fig. 20. Machinery for planting vegetables and potatoes: a – machine for planting bulbs from Wifo; b – JJ Broch garlic planting machine; c – transplanting machine with a revolving planting apparatus from Plant; d – transplanting machine with a revolving planting apparatus from Ferrari; e – machine for planting potato tubers from Grimme; f – machine for planting potato tubers from Miedema

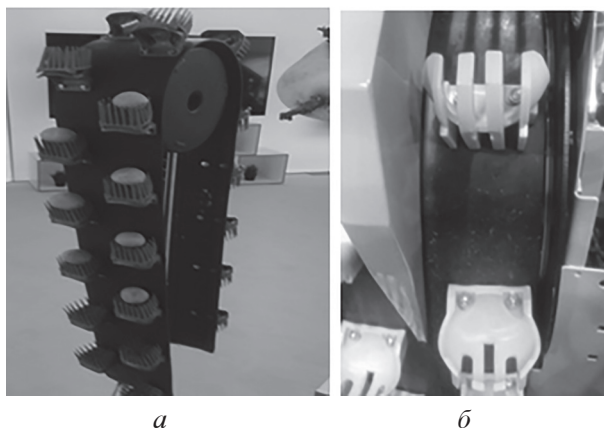


Рис. 21. Использование полимерных материалов в конструкции высаживающих аппаратов

Fig. 21. The use of polymeric materials in the design of planting devices

4. Разработка и исследование дисковых рабочих органов, установленных на индивидуальной подвеске или собранных в батарее.

Литература

1. Хвостов В.А., Рейнгарт Э.С. Машины для уборки корнеплодов и лука (теория, конструкция, расчет). М., 1995. 391 с.
2. Протасов А.А. Совершенствование технологических процессов и технических средств для уборки лука: дис. ... докт. техн. наук. Саратов, 2005. 355 с.
3. Ларюшин А.М. Энергосберегающие технологии и технические средства для уборки лука: дисс. ... докт. техн. наук. Пенза, 2010. 426 с.
4. Ларюшин Н.П. Научные основы разработки комплекса машин для уборки и послеуборочной обработки лука: дисс. ... докт. техн. наук. Рязань, 1996. 350 с.
5. Емельянов П.А., Сибирев А.В., Аксенов А.Г. Исследование силовой характеристики дискового заделывающего органа луковой сеялки // Нива Поволжья. 2013. № 1 (26). С. 40–46.
6. Алдошин Н.В. Моделирование качества выполнения механизированных работ // Горячкинские чтения: Сб. докладов 1-й Международной науч.-практ. конференции, 2013. С. 6–13.
7. Башкирцев В.И., Алдошин Н.В. Обеспечение качества механизированных работ при эксплуатации сельскохозяйственной техники. М.: ФГБОУ ДПО РИАМА, 2017. 96 с.

8. Лобачевский Я.П., Емельянов П.А., Аксенов А.Г., Сибирев А.В. Машинная технология производства лука: монография. М.: ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, 2016. 168 с.

References

1. Hvostov V.A., Rejngart E.S. Mashiny dlia uborki korneplodov i luka (teoriya, konstrukciya, raschet) [Root and onion harvesting machines (theory, design, calculation)]. Moscow, 1995. 391 p.
2. Protasov A.A. Sovershenstvovanie tekhnologicheskikh protsessov i tekhnicheskikh sredstv dlia uborki luka. Diss. ... dokt. tehn. Nauk.. [Improvement of technological processes and technical equipment for onion harvesting: Dissertation for Degree of DSc in Engineering]. Saratov, 2005. 355 p.
3. Laryushin A.M. Energosberegayushchie tekhnologii i tekhnicheskie sredstva dlia uborki luka. Diss. ... dokt. tehn. nauk. [Energy saving technologies and technical equipment for onion harvesting: Dissertation for Degree of DSc in Engineering]. Penza, 2010. 426 p.
4. Laryushin N.P. Nauchnye osnovy razrabotki kompleksa mashin dlia uborki i posleuborochnoy obrabotki luka. Diss. ... dokt. tehn. nauk. [Scientific basis for the development of machinery for harvesting and post-harvest processing of onions: Dissertation for Degree of DSc in Engineering]. Ryazan, 1996. 350 p.
5. Emel'yanov P.A., Sibirev A.V., Aksenov A.G. Issledovanie silovoy karakteristiki diskovogo zadel'yvayushchego organa lukovoy seyalki [Investigation of the disc-based onion seeder force characteristics]. Niva Povolzh'ya. 2013. no. 1 (26), pp. 40-46.
6. Aldoshin N.V. Modelirovanie kachestva vypolneniya mekhanizirovannykh rabot [Modeling the quality of mechanized work]. V sb.: Goryachkinskie chteniya: Sb. докладов 1-y Mezhdunarodnoy nauch.-prakt. Konferencii. 2013. pp. 6-13.
7. Bashkirtcev V.I., Aldoshin N.V. Obespechenie kachestva mekhanizirovannykh rabot pri ekspluatatsii selskohoziaystvennoy tekhniki [Providing quality of mechanized work at the agricultural machinery operation]. Moscow, FSEI «REAMA» Publ., 2017. 96 p.
8. Lobachevsky Ya.P., Emel'yanov P.A., Aksenov A.G., Sibirev A.V. Mashinnaya tekhnologiya proizvodstva luka. Monografiya [Machine technology for onion production. Monograph]. Moscow, Federal Scientific Agroengineering Center VIM Publ., 2016. 168 p.

КУРСОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ПРИ ВСПАШКЕ

ROAD HOLDING ABILITY OF MACHINE-TRACTOR UNIT DURING PLOWING

И.П. ТРОЯНОВСКАЯ, д.т.н.
А.О. ЖАКОВ

Южно-Уральский государственный университет,
Челябинск, Россия, tripav63@mail.ru

I.P. TROYANOVSKAYA, DSc in Engineering
A.O. ZHAKOV

South Ural State University, Chelyabinsk, Russia, tripav63@mail.ru

Несоответствие ширины захвата плуга и ширины трактора приводят к асимметричности пахотных агрегатов. Геометрия лемешной поверхности оборотного плуга способствуют возникновению поперечных сил на рабочем орудии. Все это вызывает нарушение равновесия рабочего органа и отклонение трактора от прямолинейного движения во время вспашки. Для сохранения прямолинейного движения водителю приходится через каждые 5–10 метров подправлять машину, что вызывает у него повышенную утомляемость. Для исследования причин бокового увода пахотного агрегата построена математическая модель, которая состоит из уравнений управляемого движения и уравнений неуправляемого сдвига трактора под действием внешних сил со стороны плуга. Описание силового взаимодействия движителя с грунтом основано на математической теории трения с учетом анизотропии и упругих свойств в контакте. На основе модели пассивного сдвига построен годограф максимальной сдвигающей трактор силы со стороны рабочего орудия. Установлено, что сдвигающая сила достигает максимального по сцеплению значения только в случае поступательного сдвига, когда ее линия действия проходит через центр тяжести трактора. Во всех остальных случаях сдвиг (увод) трактора осуществляется силой меньшего значения. Сформулированы особенности и допущения модели применительно к гусеничному и колесному трактору. В результате получено, что независимо от направления поперечного смещения тягового сопротивления плуга увод трактора осуществляется в сторону вспаханного поля. Результат численного эксперимента показал, что основной причиной увода колесного пахотного агрегата является разный тип грунта по бортам трактора, а не смещение тягового сопротивления плуга.

Ключевые слова: курсовая устойчивость, математическая модель, боковой увод, оборотный плуг, сцепление с грунтом, пахотный агрегат, математическая теория трения.

Для цитирования: Трояновская И.П., Жаков А.О. Курсовая устойчивость машинно-тракторного агрегата при вспашке // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 41–49. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-41-49.

The discrepancy between the working width of the plow and the width of the tractor leads to asymmetry of the arable units. The geometry of the share surface of the reversible plow contributes to the generation of lateral forces on the working tool. All this contributes to the imbalance of the working body and the deviation of the tractor from straight-line movement during plowing. To maintain a straight line, the driver has to correct the vehicle movement every 5–10 meters, which makes him more tired. To study the causes of lateral slip of the plowing unit, a mathematical model was built. It consists of the equations of controlled motion and equations of uncontrolled shift of the tractor under the action of external forces from the plow. The description of the force interaction of the propeller with the ground is based on the mathematical theory of friction, taking into account anisotropy and elastic properties in contact. On the basis of the passive shear model, the hodograph of the maximum force shifting the tractor from the side of the working tool is constructed. It has been established that the shear force reaches its maximum adhesion value only in the case of translational shear, when its line of action passes through the center of gravity of the tractor. In all other cases, the shift (pull) of the tractor is carried out by a force of a lower value. The features and assumptions of the model are formulated in relation to the tracked and wheeled tractors. As a result, it was found that regardless of the direction of the lateral displacement of the plow draft resistance, the tractor is pulled towards the plowed field. The result of the numerical experiment showed that the main reason for the drift of the wheeled arable unit is the different type of soil along the sides of the tractor, but not the displacement of the plow traction resistance.

Keywords: road holding ability, mathematical model, lateral pull, reversible plow, adhesion to the ground, arable unit, mathematical theory of friction.

Cite as: I.P. Troyanovskaya, A.O. Zhakov Road holding ability of machine-tractor unit during plowing. Traktory i sel'khoz mashiny. 2020. No 6, pp. 41–49 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-41-49.

Введение

Первым шагом к хорошему урожаю является качественная обработка почвы [1]. Сегодня современное земледелие включает различные технологии предпосевной обработки. Однако основным способом до сих пор остается традиционная вспашка отвальным плугом, положительно сказывающаяся на дальнейшем росте и развитии растений [2]. По энергоёмкости на вспашку тратится 30–35 % всех затрат энергии в полеводстве [3]. Технология с оборачиванием пахотного слоя не только подрезает и заделывает сорные растения на недоступную для прорастания глубину, но и обеспечивает перемешивание слоев почвы и защищает ее от возбудителей инфекции [4].

Несоответствие ширины захвата плуга и ширины трактора обусловила асимметричность пахотных агрегатов. При работе пахотного агрегата со стороны рабочего орудия создается разворачивающий момент, отклоняющий трактор от прямолинейного движения [5]. Для сохранения прямолинейного движения водителю приходится постоянно подправлять машину. У колесных тракторов воздействие на рулевое колесо составляет 15–20 раз на 100 м участка пути [6]. На гусеничных тракторах воздействие на рычаг управления фрикционом осуществляется через каждые 4–6 м хода агрегата [7]. Это приводит к повышенной утомляемости оператора и снижению производительности до 10–15 % [8].

Основной причиной увода пахотного агрегата от прямолинейного направления принято считать воздействие плуга на трактор [9]. Сложная лемешная поверхность отвального плуга приводит к отклонению нормальной силы сопротивления P на некоторый угол $\beta = 15^\circ\text{--}25^\circ$ относительно продольной оси трактора [10]. Для компенсации боковой составляющей силы сопротивления плуга P_y в горизонтальной плоскости устанавливают полевую доску, длина которой ограничивается технологическим процессом и конструктивными размерами плуга. На трение полевой доски расходуется до 17 % общего тягового сопротивления трактора, что заставляет искать другие способы уравновешивания плуга в горизонтальной плоскости [11].

Исследованием курсовой устойчивости тракторного агрегата при вспашке начали заниматься давно [12–14], однако этот вопрос и сегодня сохраняет свою актуальность [15–17]. Решение вопроса курсовой устойчивости пахот-

ного агрегата часто ограничивается равновесием только одного рабочего орудия (плуга) [11, 18]. Вместе с тем, исследование движения всего пахотного агрегата в целом позволит лучше понять причины бокового увода машины. Для оценки влияния каждого фактора на отклонение от прямолинейного движения применим математическое моделирование.

Цель исследований

Построение математической модели движения пахотного агрегата, позволяющей оценить влияние различных факторов на курсовую устойчивость трактора с асимметричной внешней нагрузкой.

Материалы и методы

Математическая модель увода

Движение пахотного агрегата под действием внецентренных сил сопротивления со стороны плуга представляет собой совокупность управляемого прямолинейного движения и пассивного неуправляемого сдвига [19].

Уравнения управляемого движения, учитывая малую величину боковых отклонений и невысокие скорости движения, можно записать в виде обычных криволинейных интегралов [20]:

$$\left. \begin{aligned} x_c &= \int_0^T V \cos \left(\int_0^t \frac{V}{\rho} d\tau \right) dt \\ y_c &= \int_0^T V \sin \left(\int_0^t \frac{V}{\rho} d\tau \right) dt \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} x_c &= \int_0^T V \cos \left(\int_0^t \frac{V}{\rho} d\tau \right) dt \\ y_c &= \int_0^T V \sin \left(\int_0^t \frac{V}{\rho} d\tau \right) dt \end{aligned} \right\},$$

где x_c, y_c – координаты центра масс агрегата в неподвижной системе отсчета; $t = 0 \dots T$ – время движения; V – скорость; ρ – радиус кривизны траектории.

Уравнения неуправляемого сдвига представляют собой уравнения силового равновесия всего пахотного агрегата (рис. 1):

$$\left. \begin{aligned} F_{x1} + F_{x2} - P_{f1} - P_{f2} - P \cos \beta &= 0, \\ F_{y1} + F_{y2} - (P \sin \beta - R_\sigma) &= 0, \\ (y_k + y_1 - 0,5B)P \cos \beta + y_1 P_{f1} + y_2 P_{f2} - \\ -(x_k + x)(P \sin \beta - R_\sigma) - M_1 - M_2 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

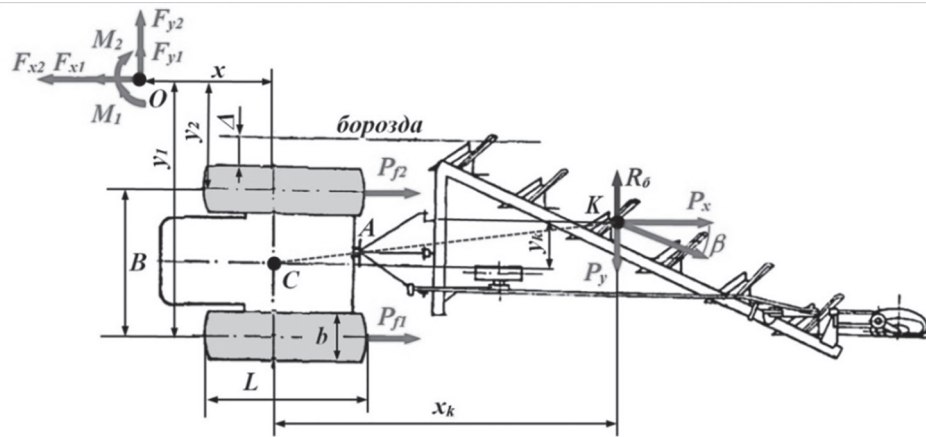


Рис. 1. Схема сил, действующих на пахотный агрегат

Fig. 1. Diagram of the forces acting on the plowing unit

где P – результирующая сила сопротивления плуга; β – угол наклона силы сопротивления к продольной оси трактора; x_k, y_k – координаты точки K приложения результирующей силы сопротивления плуга относительно центра C масс трактора; R_0 – усилие сопротивления полевой доски; B – колея трактора, P_{fi} – силы сопротивления движению i -й гусеницы (борта); y_i – координаты мгновенного центра O скольжения площадки контакта i -й гусеницы (борта); F_{xi}, F_{yi}, M_i – суммарные силовые факторы в контакте i -й гусеницы (борта) с грунтом [21].

Силовые факторы в контакте движителя с грунтом по своей сути являются силами трения. Это позволяет, в общем случае, определить их согласно математической теории трения [22], когда внешняя сила P вызывает вращательный сдвиг относительно некоторого мгновенного центра скольжений O . Тогда силовые факторы F_{xi}, F_{yi}, M_i в i -м контакте являются функциями неизвестных координат x_i, y_i мгновенного центра скольжения O в системе координат, связанной с геометрическим центром контакта [23]:

$$\left. \begin{aligned} F_{xi} &= q \iint_{\eta\gamma} \frac{\mu_i (y_i - \eta)}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} d\gamma d\eta, \\ F_{yi} &= -q \iint_{\eta\gamma} \frac{\mu_i (x_i - \gamma)}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} d\gamma d\eta, \\ M_i &= q \iint_{\eta\gamma} \mu_i \sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2} d\gamma d\eta, \end{aligned} \right\} (3)$$

где μ_i – коэффициент трения в i -м контакте с грунтом; x_i, y_i – координаты мгновенного центра скольжения i -й площадки контакта с грунтом в системе координат, связанной с ее

геометрическим центром; γ, η – текущие координаты точек контакта.

Введение под интеграл силовых факторов F_{xi}, F_{yi}, M_i переменного коэффициента сцепления μ_i позволяет учесть упругие свойства в каждой точке контакта [24] и установить связь силовых факторов с радиусом ρ кривизны траектории:

$$\left. \begin{aligned} \mu_{xi} &= \mu_{mxi} \operatorname{th} \left(\frac{y_i - \eta}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right), \\ \mu_{yi} &= \mu_{myi} \operatorname{th} \left(\frac{x_i - \gamma}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right), \end{aligned} \right\} (4)$$

где μ_{mxi}, μ_{myi} – максимальный коэффициент сцепления в продольном и поперечном направлении; th – функция гиперболического тангенса; λ – эмпирический коэффициент, характеризующий упругие свойства грунта; ρ – радиус кривизны траектории.

Особенность движения гусеничного агрегата. Длина контакта L гусеницы с грунтом значительно больше ее ширины b . Это позволят заменить двойной интеграл в уравнениях (4) одинарным с погрешностью не более 2 % [25]. При этом среднее нормальное давление в контакте равно $q = G/2Lb$.

Гусеничный пахотный трактор, как правило, движется по неспаханной части поля на некотором расстоянии от края борозды (по условию неосыпания стенок борозды) (рис. 2, а), что позволяет принять одинаковые грунтовые условия под обеими гусеницами.

Однако за счет грунтозацепов взаимодействие гусеницы с грунтом приобретает анизотропные свойства, которое можно выразить



Рис. 2. Движение (а) гусеничного и (б) колесного трактора при пахоте

Fig. 2. Movement of (a) caterpillar and (b) wheeled tractor during plowing

путем введения разных коэффициентов μ_i сцепления в продольном μ_{mxi} и поперечном μ_{myi} направлениях [24]. Поперечное расположение грунтозацепов приводит к тому, что в этом направлении упругая деформация грунта практически отсутствует, так как почти сразу начинается срез грунта $\mu_{yi} = \mu_{myi}$.

В итоге силовые факторы F_{xi} , F_{yi} , M_i имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} F_{xi} &= \frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\mu_{mxi} y_i}{\sqrt{y_i^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{y_i}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) d\gamma, \\ F_{yi} &= \frac{-G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\mu_{myi} (x_i - \gamma)}{\sqrt{y_i^2 + (x_i - \gamma)^2}} d\gamma, \\ M_i &= \frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \left[\frac{\mu_{mxi} y_i^2}{\sqrt{y_i^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{y_i}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) + \frac{\mu_{myi} (x_i - \gamma)^2}{\sqrt{y_i^2 + (x_i - \gamma)^2}} \right] d\gamma \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Особенность движения колесного агрегата. Подразумевается, что происходит при использовании на пахоте колесного трактора движение колес одного борта по дну борозды (рис. 2, б). Это приводит к постоянному поперечному наклону машины. Следствием этого является разная нормальная нагрузка по бортам, определяемая как [11]:

$$q_i = \frac{G}{2ab} \left(\frac{\cos \alpha}{2} \pm \frac{h}{B} \sin \alpha \right), \quad (6)$$

где знак «+» используется для нижнего борта, движущегося в борозде, знак «-» – для верхнего борта, движущегося по целине; α – угол наклона трактора; h – высота центра масс трактор; a , b – длина и ширина следа колеса.

Поперечный уклон колесного трактора приводит к перераспределению весовой нагрузки между бортами (б). Согласно расчетам, угол на-

клона составляет 5–6°, что соответствует разнице в нормальной нагрузке на 13–15%. Изменение нормальной нагрузки на колесах ведет к изменению размеров пятна контакта (рис. 3), увеличивая длину следа a при неизменной его ширине b [26]. Кроме того, движение по рыхлому грунту способствует дополнительному увеличению пятна контакта одного из бортов трактора [27].



Рис. 3. Изменение размеров контакта колеса в зависимости от нормальной нагрузки

Fig. 3. Change in wheel contact dimensions depending on normal load

Симметричное расположение рисунка протектора шины позволяет допустить одинаковые коэффициенты сцепления в продольном и поперечном направлении $\mu_{xi} = \mu_{yi}$. Упругие свойства в контакте обеспечиваются в продольном направлении за счет смятия грунта, а в поперечном направлении – за счет деформации шины. Кроме того, колеса разных бортов движутся по грунту с разными свойствами. Тогда силовые факторы F_{xi}, F_{yi}, M_i (3) с учетом всего вышесказанного приобретают вид:

$$\left. \begin{aligned} F_{xi} &= q_i \int_{-b/2}^{b/2} \left[\int_{\frac{-L-a}{2}}^{\frac{-L+a}{2}} \frac{\mu_{mxi}(y_i - \eta)}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{y_i - \eta}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) d\gamma + \int_{\frac{L-a}{2}}^{\frac{L+a}{2}} \frac{\mu_{mxi}(y_i - \eta)}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{y_i - \eta}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) d\gamma \right] d\eta, \\ F_{yi} &= -q_i \int_{-b/2}^{b/2} \left[\int_{\frac{-L-a}{2}}^{\frac{-L+a}{2}} \frac{\mu_{myi}(x_i - \gamma)}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{x_i - \gamma}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) d\gamma + \int_{\frac{L-a}{2}}^{\frac{L+a}{2}} \frac{\mu_{myi}(x_i - \gamma)}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{x_i - \gamma}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) d\gamma \right] d\eta, \\ M_i &= q_i \int_{-b/2}^{b/2} \left[\int_{\frac{-L-a}{2}}^{\frac{-L+a}{2}} \left[\frac{\mu_{mxi}(y_i - \eta)^2}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{y_i - \eta}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) + \frac{\mu_{myi}(x_i - \gamma)^2}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{x_i - \gamma}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) \right] d\gamma + \right. \\ &\quad \left. + \int_{\frac{L-a}{2}}^{\frac{L+a}{2}} \left[\frac{\mu_{mxi}(y_i - \eta)^2}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{y_i - \eta}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) + \frac{\mu_{myi}(x_i - \gamma)^2}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{x_i - \gamma}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) \right] d\gamma \right] d\eta. \end{aligned} \right\} (7)$$

Уравнения связей. Неуправляемое движение (без управляющего воздействия со стороны водителя) характеризуется фиксированным относительным движением опор движителя (колес или гусениц), что соответствует единому центру скольжения (точка O) для контактов обоих бортов [8, 28], что позволяет записать недостающее уравнение связи:

$$y_1 = y_2 + B. \quad (8)$$

Квазистатическая модель увода включает систему уравнений (1–8), где неизвестный радиус ρ кривизны траектории однозначно [22] определяется из уравнений равновесия (2) с учетом формул (3–7). Таким образом, каждому значению внешней силы P сопротивления плуга соответствует свой радиус ρ кривизны траектории и мгновенный центр скольжения O .

Для подробного анализа влияния различных факторов на траекторию движения пахотного машинно-тракторного агрегата был проведен численный эксперимент.

Результаты и обсуждение

Получены следующие результаты численного эксперимента.

Сила сопротивления плуга характеризуется модулем P , направлением и точкой приложения.

Определение модуля силы сопротивления плуга P представляет собой весьма сложную задачу, зависящую от множества факторов: типа разрабатываемого грунта, глубины обработки, скорости движения, веса, формы и ширины захвата (количества корпусов) плуга и др. [29]. Поперечная составляющая P_y компенсируется, как правило, реакцией полевой доски R_σ . Ее увеличение приводит к увеличению длины полевой доски и, как следствие, увеличению ширины захвата и росту тягового усилия. Правильный выбор размеров полевой доски позволяет добиться равенства [11] $P \sin \beta = R_\sigma$. Тогда неуправляемый сдвиг происходит только за счет поперечного смещения y_k продольной составляющей P_x силы сопротивления плуга.

Продольная составляющая P_x воспринимается тяговым усилием ΣF_x трактора, природой которого является трение. Следовательно, согласно закону Гука, должно существовать такое значения силы P_x (меньше предельного по условиям равновесия), при котором пассивный сдвиг (боковой увод) не невозможен. Предельное значение сдвигающей силы P соответствует определенному направлению (линии действия) [28].

Направление определяется формой лемешной поверхности и учитывается через угол β наклона результирующей силы сопро-

тивления плуга P к продольной оси трактора [11]. Для полного исследования зависимости предельной силы P от направления на основе уравнений равновесия (2) был построен годограф сдвигающей силы на примере гусенично-го трактора (рис. 4).

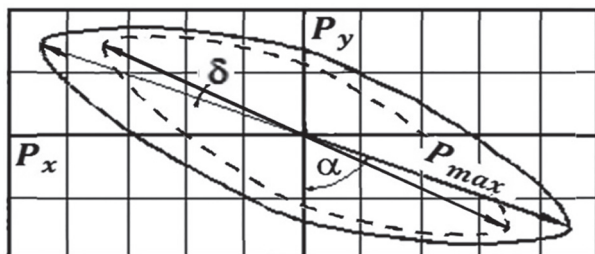


Рис. 4. Годограф сдвигающей силы

Fig. 4. Shear force hodograph

Он позволяет определить предельные значения сдвигающей силы P_{max} и ее составляющих P_x и P_y для каждой линии действия. Учет анизотропии снижает значения максимальной сдвигающей силы и разворачивает годограф в сторону меньшего коэффициента сцепления на угол δ , зависящий от отношения коэффициентов трения в продольном μ_{mx} и поперечном μ_{my} направлениях.

Анализ показал, что при пассивном сдвиге максимальное значение сдвигающей силы $P_{max} = \mu G$ возможно только в случае прямолинейного сдвига, когда линия AK действия силы проходит через центр C масс машины. Этот частный случай характеризует поступательное скольжение. Траектория движения с учетом увода представляет собой прямую линию (рис. 5, линия 1) и обеспечивается путем смещения точки прицепа навески относительно продольной оси трактора [30, 31]. Во всех других случаях имеет место мгновенно вращательный сдвиг, начинающийся при меньшем

значении сдвигающей силы $P < P_{max}$. Наличие мгновенно вращательного сдвига приводит к тому, что при отсутствии управляющего воздействия со стороны водителя величина бокового отклонения y_c квадратично возрастает с увеличением пройденного пути x_c (рис. 5, линии 2–4). Увеличение поперечного смещения y_k (плеча действия силы) приводит к увеличению вращающего эффекта и, соответственно, росту бокового увода трактора.

Разные условия движения бортов трактора оказывают наибольшее влияние на курсовую устойчивость пахотного агрегата. Расчеты показали, что за счет различия в коэффициентах сцепления μ_i и сопротивления перекатыванию на бортах f_1 , трактор теряет курсовую устойчивость даже без воздействия внешней нагрузки от плуга. При этом боковое отклонение превышает величину увода от силы сопротивления плуга.

Выводы

1. Математическая модель увода состоит из уравнений управляемого прямолинейного движения и уравнений неуправляемого пассивного сдвига под действием внешних сил, представляющих собой силовое равновесие пахотного агрегата.

2. Взаимодействие тракторного движителя с грунтом представлено на основе математической теории трения с учетом анизотропии и упругих свойств в контакте.

3. Каждой линии действия сдвигающей силы соответствует ее однозначное предельное значение. При силе меньше этого значения сдвиг и увод трактора от прямолинейного движения отсутствуют.

4. Сдвигающая сила достигает своего максимального по сцеплению значения при условии, когда ее линия действия проходит через центр

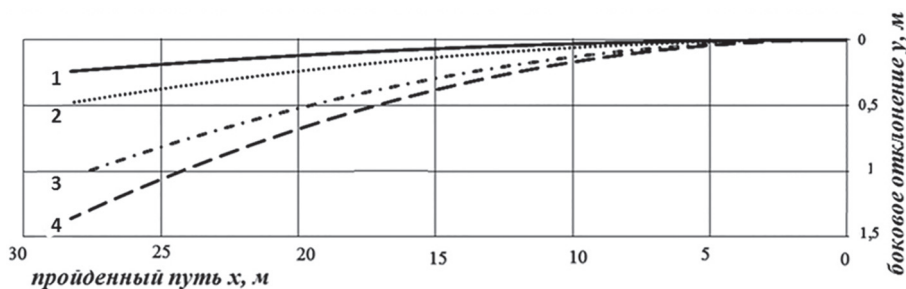


Рис. 5. Траектории движения пахотного агрегата:

1 – поступательный увод, 2–4 – мгновенно вращательный увод

Fig. 5. Arable unit trajectories: 1 – translational drift, 2–4 – instantaneous rotational drift

масс машины. В этом случае имеет место поступательный сдвиг и траектория увода представляет собой прямую линию.

5. Когда линия действия сдвигающей силы не проходит через центр масс трактора, статическое равновесие нарушается при меньшем ее значении и имеет место мгновенно вращательный сдвиг. При этом величина бокового отклонения от прямолинейного направления квадратично возрастает в зависимости от пройденного пути.

6. Анизотропия взаимодействия дополнительно снижает значение предельной сдвигающей силы и разворачивает ее годограф в сторону меньшего коэффициента сцепления.

7. Движение одного борта трактора по дну борозды создает разные условия в контакте колес с грунтом. По бортам отличаются: нормальная нагрузка, размер следа, коэффициенты сцепления и сопротивления перекачиванию, что приводит к потере курсовой устойчивости машины (даже при отсутствии сопротивления на рабочем органе).

Литература

1. Гольдяпин В.Я., Березенко Н.В. Первый шаг к хорошему урожаю – качественная обработка почвы // Техника и оборудование для села. 2014. № 4. С. 40–43.
2. Рыжин Н.Е. Потеря мощности трактора на поворот плуга // Научный журнал КубГАУ. 2005. № 9. С. 56–63.
3. Трубилин Е.И., Белоусов С.В., Лепшина А.И. Основная обработка почвы с оборотом пласта в современных условиях работы и устройства для ее осуществления // Научный журнал КубГАУ. 2014. № 104. С. 1902–1922.
4. Василенко В.В., Василенко С.В., Стуров Д.В. Эталонная вспашка // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2000. № 3 (22). С. 25–29.
5. Синеоков Г.Н. Полезные и вредные сопротивления плуга // Тракторы и сельхозмашины. 1959. № 2.
6. Зазуля А.Н., Балашов А.В., Белогорский В.П., Марнов С.В., Михеев Н.В. Действие сил на рабочие органы поворотного плуга с переменной шириной захвата и его тяговое сопротивление // Вестник Мичуринского ГАУ. 2013. № 1. С. 56–61.
7. Цыкунов В.А. Анализ устойчивости прямолинейного движения пахотного агрегата // Совершенствование использования и обслуживания МТА: сборник научных трудов. Краснодар: КСХИ. 1983. № 222 (250).
8. Сергеев Н.В., Сенькевич С.Е., Чичиль Р.А. Курсовая устойчивость агрегата // Вестник ВИЭСХ. 2017. № 1. С. 61–66.
9. Рыжих Н.Е. О прямолинейности движения пахотного агрегата // Научный журнал КубГАУ. 2005. № 10. С. 54–61.
10. Турбин Б.Г. и [др.] Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчет. Л.: Машиностроение. 1967. 583 с.
11. Бледных В.В. Устройство, расчет и проектирование почвообрабатывающих орудий: учебное пособие. Челябинск: ЧГАА. 2010. 203 с.
12. Зазуля А.Н. Разработка методов и средств повышения устойчивости движения пахотного агрегата (на примере трактора К-701 с плугом ПТК 9-35): дис. ... канд. техн. наук. М.: ВИМ. 1984. 154 с.
13. Ляшенко П.Г. Обоснование условий устойчивого движения колесного пахотного агрегата: дис. ... канд. техн. наук. Глеваха: УНИИМЭСХ. 1984. 235 с.
14. Цвик Б.Д., Степанов В.Е., Зазуля А.Н. Оценка устойчивости прямолинейного движения пахотного агрегата // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1984. № 8. С. 44–46.
15. Горин Г.С., Годжаев З.А., Головач В.М., Кузьмин В.А. Динамика машинно-тракторных агрегатов: курсовая устойчивость с несимметрично присоединенным полунавесным плугом // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2017. № 5. С. 3–8. DOI: 10.22314/2073-7599-2017-5-3-8.
16. Пейсахович Ю.А. Идентификация и синтез устойчивости движения пахотных агрегатов: автореф. дис. ... док. техн. наук. Краснодар: КубГАУ. 2004. 44 с.
17. Сужаев Л.П., Агузаров А.М., Кудзиев К.Д., Кудзаева И.Л. К вопросу повышения курсовой устойчивости и управляемости машинно-тракторного агрегата // Научное обеспечение устойчивого развития агропромышленного комплекса горных и предгорных территорий: материалы конференции. 2018. С. 274–276.
18. Капустин А.Н. Основы теории и расчета машин для основной и поверхностной обработки почв, посевных машин и машин для внесения удобрений. Томск: ТПУ, 2013. 134 с.
19. Позин Б.М., Трояновская И.П., Апанасик В.Г. Задачи пассивного поворота гусеничной машины (постановка, модель движения) // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2007. Вып. 10. № 25 (97). С. 70–74.
20. Жаков А.О., Трояновская И.П. Модель отклонения трактора от прямолинейного движения под действием внешних нецентральных сил //

- Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2020. № 3. С. 15–23. DOI: 10.14529/engin200302.
21. Troyanovskaya I, Ulanov A, Zhakov A, Voinashc S. Friction Forces at the Wheel's Contact with the Ground in a Turning Vehicle, *Tribology in Industry*. 2019. Vol. 41, no. 2. Pp. 166–171. DOI: 10.24874/ti.2019.41.02.03.
 22. Opeiko F.A. *Mathematical Theory of Friction*. Minsk, 1971. 149 p.
 23. Troyanovskaya I.P., Pozin B.M. Forces of Friction at the Wheel-to-Ground Contact in a Turning Vehicle. *Procedia Engineering*. 2015. Vol. 129. Pp. 156–160. DOI:10.1016/j.proeng.2015.12.025.
 24. Жаков А.О., Трояновская И.П. Влияние анизотропии на силовое взаимодействие гусеничного движителя с грунтом при повороте машины // *Тракторы и сельхозмашины*. 2020. № 2. С. 43–49. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-2-43-49.
 25. Позин Б.М. Вопросы методологии в теории тяговой характеристики трактора. Челябинск: ЧГАУ. 2006. 123 с.
 26. Липкань А.В., Панасюк А.Н., Кашбулгаев Р.А. Обоснование выбора способа определения параметров пятна контакта пневмоколесного движителя с опорным основанием // *Бюллетень науки и практики*. 2019. Т. 5. № 6. С. 212–228. DOI: 10.33619/2414-2948/43/27.
 27. Хахина А.М., Устинов В.В. Влияние модуля деформации на форму пятна контакта движителя с почвогрунтом // *Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика*. 2015. Т. 3. № 9–2 (20–2). С. 287–290. doi:10.12737/16489.
 28. Опейко Ф.А. *Колесный и гусеничный ход*. Минск: АСН БССР, 1960. 228 с.
 29. Горячкин В.П. *Собрание сочинений*. В 3-х томах. М.: Колос, 1968.
 30. Рыжих Н.Е. Влияние направления линии действия силы тяги на сопротивление плуга // *Научный журнал КубГАУ*. 2004. № 8. С. 1–8.
 31. Баутина М.В. и [др.] *Механизация и электрификация сельскохозяйственного производства: учебное пособие*. М.: Колос, 2000. 536 с.
- ### Reference
1. Gol'tyapin V.YA., Berezenko N.V. The first step to a good harvest is good soil cultivation. *Tekhnika i oborudovaniye dlya sela*. 2014. No 4, pp. 40–43 (In Russ.).
 2. Ryzhin N.E. Loss of tractor power per plow turn. *Nauchnyy zhurnal KuBGAU*. 2005. No 9, pp. 56–63 (In Russ.).
 3. Trubilin YE.I., Belousov S.V., Lepshina A.I. Basic tillage with seam turnover in modern working conditions and devices for its implementation. *Nauchnyy zhurnal KuBGAU*. 2014. No 104, pp. 1902–1922 (In Russ.).
 4. Vasilenko V.V., Vasilenko S.V., Sturov D.V. Reference plowing. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2000. No 3 (22), pp. 25–29 (In Russ.).
 5. Sineokov G.N. Useful and harmful plow resistance. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 1959. No 2 (In Russ.).
 6. Zazulya A.N., Balashov A.V., Belogorskiy V.P., Marnov S.V., Mikheyev N.V. The action of forces on the working bodies of a rotary plow with a variable working width and its traction resistance. *Vestnik Michurinskogo GAU*. 2013. No 1, pp. 56–61 (In Russ.).
 7. Tsykunov V.A. Analysis of the stability of the rectilinear movement of the plowing unit. *Sovershenstvovaniye ispol'zovaniya i obsluzhivaniya MTA: sbornik nauchnykh trudov Krasnodar: KSKHI*. 1983. No 222(250) (In Russ.).
 8. Sergeev N.V., Sen'kevich S.E., Chichil' R.A. Unit road stability. *Vestnik VIESKH*. 2017. No 1, pp. 61–66 (In Russ.).
 9. Ryzhikh N.E. Straightness of movement of the plowing unit. *Nauchnyy zhurnal KuBGAU*. 2005. No 10, pp. 54–61 (In Russ.).
 10. Turbin B.G. i [dr.] *Sel'skokhozyaystvenn-yye mashiny. Teoriya i tekhnologicheskij raschet [Agricultural machinery. Theory and technological calculation]*. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ. 1967. 583 p.
 11. Blednykh V.V. *Ustroystvo, raschet i proyektirovaniye pochvoobratyvyayushchikh orudiy [Construction, calculation and design of tillage tools]: uchebnoye posobiye*. Chelyabinsk: CHGAA Publ. 2010. 203 p.
 12. Zazulya A.N. *Razrabotka metodov i sredstv povysheniya ustoychivosti dvizheniya pakhotnogo agregata (na pri-mere traktora K-701 s plugom PTK 9-35): dis. ... kand. tekhn. nauk [Development of methods and means of increasing the stability of the movement of the plowing unit (on the example of K-701 tractor with the PTK 9-35 plow): Dissertation for Degree of PhD in Engineering]*. Moscow: VIM. 1984. 154 p.
 13. Lyashenko P.G. *Obosnovaniye usloviy ustoychivogo dvizheniya kolesnogo pakhotnogo agregata: diss. ... kand. tekhn. nauk [Justification of the conditions for the stable movement of the wheeled plow: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]*. Glevakha: UNIIM-ESKH Publ. 1984. 235 p.
 14. Tsvik B.D., Stepanov V.E., Zazulya A.N. Evaluation of the stability of the rectilinear movement of

- the plowing unit. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva*. 1984. No 8, pp. 44–46 (In Russ.).
15. Gorin G.S., Godzhayev Z.A., Golovach V.M., Kuz'min V.A. Dynamics of machine and tractor units: directional stability with an asymmetrically attached semi-mounted plow. *Sel'skokhozyaystvenn-yye mashiny i tekhnologii*. 2017. No 5, pp. 3–8 (In Russ.). DOI: 10.22314/2073-7599-2017-5-3-8.
16. Peysakhovich YU.A. Identifikatsiya i sintez ustoychivosti dvizheniya pakhotnykh agregatov: avtoref. diss. ... dok. tekhn. nauk [Identification and synthesis of the stability of the movement of arable units: Abstract to Dissertation for Degree of DrSc in Engineering]. Krasnodar: KuBGU Publ. 2004. 44 p.
17. Suzhayev L.P., Aguzarov A.M., Kudziyev K.D., Kudzayeva I.L. Increasing road holding and controllability of the machine and tractor unit. *Nauchnoye obespecheniye ustoychivogo razvitiya agropromyshlennogo kompleksa gornyykh i predgornyykh territoriy: materialy konferentsii* [Scientific support for sustainable development of the agro-industrial complex of mountain and foothill areas: conference proceedings]. 2018, pp. 274–276 (In Russ.).
18. Kapustin A.N. Osnovy teorii i rascheta mashin dlya osnovnoy i poverkhnostnoy obrabotki pochv, posevnykh mashin i mashin dlya vneseniya udobreniy [Fundamentals of the theory and calculation of machinery for basic and surface tillage, seeding and fertilizing machinery]. Tomsk: TPU Publ. 2013. 134 p.
19. Pozin B.M., Troyanovskaya I.P., Apanasik V.G. Problems of passive turning of a tracked vehicle (setting, motion model). *Vestnik YUURGU. Seriya Mashinostroyeniye*. 2007. vyp. 10. No 25 (97), pp. 70–74 (In Russ.).
20. Zhakov A.O., Troyanovskaya I.P. Model of the deviation of the tractor from rectilinear motion under the action of external non-central forces. *Vestnik YUURGU. Seriya «Mashinostroyeniye»*. 2020. No 3, pp. 15–23 (In Russ.). doi: 10.14529/engin200302
21. Troyanovskaya I, Ulanov A, Zhakov A, Voinashe S. Friction Forces at the Wheel's Contact with the Ground in a Turning Vehicle, *Tribology in Industry*. 2019. vol. 41, no. 2, pp. 166–171. DOI: 10.24874/ti.2019.41.02.03.
22. Opeiko F.A. *Mathematical Theory of Friction*. Minsk. 1971. 149 p.
23. Troyanovskaya I.P., Pozin B.M. Forces of Friction at the Wheel-to-Ground Contact in a Turning Vehicle. *Procedia Engineering*. 2015. vol. 129. pr. 156–160. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.12.025.
24. Zhakov A.O., Troyanovskaya I.P. Influence of anisotropy on the force interaction of the tracked mover with the ground when turning the vehicle. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2020. No 2, pp. 43–49 (In Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-2-43-49.
25. Pozin B.M. *Voprosy metodologii v teorii tyagovoy kharakteristiki traktora* [Methodological issues in the theory of tractor traction characteristics]. Chelyabinsk: CHGAU. 2006. 123 p.
26. Lipkan' A.V., Panasyuk A.N., Kashbulgayanov R.A. Substantiation of the choice of the method for determining the parameters of the contact patch of the pneumatic wheel propeller with the support base. *Byulleten' nauki i praktiki*. 2019. Vol. 5. No 6, pp. 212–228 (In Russ.). DOI: 10.33619/2414-2948/43/27.
27. Khakhina A.M., Ustinov V.V. Influence of the deformation modulus on the shape of the contact patch of the propeller with the soil. *Aktual'n-yye napravleniya nauchnykh issledovaniy XXI veka: teoriya i praktika*. 2015. Vol. 3. No 9–2 (20–2), pp. 287–290 (In Russ.). DOI: 10.12737/16489.
28. Opeyko F.A. *Kolesnyy i gusenichnyy khod* [Wheel and track movement]. Minsk: ASN BSSR Publ., 1960. 228 p.
29. Goryachkin V.P. *Sobraniye sochineniy* [Collected works]. V 3-kh tomakh. Moscow: Kolos Publ., 1968.
30. Ryzhikh N.E. Influence of the direction of the line of action of the traction force on the resistance of the plow. *Nauchnyy zhurnal KuBGU*. 2004. No 8, pp. 1–8 (In Russ.).
31. Bautina M.V. i [dr.] *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skokhozyaystvennogo proizvodstva: uchebnoye posobiye* [Mechanization and electrification of agricultural production]. Moscow: Kolos Publ., 2000. 536 p.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ КАЧЕСТВ ШИНЫ СВЕРХНИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

EXPERIMENTAL EVALUATION OF TRACTION PROPERTIES OF ULTRA-LOW PRESSURE TIRES

С.В. ГОНЧАРЕНКО¹
З.А. ГОДЖАЕВ², д.т.н.
А.В. АРТЕМОВ³
В.И. ПРЯДКИН³, д.т.н.
Т.А. ГОДЖАЕВ²

¹ ОАО «ФИИЦ М», Чехов, Московской обл., Россия

² Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», Москва, Россия, fic51@mail.ru

³ Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, Воронеж, Россия, vip16.vgltu@mail.ru

S.V. GONCHARENKO¹
Z.A. GODZHAEV², DSc in Engineering
A.V. ARTEMOV³
V.I. PRYADKIN³, DSc in Engineering
T.Z. GODZHAEV²

¹ Open Joint Stock Company «Federal Research Testing Center of Mechanical Engineering», Chekhov, Moscow region, Russia

² Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia, fic51@mail.ru

³ Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G. F. Morozov, Voronezh, Russia, vip16.vgltu@mail.ru

В настоящее время мобильные энергетические средства, оборудованные шинами сверхнизкого давления, получают широкое применение в сельском хозяйстве при проведении полевых работ в ранний весенний период. Для данных энергосредств разработаны принципиально новые широкопрофильные шины с малой грузоподъемностью, отличающиеся сверхнизким внутренним давлением (10–80 кПа), увеличенной шириной профиля, малой слоистостью (2–4), высокой эластичностью и почвозащитным протектором, что в совокупности обеспечивает необходимые тягово-сцепные качества. Благодаря высокой эластичности таких шин и относительному радиальному прогибу (до 25 %) увеличивается площадь контакта шины с почвой и снижаются удельные давления. Установлено, что в силу стоимостных показателей, широкого модельного ряда шин сверхнизкого давления, а также специфических особенностей испытаний на данный момент они недостаточно изучены. В связи с этим были проведены стендовые испытания и определены базовые и тяговые характеристики шины сверхнизкого давления размерностью 1020×420-18 модели Бел-79. Выведены уравнения зависимости показателей шин от разных факторов. Установлено, что при движении по бетонному опорному основанию тягово-сцепные показатели шины улучшаются при увеличении внутреннего давления воздуха в шине и нагрузки на колесо, при движении по полю, подготовленному под посев, улучшение опорно-сцепных показателей наблюдается при снижении внутреннего давления воздуха в шине и нагрузки на колесо. Сделан вывод о том, что результаты испытаний можно использовать как достоверные исходные данные для разработки математических моделей движения различных мобильных энергетических средств, оборудованных шинами сверхнизкого давления.

Ключевые слова: шина сверхнизкого давления, мобильное энергетическое средство, тягово-сцепные качества, КПД шины, буксование.

Для цитирования: Гончаренко С.В., Годжаев З.А., Артемов А.В., Прядкин В.И., Годжаев Т.А. Экспериментальная оценка тягово-сцепных качеств шины сверхнизкого давления // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 50–58. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-50-58.

Currently, mobile power tools equipped with ultra-low pressure tires are widely used in agriculture when conducting field work in the early spring. For these power tools, fundamentally new wide-profile tires with low load capacity have been developed, featuring ultra-low intra-tire pressure (10–80 kPa), increased profile width, low ply (2–4), high elasticity and soil-covering tread, which in turn provides the necessary traction qualities. Due to the high elasticity of these tires and the relative radial deflection (up to 25 %), the contact area of the tire with the soil increases and the specific pressure decreases. It was determined that due to the cost parameters, a wide range of ultra-low pressure tires, as well as specific features of the tests, they remain insufficiently studied at the moment. In this regard, we conducted bench tests and determined the basic and traction characteristics of the ultra-low pressure tire with a dimension of 1020×420-18 model Bel-79. We derived equations for the dependence of tire performance on various factors. Found that when driving on a concrete supporting base traction properties of the tire are improved with the increase of the internal pressure of the tire and the load on the wheel when driving on the field, prepared for sowing. Lucchini support-coupling indicators is observed with a decrease of the internal pressure of the tire and load wheel. It was noted that the results of the tests can be used as reliable initial data for the development of mathematical models of the movement of various mobile power vehicles equipped with ultra-low pressure tires.

Keywords: ultra-low pressure tire, mobile power vehicle, traction qualities, tire efficiency, skidding.

Cite as: S.V. Goncharenko, Z.A. Godzhaev, A.V. Artemov, V.I. Pryadkin, T.Z. Godzhaev Experimental evaluation of traction properties of ultra-low pressure tires. Traktory i sel'khoz mashiny. 2020. No 6, pp. 50–58 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-50-58.

Введение

Одним из основных направлений совершенствования конструкций мобильных энергетических средств (МЭС) сельскохозяйственного назначения является повышение их экологической совместимости с почвой. Одним из основных направлений снижения вредного воздействия МЭС на почву является применение принципиально новых типов пневмоколесных движителей с низким внутришинным давлением [1–4].

В настоящее время ведущими производителями широкопрофильных шин низкого и сверхнизкого давления для и сельскохозяйственных машин являются компании Trelleborg, Michelin, Continental, Alliance и др. На российском рынке шины низкого и сверхнизкого давления представлены компаниями «Арктиктранс», AVTOROS, «ВОЛГАЙР», «ТРЕКОЛ» и др.

Отличительной особенностью шин данного класса по сравнению с обычными шинами являются увеличенные габариты по ширине и относительный радиальный прогиб. Эти технические решения позволяют повысить величину площади контакта шины с опорной поверхностью и, следовательно, повысить тягово-сцепные качества МЭС [5–8].

Изучение особенностей взаимодействия пневмоколесного движителя с почвой невозможно без проведения исследований с использованием стендового оборудования. Однако в силу стоимостных показателей, широкого модельного ряда шин сверхнизкого давления, а также специфических особенностей испытаний на данный момент они недостаточно изучены.

Компанией ООО «Логус-агро» совместно с кафедрой автомобилей и сервиса Воронежского государственного лесотехнического

университета им. Г.Ф. Морозова было разработано мобильное энергетическое средство МЭС-600, оборудованное шинами сверхнизкого давления 1020×420-18 (рис. 1).

Данное энергетическое средство спроектировано по принципу модульности конструкции, что позволяет при смене технологических надстроек применять его для различных технологических операций: химической обработки с-х культур, кустарников, деревьев; внесения твердых гранулированных и жидких удобрений, а также оборудовать установкой для комплексного мониторинга почв при составлении электронных карт поля и др. [3, 9, 10].

Для возможности эксплуатации данной МЭС в различных условиях, в том числе по снегу и почвам со слабой несущей способностью, а также снижения вредного воздействия шин на почву, оно оборудовано шинами сверхнизкого давления размерностью 1020×420-18, техническая характеристика представлена в табл. 1.



Рис. 1. Мобильное энергетическое средство МЭС-600, оборудованное шинами сверхнизкого давления 1020×420-18 мод. Бел-79

Fig. 1. Mobile power vehicle MES-600 equipped with ultra-low pressure tires 1020×420-18 of Bel-79 model

Таблица 1

Основные характеристики шины сверхнизкого давления 1020×420-18 мод. Бел-79

Table 1. Main characteristics of ultra-low pressure tire 1020×420-18 of Bel-79 model

| Наименование показателя | Значение показателя |
|----------------------------------|---|
| Обозначение шины | 16,5–18 |
| Тип рисунка протектора | Повышенной проходимости, поперечное расположение грунтозацепов типа «шашка» |
| Обозначение профиля обода | 330–462 |
| Индекс нагрузки, норма слойности | 84 4 слоя |
| Наружный диаметр, мм | 1085±1,5 % |
| Ширина профиля (не более), мм | 440 |
| Статический радиус, мм | 505±6 |
| Исполнение | Камерное |
| Масса шины (не более), кг | 40 |

Ввиду того, что использование данного энергосредства предполагается в различных дорожных условиях, необходимо определить параметры колесного движителя, обеспечивающие снижение вредного воздействия на почву при обеспечении высокого уровня тягово-сцепных свойств.

Цель исследований

Оценка тягово-сцепных свойств шины сверхнизкого давления размерностью 1020×420-18 мод. Бел. 79.

Материалы и методы

Для оценки эксплуатационных свойств данной шины в ОАО «ФИИЦ-М» совместно с кафедрой автомобилей и сервиса были проведены стендовые испытания на ее соответствие агроэкологическим требованиям к шине, установленной на МЭС-600.

Испытания проводились на универсальном стенде для испытания тракторных шин СИБ-1М, принципиальная схема которого представлена на рис. 1.

В соответствии с методикой [1, 3, 11] базовая и тяговая характеристика определялась на двух эксплуатационных фонах (рис. 3): бетонной дорожке и поле, подготовленном под посев, которые соответствовали ГОСТ 30745-2001 [12]. Для испытания на грунтовом основании на стенд устанавливалась емкость, заполненная грунтом влажностью 16–18 % и твердостью 2–2,5 удара по плотномеру ДорНИИ с площадью наконечника 10 см².

Согласно плану эксперимента, предварительно задавалось внутреннее давление воздуха в шине, и в соответствии с нагрузочным рядом устанавливалась требуемая нагрузка на колесо.

Тяговое усилие создавалось путем прикладывания к горизонтальному столу стенда нагрузки от подвешенного через систему блоков пакета грузов. После каждого проезда колеса груз, создающий тяговое усилие, увеличивали до наступления момента полного буксования колеса. При оценке тягово-сцепных свойств на грунте после каждого проезда колеса почву рыхлили и выравнивали.

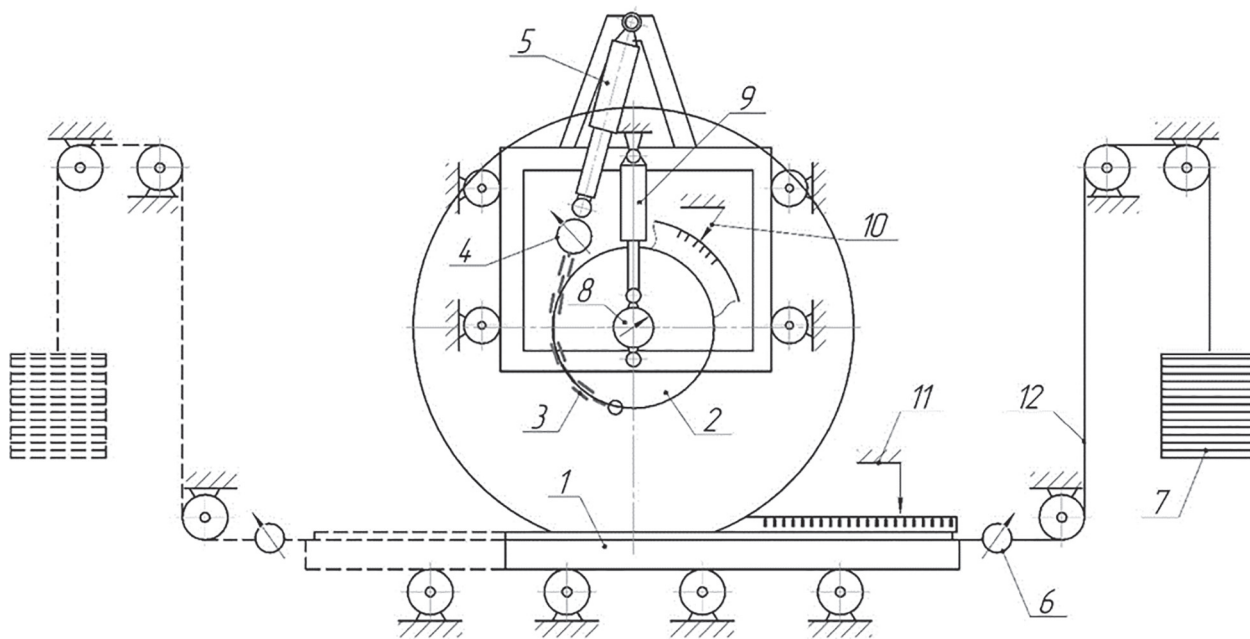


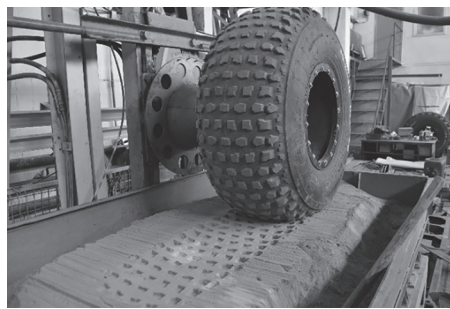
Рис. 2. Схема тяговых и тормозных испытаний шин на универсальном стенде СИБ-1М:

- 1 – подвижный стол стенда; 2 – шкив крутящего момента; 3 – цепь крутящего момента; 4 – тензозвено крутящего момента; 5 – гидроцилиндр крутящего момента; 6 – тензозвено тягового (тормозного) усилия;
- 7 – пакет грузов тяговой (тормозной) нагрузки; 8 – тензозвено радиальной нагрузки на шину;
- 9 – гидроцилиндр радиальной нагрузки на шину; 10 – индуктивный датчик угла поворота (прокрутки) колеса; 11 – индуктивный датчик хода стола стенда (пройденного пути колеса); 12 – трос тяговый

Fig. 2. Scheme of traction and braking tests of tires on the SIB-1M universal test bench: 1 – movable test bench table; 2 – torque pulley; 3 – torque chain; 4 – torque tensolink; 5 – torque hydraulic cylinder; 6 – tensolink of tractive (braking) force; 7 – traction (braking) load package; 8 – tensolink of radial load on the tire; 9 – radial tire load cylinder; 10 – inductive sensor of the angle of rotation (scroll) of the wheel; 11 – inductive sensor of the bench table travel (distance traveled by the wheel); 12 – traction cable



а



б

Рис. 3. Фрагмент испытаний по определению опорно-сцепных показателей шины 1020×420-18 мод. Бел-79 на различных опорных основаниях:

а – асфальтобетонное покрытие; б – поле, подготовленное под посев

Fig. 3. Fragment of tests to determine the support-coupling indicators of the tire 1020×420-18 of Bel-79 model on various support bases: а – asphalt covering; б – field prepared for sowing

В ходе проведения эксперимента при помощи измерительной аппаратуры фиксировали значения крутящего момента на оси колеса, величину тяговой нагрузки, перемещение подвижного стола и угол поворота колеса относительно оси вращения [13–15].

Результаты и обсуждение

Результатами проведенных тяговых испытаний шины 1020×420-18 мод. Бел-79 на асфальтобетонном покрытии и поле, подготовленном под посев, являются базовые характеристики шины, которые были аппроксимированы зависимостями вида [1]:

$$M_k = M_f + \rho P_k; r_k = r_{xx} + \alpha \left[1 - \sqrt{1 - P_k / P_{k \max}} \right],$$

где M_k – крутящий момент, подводимый к оси колеса; P_k – сила тяги, развиваемая колесом в зависимости от крутящего момента; M_f – момент сопротивления качению при отсутствии тягового усилия; ρ – динамический радиус колеса; r_{xx} – радиус качения колеса холостым ходом при $P_k = 0$; α – эмпирический коэффициент; $P_{k \max}$ – максимальная сила тяги, развиваемая колесом.

По экспериментальным базовым характеристикам шины 1020×420-18 мод. Бел-79 строили тяговые характеристики в виде зависимостей [3]:

$$\delta = \delta_{\text{пр}} \left[1 - \sqrt{1 - P_k / P_{k \max}} \right]; \eta_k = P_k \cdot r_k / M_k,$$

где δ – буксование колеса, %; $\delta_{\text{пр}}$ – предельное буксование колеса, при котором начинается «лавиный срыв» точек контакта колеса с опорной поверхностью; η_k – тяговый КПД колеса при заданных p_w и G_z .

Результаты определения базовых и тяговых характеристик шины представлены на рис. 4–7 и в табл. 3, а аппроксимированные зависимости базовых и тяговых характеристик от величины тягового усилия – в табл. 4 и 5.

Заключение

Проведенные тяговые испытания шины на бетоне показали, что при нагрузке на шину 800 кг и давлении воздуха 80 кПа реализуется высокое значение тягового коэффициента полезного действия $\eta_{\max} = 0,98$ при оптимальной силе тяги $P_{k \text{ опт}} = 2,42$ кН и оптимальном буксовании $\delta_{\text{опт}} = 13,7$ %. Максимальное реализуемое тяговое усилие составляет $P_{k \max} = 6,85$ кН при довольно высоком значении коэффициента сцепления $\varphi_{\max} = 0,856$ и предельном буксовании $\delta_{\text{пр}} = 69,4$ %, после которого начинается «лавиный срыв» точек контакта и шина срывается в 100%-е буксование.

При снижении нагрузки на шину до 400 кг и давлении воздуха до 20 кПа реализуется меньшее значение тягового коэффициента полезного действия $\eta_{\max} = 0,825$ при оптимальной силе тяги $P_{k \text{ опт}} = 1,22$ кН и оптимальном буксовании $\delta_{\text{опт}} = 12,3$ %. Максимальное реализуемое тяговое усилие составляет $P_{k \max} = 3,243$ кН при довольно высоком значении коэффициента сцепления $\varphi_{\max} = 0,81$ и предельном буксовании $\delta_{\text{пр}} = 58,4$ %, после которого начинается «лавиный срыв» точек контакта.

Проведенные тяговые испытания шины на деформируемом грунте поля, подготовленного под посев, показали, что при нагрузке на шину 525 кг и давлении воздуха 40 кПа реализуется приемлемое значение тягового

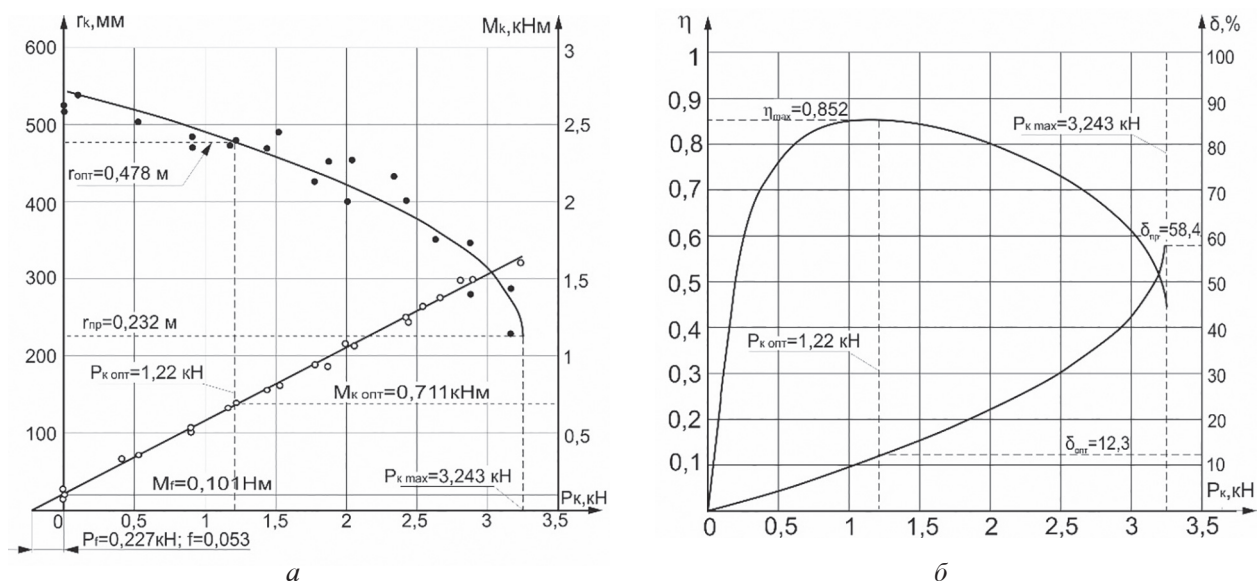


Рис. 4. Базовые (а) и тяговые (б) характеристики шины 1020×420-18 мод. Бел-79 на бетонной дорожке при $G_z = 400 \text{ кгс}$, $p_w = 20 \text{ кПа}$

Fig. 4. Basic (a) and traction (b) characteristics of the tire 1020×420-18 of Bel-79 model on an asphalt covering at $G_z = 400 \text{ kgf}$, $p_w = 20 \text{ kPa}$

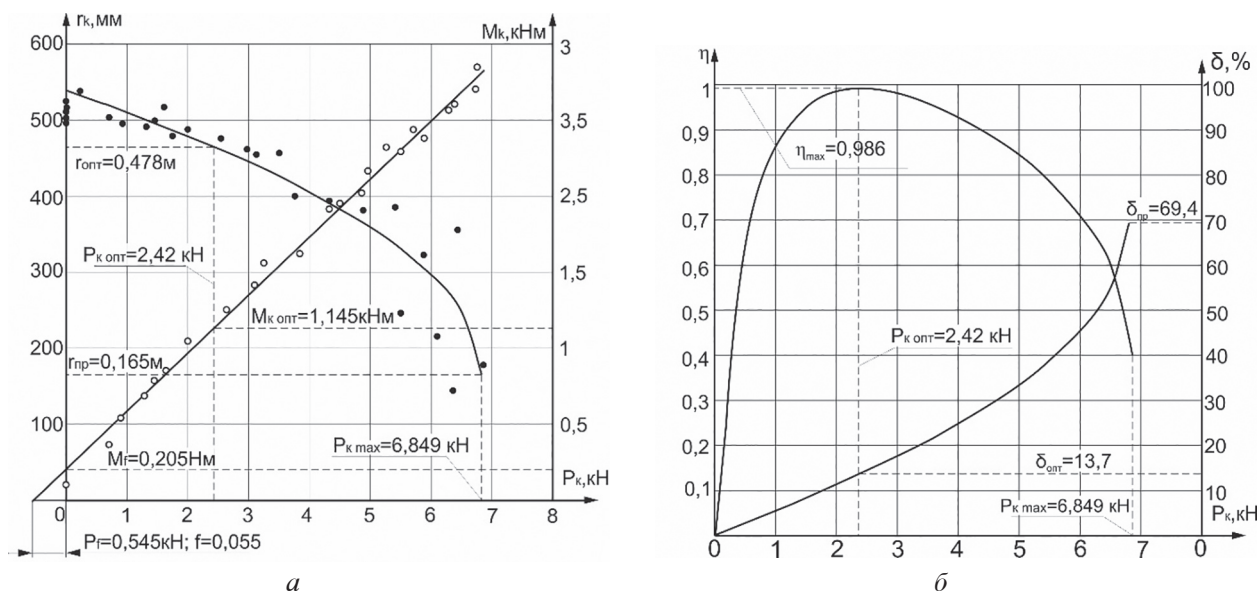


Рис. 5. Базовые (а) и тяговые (б) характеристики шины 1020×420-18 мод. Бел-79 на бетонной дорожке при $G_z = 800 \text{ кгс}$, $p_w = 80 \text{ кПа}$

Fig. 5. Basic (a) and traction (b) characteristics of the tire 1020×420-18 of Bel-79 model on an asphalt covering at $G_z = 800 \text{ kgf}$, $p_w = 80 \text{ kPa}$

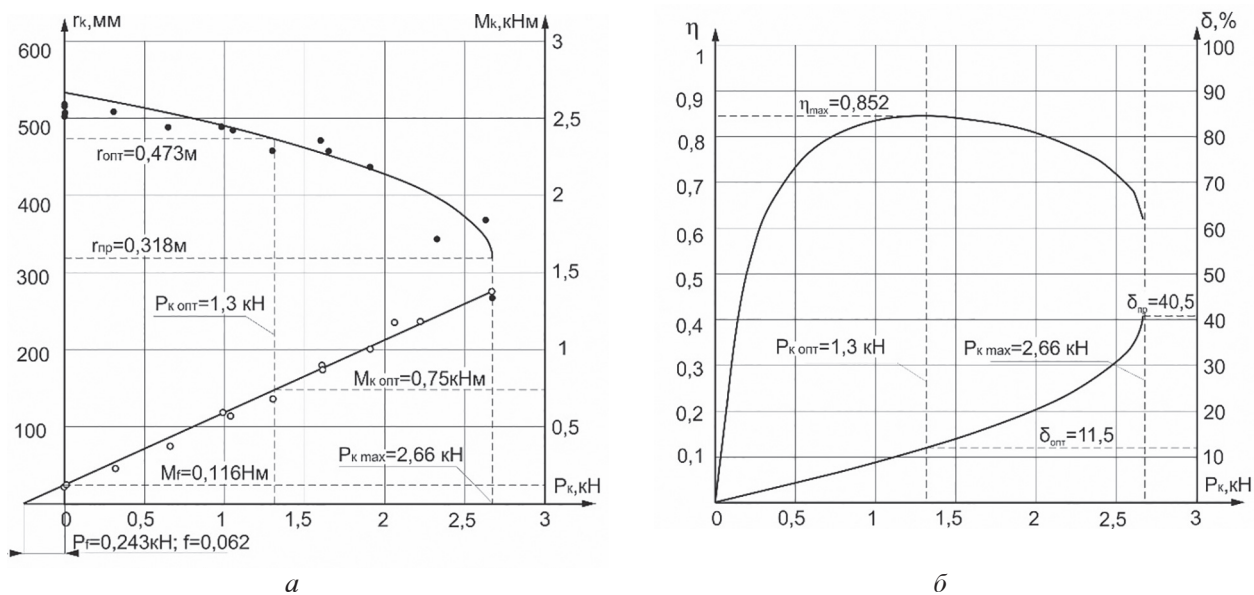


Рис. 6. Базовые (а) и тяговые (б) характеристики шины 1020×420-18 мод. Бел-79 на поле, подготовленном под посев, при $G_z = 400$ кгс, $p_w = 20$ кПа

Fig. 6. Basic (a) and traction (b) characteristics of the tire 1020×420-18 of Bel-79 model on field prepared for sowing at $G_z = 400$ kgf, $p_w = 20$ kPa

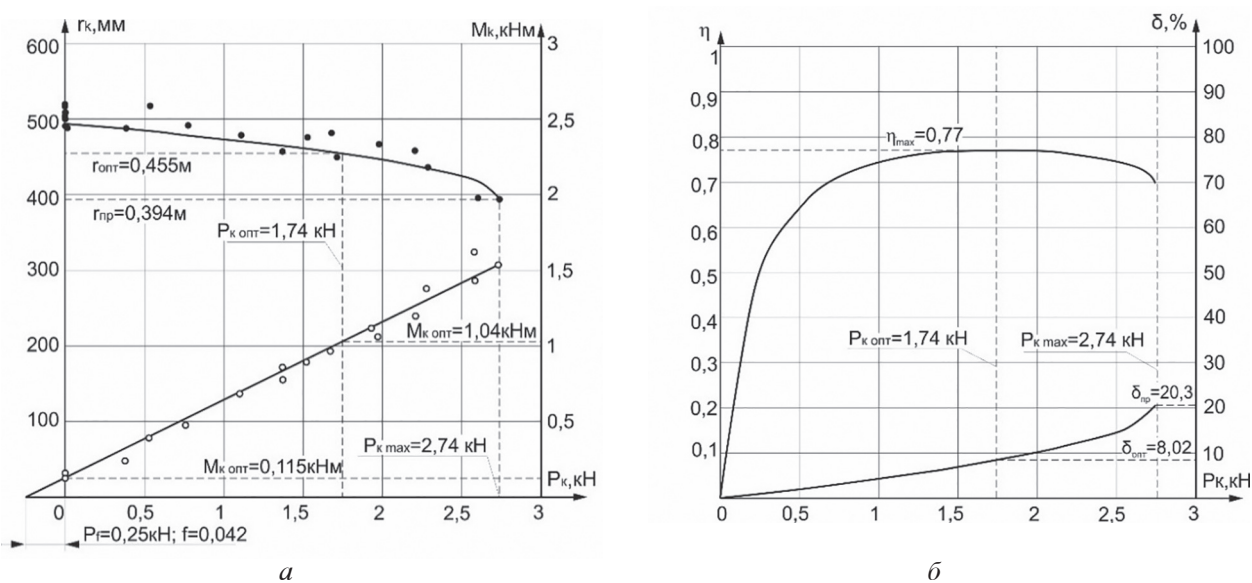


Рис. 7. Базовые (а) и тяговые (б) характеристики шины 1020×420-18 мод. Бел-79 на поле, подготовленном под посев, при $G_z = 525$ кгс, $p_w = 40$ кПа

Fig. 7. Basic (a) and traction (b) characteristics of the tire 1020×420-18 of Bel-79 model on field prepared for sowing at $G_z = 525$ kgf, $p_w = 40$ kPa

Таблица 3

Результаты тяговых испытаний шины 1020×420-18 мод. Бел-79
 Table 3. Traction test results of tire 1020×420-18 of Bel-79 model

| Фон | P_w , кПа | G_z , кгс | $P_{к\max}$, кН | M_p , кНм | f | $\varphi_{\text{сц max}}$ | $P_{к\text{ опт}}$, кН | ρ , м | η_{\max} , % | $\delta_{\text{пр}}$, % | $\delta_{\text{опт}}$, % |
|--------------------------------|-------------|-------------|------------------|-------------|-------|---------------------------|-------------------------|------------|-------------------|--------------------------|---------------------------|
| Бетонная дорожка | 80 | 800 | 6,849 | 0,205 | 0,055 | 0,856 | 2,42 | 0,388 | 0,986 | 69,4 | 13,70 |
| Бетонная дорожка | 20 | 400 | 3,243 | 0,101 | 0,053 | 0,810 | 1,22 | 0,478 | 0,852 | 58,4 | 12,30 |
| Поле, подготовленное под посев | 40 | 525 | 2,740 | 0,115 | 0,042 | 0,520 | 1,74 | 0,524 | 0,770 | 20,3 | 8,02 |
| Поле, подготовленное под посев | 20 | 400 | 2,660 | 0,116 | 0,062 | 0,665 | 1,30 | 0,471 | 0,844 | 40,5 | 11,50 |

Таблица 4

Экспериментальные зависимости базовых и тяговых характеристик шины 1020×420-18 мод. Бел-79 на бетонном основании

Table 4. Experimental dependences of the basic and traction characteristics of the tire 1020×420-18 of Bel-79 model on an asphalt covering

| Показатель | Значение | |
|------------------|---|---|
| | $p_w = 80$ кПа; $G_z = 800$ кгс | $p_w = 20$ кПа; $G_z = 400$ кгс |
| Радиус качения | $r_k = 537 - 373 \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_k}{6,849}}\right)$, мм | $r_k = 537 - 373 \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_k}{3,243}}\right)$, мм |
| Крутящий момент | $M_k = 0,205 + 0,386 \cdot P_k$, кН·м | $M_k = 0,101 + 0,476 \cdot P_k$, кН·м |
| Тяговый КПД шины | $\eta_k = \frac{P_k \cdot \left[537 - 373 \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_k}{6,849}}\right)\right]}{0,205 + 0,386 P_k}$ | $\eta_k = \frac{P_k \cdot \left[543 - 317 \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_k}{3,243}}\right)\right]}{0,101 + 0,476 P_k}$ |
| Буксование, % | $\delta = 0,694 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_k}{6,849}}\right)$ | $\delta = 0,584 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_k}{3,243}}\right)$ |

Таблица 5

Экспериментальные зависимости базовых и тяговых характеристик шины 1020×420-18 мод. Бел-79 на грунтовом основании

Table 5. Experimental dependences of the basic and traction characteristics of the tire 1020×420-18 of Bel-79 model on a ground base

| Показатель | Значение | |
|------------------|--|--|
| | $p_w = 40$ кПа; $G_z = 525$ кгс | $p_w = 20$ кПа; $G_z = 400$ кгс |
| Радиус качения | $r_k = 494 - 100 \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_k}{2,74}}\right)$, мм | $r_k = 537 - 220 \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_k}{2,66}}\right)$, мм |
| Крутящий момент | $M_k = 0,115 + 0,524 \cdot P_k$, кН·м | $M_k = 0,116 + 0,471 \cdot P_k$, кН·м |
| Тяговый КПД шины | $\eta_k = \frac{P_k \cdot \left[494 - 100 \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_k}{2,74}}\right)\right]}{0,115 + 0,524 P_k}$ | $\eta_k = \frac{P_k \cdot \left[537 - 220 \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_k}{2,66}}\right)\right]}{0,116 + 0,471 P_k}$ |
| Буксование, % | $\delta = 0,203 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_k}{2,74}}\right)$ | $\delta = 0,405 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_k}{2,66}}\right)$ |

коэффициента полезного действия $\eta_{\max} = 0,77$ при оптимальной силе тяги $P_{\text{к опт}} = 1,74$ кН и оптимальном буксовании $\delta_{\text{опт}} = 8,02$ %. Максимальное реализуемое тяговое усилие составляет $P_{\text{к max}} = 2,74$ кН при приемлемом значении коэффициента сцепления $\phi_{\max} = 0,52$ и предельном буксовании $\delta_{\text{пр}} = 20,26$ %. Коэффициент сопротивления качению имеет низкое значение $f = 0,042$ для ведущего режима движения.

При снижении нагрузки на шину до 400 кг и давлении воздуха до 20 кПа реализуется довольно высокое значение тягового коэффициента полезного действия $\eta_{\max} = 0,844$ при оптимальной силе тяги $P_{\text{к опт}} = 1,3$ кН и оптимальном буксовании $\delta_{\text{опт}} = 11,5$ %. Максимальное реализуемое тяговое усилие составляет $P_{\text{к max}} = 2,66$ кН при довольно высоком значении коэффициента сцепления $\phi_{\max} = 0,665$ и предельном буксовании $\delta_{\text{пр}} = 40,5$ %, после которого начинается «лавинный срыв» точек контакта. Коэффициент сопротивления качению увеличивается на 48 % и составляет $f = 0,062$ для ведущего режима движения.

Таким образом, установлено, что наилучший режим работы шины на поле, подготовленном под посев, влажностью 16–18 % и твердостью 2–2,5 удара по плотномеру ДорНИИ с площадью наконечника 10 см² соответствует нагрузке на шину 525 кг и внутреннем давлении 40 кПа, а на бетонном основании наилучшие тяговые показатели шины наблюдаются при нагрузке на шину 800 кг и давлении воздуха 80 кПа.

Полученные результаты испытаний шины могут быть использованы для повышения эксплуатационных качеств мобильных средств на шинах сверхнизкого давления размерностью 1020×420-18.

Литература

1. Прядкин В.И., Гончаренко С.В. Шины сверхнизкого давления для сельскохозяйственных мобильных средств; М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». Воронеж, 2016. 240 с.
2. Годжаев З.А., Измайлов А.Ю., Прядкин В.И., Влияние давления в высокоэластичной шине на тяговые свойства колеса // Автомобильная промышленность. 2015. № 2. С. 9–12.
3. Прядкин В.И., Шапиро В.Я., Годжаев З.А., Гончаренко С.В. Транспортно-технологические средства на шинах сверхнизкого давления; М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». Воронеж, 2019. 492 с.
4. Прядкин В.И. Мобильные средства химизации грузоподъемностью 1...2 т на шинах сверхнизкого давления; М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». Воронеж, 2017. 183 с.
5. He R., Sandu C., Osorio J.E. Systematic tests for study of tire tractive performance on soft soil: Part I – Experimental data collection // Journal of Terramechanics. 2019. Vol. 85. P. 59–76.
6. Dwyer M.J. The tractive performance of a wide, low-pressure tyre compared with conventional tractor drive tyres // Journal of Terramechanics. 1987. Vol. 24. P. 227–234.
7. Ekinci Ş., Zarman K., Kahramanlı H. Investigation and modeling of the tractive performance of radial tires using off-road vehicles // Energy. 2015. Vol. 93. N 215. P. 1953–1963.
8. Годжаев З.А., Погожина А.М. Перспективы развития ходовых систем современных мобильных энергосредств сельскохозяйственного назначения // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 5. С. 76–84.
9. Прядкин В.И. Энергосредство нового поколения // Техника в сельском хозяйстве. 2012. № 3. С. 23–25.
10. Бычков Н.И., Прядкин В.И., Мельник А.Г. Энергосредство для механизации работ на поймах // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2004. № 10. С. 6–8.
11. Зайцев С.Д., Гончаренко С.В., Стреблеченко Л.С., Прядкин В.И., Костин А.Б. Тягово-сцепные качества высокоэластичных шин сверхнизкого давления // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 9. С. 29–31.
12. ГОСТ 30745-2001. «Тракторы сельскохозяйственные. Определение тяговых показателей. Введ. 2003-01-01. Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2001. 15 с.
13. Годжаев З.А., Измайлов А.Ю., Прядкин В.И. Выбор параметров шин сверхнизкого давления для мобильных средств химизации // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 4. С. 14–17.
14. Schreiber M., Kutzbach H. D., Comparison of different zero-slip definitions and a proposal to standardize tire traction performance // Journal of Terramechanics, 2007. Vol. 44. P. 75–79.
15. Годжаев З. А., Измайлов А.Ю., Шевцов В.Г., Лавров А.В., Русанов А.В. Исследование давления колесного движителя на почву с учетом характеристики шины (Assessment of wheel propeller contact pressure upon soil with use of tire universal performance) // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2016. № 1. С. 5–10.

Reference

1. Pryadkin V.I., Goncharenko S.V. Shiny sverkh-nizkogo davleniya dlya sel'skokhozyaystvennykh mobil'nykh sredstv [Ultra low pressure tires for agricultural mobile vehicles]; M-vo obrazovaniya i nauki RF, FGBOU VO «VGLTU». Voronezh, 2016. 240 p.
2. Godzhayev Z.A., Izmaylov A.YU., Pryadkin V.I. Influence of pressure in a highly elastic tire on the traction properties of a wheel. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. 2015. No 2, pp. 9–12 (In Russ.).
3. Pryadkin V.I., Shapiro V.YA., Godzhayev Z.A., Goncharenko S.V. Transportno-tehnologicheskiye sredstva na shinakh sverkh-nizkogo davleniya [Vehicles on ultra-low pressure tires]; M-vo obrazovaniya i nauki RF, FGBOU VO «VGLTU». Voronezh, 2019. 492 p.
4. Pryadkin V.I. Mobil'n-yye sredstva khimizatsii gruzopod'yemnost'yu 1...2 t na shinakh sverkh-nizkogo davleniya [Mobile means of chemicalization with a carrying capacity of 1...2 tons on ultra-low pressure tires]; M-vo obrazovaniya i nauki RF, FGBOU VO «VGLTU». Voronezh, 2017. 183 p.
5. He R., Sandu C., Osorio J.E. Systematic tests for study of tire tractive performance on soft soil: Part I – Experimental data collection // *Journal of Terramechanics*. 2019. Vol. 85. P. 59–76.
6. Dwyer M.J. The tractive performance of a wide, low-pressure tyre compared with conventional tractor drive tyres // *Journal of Terramechanics*. 1987. Vol. 24. P. 227–234.
7. Ekinci Ş., Zarman K., Kahramanlı H. Investigation and modeling of the tractive performance of radial tires using off-road vehicles // *Energy*. 2015. Vol. 93. N 215. P. 1953–1963.
8. Godzhayev Z.A., Pogozhina A.M. Prospects for the development of running systems of modern mobile energy equipment for agricultural purposes. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2018. No 5, pp. 76–84 (In Russ.).
9. Pryadkin V.I. New generation energy tool. *Tekhnika v sel'skom khozyaystve*. 2012. No 3, pp. 23–25 (In Russ.).
10. Bychkov N.I., Pryadkin V.I., Mel'nik A.G. Energy tool for mechanization of work on floodplains. *Traktory i sel'skokhozyaystvenn-yye mashiny*. 2004. No 10, pp. 6–8 (In Russ.).
11. Zaytsev S.D., Goncharenko S.V., Streblechenko L.S., Pryadkin V.I., Kostin A.B. Traction and grip properties of highly elastic ultra-low pressure tires. *Traktory i sel'skokhozyaystvenn-yye mashiny*. 2008. No 9, pp. 29–31 (In Russ.).
12. GOST 30745-2001 Agricultural tractors. Determination of traction indicators. Vved. 2003-01-01 [Tekst]. Minsk.: Mezhhgosudarstvennyy sovet po standartizatsii, metrologii i sertifikatsii, 2001. 15 p.
13. Godzhayev Z.A., Izmaylov A.YU., Pryadkin V.I. Selection of parameters of ultra-low pressure tires for mobile chemicalization equipment. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2014. No 4, pp. 14–17 (In Russ.).
14. Schreiber M., Kutzbach H. D., Comparison of different zero-slip definitions and a proposal to standardize tire traction performance // *Journal of Terramechanics*, 2007. Vol. 44. P. 75–79.
15. Godzhayev Z. A., Izmaylov A.YU., Shevtsov V.G., Lavrov A.V., Rusanov A.V. Assessment of wheel propeller contact pressure upon soil with use of tire universal performance. *Sel'skokhozyaystvenn-yye mashiny i tekhnologii*. 2016. No 1, pp. 5–10 (In Russ.).

АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТРАКТОРА, ОСНАЩЕННОГО УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИМ МЕХАНИЗМОМ В ТРАНСМИССИИ, ПРИ ДВИЖЕНИИ В СОСТАВЕ ТРАНСПОРТНОГО ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

ANALYSIS OF EXPERIMENTAL RESEARCHES OF THE TRACTOR EQUIPPED WITH AN ELASTIC- DAMPING MECHANISM IN THE TRANSMISSION WHEN MOVING IN THE COMPOSITION OF THE TRANSPORT TRACTOR UNIT

С.Е. СЕНЬКЕВИЧ, к.т.н.
Н.С. КРЮКОВСКАЯ

Федеральное государственное бюджетное научное
учреждение «Федеральный научный агроинженерный
центр ВИМ», Москва, Россия, umo.viesh@list.ru

S.E. SENKEVICH, PhD in Engineering,
N.S. KRYUKOVSKAYA

Federal State Budgetary Scientific Institution «Federal Scientific
Agroengineering Center VIM», Moscow, Russia, umo.viesh@list.ru

Транспортировка грузов является неотъемлемой и энергозатратной частью сельскохозяйственного производства. Для улучшения энергетических показателей транспортных тракторных агрегатов (ТТА) разработан упругодемпфирующий механизм (УДМ), устанавливаемый в трансмиссию трактора ближе к муфте сцепления. Проведено экспериментальное исследование по выявлению влияния УДМ на работу трактора в составе ТТА. Измерения проведены при движении по грунтовой дороге на 9-й передаче основного диапазона скоростей коробки перемены передач (КПП) трактора. В качестве тягача использовался трактор тягового класса 1,4. Датчики для измерения энергетических показателей были установлены на основные элементы трактора. Определены энергетические показатели работы трактора с трансмиссией, оснащенной УДМ и трактора с заводской трансмиссией. Выявлено снижение расхода топлива на 7,3 %, снижение тяговых усилий от агрегируемого прицепа на 19,9 %, уменьшение амплитуды колебаний тяговых усилий на 28,3 %, уменьшение буксования движителей в среднем на 9,7 %. Построен график, описывающий динамику изменения буксования движителей серийного трактора и трактора с УДМ в зависимости от времени. Выполнена статистическая обработка показателей буксования, которая показала снижение амплитуды колебаний коэффициента буксования на 16,3 %. Полученные результаты экспериментальных исследований свидетельствуют, что трактор в составе ТТА с УДМ в трансмиссии имеет лучшие показатели работы по сравнению с серийным трактором и имеет меньшую нагрузку на двигатель, элементы КПП и ведущие колеса трактора.

Ключевые слова: упругодемпфирующий механизм, трансмиссия трактора, тяговые усилия трактора, буксование, транспортный тракторный агрегат, корреляционная функция, спектральная плотность.

Для цитирования: Сенькевич С.Е., Крюковская Н.С. Анализ экспериментальных исследований трактора, оснащенного упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии, при движении в составе транспортного тракторного агрегата // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 59–66. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-59-66.

The cargo transportation is an integral and energy-consuming part of agricultural production. To improve the energy performance of transport tractor units (TTU), an elastic-damping mechanism (EDM) installed in the tractor transmission was developed. An experimental study was conducted to identify the influence of the EDM on the operation of the tractor as part of the TTU, when it is moving on a dirt road in the 9th gear of the main speed range of the gearbox (GB) of the tractor. A tractor of traction class 1,4 was used. Energy sensors were installed on the main elements of the tractor. The energy performance of the tractor with a transmission equipped with the EDM and the tractor with a factory transmission are determined. A decrease in fuel consumption by 7,3 %, a decrease in traction forces from an aggregated trailer by 19,9 %, a decrease in the amplitude of fluctuations in traction forces by 28,3 % and a decrease in skidding of the driving units by an average of 9,7 % were revealed. A graph describing the dynamics of changes in the skidding of the driving units of a serial tractor and a tractor with the EDM in time is constructed. The statistical processing of the skidding indicators is performed. A decrease in the amplitude of fluctuations in the coefficient of skidding by 16,3 % was revealed. The obtained results of experimental studies indicate that the tractor as part of the TTU with the EDM in the transmission has better performance compared to a serial tractor and has a lower load on the engine, gearbox elements and driving wheels of the tractor.

Keywords: the elastic-damping mechanism, tractor transmission, tractor traction, skidding, transport tractor unit, correlation function, spectral density.

Cite as: S.E. Senkevich, N.S. Kryukovskaya. Analysis of experimental researches of the tractor equipped with an elastic-damping mechanism in the transmission when moving in the composition of the transport tractor unit. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2020. No 6, pp. 59–66 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-59-66.

Введение

Процесс сельскохозяйственного производства органически связан с процессом транспортировки грузов. Транспортные средства доставляют топливо, смазочные материалы, удобрения, машины, агрегаты и их детали, стройматериалы, зерно, овощи, плоды, молоко, корма и прочее от места производства к месту потребления или использования, в том числе на полях хозяйств. В этой связи особое значение приобретает сельскохозяйственный транспорт. На транспортные операции приходится около 40–50 % всех затрат энергии в сельском хозяйстве, в том числе в животноводстве и растениеводстве.

С целью улучшения энергетических характеристик трактора в его трансмиссию устанавливается упругодемпфирующий механизм (УДМ). Основным назначением УДМ является уменьшение динамических нагрузок в трансмиссии и плавность движения трактора при его разгоне [1, 8–14].

Цель исследований

Определить влияние упругодемпфирующего механизма, установленного в трансмиссии трактора, на работу трактора с транспортным прицепом.

Материалы и методы

Объектом исследования является процесс функционирования упругодемпфирующего механизма [1], установленного в трансмиссии трактора тягового класса 1,4, находящегося в составе транспортного тракторного агрегата (ТТА). Предметом исследования является трактор тягового класса 1,4. Испытания проведены для трактора-макета на базе МТЗ-80 с транспортной телегой ПТС-6.

Эксплуатационные испытания трактора в составе ТТА выполнялись на дорогах учебно-опытного фермерского хозяйства и на территории учебного полигона ФГБОУ ВПО АЧГАА (г. Зерноград, Ростовская область). Опыты проводились при движении трактора в составе агрегата по грунтовой дороге на 9-й передаче основного ряда скоростей коробки перемены передач (КПП) трактора. Положение рычага управления рейкой топливного насоса высокого давления (ТНВД) соответствовало максимальной подаче топлива.

С целью выявления эффективности влияния установки УДМ на важнейшие эксплуатационные качества трактора (производительность и топливная экономичность) дорожные испытания проводились в составе ТТА с двух-

осным прицепом ПТС-6 на транспорте. Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с транспортным прицепом ПТС-6 и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66 приведен на рис. 1. Для получения необходимой информации о работе трактора при проведении полевых измерений на элементы трактора устанавливались датчики, схема установки которых показана на рис. 2.



Рис. 1. Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с транспортным прицепом ПТС-6 и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66

Fig. 1. The tested model tractor in the unit with the transport trailer PTS-6 and the measuring complex of the laboratory TL-2 based on the GAZ-66 vehicle

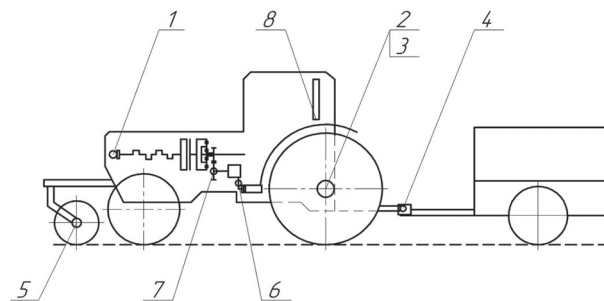


Рис. 2. Схема установки датчиков на исследуемом тракторе в составе транспортного агрегата:

- 1 – датчик оборотов коленвала двигателя;
- 2, 5 – датчики оборотов ведущего и путеизмерительного колес соответственно;
- 3 – датчик крутящего момента ведущего колеса трактора;
- 4 – тензометрический датчик тягового усилия;
- 6 – датчик давления масла;
- 7 – датчик оборотов шестерни привода масляного насоса;
- 8 – счетчик для фиксирования расхода топлива

*Fig. 2. Installation diagram of sensors on the studied tractor as part of a transport unit:
1 – engine crankshaft speed sensor; 2, 5 – speed sensors of the driving and track measuring wheels, respectively; 3 – torque sensor of the driving wheel of the tractor; 4 – tensometric traction force sensor; 6 – oil pressure sensor; 7 – sensor of revolutions of the oil pump drive gear; 8 – counter for recording fuel consumption*

Результаты и обсуждение

В результате экспериментальных исследований определены энергетические показатели работы трактора в составе транспортного агрегата с заводской конструкцией трансмиссии и с трансмиссией, оснащенной УДМ. Выборка проводилась для 8500 значений для варианта без УДМ и 17500 значений для варианта с УДМ. Энергетические показатели работы трактора представлены в табл. 1 [2–5].

Анализируя табл. 1, можно сделать вывод о снижении тягового сопротивления трактора с трансмиссией, оснащенной УДМ, и повышении стабильной работы трактора. Тяговое сопротивление является для машинно-тракторного агрегата внутренней силой связи между звеньями: трактором и прицепом. Величина этой силы определяется внешним воздействием дороги на колеса и взаимодействием звеньев через упругие и деформирующие связи между ними. Установка УДМ в трансмиссию трактора находящегося в составе транспортного агрегата создает более благоприятные условия для формирования характера нагрузки узлов трактора, как при неустановившихся режимах движения, так и при установившихся.

Анализ полученных данных свидетельствует о том, что при оснащении трансмиссии трактора УДМ его среднее тяговое усилие от агрегируемого прицепа снижается на 19,9 %, а среднеквадратическое отклонение (амплитуда колебаний) уменьшается на 28,3 %

по сравнению с трактором с заводской трансмиссией. При этом значение коэффициента вариации не превышает 33 %, следовательно совокупность считается однородной и сильно вариабельной. В относительном выражении коэффициент вариации позволяет обеспечить сопоставимость полученных результатов [2, 3, 6, 15–20].

Показатели энергетической оценки свидетельствуют о том, что трактор в составе ТТА с УДМ в трансмиссии имеет лучшие показатели, чем аналогичный трактор с более жесткой трансмиссией. Следствием этого является снижение нагрузки на двигатель, элементы КПП и ведущие колеса трактора. Этим объясняется возрастание угловой скорости коленчатого вала и поступательной скорости движения трактора по сравнению с серийным вариантом, у которого большая жесткость силовой передачи.

Для более подробного анализа буксования движителей был проведен анализ изменения буксования во времени (рис. 3). Статистическая обработка полученных данных по буксованию движителей представлена в табл. 2 [2, 3, 7, 17–20].

Статистический анализ числовых данных по буксованию, полученных экспериментальным путем, показал, что применение УДМ позволяет снизить математическое ожидание коэффициента буксования на 9,7 % и амплитуду его колебаний (среднее квадратическое отклонение) на 16,3 % по сравнению с серийным трактором.

Таблица 1

Энергетические показатели работы трактора в составе транспортного агрегата

Table 1. Energy performance of the tractor as part of the transport unit

| Наименование параметров | Трактор без УДМ | Трактор с УДМ | Изменение, % |
|--|-----------------|---------------|--------------|
| Среднее тяговое усилие, создаваемое прицепом $P_{кр}$, Н: | 4585,5 | 3671,5 | 19,90 |
| – дисперсия D , Н ² | 1800220,8 | 924799,9 | 48,60 |
| – среднее квадратическое отклонение δ , Н | 1341,7 | 961,7 | 28,30 |
| – коэффициент вариации ν | 0,293 | 0,262 | 10,50 |
| Скорость движения агрегата V , м/с (км/ч) | 3,24 (11,7) | 3,27 (11,8) | 0,93 |
| Часовой расход топлива G , кг/ч | 19,58 | 18,15 | 7,30 |
| Частота вращения коленчатого вала $n_{кв}$, рад/с: | 209,239 | 217,991 | 4,18 |
| – дисперсия D , рад/с ² | 74,650 | 31,141 | 58,28 |
| – среднее квадратическое отклонение δ , рад/с | 8,640 | 5,581 | 35,41 |
| – коэффициент вариации ν | 0,0413 | 0,0266 | 35,60 |
| Буксование движителей δ , % | 10,3 | 9,3 | 9,70 |

Таблица 2

Статистические показатели по буксованию для трактора в составе ТТА

Table 2. Statistical indicators of tractor as part of TTU slipping

| Показатели | Трактор без УДМ | Трактор с УДМ | Изменение, % |
|---|-----------------|---------------|--------------|
| Математическое ожидание M_{δ} | 0,10300 | 0,09300 | 9,7 |
| Дисперсия D | 0,00291 | 0,00204 | 29,9 |
| Среднее квадратическое отклонение σ_{δ} | 0,05392 | 0,04515 | 16,3 |
| Коэффициент вариации ν | 0,52376 | 0,48325 | 7,7 |

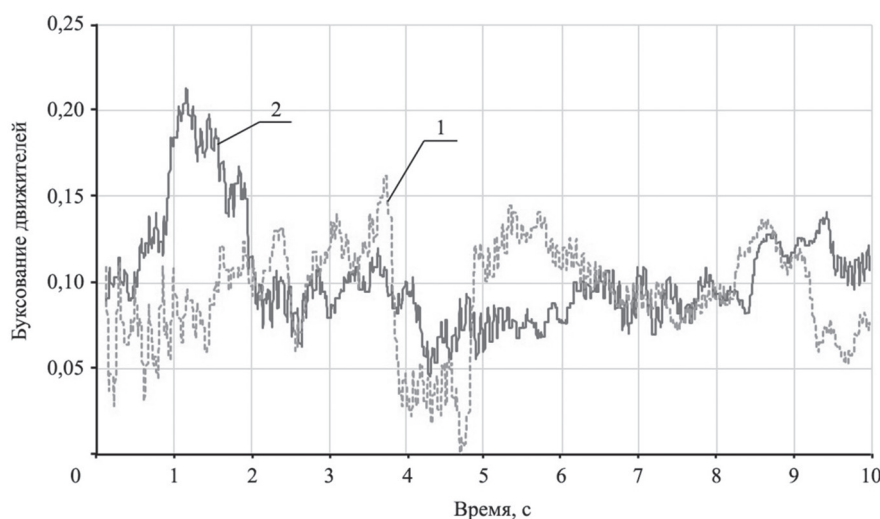


Рис. 3. Динамика изменения буксования трактора в составе ТТА:

1 – серийный трактор; 2 – трактор с УДМ

Fig. 3. The dynamics of changes in the slipping of a tractor as part of TTU:

1 – serial tractor; 2 – tractor with the EDM

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

Исследование трактора в составе транспортного агрегата можно рассматривать с точки зрения определения статистических характеристик возмущающих воздействий. Применим параметрические и непараметрические методы спектрального анализа. Характеристикой, по которой судят о спектральном составе исследуемого процесса, являются корреляционная функция и функция спектральной плотности [19, 20]. Статистические характеристики случайных процессов вычисляются, как правило, по одной реализации процесса достаточной длительности по времени. Согласно исследованиям И.Б. Барского [21], проведенным по изучению неровностей дороги, дисперсия случайной величины математического ожидания постоянна и равна коэффициенту вариации функции.

Корреляционная функция изменения буксования трактора в составе транспортного агрегата представлена на рис. 4.

Затухание корреляционной функции является признаком эргодичности процесса.

Алгебраическое затухание корреляционной функции эквивалентно бесконечному значению соответствующей восприимчивости. Параметры корреляционной функции процесса буксования трактора в составе транспортного агрегата имеют следующие величины: Интервал корреляции в серийном варианте составляет 0,9 сек, в опытном варианте – 2,1 сек, средний полупериод корреляции в серийном варианте составляет 1,25 сек, в опытном варианте 1,85 сек.

Анализ рис. 4 показывает, что средний полупериод корреляции в опытном варианте гораздо больше, чем в серийном. Графики изменения спектральной плотности буксования опытного и серийного трактора в составе транспортного агрегата представлены на рис. 5.

Параметры функции спектральной плотности процесса буксования трактора в составе транспортного агрегата имеют следующие параметры: в серийном варианте ширина спектра составляет $\Delta\omega_c = 10 \text{ сек}^{-1}$, в опытном варианте

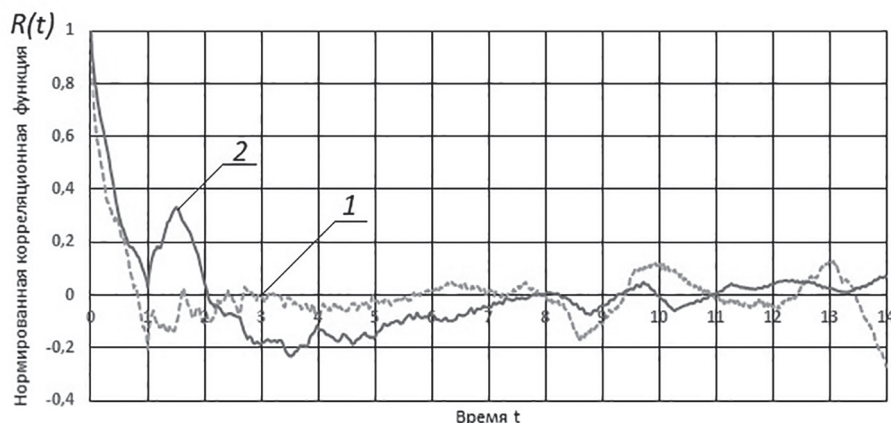


Рис. 4. Автокорреляционная функция изменения буксования трактора в составе ТТА:

1 – серийный трактор; 2 – трактор с УДМ

Fig. 4. Autocorrelation function of slipping change of tractor as part of TTU:

1 – serial tractor; 2 – tractor with the EDM

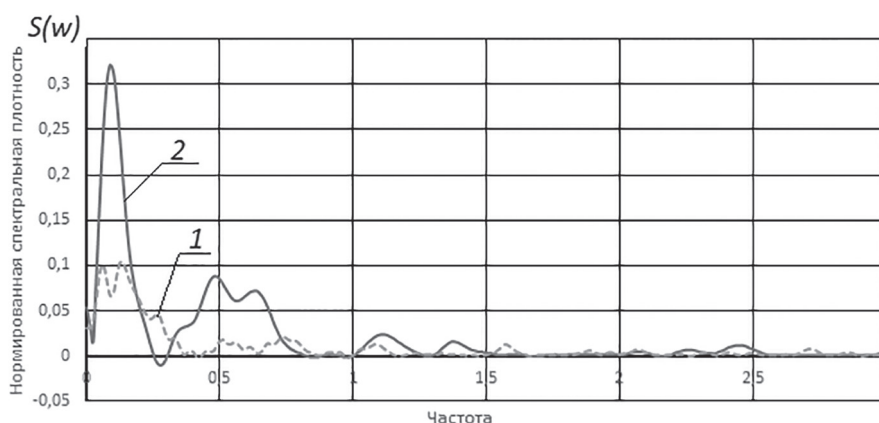


Рис. 5. Графики изменения спектральной плотности буксования опытного и серийного трактора в составе ТТА:

1 – серийный трактор; 2 – трактор с УДМ

Fig. 5. Graphs of changes in the spectral density of slipping of experimental and serial tractor as part of TTU: 1 – serial tractor; 2 – tractor with the EDM

$\Delta\omega_c = 3,1 \text{ сек}^{-1}$. Плотность спектра в серийном варианте $S(0,05) = 0,1$ в опытном варианте $S(0,1) = 0,32$ и $S(0,5) = 0,09$. Анализ рис. 5 показывает, что ширина спектра в серийном варианте больше, плотность спектра выше у опытного варианта.

Заключение

Анализ результатов экспериментальных исследований трактора в составе ТТА показал, что установка УДМ в трансмиссию трактора позволяет снизить расход топлива в среднем на 7,3 %, уменьшить буксование движителей на 9,7 %, снизить среднее тяговое усилие, создаваемое прицепом, на 19,9 %, уменьшить амплитуду колебаний тяговых усилий на 28,3

%. Следствием этого является уменьшение нагрузки на двигатель, элементы КПП и ведущие колеса трактора.

При оценке буксование за период разгона ТТА видно, что, функция «буксования» является не стационарной случайной функцией. Детерминированное представление случайного процесса показывает: при условии знания плотности распределения функции спектральной плотности и пользуясь зависимостью для плотности распределения вероятности функции от случайной величины, можно утверждать, что событие под названием «буксование» в опытном варианте имеет меньшую вероятность появления. Дисперсия случайной величины математического ожидания «буксования»

постоянна и равна коэффициенту вариации функции. Фактическое снижение коэффициента вариации указывает на снижение буксования.

Полученные результаты экспериментальных исследований свидетельствуют о том, что трактор в составе ТТА с УДМ в трансмиссии имеет лучшие показатели работы по сравнению с серийным трактором.

Литература

1. Кравченко В.А., Сенькевич С.Е., Сенькевич А.А., Галайко А.С., Морозов Р.Н., Яровой В.Г., Толстоухов Ю.С., Верховцев А.К. Устройство для снижения жесткости трансмиссии машинотракторных агрегатов: патент на изобретение № 2252148 Российская Федерация; опублик. 20.05.2005, Бюл. № 14.
2. Himmelblau D.M. Process analysis by statistical methods. New York: John Wiley & Sons, 1970. 463 p.
3. Schmetterer L. Introduction to mathematical statistics. Springer Science & Business Media, 2012. V. 202. 504 p.
4. Осипов С.С. Эксплуатационные показатели колесных тракторов отечественного и зарубежного производства // Инновационные тенденции развития российской науки: материалы XII международной научно-практической конференции молодых ученых. Красноярск. Изд-во Красноярского государственного аграрного университета, 2019. С. 247–251.
5. Бережнов Н.Н., Сырбаков А.П. Оценка тягово-энергетических показателей посевного почвообрабатывающего машинно-тракторного агрегата методом контрольного динамометрирования // Агротехинфо. 2017. № 2 (28). С. 17–17.
6. Бабанин Н.В. Улучшение плавности хода машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4 с упругодемпфирующим приводом на ведущих колесах // Современные проблемы науки и образования. 2015. № 2-2. С. 46–46.
7. Петрищев Н.А., Лавров А.В., Крюковская Н.С., Капусткин А.О., Саяпин А.С., Пospelов А.Р., Прядкин В.И. Контроль качества силовых передач и ходовых систем с использованием цифровых технологий // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 6. С. 63–69.
8. Сенькевич С.Е., Васильев Е.К., Сенькевич А.А. Результаты применения гидропневматического демпфирующего устройства в силовой передаче трактора малого класса тяги для улучшения показателей работы // Агротехника и энергообеспечение. 2018. № 4 (21). С. 128–139.
9. Senkevich S., Kravchenko V., Duriagina V., Senkevich A., Vasilev E. (2019) Optimization of the Parameters of the Elastic Damping Mechanism in Class 1,4 Tractor Transmission for Work in the Main Agricultural Operations. In: Vasant P., Zelinka I., Weber GW. (eds) Intelligent Computing & Optimization. ICO 2018. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol. 866. P. 168–177. Springer, Cham. DOI: 10.1007/978-3-030-00979-3_17.
10. Senkevich S.E., Sergeev N.V., Vasilev E.K., Godzhaev Z.A. & Babayev V. (2019). Use of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN): Theoretical and Experimental Substantiation (Chapter 6). Handbook of Advanced Agro-Engineering Technologies for Rural Business Development. – Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2019. P. 149–179. DOI: 10.4018/978-1-5225-7573-3.ch006.
11. Сенькевич С.Е. Анализ результатов экспериментальных исследований трактора класса 1,4 модернизированного гидропневматическим демпферным устройством в силовой передаче // Агротехника и энергообеспечение. 2019. № 3 (24). С. 8–16.
12. Senkevich S., Duriagina V., Kravchenko V., Gammolina I., Pavkin D. (2020) Improvement of the Numerical Simulation of the Machine-Tractor Unit Functioning with an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN). In: Vasant P., Zelinka I., Weber GW. (eds) Intelligent Computing and Optimization. ICO 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol. 1072. P. 204–213. Springer, Cham. DOI: 10.1007/978-3-030-33585-4_20.
13. Senkevich S.E., Lavrukhin P.V., Senkevich A.A., Ivanov P.A., & Sergeev N.V. (2020). Improvement of Traction and Coupling Properties of the Small Class Tractor for Grain Crop Sowing by Means of the Hydropneumatic Damping Device. In V. Kharchenko, & P. Vasant (Eds.), Handbook of Research on Energy-Saving Technologies for Environmentally-Friendly Agricultural Development (P. 1–27). Hershey, PA: IGI Global. DOI: 10.4018/978-1-5225-9420-8.ch001.
14. Senkevich S., Kravchenko V., Lavrukhin P., Ivanov, P. & Senkevich, A. (2020). Theoretical Study of the Effect of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission on a Machine-Tractor Unit Performance While Sowing. (Chapter 17). Handbook of Research on Smart Computing for Renewable Energy and Agro-Engineering. – Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2020. P. 423–463. DOI: 10.4018/978-1-7998-1216-6.ch017.

15. Беспамятнова Н.М. Колебания и вибрации в технологических процессах почвообрабатывающих и посевных машин и агрегатов. *Зерноград: ВНИИПТИМЭСХ*, 2008. 224 с.
16. Беспамятнова Н.М. Научно-методические основы адаптации почвообрабатывающих и посевных машин. Ростов н/Д: ООО «Терра», НПК «Гефест», 2002. 176 с.
17. Бендат Д., Пирсол А. Применение корреляционного и спектрального анализа. М.: Мир, 1983. 312 с.
18. Бендат Д., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. М.: Мир, 1974. 464 с.
19. Мясникова Н.В. Спектральный анализ сигналов по амплитудным и временным параметрам на основе измерительного эксперимента: дис. ... докт. техн. наук: 05.11.01. Пенза, 2001. 379 с.
20. Хованова Н.А., Хованов И.А. Методы анализа временных рядов: учеб. пособие. Саратов: Изд-во ГосУНЦ «Колледж», 2001. 120 с.
21. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. М.: Машиностроение. 1973. 280 с.
1. Kravchenko V.A., Senkevich S.E., Senkevich A.A., Galaiko A.S., Morozov R.N., Yarovoi V.G., Tolstouhov Yu.S., Verhovtsev A.K. *Ustrojstvo dlya snizheniya zhestkosti transmissii mashinotraktornyh agregatov* [Device for reducing the rigidity of the transmission of machine-tractor units: patent for the invention]: patent na izobretenie № 2252148 Rossijskaya Federaciya; opubl. 20.05.2005, Byul. № 14.
2. Himmelblau D.M. *Process analysis by statistical methods*. New York: John Wiley & Sons, 1970. 463 p.
3. Schmetterer L. *Introduction to mathematical statistics*. Springer Science & Business Media, 2012. V. 202. 504 p.
4. Osipov S.S. Performance indicators of wheeled tractors of domestic and foreign production // *Innovative trends in the development of Russian science: materials of the XII international scientific and practical conference of young scientists*. Krasnoyarsk. Publishing house of Krasnoyarsk state agrarian University, 2019. P. 247–251.
5. Berezhnov N.N., Syrbakov A.P. Evaluation of traction and energy indicators of a sowing tillage machine-tractor unit by the method of control dynamometry // *Agroekoinfo*. 2017. N 2. P. 17–17.
6. Babanin N.V. Improved ride the machine and tractor units on the basis of tractor of a class 1,4 with elastic damping drive on the drive wheels // *Modern Problems of Science and Education*. 2015. N 2–2. P. 46–46.
7. Petrishchev N.A., Lavrov A.V., Kryukovskaya N.S., Kapustkin A.O., Sayapin A.S., Po-spelov A.R., Pryadkin V.I. Quality control of power transmissions and running systems using digital technologies // *Tractors and Agricultural Machines*. 2018. N 6. P. 63–69.
8. Senkevich S.E., Vasilev E.K., Senkevich A.A. Results of the application of hydropneumatic damping device in the power transmission of the tractor of the low class of charge to improve the performance indicators // *Agricultural Machinery and Power Supply*. 2018. N 4 (21). P. 128–139.
9. Senkevich S., Kravchenko V., Duriagina V., Senkevich A., Vasilev E. (2019) Optimization of the Parameters of the Elastic Damping Mechanism in Class 1,4 Tractor Transmission for Work in the Main Agricultural Operations. In: Vasant P., Zelinka I., Weber GW. (eds) *Intelligent Computing & Optimization*. ICO 2018. *Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol 866. P. 168–177. Springer, Cham. DOI: 10.1007/978-3-030-00979-3_17.
10. Senkevich S.E., Sergeev N.V., Vasilev E.K., Godzhaev Z.A. & Babayev V. (2019). Use of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN): Theoretical and Experimental Substantiation (Chapter 6). *Handbook of Advanced Agro-Engineering Technologies for Rural Business Development*. – Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2019. P. 149–179. DOI: 10.4018/978-1-5225-7573-3.ch006.
11. Senkevich S.E. Analysis of the results of experimental researches of the class 1,4 tractor modernized by a hydro-pneumatic damper in a power transmission // *Agricultural Machinery and Power Supply*. 2019. N 3 (24). P. 8–16.
12. Senkevich S., Duriagina V., Kravchenko V., Gamolina I., Pavkin D. (2020) Improvement of the Numerical Simulation of the Machine-Tractor Unit Functioning with an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN). In: Vasant P., Zelinka I., Weber GW. (eds) *Intelligent Computing and Optimization*. ICO 2019. *Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol. 1072. P. 204–213. Springer, Cham. DOI: 10.1007/978-3-030-33585-4_20.
13. Senkevich S.E., Lavrukhin P.V., Senkevich A.A., Ivanov P.A., & Sergeev N.V. (2020). Improvement of Traction and Coupling Properties of the Small Class Tractor for Grain Crop Sowing by Means of the Hydropneumatic Damping Device.

- In V. Kharchenko, & P. Vasant (Eds.), Handbook of Research on Energy-Saving Technologies for Environmentally-Friendly Agricultural Development (P. 1–27). Hershey, PA: IGI Global. DOI: 10.4018/978-1-5225-9420-8.ch001.
14. Senkevich S., Kravchenko V., Lavrukhin P., Ivanov P. & Senkevich, A. (2020). Theoretical Study of the Effect of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission on a Machine-Tractor Unit Performance While Sowing. (Chapter 17). Handbook of Research on Smart Computing for Renewable Energy and Agro-Engineering. – Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2020. P. 423–463. DOI: 10.4018/978-1-7998-1216-6.ch017.
15. Bespamyatnova N.M. Oscillations and vibrations in technological processes of soil-working and sowing machines and aggregates / N.M. Bespamyatnova. Zernograd: VNIPTIMESH, 2008. 224 p.
16. Bespamyatnova N.M. Scientific-methodical bases of adaptation of tillage and sowing machines / N.M. Bespamyatnova. Rostov n / a: LLC «Terra», NPK «Gefest», 2002. 176 p.
17. Bendat, D. Application of correlation and spectral analysis / D. Bendat, A. Pirsol. M.: Mir, 1983. 312 p.
18. Bendat, D. Measurement and analysis of random processes / D. Bendat, A. Pirsol. M.: Mir, 1974. 464 p.
19. Myasnikova, N.V. Spectral analysis of signals by amplitude and time parameters on the basis of a measuring experiment: dissertation ... Doctors of technical sciences: 05.11.01. Penza, 2001. 379 p.
20. Khovanova NA, Khovanov IA Methods of time series analysis // Proc. allowance. Saratov: Publishing house of GosUNTs «College», 2001. 120 p.
21. Barskiy I.B., Anilovich V.Ya., Kutkov G.M. Dynamics of the tractor / I.B. Barsky, V.Ya. Anilovich, G.M. Kutkov M.: Mashinostroyeniye. 1973. 280 s.

ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ИЗМЕНЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЕРЕДВИЖЕНИЮ КОЛЕС И ГЛУБИНУ КОЛЕИ ШИРОКОЗАХВАТНЫХ ДОЖДЕВАЛЬНЫХ МАШИН

FACTORS AFFECTING THE CHANGE IN WHEEL RESISTANCE AND TRACK DEPTH OF WIDE-GRIP SPRINKLER MACHINES

Л.А. ЖУРАВЛЕВА, д.т.н.
Н.В. ТХУАН

Московский политехнический университет, Москва,
Россия, nguyenthuan230593@gmail.com

L.A. ZHURAVLEVA, DSc in Engineering
N.V. TKHUAN

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,
nguyenthuan230593@gmail.com

Процесс работы дождевальных машин сопровождается образованием колеи ходовыми тележками, приводящей к возрастанию сопротивления передвижению колес и ко многим негативным последствиям: переполиву орошаемых площадей, повышению затраченной энергии на передвижение, повышению уплотнения почвы и т.п. Глубина колеи и сопротивление передвижению колес зависят от многих параметров: влажности почвы, режима полива, несущей способности почвы, геометрических параметров колеса и т.д. Но наиболее влияние оказывают нагрузка, приходящаяся на ось колеса, и давление воздуха в шинах.

Представлены результаты лабораторных исследований установок, имитирующих ходовые тележки дождевальных машин, которые показали, что при поддержании постоянного давления воздуха в шинах повышение нагрузки на ось пневматического колеса с 0,1 до 1,0 кН приводит к увеличению глубины колеи до 4 см, а также линейному росту сопротивления передвижению колеса. С увеличением давления, создаваемого пневматическим колесом, увеличивается остаточная деформация, глубина колеи и, следовательно, возрастает сопротивление передвижению пневматического колеса. Глубина колеи повышается на 20 % при повышении давления воздуха в шинах с 0,5 до 1,0 МПа. При постоянной нагрузке, приходящейся на ось колеса, сопротивление передвижению пневматического колеса возрастает в среднем 25 % при повышении давления воздуха в шинах с 0,5 до 1,6 МПа.

Оптимизация ходовых систем, соотношения нагрузки, приходящейся на ось колеса, геометрических параметров и характеристик, а также давления воздуха в шинах является актуальной задачей.

Ключевые слова: нагрузка, давление воздуха, сопротивление, колесо, колея, дождевальная машина.

Для цитирования: Журавлева Л.А., Тхуан Н.В. Факторы, влияющие на изменение сопротивления передвижению колес и глубину колеи широкозахватных дождевальных машин // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 67–71. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-67-71.

The operation of sprinkler machines is accompanied by the formation of a track with undercarriages, leading to an increase in resistance to wheel movement and leading to many negative consequences: over-watering of irrigated areas, an increase in energy expended on movement, an increase in soil compaction, etc. The depth of the track and the resistance to wheel movement depend on many parameters: soil moisture, irrigation mode, soil bearing capacity, wheel geometry, etc. But the greatest influence is exerted by the load on the wheel axle and the air pressure in the tires.

The article presents the results of laboratory studies of installations that simulate the undercarriage of sprinkler machines, which showed that while maintaining a constant air pressure in the tires, an increase in the axle load of the pneumatic wheel from 0,1 to 1.0 kN leads to an increase in the track depth to 4 cm, and also a linear increase in the resistance to wheel movement. With an increase in the pressure generated by the pneumatic wheel, the permanent deformation, the depth of the track, and, consequently, the resistance to movement of the pneumatic wheel increases. The track depth increases by 20 % with an increase in tire pressure from 0,5 to 1,0 MPa. With a constant load on the axle of the wheel, the resistance to movement of the pneumatic wheel increases on average by 25 % when the air pressure in the tires rises from 0,5 to 1,6 MPa.

Optimization of running systems, the ratio of the load on the axle of the wheel, geometrical parameters and characteristics, as well as the air pressure in the tires is an urgent task.

Keywords: load, air pressure, resistance, wheel, track, sprinkler.

Cite as: L.A. Zhuravleva, N.V. Tkhuuan Factors affecting the change in wheel resistance and track depth of wide-grip sprinkler machines. Traktory i sel'khoz mashiny. 2020. No 6, pp. 67–71 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-67-71.

Введение

В процессе взаимодействия движителей двигателей машин (ДМ) с почвой образуется колея, во многом определяющая сопротивление передвижения колес, влияя на движение ДМ и качество процесса полива.

Основными факторами, от которых зависит сопротивление передвижению колес и глубина колеи широкозахватных ДМ, являются влажность почвы, несущая способность, нагрузка, приходящаяся на ось колеса и давление воздуха в шинах.

Как показывает практика, для уменьшения глубины колеи и сопротивления передвижению колеса необходимо уменьшить нагрузку, приходящуюся на ось колеса, и давление воздуха в шинах [1–6]. Минимальное значение нагрузки, приходящейся на ось колеса, составляет 0,01 кН, а минимальное значение давления воздуха в шинах – 0,05 МПа.

Цель исследований

Выявление влияния нагрузки на колесо и давления воздуха в шинах на изменение сопротивления передвижению колес и глубину колеи широкозахватных ДМ.

Материалы и методы

Теоретические исследования

Возможность движения ДМ определяется известным критерием проходимости [7, 8]:

$$P = (\varphi_c - f)N \geq i, \quad (1)$$

где φ_c – коэффициент сцепления; f – коэффициент сопротивления качению; N – число тележек ДМ; i – величина уклона.

При качении колеса по сминаемой почве передаваемый крутящий момент $M_{кр}$ определяется зависимостью (рис. 1):

$$M_{кр} = \tau_{сп} k'_\tau. \quad (2)$$

А наибольшая сила сцепления $P_{сц}$ ведущего колеса с почвой:

$$P_{сц} r_k = \tau_{сп} k'_\tau, \quad (3)$$

где r_k – радиус колеса; $\tau_{сп}$ – удельное сопротивление срезу почвозацепами колеса; k'_τ – момент сопротивления (статический момент поверхности среза).

Из равенства (3) можно определить максимальную силу сцепления:

$$P_{сц} = \tau_{сп} k'_\tau / r_k. \quad (4)$$

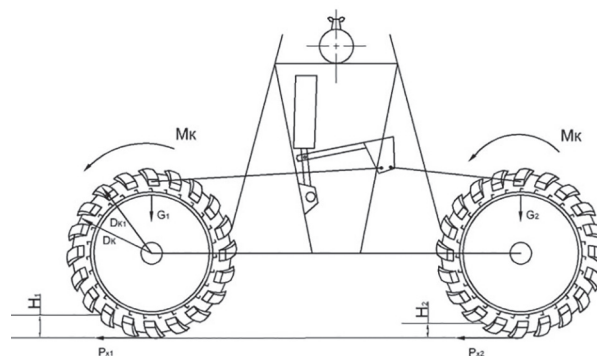


Рис. 1. Схема качения колесных систем ДМ

Fig. 1. Rolling scheme of wheel systems of SM

Удельное сопротивление срезу согласно уравнению Кулона имеет вид:

$$\tau_{сп} = q_{уд} \cdot \operatorname{tg} \varphi + C_2, \quad (5)$$

где $q_{уд}$ – удельное давление колеса на почву; $\operatorname{tg} \varphi$ – угол внутреннего трения.

Согласно исследованиям А.И. Рязанцева, в условиях испытания почв на вращательный срез с помощью крыльчатых наконечников собственным весом почвы в пределах глубины погружения можно пренебречь. То есть удельное сопротивление вращательному срезу, определяемому также выражением (5), с достаточной точностью может быть отождествлено со сцеплением почвы, которое определяется по вращательному моменту и константе крыльчатого наконечника k'_τ .

$$C_2 = M_{\max} / k'_\tau. \quad (6)$$

При погружении конического наконечника теоретически доказано наличие пропорциональности между сцеплением грунта и величиной удельного сопротивления пенетрации:

$$R_n = P / h_k^2, \quad (7)$$

$$C_2 = k_\varphi R_n, \quad (8)$$

где k_φ – функция пропорциональности, зависящая от угла при вершине конического наконечника и угла внутреннего трения.

Срез почвы при движении колеса происходит ее боковыми кромками и затылочной частью почвозацепов. Статический момент поверхности среза определяется следующим выражением:

$$k'_\tau = \frac{\sqrt{D_k H^n}}{D_k} \cdot \frac{D_{к1}^2 - D_k^2}{2} \cdot \frac{D_{к1} - D_k}{3} + b_n, \quad (9)$$

где D_K – диаметр колеса; H'' – глубина колеи; D_{K1} – диаметр окружности по вершинам почвозацепов; b_n – ширина почвозацепа.

Как видно из формулы, площадь поверхности среза зависит от глубины колеи и размеров почвозацепов.

Применительно к ходовой системе двухколесных тележек ДМ, когда заднее колесо движется по следу переднего, $P_{сц}$ с учетом формулы (4) определяется по формуле:

$$P_{сц} = \frac{\sqrt{D_K}}{3D_K^2} \cdot (\tau_{ср1}\sqrt{H_1''} + \tau_{ср2}\sqrt{H_2''}) \times (D_{K1}^2 - D_K^2) \cdot (D_{K1} - D_K + 3b_n), \quad (10)$$

где $\tau_{ср1}$, $\tau_{ср2}$ – соответственно удельные сопротивления почвы срезу до и после прохода переднего колеса; H_1'' , H_2'' – соответственно глубина колеи после прохода переднего и заднего колеса.

С целью уменьшения нагрузки, приходящейся на оси колес, было решено использовать трехколесную ходовую систему, в которой три колеса располагаются друг за другом, – так называемая тандемная схема расстановки (рис. 2).

Сила сцепления такой ходовой системы определяется следующей формулой:

$$P_{сц} = \frac{\sqrt{D_K}}{3D_K^2} \cdot (\tau_{ср1}\sqrt{H_1''} + \tau_{ср2}\sqrt{H_2''} + \tau_{ср3}\sqrt{H_3''}) \times (D_{K1}^2 - D_K^2) \cdot (D_{K1} - D_K + 3b_n), \quad (12)$$

где $\tau_{ср3}$ – удельное сопротивление почвы срезу после прохода второго колеса; H_3'' – глубина колеи после прохода третьего колеса.

Сопротивление качению P_f с учетом известных положений [7] определяется по выражению для двухколесной тележки:

$$P_f = 0,88 \sqrt{\frac{G_K^3}{BD_K^3}} \cdot \frac{\sqrt{P_{дпп1}} + \sqrt{P_{дпп2}}}{\sqrt{P_{дпп1}P_{дпп2}}}, \quad (13)$$

где G_K – нагрузка на колесо; B – ширина профиля колеса; $P_{дпп1}$, $P_{дпп2}$ – несущая способность почвы до и после прохода переднего колеса.

Методика исследований

Для достижения поставленной цели исследования – выявить влияние нагрузки, приходящейся на ось колеса, и давления воздуха в шинах на сопротивление передвижению колес

и глубину оставленной колеи были проведены лабораторные эксперименты – (рис. 2, 3).

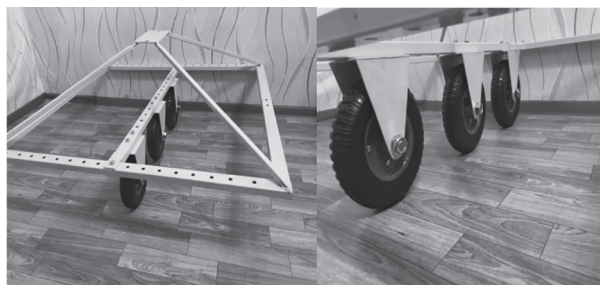


Рис. 2. Тележки, используемые в экспериментах
 Fig. 2. Undercarriages used in experiments



Рис. 3. Лабораторное оборудование для проведения экспериментов
 Fig. 3. Laboratory equipment for conducting experiments

Для определения сил, которые действуют со стороны грунта на колеса в трех плоскостях использовался тензометрический измерительный комплекс МІС-018 с программными продуктами Recorder для регистрации сил и WinПІОС для обработки полученного сигнала.

Для имитации ходовой тележки ДМ была разработана конструкция, представленная на рис. 3, позволяющая крепить к ней пневматические и жесткие шины с разными диаметрами.

В процессе проведения лабораторных экспериментов определялись: давление в пятне контакта колеса с почвой, плотность и твердость почвы, макроагрегатный состав. После каждого прохода ходовой тележки определялись параметры колеи. Нагружение производилось с учетом коэффициента перерасчета 8,8.

Результаты и обсуждение

Из полученных результатов экспериментальных исследований можно видеть,

что при поддержании постоянного давления воздуха в шинах повышение нагрузки на ось пневматического колеса с 0,1 до 1,0 кН приводит к увеличению глубины колеи до 4 см, а также линейному росту сопротивления передвижению колеса (рис. 4).

Сопротивление передвижению пневматического колеса достигает максимального значения – 0,07 кН. Глубина колеи после каждого прохода увеличивается по линейному закону.

Глубина колеи повышается на 20 % при повышении давления воздуха в шинах с 0,5 до 1,0 МПа (рис. 5). При дальнейшем повышении давления с 1,0 до 1,6 МПа глубина колеи резко возрастает, достигая максимального значения 30 %.

С увеличением давления, создаваемого пневматическим колесом, увеличивается остаточная деформация, глубина колеи и, следовательно, возрастает сопротивление передвижению пневматического колеса.

Аналогичная тенденция была зафиксирована в процессе исследования влияния давления воздуха в шинах на сопротивление передвижению колес. Сопротивление передвижению пневматического колеса возрастает в среднем на 25 % при повышении давления воздуха в шинах с 0,5 до 1,6 МПа, и при давлении

в шинах, равном 1,6 МПа, сопротивление достигает максимального значения.

Подобные процессы объясняется тем, что в пятне контакта пневматического колеса с почвой при повышении нагрузки на колесе контактные нормальные давления возрастают. Почва продолжает деформироваться до тех пор, пока величина нормальных давлений больше сопротивления сжатию почвы.

При снижении давления воздуха в шинах колес возрастает площадь контакта пневматических колес с почвой, вследствие чего уменьшается глубина колеи.

Заключение

Глубина колеи и сопротивление передвижению колес во многом определяют устойчивость и энергоемкость процесса передвижения дождевальных машин, соблюдение технологий и режима, а соответственно и качество полива.

Проведенные исследования позволили выявить влияние нагрузки, приходящейся на ось ходовых систем дождевальных машины, и давления воздуха в шинах. От правильного, оптимального выбора параметров ходовых систем зависит эффективность работы машин в целом, и весьма актуальным являются дальнейшие исследования и разработки в этом направлении.

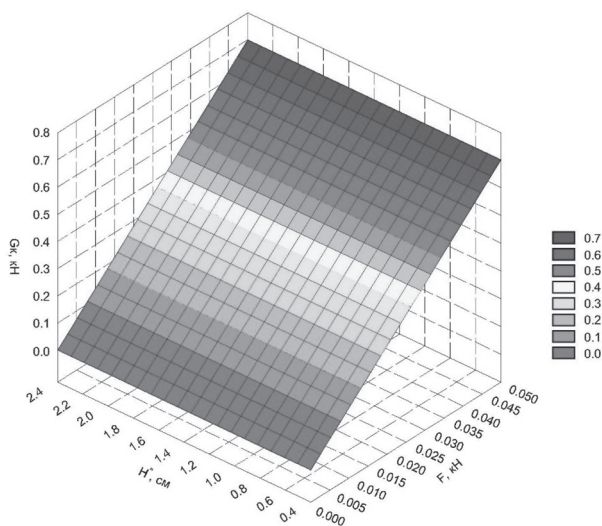


Рис. 4. Влияние нагрузки на оси пневматического колеса на изменение глубины колеи и сопротивление передвижению колес при постоянном давлении воздуха в шине 1,0 МПа

Fig. 4. Influence of the load on the axles of a pneumatic wheel on the change in the depth of the track and resistance to wheel movement at a constant air pressure in the tire of 1,0 MPa

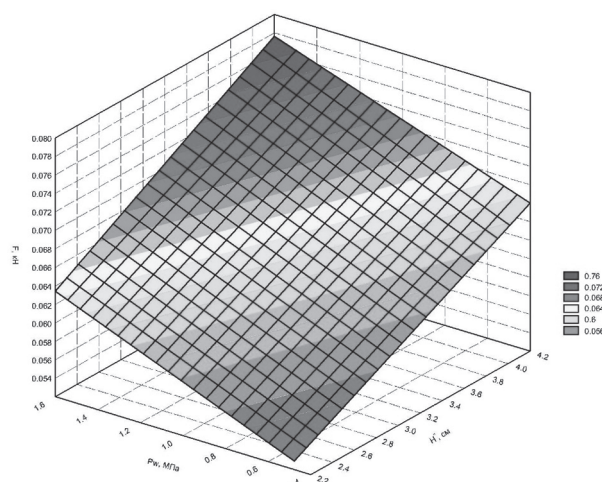


Рис. 5. Влияние давления воздуха в шине на изменение сопротивления передвижению колес и глубину колеи при постоянной нагрузке на оси колеса, равной 0,6 кН

Fig. 5. Influence of air pressure in the tire on the change in the resistance to movement of the wheels and the depth of the track at a constant load on the wheel axles equal to 0,6 kN

Литература

1. Русинов А.В. Лабораторные исследования машин природообустройства и защиты в чрезвычайных ситуациях // Инновации в природообустройстве и защите в чрезвычайных ситуациях. Материалы VII Межд. науч.-практ. конф. СГАУ Вавилова Н.И. Саратов. 202.
2. Русинов А.В. Снижение эрозионных процессов орошаемых почв путем минимизации воздействия машинно-тракторных агрегатов и дождевальных машин // Техногенная и природная безопасность. Сб. науч. тр. V межд. науч.-практ. конф. СГТУ им Гагарина.
3. Mohsenimanesh A., Ward S., Owende P. Modelling of pneumatic tractor tyre interaction with multi-layered soil // Biosystems Engineering. October, 2009. 104(2): P. 191–198.
4. Mamiti G.I. New Equations of Motion of Vehicles // Russian Engineering Research. 2015. Vol. 35. No. 7. P. 493–495.
5. Ksinevich I.P., Skotnikov V.A., Lyasko M.I. Operating system soil-harvest. M.: Agropromizdat, 1985. 304 p.
6. Gapich D.S., Nesmiyanov I.A., Shiryayeva E.V. Theoretical estimation of traction-coupling characteristics of wheeled tractors // Tractors and agricultural machinery. 2012. No. 7. P. 19–22.
7. Рязанцев А.И. Механико-технологическое обоснование, создание и внедрение многоопорных дождевальных машин с поливом в движении по кругу для сложных почвенно-рельефных условий: дис. ... докт. техн. наук. Рязань, 1994. 253 с.
8. Гусейн-Заде С.Х., Перевезенцев Л.А. и др. Многоопорные дождевальные машины. М.: Колос, 1984. 191 с.
9. va N.I. [Innovations in environmental management and protection in emergency situations. Materials of the VII Int. scientific-practical conf. of Saratov State Vavilov Agrarian University]. Saratov. 202 (In Russ.).
10. Rusinov A.V. Reduction of erosion processes in irrigated soils by minimizing the impact of machine-tractor units and sprinklers. Tekhnogennaya i prirodnyaya bezopasnost'. Sb. nauch. tr. V mezhd. nauch.-prakt. konf. SGTU im Gagarina, [Technogenic and natural safety. Collection of scientific and practical conference of Yuri Gagarin State Technical University of Saratov] (In Russ.).
11. Mohsenimanesh A., Ward S., Owende P. Modelling of pneumatic tractor tyre interaction with multi-layered soil // Biosystems Engineering. October, 2009. 104 (2): P. 191–198.
12. Mamiti G.I. New Equations of Motion of Vehicles // Russian Engineering Research. 2015. Vol. 35. No. 7. P. 493–495.
13. Ksinevich I.P., Skotnikov V.A., Lyasko M.I. Operating system soil-harvest. Moscow: Agropromizdat Publ., 1985. 304 p.
14. Gapich D.S., Nesmiyanov I.A., Shiryayeva E.V. Theoretical estimation of traction-coupling characteristics of wheeled tractors // Tractors and agricultural machinery. 2012. No. 7. P. 19–22.
15. Ryazantsev A.I. Mekhaniko-tekhnologicheskoye obosnovaniye, sozdaniye i vnedreniye mnogoopornykh dozhdeval'nykh mashin s polivom v dvizhenii po krugu dlya slozhnykh pochvenno-rel'yefnykh usloviy: dis. ... d-ra tekhn. nauk [Mechanical and technological substantiation, creation and implementation of multi-support sprinkler machines with irrigation in motion in a circle for difficult soil and relief conditions: Dissertation for Degree of DSc in Engineering]. Ryazan', 1994. 253 p.
16. Guseyn-Zade S.KH., Perevezentsev L.A. i dr. Mno-goopornyye dozhdeval'nyye mashiny [Multi-support sprinkler machines]. Moscow: Kolos Publ., 1984. 191 p.

References

1. Rusinov A.V. Laboratory research of machines for environmental engineering and protection in emergency situations. Innovatsii v prirodoobustroytve i zashchite v chrezvychaynykh situatsiyakh. Materialy VII Mezhd. nauch.-prakt. konf. SGAU Vavilova N.I. Saratov. 202.
2. Rusinov A.V. Reduction of erosion processes in irrigated soils by minimizing the impact of machine-tractor units and sprinklers. Tekhnogennaya i prirodnyaya bezopasnost'. Sb. nauch. tr. V mezhd. nauch.-prakt. konf. SGTU im Gagarina, [Technogenic and natural safety. Collection of scientific and practical conference of Yuri Gagarin State Technical University of Saratov] (In Russ.).
3. Mohsenimanesh A., Ward S., Owende P. Modelling of pneumatic tractor tyre interaction with multi-layered soil // Biosystems Engineering. October, 2009. 104 (2): P. 191–198.
4. Mamiti G.I. New Equations of Motion of Vehicles // Russian Engineering Research. 2015. Vol. 35. No. 7. P. 493–495.
5. Ksinevich I.P., Skotnikov V.A., Lyasko M.I. Operating system soil-harvest. Moscow: Agropromizdat Publ., 1985. 304 p.
6. Gapich D.S., Nesmiyanov I.A., Shiryayeva E.V. Theoretical estimation of traction-coupling characteristics of wheeled tractors // Tractors and agricultural machinery. 2012. No. 7. P. 19–22.
7. Ryazantsev A.I. Mekhaniko-tekhnologicheskoye obosnovaniye, sozdaniye i vnedreniye mnogoopornykh dozhdeval'nykh mashin s polivom v dvizhenii po krugu dlya slozhnykh pochvenno-rel'yefnykh usloviy: dis. ... d-ra tekhn. nauk [Mechanical and technological substantiation, creation and implementation of multi-support sprinkler machines with irrigation in motion in a circle for difficult soil and relief conditions: Dissertation for Degree of DSc in Engineering]. Ryazan', 1994. 253 p.
8. Guseyn-Zade S.KH., Perevezentsev L.A. i dr. Mno-goopornyye dozhdeval'nyye mashiny [Multi-support sprinkler machines]. Moscow: Kolos Publ., 1984. 191 p.

ВЛИЯНИЕ РАБОТЫ КОМБИНИРОВАННОГО СОШНИКА НА КАЧЕСТВО И УРОЖАЙНОСТЬ ЗЕРНА

THE INFLUENCE OF THE COMBINED COULTER OPERATION ON THE QUALITY AND YIELD OF GRAIN

А.А. КЕМ, к.т.н.
М.С. ЧЕКУСОВ, к.т.н.
А.Н. ШМИДТ

ФГБНУ «Омский аграрный научный центр», Омск, Россия,
55asc@bk.ru

A.A. KEM, PhD in Engineering
M.S. CHEKUSOV, PhD in Engineering
A.N. SHMIDT

Federal State Budgetary Scientific Institution «Omsk Agrarian
Scientific Center», Omsk, Russia, 55asc@bk.ru

В статье представлены результаты проведенных исследований за 2019–2020 годы по изучению влияния работы комбинированного лапового сошника для разноуровневого посева зерновых культур и одновременного внесения стартовой дозы минеральных удобрений на качество и урожайность зерна мягкой яровой пшеницы Омская 36. При посеве переоборудованной комбинированными сошниками сеялкой СКП-2.1М, где минеральные удобрения вносились ниже семян яровой пшеницы, прибавка урожая в опытах, проведенных в 2019 г., в среднем составила 14 % в сравнении с контрольным посевом сеялкой СКП-2.1 с серийными стрелчатými сошниками, где минеральные удобрения вносились в один почвенный горизонт с семенами. Проведенный полевой опыт 2020 г. подтвердил полученные ранее результаты работоспособности сошника: прибавка зерна при использовании комбинированных сошников на сеялке СКП-2.1М составила 12,5 %. Разница в урожае зерна объясняется различными погодными условиями 2019 и 2020 гг. Качественные показатели яровой мягкой пшеницы при посеве комбинированными сошниками в сравнении с серийной сеялкой дали среднее увеличение белка на 7,9 и 4,7 %, соответственно, а наибольшие значения клейковины при этом на контрольной сеялке находились в пределах 25,8–27,1 %, а на экспериментальной СКП-2.1М – в пределах 26,1–28,5 % в 2019–2020 гг. соответственно. Таким образом, по результатам проведенных лабораторно полевых исследований в течении двух лет установлено, что предложенная конструкция комбинированного сошника для посева и внесения минеральных удобрений ниже высева семян работоспособна, способствует увеличению урожайности и качеству зерна мягкой яровой пшеницы.

Ключевые слова: комбинированный сошник, минеральные удобрения, семена, способ внесения, урожайность, качество зерна.

Для цитирования: Кем А.А., Чекусов М.С., Шмидт А.Н. Влияние работы комбинированного сошника на качество и урожайность зерна // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 72–77. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-72-77.

The article presents the results of the studies of the effect of the combined paw coulters for multilevel sowing of grain crops and the simultaneous introduction of a starting dose of mineral fertilizers on the quality and yield of grain of soft spring wheat Omskaya 36 carried out in 2019–2020. When sowing using the SKP-2.1M seeder, which was reequipped with combined coulters, where mineral fertilizers were applied below the seeds of spring wheat, the yield increase in the experiments carried out in 2019 by 14 % average in comparison with the control sowing with the SKP-2.1 seeder with serial coulters, where mineral fertilizers were applied to the same soil horizon with seeds. The conducted field experiment in 2020 confirmed the previously obtained results of the coulters performance; the increase in grain when using the combined coulters on the SPK-2.1M seeder was 12,5 %. The difference in grain yield happened due to the different weather conditions in 2019 and 2020. The qualitative indicators of spring soft wheat when sowing with combined openers in comparison with a serial seeder gave an average increase in protein by 7,9 and 4,7 %, and the highest gluten values on the control seeder were in the range of 25,8–27,1 %, and on the experimental SKP-2.1M seeder it was 26,1–28,5 % in 2019–2020, respectively. Thus, according to the results of the laboratory field studies carried out over two years, it was found that the proposed design of the combined coulters for sowing and applying mineral fertilizers below the sowing of seeds is efficient and it contributes to an increase in yield and quality of grain of soft spring wheat.

Keywords: combined coulters, mineral fertilizers, seeds, method of application, yield, grain quality.

Cite as: A.A. Kem, M.S. Chekusov, A.N. Shmidt The influence of the combined coulters operation on the quality and yield of grain. Traktory i sel'khoz mashiny. 2020. No 6, pp. 72–77 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-72-77.

Введение

Стратегическим фактором конкурентоспособности продукции растениеводства является внедрение ресурсосберегающих агротехнологий, позволяющих получать качественный стабильный урожай при любых погодных условиях. Основные мероприятия направлены на оптимизацию структуры использования пашни, минимизацию обработки почвы, внесение органических и минеральных удобрений, использование средств защиты растений, внедрение почвообрабатывающих и посевных агрегатов нового поколения, адаптивных к почвенно-климатическим условиям региона [1–3].

В производстве продукции растениеводства Сибири преобладают зерновые культуры. В структуре себестоимости производства этих культур затраты на реализацию только технологических процессов обработки почвы и посева составляют 60–70 %. Одним из основных направлений повышения эффективности зернового производства является совершенствование технологии возделывания зерновых культур на основе интенсификации. Удобрения – важнейший фактор повышения урожайности и валовых сборов сельхозпродукции, без них невозможно перейти к почвозащитным технологиям, так же как и получить качественное зерно [4, 5].

Одной из технологий повышения качества и урожайности зерна в практике сельского хозяйства нашей страны является технология локального внесения удобрений при посеве. Внедрение данной технологии осуществляется медленно из-за отсутствия необходимой техники, хотя проведенные широкие научно-исследовательские работы в ВИУА и других научных учреждениях по агротехнике локального внесения удобрений доказывают перспективность данного способа [6]. Эффективность ленточного способа зависит от глубины заделки удобрений, ширины лент, интервалов между ними и ориентации их относительно рядков растений, а эффективность экранного способа зависит, кроме того, от глубины заделки удобрений. Проведенный анализ существующих конструктивных решений для разноглубинного внесения удобрений при посеве зерновых культур и проведенный патентный поиск показали, что существующие конструкции комбинированных сошников, не в полной мере отвечают технологическим требованиям, предъявляемым к локальному припосевному внесению удобрений на стерневых фонах [7–10].

Цель исследований

Разработать комбинированный сошник, обеспечивающий высев семян и внесение удобрений в разные почвенные горизонты, и провести сравнительные исследования по определению влияния способа и нормы внесения минеральных удобрений на качество и урожайность зерна.

Материалы и методы

Для исследования вопроса влияния способов и норм внесения минеральных удобрений на урожайность и качества зерна в 2019–2020 гг. на опытном поле ФГБНУ «Омский АНЦ» были заложены опыты. Сравнивались два посевных агрегата: серийная сеялка СКП-2.1 и переоборудованная комбинированными сошниками для разноуровневого внесения минеральных удобрений сеялка СКП-2.1М. Рассматривались разные варианты внесения удобрений с различной нормой. Каждый из вариантов закладывался в трехкратной повторности. Опыт был двухфакторный. Предшественник – яровая пшеница. Основная обработка почвы осенью не проводилась. Удобрение – аммиачная селитра – вносилась одновременно с посевом на контрольном варианте сеялкой с серийным сошником в один почвенный горизонт с семенами, а на опытных делянках – сеялкой СКП-2,1М, переоборудованной экспериментальными комбинированными сошниками; внесение удобрений осуществлялось ниже высева семян яровой пшеницы. Норма внесения удобрений на обоих вариантах составила 100, 150 и 200 кг/га.

При закладке полевых опытов испытывалась пшеница яровая Омская 36. Качественные показатели семян: масса 1000 зерен – 40,4 г, полевая всхожесть 95 %, энергия прорастания 85,3 %, влажность 14 %. Норма высева – 4,5 млн всхожих зерен на гектар – была одна по всем повторностям.

Опыты были заложены по общепринятым методикам. В ходе полевого опыта определялись следующие показатели: урожайность и качество зерна по вариантам [11–13].

Метеорологические показатели в период вегетации (май – август) в 2019 г. были следующие: средняя температура воздуха 16,5 °С (среднее многолетнее 16,7 °С); количество осадков было ниже на 13 мм и составило 193 мм (при среднем многолетнем 206 мм) при ГТК = 0,99. В вегетационный период 2020 г. средняя температура воздуха находилась

в пределах 18,5 °С, что выше нормы на 1,8 °С, при этом осадков выпало 131 мм, а ГТК = 0,6, что значительно ниже нормы.

Результаты и обсуждение

Проведенный литературный и патентный поиск показали, что конструкция существующих сошников не в полной мере отвечает требованиям для осуществления локального припосевного разноуровневого посева с внесением удобрений. Учеными инженерами ФГБНУ «Омский АНЦ» запатентована конструкция нового комбинированного сошника [14].

Преимуществом сошника (рис. 1) является сочетание за один рабочий проход следующих операций: предпосевная обработка, уничтожение и подрезание сорняков, выравнивание и мульчирование поверхностного слоя почвы, посев и внесение минеральных удобрений ниже высева семян зерновых культур.



Рис. 1. Общий вид комбинированного сошника, установленного на сеялке СКП-2.1М

Fig. 1. Combined coulter mounted on SKP-2.1M seeder

Технологический процесс высева семян и внесения удобрений комбинированным сошником осуществляется следующим образом. При движении долото стойки сошника разрезает почву, образуя щель для прохода стойки. Стойка, перемещаясь по ней, раздвигает почву и образует бороздку. Одновременно стрелы, расположенные с двух сторон стойки, подрезают сорняки и рыхлят верхний слой почвы. По переднему каналу, расположенному за стойкой, в почву на дно борозды, проделанной долотом, поступают удобрения. При дальнейшем движении сошник засыпает удобрения слоем влажной почвы, на которую через се-

мяпровод поступают семена. Таким образом, удобрения оказываются заделанными в почву глубже, чем семена зерновых культур.

Комбинированный сошник изготовлен из стальной цельнометаллической пластины, толщиной 20 мм, имеет на входе в почву заостренный носок. Для уменьшения износа носка сошника на его переднюю часть нанесен твердометаллический сплав. Стреловидные лапы съемные крепятся к корпусу стойки.

Для определения работоспособности комбинированного сошника, а также влияния стартовой нормы удобрений при совместном и раздельном (глубже семян) внесении, закладывался полевой опыт в 2019–2020 гг. Оценочными показателями работы являлись качество и урожайность зерна [15].

На рис. 2 представлена диаграмма, которая показывает урожайность мягкой яровой пшеницы Омская 36 в период 2019–2020 гг. в зависимости от нормы внесения удобрений сеялкой СКП-2.1 с серийными стрелчатыми сошниками и сеялкой СКП-2.1М с комбинированными сошниками для разноуровневого посева и внесения минеральных удобрений.

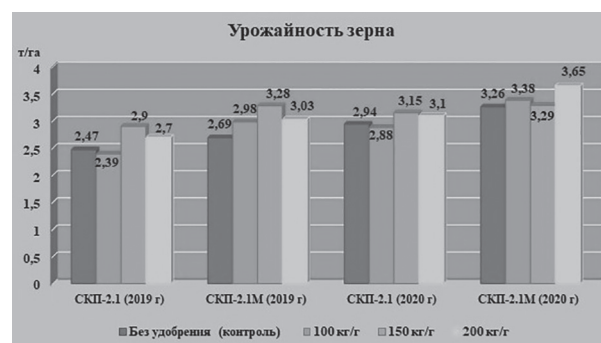


Рис. 2. Урожайность зерна (т/га) в зависимости от способа и нормы внесения минеральных удобрений за 2019–2020 гг.

Fig. 2. Grain yield (t/ha) depending on the method and rate of application of mineral fertilizers for 2019–2020

Как видно из рис. 2, урожайность зерна по всем делянкам в 2019 г. при посеве сеялкой СКП-2.1М выше в среднем на 14 %. Максимальная урожайность наблюдалась на делянке, где посев производился сеялкой СКП-2.1М с нормой внесения удобрения 150 кг/га, и составила 3,28 т/га, что в сравнении с посевом сеялкой СКП-2.1 (контроль) при той же норме внесения удобрения выше на 13 %. Разница между самой минимальной и максимальной

урожаемостью в 2019 г. составила 0,89 т/га, или 37 %.

Опыт 2020 г. показал, что на делянках, где посев производился сеялкой СКП-2.1М, оборудованной комбинированными сошниками, урожайность зерна в среднем выше на 12,5 %. Наибольшая урожайность 3,65 т/га находилась на делянке, где посев производился сеялкой СКП-2.1М с нормой внесения удобрений 200 кг/га, а разница с самой наименьшей урожайностью по опыту составила 26 %.

К одним из важнейших качественных показателей зерна относятся клейковина и содержание белка в зерне. Содержание белка в зерне – прямой показатель мукомольных и хлебопекарных свойств пшеницы, напрямую связанный с количеством и качеством клейковины. На рис. 3 и 4 представлены графики, показывающие процентное изменение содержания белка и клейковины в зависимости от нормы и способа внесения минеральных удобрений в период 2019–2020 гг.

Как видно из рис. 3, максимальное увеличение содержание белка в 2019 г., составившее 13,62 %, наблюдалось на опытных делянках, где посев производился сеялкой СКП-2.1М с нормой внесения минерального удобрения 100 кг/га. Серийный сошник сеялки СКП-2.1 показал постепенное увеличение белка, но даже при норме внесения минерального удобрения в 200 кг/га не превысил значение в 12,27 %. В 2020 г. обе посевные машины показали наибольший процент увеличения белка при внесении стартовой нормы удобрения 150 кг/га, численные значения составили: у СКП-2.1М – 14,91 %, и 13,74 % на СКП-2.1, соответственно.

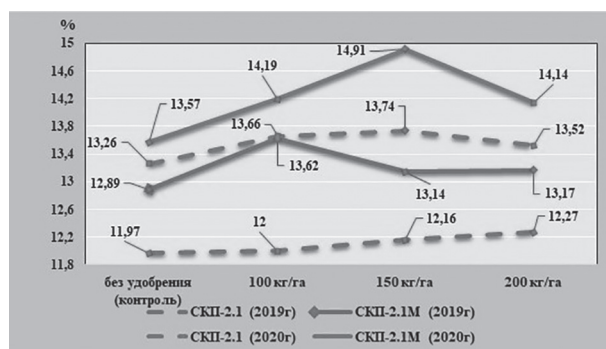


Рис. 3. График зависимости содержания белка от нормы и способа внесения минеральных удобрений за 2019–2020 гг.

Fig. 3. The graph of the dependence of the protein content on the norm and the method of applying mineral fertilizers for 2019–2020

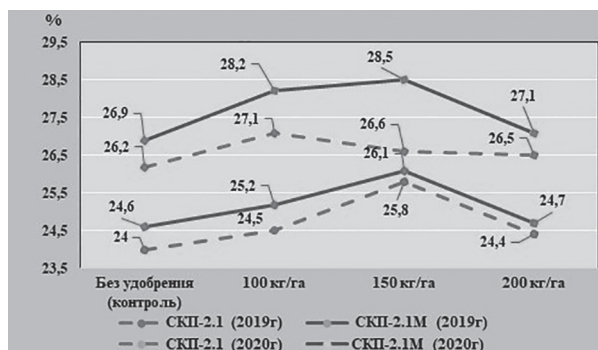


Рис. 4. График зависимости содержания клейковины от нормы и способа внесения минеральных удобрений за 2019–2020 гг.

Fig. 4. The graph of the dependence of the gluten content on the norm and the method of applying mineral fertilizers for 2019–2020

Изменение содержания клейковины в зависимости от нормы и способа внесения минеральных удобрений представлено на рис. 4.

Минимальное содержание сырой клейковины, составившее 24,0 %, было получено на посеве серийной сеялкой СКП-2,1 без внесения удобрений. На посеве модернизированной сеялкой с сошниками для разноуровневого внесения азотных удобрений по всем вариантам содержание сырой клейковины увеличивалось. Максимальные значения клейковины по двум годам наблюдались на варианте разноглубинного посева при внесении аммиачной селитры в физическом весе на один гектар 150 кг и составила у СКП-2.1М – 28,5 %.

Выводы

В заключение можно сделать следующие выводы. При посеве переоборудованной комбинированными сошниками сеялкой СКП-2.1М, где минеральные удобрения вносились ниже семян яровой пшеницы, прибавка урожая в опытах, проведенных в 2019 г., в среднем составила 14 % в сравнении с контрольным посевом сеялкой СКП-2.1 с серийными стрельчатými сошниками, где минеральные удобрения вносились в один почвенный горизонт с семенами. Проведенный полевой опыт 2020 г. подтвердил полученные ранее результаты работоспособности сошника: прибавка зерна при использовании комбинированных сошников на сеялке СПК-2.1М составила 12,5 %. Разница в урожае зерна объясняется различными погодными условиями 2019 и 2020 гг.

Качественные показатели яровой мягкой пшеницы при посеве комбинированными со-

шниками с сравнением с серийной сеялкой дали в среднем увеличение белка на 7,9 и 4,7 %. Наибольшие значения клейковины на контрольной сеялке находилась в пределах 25,8–27,1 %, а на экспериментальной СКП-2.1М составили 26,1–28,5 % в 2019–2020 гг., соответственно. Максимальные значения клейковины по двум годам наблюдались на варианте разноглубинного посева при внесении аммиачной селитры в физическом весе на один гектар 150 кг.

Таким образом, по результатам проведенных лабораторно-полевых исследований в течение двух лет установлено, что предложенная конструкция комбинированного сошника для посева и внесения минеральных удобрений ниже высева семян работоспособна, способствует увеличению урожайности и качеству зерна мягкой яровой пшеницы.

Литература

1. Земледелие на равнинных ландшафтах и агротехнологии зерновых в Западной Сибири (на примере Омской области) / Рос. акад. с.-х. наук. Сиб. отд-ние, Сиб. науч.-исслед. ин-т сел. хоз-ва; [Л.В. Березин и др.; под ред. И.Ф. Храмцова и В.Г. Холмова]. Новосибирск: СибНИИСХ, 2003. 409 с.
2. Юшкевич Л.В. Ресурсосберегающая система обработки и плодородие черноземных почв при интенсификации возделывания зерновых культур в южной лесостепи Западной Сибири: дис ... докт. с.-х. наук. Омск. 2001. 490 с.
3. Кузьмин Д.Е., Розбах Д.В., Шмидт А.Н., Союнов А.С., Мяло В.В. Перспектива внесения минеральных удобрений посевными комплексами отечественного и зарубежного производства // Вестник Омского государственного аграрного университета. 2019. № 2 (34). С. 146–153.
4. Утенков Г.Л., Иванов О.А., Рапопорт Э.О., Иванова Т.Е., Власенко А.Н. Многоуровневый адаптивный подход к управлению эффективностью возделывания зерновых культур в Сибири // Управление риском. 2020. № 2. С. 12–24.
5. Домрачев В.А., Кем А.А. Механизация процессов селекции, земледелия и растениеводства. М.: Омск: Издательство ФГБОУ ВПО ОмГАУ им. П.А. Столыпина. 2011. 190 с.
6. Омелянюк Л.Л., Воронин П.И. Продуктивность ячменя при локальном внесении удобрений // Бюллетень ВИУА. 1980. № 53. С. 19–22.
7. Кем А.А. Влияние способов посева на продуктивность сельскохозяйственных культур // Проблемы научно-технологической модернизации сельского хозяйства: производство, менеджмент, экономика: сб. трудов международной науч.-практ. конф. обучающихся в магистратуре (19 декабря 2014 г.). Омск: Изд-во ФГБОУ ВПО ОмГАУ им. П.А. Столыпина, 2014. С. 29–32.

8. Демчук Е.В., Союнов А.С., Мяло В.В. Разноуровневый посев семян зерновых культур комбинированным сошником // Научно-техническое обеспечение процессов и производств АПК: материалы науч.-практ. конф., посвященной 70-летию образования Инженерного института. Новосибирск: ИЦ «Золотой колос», 2014. С. 24–26.
9. Чекусов М.С., Юшкевич Л.В., Кем А.А., Голованов Д.А. Совершенствование комплекса машин и орудий в засушливом земледелии Западной Сибири // Земледелие 2016. № 3. С. 13–16.
10. Кем А.А., Чекусов М.С., Шмидт А.Н. Способы и устройства для внесения минеральных удобрений при возделывании зерновых культур // Развитие и внедрение современных наукоемких технологий для модернизации агропромышленного комплекса. Сборник статей по материалам международной научно-практической конференции, посвященной 125-летию со дня рождения Терентия Семеновича Мальцева. Курган, 2020. С. 676–680.
11. СТО АИСТ 10 5.6–2003 Испытания сельскохозяйственной техники. Машины посевные и посадочные. Введ. 15.09.2018. М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2018. 21 с.
12. ГОСТ 31345-2007 Сеялки тракторные. Методы испытаний. Введ. 01.01.2009. М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2009. 30 с.
13. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований) / изд. 4-е перераб. и доп. М.: Колос, 1979. 416 с.
14. Кем А.А., Искан В.Я., Козлов В.В., Чекусов М.С. Комбинированный сошник для разноуровневого посева семян и внесения удобрений: патент на полезную модель № 192762 Российская Федерация; опубл. 30.09. 2019, Бюл. № 28.
15. Кем А.А., Шмидт А.Н., Кузьмин Д.Е., Биказинов Е.М. Агротехнические требования к подготовке поля и посеву зерновых культур // Научное и техническое обеспечение АПК, состояние и перспективы развития: сборник IV Международной научно-практической конференции [Электронный ресурс]. Электрон. дан. Омск: Изд-во ФГБОУ ВО Омский ГАУ, 2019. С. 103–108.

References

1. Zemledeliye na ravninnykh landshaftakh i agrotekhnologii zernovykh v Zapadnoy Sibiri (na primere Omskoy oblasti) [Agriculture on flat landscapes

- and agricultural technologies of cereals in Western Siberia (on the example of the Omsk region)]. Ros. akad. s.-kh. nauk. Sib. otd-niye, Sib. nauch.-issled. in-t sel. khoz-va; [L.V. Berezin i dr.; pod red. I.F. Khramtsova i V.G. Kholmova]. Novosibirsk: SiBNIISKH Publ., 2003. 409 p.
2. Yushkevich L.V. Resursosberegayushchaya sistema obrabotki i plodorodiye chernozemnykh pochv pri intensivatsii vozdeleyvaniya zernovykh kul'tur v yuzhnoy lesostepi Zapadnoy Sibiri: dis... d-ra s.- kh. nauk [Resource-saving cultivation system and fertility of chernozem soils during the intensification of grain crops cultivation in the southern forest-steppe of Western Siberia: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Omsk. 2001. 490 p.
 3. Kuz'min D.E., Rozbakh D.V., Shmidt A.N., Soyunov A.S., Myalo V.V. Prospects for the introduction of mineral fertilizers by sowing complexes of domestic and foreign production. Vestnik Omskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2019. No 2 (34), pp. 146–153 (In Russ.).
 4. Utenkov G.L., Ivanov O.A., Rapoport E.O., Ivanova T.E., Vlasenko A.N. Multilevel adaptive approach to managing the efficiency of grain crops cultivation in Siberia. Upravleniye riskom. 2020. No 2, pp. 12–24 (In Russ.).
 5. Domrachev V.A., Kem A.A. Mekhanizatsiya protsessov selektsii, zemledeliya i rasteniyevodstva [Mechanization of breeding processes, agriculture and crop production]. M.: Omsk: Izdatel'stvo FGBOU VPO OMSGAU im. P.A. Stolypina. 2011. 190 p.
 6. Omel'yanyuk L.L., Voronin P.I. Productivity of barley with local fertilization. Byulleten' VIUA. 1980. No 53, pp. 19–22 (In Russ.).
 7. Kem A.A. Impact of sowing methods on crop productivity. Problemy nauchno-tekhnologicheskoy modernizatsii sel'skogo khozyaystva: proizvodstvo, menedzhment, ekonomika: sb. trudov mezhdunarodnoy nauch.-prakt. konf. obuchayushchikhsya v magistrature (19 dekabrya 2014 g.) [Problems of scientific and technological modernization of agriculture: production, management, economics: collection of articles of international scientific and practical conference of students studying for Master Degree (December 19, 2014)]. Omsk: Izd-vo FGBOU VPO OMSGAU im. P.A. Stolypina, 2014, pp. 29–32 (In Russ.).
 8. Demchuk YE.V., Soyunov A.S., Myalo V.V. Multi-level sowing of grain crops with a combined coulter. Nauchno-tekhnicheskoye obespecheniye protsessov i proizvodstv APK: materialy nauch.-prakt. konf. posvyashchennoy 70-letiyu obrazovaniya Inzhenernogo institute [Scientific and technical support of the processes and production of the agro-industrial complex: materials of scientific and practical conference dedicated to the 70th anniversary of the foundation of the Engineering Institute]. Novosibirsk: ITS «Zolotoy koloS», 2014, pp. 24–26 (In Russ.).
 9. Chekusov M.S., Yushkevich L.V., Kem A.A., Golovanov D.A. Improvement of the complex of machinery and tools in dry agriculture in Western Siberia. Zemledeliye 2016. No 3, pp. 13–16 (In Russ.).
 10. Kem A.A., Chekusov M.S., Shmidt A.N. Methods and devices for the introduction of mineral fertilizers in the cultivation of grain crops. Razvitiye i vnedreniye sovremennykh naukoemkikh tekhnologiy dlya moder-nizatsii agropromyshlennogo kompleksa. Sbornik statey po materialam mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, posvyashchennoy 125-letiyu so dnya rozhdeniya Terentiya Semenovicha Mal'tseva [Development and implementation of modern science-intensive technologies for the modernization of the agro-industrial complex. Collection of articles based on the materials of the international scientific-practical conference dedicated to the 125th anniversary of the birth of Terenty S. Maltsev]. Kurgan, 2020, pp. 676–680 (In Russ.).
 11. STO AIST 10 5.6–2003 Agricultural machinery tests. Sowing and planting machines. Vved. 15.09.2018. Moscow: FGBNU «RosinformagroteKH» Publ., 2018. 21 p.
 12. GOST 31345-2007 Tractor seeders. Methods of testing. Vved. 01.01.2009. Moscow: FGBNU «RosinformagroteKH», 2009. 30 p.
 13. Dospekhov B.A. Metodika polevogo opyta: (S osnovami statisticheskoy obrabotki rezul'tatov issledovaniy) [Field experiment methodology (with the basics of statistical processing of research results)] / Izd. 4-e pererab. i dop. Moscow: Kolos Publ., 1979. 416 p.
 14. Kem A.A., Iskam V.YA., Kozlov V.V., Chekusov M.S. Kombinirovanny soshnik dlya raznourovnevoogo poseva semyan i vnesevaniya udobreniy [Combined coulter for multilevel seeding and fertilization]: patent na poleznuyu model' No 192762 Rossiyskaya Federatsiya; opubl. 30.09. 2019, Byul. No 28.
 15. Kem A.A., Shmidt A.N., Kuz'min D.E., Bikazhinov YE.M. Agrotechnical requirements for the preparation of the field and the sowing of grain crops. Nauchnoye i tekhnicheskoye obespecheniye APK, sostoyaniye i perspektivy razvitiya: sbornik IV Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii [Scientific and technical support of the agro-industrial complex, state and development prospects: collection of the IV International scientific and practical conference] [Elektronnyy resurs]. Elektron. dan. Omsk: Izd-vo FGBOU VO Omskiy GAU Publ., 2019, pp. 103–108 (In Russ.).

АЛГОРИТМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ КОНФИГУРАЦИИ РОБОТОТЕХНИЧЕСКОГО ЗАХВАТА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ

ALGORITHMIC MODEL FOR CHOOSING CONFIGURATION PARAMETERS FOR ROBOTIC GRIPPING OF AGRICULTURAL PRODUCTS OPERATION ON THE QUALITY AND YIELD OF GRAIN

Д.К. ВУ
А.Л. РОНЖИН

Санкт-Петербургский Федеральный исследовательский центр Российской академии наук, Санкт-Петербург, Россия, ronzhin@iias.spb.su

D.K. VU
A.L. RONZHIN

St. Petersburg Federal Research Center of the Russian Academy of Sciences, St. Petersburg, Russia, ronzhin@iias.spb.su

Обсуждается решение проблемы автоматизации процесса сбора сельскохозяйственной продукции на основе моделей, алгоритмов и многокритериального синтеза конфигурации робототехнического захвата и управления его программно-аппаратными компонентами при физических манипуляциях с объектами агропродукции. Выполнение монотонных физически тяжелых операций в сельскохозяйственном производстве ведет к риску расстройства опорно-двигательного аппарата работников, поэтому применение робототехнических средств для физического контакта и манипуляций с объектами в сельскохозяйственном производстве является актуальной задачей, обеспечивающей снижение себестоимости продукции, повышение качества выполняемых операций и безопасности труда привлекаемых специалистов. Вариативность физических и геометрических характеристик плодов и способов их сбора не позволяет создать универсальные робототехнические захваты, поэтому на текущий момент ведутся активные исследования по проектированию робототехнических захватов для манипуляций с плодами отдельных культур, различающимися по весу, плотности, геометрии, шероховатости поверхности и другим параметрам.

В статье описана разработанная концептуальная модель управления робототехническим захватом, включающая описание манипулятора, захвата, сенсорной системы и манипулируемого объекта сельскохозяйственной продукции с разнообразными формами, физико-механическими свойствами. Проанализированы физико-механические свойства некоторых овощей и фруктов, способы их отрезания плода, которые следует учитывать при разработке робототехнических захватов. Обсуждается четырехэтапная методика определения параметров робототехнического захвата, включающая определение характеристик объекта манипуляции, характеристик рабочей среды, определение особенностей манипулятора, на котором планируется установить захват, и оценивание эффективности проектируемого захвата по ряду критериев. Приведена разработанная алгоритмическая модель выбора параметров конфигурации робототехнического захвата сельскохозяйственной продукции, обеспечивающая на основе анализа свойств манипулируемого объекта разработку требований, предъявляемых к конфигурации и системе управления захватом.

Ключевые слова: робототехнический захват, агрозахват, антропоморфные захваты, манипуляторы, агророботы, сельскохозяйственная продукция.

Для цитирования: Ву Д.К., Ронжин А.Л. Алгоритмическая модель выбора параметров конфигурации робототехнического захвата сельскохозяйственной продукции // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 78–90. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-78-90.

The solution to the problem of automating the process of collecting agricultural products based on models, algorithms and multicriteria synthesis of the configuration of robotic capture and control of its software and hardware components during physical manipulations with objects of agricultural products is discussed. Performing monotonous physically difficult operations in agricultural production leads to the risk of disorders of the musculoskeletal system of workers, therefore, the use of robotic means for physical contact and manipulation with objects in agricultural production is an urgent task that ensures a reduction in the cost of production, an increase in the quality of operations performed and the labor safety of involved specialists.

The variability of the physical and geometric characteristics of the fruits and the methods of their collection does not allow the creation of universal robotic grippers, therefore, active research is currently underway on the design of robotic grippers for manipulating the fruits of individual crops, differing in weight, density, geometry, surface roughness and other parameters. The article describes the developed conceptual model of robotic gripper control, including the description of the manipulator, gripper, sensor system and the manipulated object of agricultural products with various forms, physical and mechanical properties. The article analyzes the physical and mechanical properties of some vegetables and fruits, methods of cutting off the fruit, which should be taken into account when developing robotic grippers. There were discussed a four-stage technique for determining the parameters of robotic gripping,

including determining the characteristics of the manipulated object; characteristics of the working environment; determination of the features of the manipulator on which the gripper is planned to be installed, and evaluation of the efficiency of the projected gripper according to a number of criteria. The developed algorithmic model of the choice of configuration parameters for robotic gripping of agricultural products is presented. It provides, based on the analysis of the properties of the manipulated object, the development of requirements for the configuration and gripping control system.

Keywords: robotic gripper, agro-gripper, anthropomorphic grippers, manipulators, agro-robots, agricultural products.

Cite as: D.K. Vu, A.L. Ronzhin Algorithmic model for choosing configuration parameters for robotic gripping of agricultural products. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2020. No 6, pp. 78–90 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-78-90.

Введение

Теоретические и прикладные исследования по роботизированной уборке фруктов и овощей привели к созданию прототипов роботов для различных видов сельскохозяйственной продукции: томаты [1–5], огурцы [6–9], клубника [10–13], томаты черри, сладкий перец, баклажаны и фруктовый сад: яблоко [14–15], цитрусовые [16].

Томаты являются наиболее популярными овощами, ежегодно в мире их производится 177,04 млн тонн. Поэтому автоматическая уборка томатов стала перспективной альтернативой ручной уборке, и были инициированы исследования по разработке роботов для уборки томатов. В работе [1] разработан роботизированный сборщик томатов для непрерывного селективного сбора зрелых томатов. Цель этого проекта состояла в том, чтобы разработать сенсорный блок и роботизированный ручной блок, который можно было бы интегрировать с коммерческим роботизированным манипулятором для автоматизированного сбора урожая томатов. 6-осевой шарнирный робот-манипулятор URJ имеет внутреннюю схему электрических и пневматических линий. В среднем время цикла сбора и размещения одного томата составило приблизительно 3 мин 47 с, включая время, необходимое для машинного зрения. Показатели успешности распознавания и сбора плодов томатов были выше 95 и 85 % соответственно.

В работе [2] описан робот для сбора фруктов, состоящий из подвижной платформы, системы технического зрения, манипулятора и захвата. Результаты исследования показали, что в 73 % случаев робот успешно автоматически определял объект для захвата на основных стеблях гроздей томатов из 100 %, которые были визуально идентифицированы человеком.

В работе [3] спроектирован и разработан автономный робот для уборки томатов, который состоит из ротационного захватного устрой-

ства, манипулятора 6-DOF, стереокамеры и наземной платформы с всенаправленными колесами. При неудачной уборке томатов выделяются три основных типа проблемных случаев: 1) томат не оказался в захвате, 2) томат успешно собран, но частично поврежден, 3) несколько томатов одновременно оказались в захвате. Средняя длительность одного цикла наведения, захвата и съема томата составляла 23 с, а общий процент успешной работы – 60 %.

Робот с двумя манипуляторами был разработан в работе [4] для уборки томатов в теплице. Робот содержит следующие модули: сменные захваты модульного типа, система видеонаблюдения со стереоскопической камерой, система связи и управления и пользовательский интерфейс. Результаты полевых испытаний показали эффективность разработанной робототехнической системы, но также были обнаружены некоторые недостатки робота.

В работе [5] рассмотрен робот для уборки томатов, который состоит из независимой системы рулевого управления с четырьмя колесами, системы сбора урожая с 5-DOF, навигационной системы и бинокулярной системы стереозрения. Из-за ограниченного рабочего пространства в теплице выбранный манипулятор 5-DOF состоит из механической штанги 4-DOF и захвата 1-DOF. Точность системы бинокулярного зрения при распознавании спелых томатов составила 99,3 %. При расстоянии менее 600 мм ошибка позиционирования составляла менее 10 мм. Время, необходимое для распознавания спелых томатов и захвата, составляло около 15 с на томат с вероятностью успешного сбора около 86 %.

По сравнению с уборкой томатов задача робототехнической уборки плодов огурца является более сложной. Зеленый цвет зрелого огурца соответствует цвету листьев и стеблей и затрудняет распознавание плодов. Кроме того, огурец – это вид культуры, который растет в подвешенном состоянии и плоды ко-

того обычно колеблются в воздухе, поэтому его трудно захватить при сборе урожая. В тоже время плод обладает достаточной твердостью, и поэтому огурец является одной из наиболее типичных культур среди фруктов и овощей для исследований робототехнических захватов.

В работе [7] создана концепция автономного робота для уборки огурцов в теплицах. Он состоит из автономного транспортного средства, манипулятора с 7-DOF, рабочего органа, двух систем видеонаблюдения и различного электронного и пневматического оборудования. Рабочий орган включает в себя захват и всасывающий стакан для схватывания фруктов, а также устройство термической резки для отделения плодов от растения. На испытаниях в теплицах в 74,4 % случаев робот успешно снимал плоды [8]. В среднем один успешный цикл сбора плода занимал 65,2 с. Также испытания подтвердили способность собирать более одного огурца с использованием одного набора изображений, что позволило сократить время цикла успешного сбора урожая до 56,7 и 53,0 с, если было собрано два или три огурца соответственно.

В работе [9] описано исследование в области роботизированной техники для уборки огурцов, включая схему выращивания огурцов, конструирование и производство роботов, анализ кинематики роботов и систему управления роботами. Робот состоит из манипулятора с 6-DOF и захвата с одной степенью свободы для срезания плода. Испытания по сбору огурцов показали удовлетворительную точность позиционирования уборочного робота, успешное отрезание и захват огурцов в 93 % случаев.

Представленный в работе [8] робот для сбора огурцов состоит из автономной подвижной платформы, системы распознавания плодов, манипулятора, гибкого захвата и энергетической системы. Робот использует компактный интеллектуальный шарнирный манипулятор с 4-DOF. Тепличные испытания показали, что робот может динамически распознавать, определять пространственное положение и собирать зрелые огурцы; успешная уборка была достигнута в 85 % случаев. Среднее время сбора одного огурца составило 28,6 с.

Сбор урожая клубники является трудной физической работой, которая часто приводит к серьезным проблемам со здоровьем рабочих

и составляет более половины общих затрат производства данной сельскохозяйственной культуры. Поэтому автоматический сбор урожая является актуальной задачей для клубничной промышленности. Исследования роботов по уборке клубники привели к практическим результатам во многих странах, таких как Япония [10, 12, 13], Китай [17], Корея [18], Россия [19, 20].

В 2000 г. Университет Миядзаки (Miyazaki University) запустил проект по разработке автоматического робота для уборки клубники [10]. Робот состоит из каркаса с установленными на нем четырьмя выщипывающими манипуляторами с захватами, двух цветных ПЗС-камер для управления системой наведения захватов. Каждый захват использует пневматический механизм, который перемещает параллельные пальцы. Для процессов выщипывания и отрезания пальцами применяется сжатый воздух разного давления. Оптимальное давление воздуха составляло от 0,09 до 0,17 МПа для процесса выщипывания и более 0,23 МПа для процесса отрезания. При тестировании робота точность сбора клубники достигала 100 %.

В работе [12] апробирован робот для уборки клубники, состоящий из цилиндрического манипулятора с 3-DOF, захвата, блока технического зрения, блока хранения и блока перемещения собранной продукции. При проведении уборочных испытаний в полевых условиях средний показатель успешности составил 41,3 % для сбора клубники путем всасывания. В работе [13] разработана уборочная робототехническая платформа для сбора клубники, оснащенная модульными системными блоками, которые можно индивидуально настраивать. При эксплуатационном тестировании в теплице дополнительно автоматически оценивалась зрелость плода, а установка параметра зрелости на уровне 70–80 %, необходим для снятия клубники, привела к более высоким показателям успешного сбора (97,3 %), чем при настройке зрелости на уровне 60 %.

В работе [17] разработан автономный робот для уборки клубники, выращенной в настольных системах. Уборочный робот состоял из четырех основных компонентов: автономного транспортного средства, манипулятора с четырьмя степенями свободы, захвата с двумя степенями свободы и системы цветного компьютерного зрения. Для повышения скорости работы системы был разработан многофункци-

ональный захват с ножницами. Максимальная скорость робота составляла 1000 мм/с и снижалась примерно до 250 мм/с, чтобы предотвратить повреждение плода. Время сбора урожая на одну единицу составляло около 7 с.

Робот с 6-DOF манипулятором для уборки клубники, представленный в работе [18], состоит из мобильной платформы с четырьмя колесами, манипулятора, захвата, блока бинокулярного зрения, контейнера для собранной продукции. Манипулятор Denso VS-6556G был установлен на транспортном средстве на высоте 500 мм от земли. Пневматический захват содержит два пальца для захватывания плодоножки и электрический термический нож для разрезания плодоножки. Функциональное испытание в теплице показало, что роботизированная система сбора урожая успешно собрала 86 из 100 зрелых плодов; для сбора одной клубники требовалось в среднем 31,3 с.

Разработка робота для уборки яблок связана с анализом сложных уличных условий, сложной структурой дерева, необходимой деликатностью при манипуляциях с продукцией, разнообразием форм и размеров плодов.

В работе [14] разработан робот для уборки яблок, состоящий из мобильного транспортного средства, манипулятора, захвата и системы технического зрения. Манипулятор со структурой 5-DOF был спроектирован так, чтобы избежать препятствий при движении к объекту. Захват в форме ложки сконструирован в соответствии с биологическими характеристиками сферических плодов, которые собираются путем разрезания плодоножки. Результаты полевых испытаний показали, что среднее время распознавания и снятия плода составило 15,4 с, а показатель успешности – 77 %.

В работе [15] спроектирована роботизированная система уборки яблок для современных систем яблоневых садов с V-решетчатой архитектурой плодоносящей стены в штате Вашингтон, США. Система включает в себя манипулятор с 6-DOF степенями свободы, систему видеонаблюдения с одной цветной ПЗС-камерой и времяпролетной камерой (ToF). Результаты экспериментов в лаборатории показали, что успешная уборка была произведена в 56 % случаев, а время цикла составляло 8 с на яблоко, что значительно медленнее, чем при ручной сборке плодов.

Робот для сбора яблок, разработанный в рамках проекта CROPS (www.crops-robots.eu)

в ЕС [21], состоит из платформы, манипулятора с 9 степенями свободы, захвата и системы наблюдения. Для уборки яблок в саду, где была сделана специальная обрезка для облегчения функционирования робота, были получены следующие результаты: 100 % точности обнаружения, 90 % успешности захвата и 72 % успешности уборки. Время цикла составляло 15–30 с на яблоко, в зависимости от применяемой транспортной системы для собранных фруктов.

Робот SWEEPER для сбора сладкого перца, описанный в работе [22], имеет 6 степеней DOF-манипулятор, установленный на мобильной платформе; показал успешный сбор спелых плодов в 49 % случаев. Время сбора одного плода составляло от 18 до 25 с, включая в среднем 4,73 с для перемещения платформы, 3,71 с для локализации плода, 3,02 с для локализации препятствий, 4,03 с для наведения захвата, 2,22 с для отделения плода и 7,77 с для переноса плода в контейнер.

Робот Harvey [23] для уборки сладкого перца состоит из мобильной платформы, манипулятора 7-DOF и RGB-D камеры, установленной на захвате. Положение каждого перца рассчитывается с использованием сегментированного трехмерного облака точек. Специальный захват использует всасывающий механизм и нож для срезания плода. Время сбора составляло 30–40 с, включая общее время выполнения сканирования сладкого перца (приблизительно 15 с), корректировку модели плода, планирование движения манипулятора и захвата (5–10 с), реализацию уборки одного плода (10–15 с).

Другие робототехнические решения для уборки томатов черри, баклажанов, цитрусовых представлены в работах [24–26] и сведены в табл. 1. Робот для уборки томатов черри в работе [25] состоит из автономной транспортной платформы, манипулятора с 6 степенями свободы, захвата, блока стереозрения, сборщика фруктов и его контроллера. Результаты полевых испытаний показали, что робот может успешно собрать 83 % зрелой продукции со временем одного успешного цикла уборки в 8 с без учета времени на перемещение транспортной платформы.

Робот для уборки баклажанов, описанный в работе [21], использует манипулятор 7-DOF. Точность обнаружения плодов составила 69,3 %. Ошибки обнаружения были связаны с определением плодов на соседнем растении, наличием низкорослых плодов, сливающихся по цвету

Оценка эффективности роботов для уборки фруктов
Table 1. Evaluation of the effectiveness of robots for harvesting fruits

| Фрукты | Исследования | Показатели эффективности | | Технические характеристики | |
|---------------|---------------------|--------------------------|-------------------------|----------------------------|----------------------------|
| | | Время цикла, с | Успешный сбор плодов, % | DOF | Сенсоры |
| Томат | Япония [2] | – | 72 | 6 | Цветная TV-камера |
| | США [1] | 227 | 85 | 6 | Цветная миникамера DXC-LS1 |
| | Япония [3] | 23 | 60 | 6 | 3D-стереокамера |
| | Китай [4] | – | – | 5 | Стереоскопическая камера |
| | Китай [5] | 15 | 86 | 5 | LMS151 лазерный сканер |
| Огурец | Нидерланды [7], [8] | 65,2 | 74,4 | 7 | CCD-камера |
| | Китай [9] | 28,6 | 85 | 4 | UM-300 CCD-камера |
| Клубника | Япония [10] | – | 100 | 4 | CCD-камера |
| | Япония [12] | 32,3 | 80 | 3 | CCD-камера |
| | Корея [17] | 7 | – | 4 | Цветная ПЗС-камера |
| | Китай [18] | 31,3 | 86 | 6 | Биноккулярная камера |
| Яблоко | ЕС [21] | 30 | 72 | 9 | TOF-камера |
| | Китай [14] | 15,4 | 77 | 5 | CCD-камера |
| | США [15] | 8 | 56 | 6 | CCD-камера, ToF-камера |
| Сладкий перец | ЕС [22] | 25 | 49 | 6 | RGB-D камера |
| | Бельгия [23] | 45 | 92 | 6 | RGB-Dкамера |
| | ЕС [21] | 94 | 33 | 9 | RGB- и TOF-камеры |
| Томат черри | Китай [25] | 8 | 83 | 6 | Камера, лазерный дальномер |
| Баклажан | Япония [26] | – | – | 7 | Цветная CCD-камера |
| Цитрусовые | США [16] | – | – | 7 | Цветная CCD-камера |

с грунтом, и теней. Время уборки, которое включает перемещение, обработку изображения и движение манипулятора в пределах 4 м в длину и 1,7 м в высоту, составило 317 с.

Робот для уборки цитрусовых с манипулятором 7-DOF был разработан и испытан в Флориде, США [16]. Среди российских исследований в области роботизации сельскохозяйственного производства следует отметить результаты, описанные в работах [27, 28].

Цель исследований

Автоматизация процесса сбора сельскохозяйственной продукции за счет разработки моделей, алгоритмов и многокритериального синтеза конфигурации робототехнического захвата и систем управления его программно-аппаратными компонентами при физических манипуляциях с объектами агропродукции.

Материалы и методы

Определение параметров конфигурации и системы управления захватом является сложной многофакторной задачей. При про-

ектировании конфигурации захвата следует учитывать положение и ориентацию объекта, с которым будут производиться манипуляции. При составлении спецификации производимых манипуляций определяют максимальные ускорения движения элементов захватов в зависимости от местоположения объекта, а также давление, необходимое и допустимое для его манипулирования. Во многих случаях необходимо учитывать и другие факторы, влияющие на защиту захвата от столкновений, перегрузок и повреждение объекта из-за чрезмерного сжатия или выпадения из захвата. Все эти соображения влияют не только на захват, но и на выбор манипулятора.

Механическое повреждение фруктов в основном наносится во время уборки урожая в полевых условиях, но также происходит на линиях сортировки и упаковки, во время транспортировки и при обработке в конце цепочки поставок, например во время демонстрации и отбора продуктов розничными продавцами и потребителями [29]. Механическое повреждение может привести к структурному,

тканевому и клеточному повреждению плодов, вызванному ударом, сжатием, истиранием, прокалыванием, тестированием или несколькими действиями в сочетании. Структурные повреждения могут увеличить восприимчивость к распаду и росту микроорганизмов [30].

В табл. 2 представлен анализ механических повреждений сельскохозяйственной продукции и их причины.

Для определения параметров захвата и их значений, необходимо проанализировать ряд факторов, таких как: 1) характеристики объекта манипуляций; 2) рабочая среда в которой находится объект и производятся операции; 3) особенности манипулятора, на котором планируется установить захват; 4) критерии по которым следует оценивать эффективность практических операций, выполняемых посредством робототехнического захвата.

На рис. 1 представлены основные шаги разработанной методики проектирования захвата для манипуляций с сельскохозяйственной продукцией.

Первым шагом в разработке захвата является определение физических и механических свойств захватываемого объекта. Физические свойства являются основным фактором, определяющим габариты и тип привода захвата. Масса объекта используется для расчета сил и моментов, действующих на захват и манипулятор, а габариты объекта используются для расчета размеров элементов конфигурации

захвата. Объект также может быть очень разнообразен по форме и свойствам поверхности, поэтому выбор метода манипуляции должен основываться на характеристиках конкретного объекта. Механические свойства плодов играют важную роль в расчете сил, действующих на фрукты и овощи во время сбора урожая, помогая избежать их повреждения.

На втором этапе проектирования захвата необходимо определить среду, в которой он будет работать, – на закрытом или открытом грунте. Рабочая среда на открытом грунте намного сложнее, чем в условиях теплиц; например, влажность и освещение меняются с течением времени, что снижает качество получаемого изображения и, соответственно, производительность сбора. При стабильных условиях освещения робот может круглосуточно работать в теплице. Следовательно, при изготовлении захвата, а также всего робота в целом необходимо учитывать конкретные условия внешней среды, в которой выполняется агротехнологическая задача.

На следующем этапе необходимо определить рабочие параметры манипулятора, подходящие для характеристик растения и собираемых плодов. Для культур с распределением плодов на разной высоте и с множеством препятствий на пути к ним манипулятору требуется совершать более сложное движение, и его конструкция должна содержать большее число степеней свободы. Однако с увеличением числа степеней свободы возрастают вычислительные затра-

Таблица 2

Виды механических повреждений сельскохозяйственной продукции при манипуляциях

Table 2. Types of mechanical damage to agricultural products during handling

| Вид | Описание причины | Тип повреждения |
|---|--|---------------------------------------|
| Ударное повреждение (повреждение при ударе) | Ударное повреждение возникает во время сбора урожая, когда объект ударяется о некоторую поверхность с достаточной силой | Вмятина или трещина плодов |
| Сжатое повреждение (повреждение от сжатия) | Сжатое повреждение возникает, когда силы захватывания механического сбора урожая превышают порог разрушения ткани | Вмятина или трещина плодов |
| Абразивное повреждение (повреждение от истирания) | Истирание происходит при транспортировке одного объекта с чрезмерной скоростью против другого объекта, например, на конвейерах | Разрушение поверхностных слоев плодов |
| Проколотое повреждение (прокол) | Прокол может произойти во время сбора урожая и манипулирования сыпучими фруктами, когда стебли собранных фруктов перфорируют кожу соседних фруктов | Разрушение поверхностных слоев плодов |
| Резаное повреждение (порез) | Резаные повреждения могут произойти во время сбора урожая в случае неточного наведения инструментов или несоответствия размеров обрабатываемого плода и инструментов | Разрушение поверхностных слоев плодов |



Рис. 1. Методика проектирования захвата для манипуляций сельскохозяйственной продукцией

Fig. 1. Gripper design technique for handling agricultural products

ты на расчет его движения и стоимость самого манипулятора. Например, в табл. 1 показано, что количество степеней свободы в манипуляторах, используемых при уборке томатов, выбирается 5 или 6.

После анализа и выбора конфигурации захвата последним шагом является оптимизация размера захвата. Проблема многокритериальной оптимизации конфигурации захвата осложняется тем, что следует удовлетворить противоречивые требования по физико-механическим, энергетическим, вычислительным и другим аспектам проектируемого манипулятора.

В табл. 3 представлены физико-механические свойства некоторых овощей и фруктов, которые по анализу современных публикаций собираются робототехническими захватами.

На рис. 2 представлена общая концептуальная модель выбора параметров захвата. Факторы окружающей среды, такие как расположение объекта среди других, плотность распределения объектов, также напрямую влияют на производимые манипуляции. Использование в сенсорной системе комбинации гетерогенных датчиков увеличивает производительность обнаружения и распознавания объектов.

Таблица 3

Физико-механические свойства овощей и фруктов
Table 3. Physical and mechanical properties of vegetables and fruits

| Объекты | P_0 | | | | | M_0 | | | | | |
|-----------------|-----------|-------------------------|----------|----------|----------|-------------|-----------|-------------|--------|-------------|---------|
| | m_0 , г | V_0 , см ³ | D_0 | | | f_0^r , Н | E , МПа | $c_0^{s,f}$ | | $c_0^{d,f}$ | |
| | | | D , мм | L , мм | W , мм | | | сталь | резина | сталь | пластик |
| Яблоко | | | | | | | | | | | |
| Redspar | 228,7 | 275,1 | 79,5 | 74,7 | 83,8 | – | 2,53 | 0,28 | 0,31 | – | – |
| Delbarstival | 118,4 | 143,1 | 63,3 | 58,3 | 67,0 | – | 1,77 | 0,34 | 0,44 | – | – |
| Гранат | 227,5 | – | 80,1 | 87,4 | 80,8 | 40,7 | – | – | – | – | – |
| Абрикос | | | | | | | | | | | |
| Nasiry | 43,3 | 23,3 | 34,8 | 36,9 | 35,4 | – | 0,32 | – | – | – | – |
| Ghavami | 27,7 | 26,2 | 35,4 | 36,9 | 34,1 | – | 0,51 | – | – | – | – |
| Raja Bali | 53,6 | 45,6 | 44,0 | 48,5 | 43,3 | – | 0,53 | – | – | – | – |
| Опунция | 109,5 | 89,9 | 59,6 | 71,9 | 57,5 | – | – | 0,24 | 0,29 | – | – |
| Devcsi | 289,8 | 256,0 | 85,1 | 87,5 | 83,9 | 39,5 | – | 0,48 | – | – | – |
| Santa Maria | 190,3 | 189,6 | 76,1 | 107,2 | 64,2 | 23,0 | – | 0,41 | – | – | – |
| Перец | | | | | | | | | | | |
| Желтый | 122,2 | 271,1 | 75,6 | 71,5 | 78,6 | 38,2 | – | 0,26 | – | 0,81 | 0,99 |
| Красный колокол | 217,9 | 382,6 | 85,0 | 95,3 | 82,0 | 85,0 | – | 0,19 | – | 0,73 | 0,82 |
| Зеленый колокол | 112,8 | 194,3 | 69,3 | 74,4 | 70,4 | 85,0 | – | 0,29 | – | 0,76 | 0,93 |
| Красный чили | 91,0 | 194,3 | 68,0 | 155,3 | 70,4 | 68,0 | – | 0,48 | – | 0,99 | 0,90 |
| Зеленый чили | 61,2 | 194,3 | 57,3 | 139,5 | 38,2 | 57,3 | – | 0,35 | – | 0,89 | 0,97 |
| Авокадо | 217,2 | 36,6 | 88,7 | 132,5 | 80,7 | 49,8 | 0,63 | 0,36 | 0,47 | 0,34 | 0,45 |
| Киви | 98,6 | 83,1 | 54,0 | 68,0 | 50,2 | – | – | 0,43 | – | – | – |
| Сладкая вишня | | | | | | | | | | | |
| Иранская | 4,5 | 3,9 | 18,6 | 20,1 | 18,9 | – | – | 0,21 | 0,29 | – | – |
| Турецкая | 72,0 | 66,5 | 49,0 | 59,4 | 46,2 | – | – | 0,15 | 0,16 | – | – |
| Томат | 100,7 | 98,9 | 56,2 | 61,9 | 53,8 | 42,8 | – | 0,43 | 0,39 | 0,51 | 0,43 |
| Томаты черри | – | – | – | – | – | – | 0,25 | 0,16 | 0,185 | 0,156 | 0,177 |
| Апельсин | 214,7 | 213,2 | 76,2 | 83,0 | 76,2 | – | – | 76,2 | – | – | – |
| Огурец | 351,3 | 343,7 | 61,8 | 210,5 | – | – | – | – | – | – | – |
| Баклажан | 280,3 | – | 71,2 | 185,2 | – | 11,7 | – | 0,44 | – | – | – |

В промышленной робототехнике на захватных механизмах широко применяются электрические, гидравлические, пневматические приводы для реализации линейных или вращающихся движений.

Гидравлические приводы нуждаются в сложной внешней системе управления, позволяющей регулировать скорость и давление, но являются тяжелыми и слишком медленными. Поэтому гидравлические приводы используются на захватах, когда необходимы большие силы при манипуляциях с крупными тяжелыми объектами. Пневматические приводные системы используются преимущественно для роботов малого типа, которые имеют менее пяти степеней свободы. Они обладают способностью обеспечивать высокую точ-

ность и скорость. Эта система привода может производить вращательные движения за счет приведения в действие поворотных приводов. Поступательные движения шарниров также могут быть обеспечены за счет приведения в действие поршня. Стоимость таких систем меньше по сравнению с гидравлическим приводом, а недостатком этой системы является невысокая скорость операций. Электрические приводы оснащаются датчиками положения, ускорения и усилия, что увеличивает возможности управления захватом, но они дороже, чем пневматические системы.

При манипуляции с сельскохозяйственной продукцией не требуется большой мощности для привода, учитывая ее относительно небольшие размеры и вес, но необходимы ком-

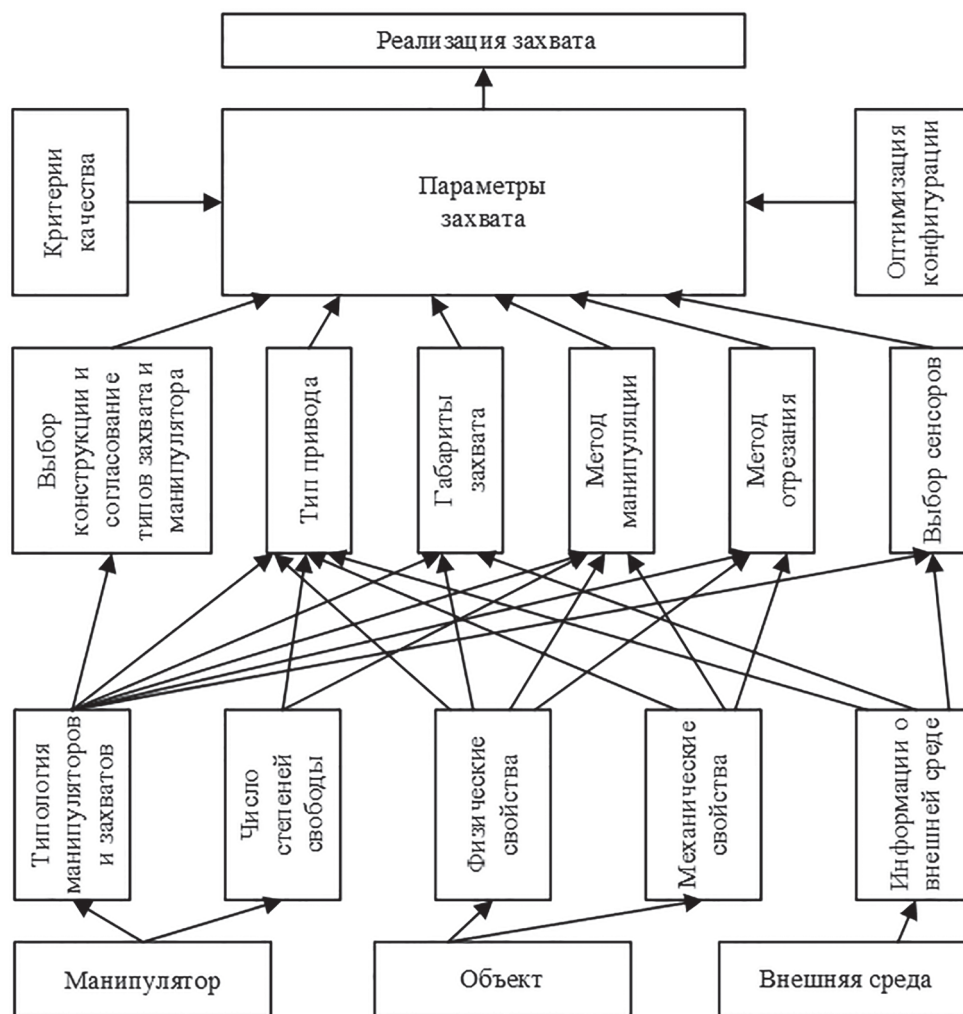


Рис. 2: Общая концептуальная модель выбора параметров захвата

Fig. 2. General conceptual model for the selection of capture parameters

Таблица 4

Методы и устройства для отрезания плодов при сборе

Table 4. Methods and devices for cutting off fruits during collection

| Объекты | Способы снятия плода | | Рекомендуемые типы устройства отрезания | | | |
|---------------|----------------------|--------------------|---|----------|----------|-------------------|
| | разделка плодоножки | выщипывание плодов | механический | тепловой | лазерный | всасывающее сопло |
| Яблоко | – | х | х | – | – | х |
| Гранат | – | х | х | – | – | х |
| Абрикос | | | | | | |
| Опунция | | х | х | – | – | – |
| Перец | х | х | х | – | – | х |
| Авокадо | | х | х | – | – | х |
| Киви | | х | х | – | – | х |
| Сладкая вишня | х | – | х | – | – | – |
| Томат | х | х | х | х | х | х |
| Томаты черри | х | х | х | х | х | х |
| Апельсин | | х | х | – | – | х |
| Огурец | х | – | х | х | х | х |
| Баклажан | х | х | х | – | – | х |

пактность и точность управления, обеспечивающие захват и снятие продукции без ее повреждения. Одним из решающих элементов в захвате является привод, обеспечивающий его функционирование.

Мягкие робототехнические захваты являются новым направлением в этой области, и они оказались достаточно эффективными для решения задач манипуляции объектов со сложными геометрическими и физическими свойствами [31]. Это происходит из-за их способности к манипуляциям с неровными и неструктурированными объектами и возможности рассеивать импульсные силы, возникающие во время захвата. При проектировании мягких захватов возможно использование 5 видов двигателей, таких как: 1) сплав с памятью формы; 2) эластомерный привод; 3) полимер с памятью формы; 4) диэлектрический

полимер с электроприводом и 5) магнитные / электромагнитные приводы. Текущие проблемы исследований мягких робототехнических захватов связаны с их низкой скоростью, сложностью интеграции сенсорной и активационной систем.

Способы отрезания плода, реализуемые в захватах для сбора фруктов и овощей, можно классифицировать на разрезание плодоножки и выщипывание плодов. В табл. 4 приведены способы отрезания плодов и типы отрезных устройств, используемых на сборочных агро-роботах.

Результаты и обсуждение

От корректности формулировки требований конфигурации механизма захвата зависит качество и скорость проектирования, поскольку при синтезе структурно-функциональных моделей и принципов системы управления захватом важны характеристики плода, а также с какой целью производится манипуляция. На рис. 3 представлена общая блок-схема алгоритмической модели процесса проектирования робототехнического захвата.

По результатам анализа характеристик захватываемых объектов в первом блоке осуществляется выбор подходящего типа механизма захвата, описываются его конструктивные ограничения и эксплуатационные характеристики на основе кинематической схемы мехатронной системы захвата поведения и показателей ее производительности, в том числе сила захвата. Во втором блоке производится формулировка основных характеристик захвата, которые влияют на определение целевых функций, используемых при оптимизации, в том числе с использованием уравнений равновесия сил и моментов, действующих на захват. В следующем блоке анализируются критерии оптимизации, влияющие на выбор параметров конфигурации захвата, в том числе длину звеньев, углы между звеньями захвата и манипулятора. По результатам оптимизации захвата производится формирование проектной документации и последующее изготовление.

На основе анализа свойств объекта производится разработка требований, предъявляемых к конфигурации и системе управления захватом. В частности, анализ геометрических параметров объекта позволяет сформулировать требования к структурной модели захвата.



Рис. 3. Алгоритмическая модель процесса проектирования робототехнического захвата

Fig. 3. Algorithmic model of the robotic gripper design process

Выводы

Выполнение монотонных физически тяжелых операций в сельскохозяйственном производстве ведет к риску расстройства опорно-двигательного аппарата работников, а в некоторых случаях – заражению химическими препаратами. Поэтому применение робототехнических средств для физического контакта и манипуляций с объектами в сельскохозяйственном производстве является актуальной задачей, обеспечивающей снижение себестоимости продукции, повышение качества выполняемых операций и безопасности труда привлекаемых специалистов. Вариативность физических и геометрических характеристик плодов и способов их сбора не позволяет создать универсальные робототехнические захваты, поэтому на текущий момент ведутся активные исследования по проектированию робототехнических захватов для манипуляций с плодами отдельных культур, различающимися по весу, плотности, геометрии, шероховатости поверхности и другим параметрам.

Предложена концептуальная модель управления робототехническим захватом, включающая описание манипулятора, захвата, сенсорной системы и манипулируемого объекта сельскохозяйственной продукции с разнообразными формами, физико-механическими свойствами.

Предложена четырехэтапная методика определения параметров робототехнического захвата, включающая определение характеристик объекта манипуляции, характеристик рабочей среды, особенностей манипулятора, на котором планируется установить захват, и оценивание эффективности проектируемого захвата по ряду критериев.

Дальнейшее исследование будет ориентировано на реализацию разработанных моделей, алгоритмов и программных средств при проектировании захватов в сельском хозяйстве и других отраслях с применением дополнительных типов датчиков для увеличения точности и качества захвата манипулируемых объектов.

Литература

1. Peter L., Reza E., Ting K.C. Sensing and end-effector for a robotic tomato harvester // 2004 ASAE Annual Meeting. 2004.
2. Naoshi K., Kazuya Y., Hiroshi S., Koki Y. A machine vision system for tomato cluster harvesting

robot // *Engineering in Agriculture, Environment and Food*. 2009. Vol. 2. № 2. С. 60–65.

3. Hiroaki Y., Kotaro N., Takaomi H., Masayuki I. Development of an autonomous tomato harvesting robot with rotational plucking gripper // 2016 IEEE. RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). 2016.
4. Yuanshen Z., Liang G., Chengliang L., Yixiang H. Dual-arm robot design and testing for harvesting tomato in greenhouse // *IFAC-PapersOnLine*. 2016. Vol. 49. №. 16. С. 161–165.
5. Wang L. L., Zhao B., Fan J. W., Hu X. A., Wei S. Development of a tomato harvesting robot used in greenhouse // *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2017. Vol. 10. №. 4. С. 140–149.
6. Ji C. Feng Q., Yuan T., Tan Y., Li W. Development and performance analysis on cucumber harvesting robot system in greenhouse // *Robot*. 2011. Vol. 33. №. 6.
7. Van Henten E., Hemming J., van Tuijl B., Kornet J.G., Meuleman J., Bontsema J., E. van Os A. An autonomous robot for harvesting cucumbers in greenhouses // *Autonomous Robots*. 2002. Vol. 13. С. 241–258.
8. Van Henten E. J., Van Tuijl B. A., Hemming J., Kornet J. G., Bontsema J., Van Os E. A. Field test of an autonomous cucumber picking robot // *Biosystems Engineering*. 2003. Vol. 86. №. 3. С. 305–313.
9. Xiuying T., Tiezhong Z., Ling L., Dan X., Yizhe C. A new robot system for harvesting cucumber // *Reno*. 2008.
10. Masateru N., Kenji H., Qixin C., Shinji M., Kanshi O. Basic study on strawberry harvesting robot (Part II): Design and development of harvesting mechanism // *IFAC Proceedings Volumes*. 2000. Vol. 33. №. 29. С. 55–59.
11. Qingchun F., Xiu W., Wengang Z., Quan Q., Kai J. A new challenge of robot for harvesting strawberry grown on table top culture // *Int J Agric & Biol Eng*. 2012. Vol. 5. №. 2. С. 1.
12. Shigehiko H., Kenta S., Satoshi Y., Ken K., Yasushi K., Junzo K., Mitsutaka K. Evaluation of a strawberry-harvesting robot in a field test // *Biosystems Engineering*. 2010. Vol. 105. №. 2. С. 160–171.
13. Shigehiko H., Satoshi Y., Sadafumi S., Yoshiji O., Junzo K., Mitsutaka K., Kazuhiro Y. Field operation of a movable strawberry-harvesting robot using a travel platform // *Japan Agricultural Research Quarterly*. 2014. Vol. 48. №. 3. С. 307–316.
14. Zhao D.A., Lv J., Ji W., Zhang Y., Chen Y. Design and control of an apple harvesting robot // *Biosystems Engineering*. 2011. Vol. 110. №. 2. С. 112–122.

15. Joseph R. D., Abhisesh S., Cameron H. J, Manoj K., Changki M., Qin Z. Proof-of-concept of a robotic apple harvester // 2016 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). 2016.
16. Mehta S. S., Burks T. F. Vision-based control of robotic manipulator for citrus harvesting // *Computers and Electronics in Agriculture*. 2014. Vol. 102. С. 146–158.
17. Han K.S., Kim S. C., Lee Y.B., Kim S.C., Im D.H., Choi H.K., Hwang H. Strawberry harvesting robot for bench-type cultivation // *Journal of Biosystems Engineering*. 2012. Vol. 37. №. 1. С. 65–74.
18. Feng Q., Wang X., Zheng W., Qiu Q., Jiang K. New strawberry harvesting robot for elevated-trough culture // *Int J Agric & Biol Eng*. 2012. Vol. 5. №. 2. С. 1.
19. Филиппов Р.А., Д. Хорт О., Кутырев А.И. Роботы для уборки урожая земляники садовой // *Journal of advanced research in technical science*. 2019. Vol. 13. С. 63–68.
20. Хорт Д.О., Терешин А.Н. Анализ конструктивных параметров и классификация рабочих органов для машинной уборки ягодных культур // *Инновации в сельском хозяйстве*. 2019. Vol. 2. №. 31. С. 62–69.
21. Stanley B., Джг В., Ола Р., Роберто О. CROPS: Clever Robots for Crops // *Engineering & Technology Reference*. 2015. С. 11.
22. Sweet Pepper Harvesting Robot. URL: <http://sweeper-robot.eu>.
23. Lehnert C., English A., McCool C., Tow A.W., Perez T. Autonomous sweet pepper harvesting for protected cropping systems // *IEEE Robotics and Automation Letters*. 2017. Vol. 2. №. 2. С. 872–879.
24. Bac C.W., Van Henten E.J., Hemming J., Edan Y. Harvesting robots for high-value crops: State-of-the-art review and challenges ahead // *Journal of Field Robotics*. 2014. Vol. 31. №. 6.
25. Feng Q.C., Zou W., Fan P.F., Zhang C.F., Wang X. Design and test of robotic harvesting system for cherry tomato // *Int J Agric & Biol Eng* 2018. Vol. 11. №. 1. С. 96–100.
26. Shigehiko H., Katsunobu G., Hidehito K., Seiichi A., Mitsuji M. Robotic harvesting system for eggplants trained in V-shape (Part 2) – Harvesting experiment for eggplants // *Shokubutsu Kojo Gakkai-shi*. 2003. Vol. 15. №. 4. С. 211–216.
27. Измайлов А.Ю., Годжаев З.А., Афанасьев Р.А. Перспективы роботизации агрохимических работ // *Плодородие*. 2016. Т. 5. № 92. С. 9–13.
28. Сычев В.Г., Афанасьев Р.А., Ермолов И.Л., Кладко С.Г., Ворончихин В.В. Диагностика азотного питания растений с использованием беспилотных летательных аппаратов // *Плодородие*. 2017. Т. 5. С. 2–4.
29. Margarita R.A. Engineering research to improve fruit quality // *Land Technology*. 1996. С. 8–9.
30. Li Z., Thomas C. Quantitative evaluation of mechanical damage to fresh fruits // *Trends in Food Science & Technology*. 2014. Vol. 35. №. 2. С. 138–150.
31. Shimoga K.B., Goldenberg A.A. Soft robotic fingertips: Part I: A Comparison of construction materials // *The International Journal of Robotics Research*. 1996. Vol. 15. Vol. 4. С. 320–334.

References

1. Peter L., Reza E., Ting K.C. Sensing and end-effector for a robotic tomato harvester. 2004 ASAE Annual Meeting. 2004.
2. Naoshi K., Kazuya Y., Hiroshi S., Koki Y. A machine vision system for tomato cluster harvesting robot. *Engineering in Agriculture, Environment and Food*. 2009. Vol. 2. No 2, pp. 60–65.
3. Hiroaki Y., Kotaro N., Takaomi H., Masayuki I. Development of an autonomous tomato harvesting robot with rotational plucking gripper. 2016 IEEE. RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). 2016.
4. Yuanshen Z., Liang G., Chengliang L., Yixiang H. Dual-arm robot design and testing for harvesting tomato in greenhouse. *IFAC-PapersOnLine*. 2016. Vol. 49. No. 16, pp. 161–165.
5. Wang L.L., Zhao B., Fan J.W., Hu X.A., Wei S. Development of a tomato harvesting robot used in greenhouse. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2017. Vol. 10. No. 4, pp. 140–149.
6. Ji C. Feng Q., Yuan T., Tan Y., Li W. Development and performance analysis on cucumber harvesting robot system in greenhouse. *Robot*. 2011. Vol. 33. No. 6.
7. Van Henten E., Hemming J., van Tuijl B., Kornet J.G., Meuleman J., Bontsema J., E. van Os A. An autonomous robot for harvesting cucumbers in greenhouses. *Autonomous Robots*. 2002. Vol. 13, pp. 241–258.
8. Van Henten E. J., Van Tuijl B. A., Hemming J., Kornet J. G., Bontsema J., Van Os E. A. Field test of an autonomous cucumber picking robot. *Biosystems Engineering*. 2003. Vol. 86. No. 3, pp. 305–313.
9. Xiuying T., Tiezhong Z., Ling L., Dan X., Yizhe C. A new robot system for harvesting cucumber. *Reno*. 2008.
10. Masateru N., Kenji H., Qixin C., Shinji M., Kanshi O. Basic study on strawberry harvesting

- robot (Part II): Design and development of harvesting mechanism. IFAC Proceedings Volumes. 2000. Vol. 33. No. 29, pp. 55–59.
11. Qingchun F., Xiu W., Wengang Z., Quan Q., Kai J. A new challenge of robot for harvesting strawberry grown on table top culture. *Int J Agric & Biol Eng*. 2012. Vol. 5. No. 2, pp. 1.
 12. Shigehiko H., Kenta S., Satoshi Y., Ken K., Yasushi K., Junzo K., Mitsutaka K. Evaluation of a strawberry-harvesting robot in a field test. *Biosystems Engineering*. 2010. Vol. 105. No. 2, pp. 160–171.
 13. Shigehiko H., Satoshi Y., Sadafumi S., Yoshiji O., Junzo K., Mitsutaka K., Kazuhiro Y. Field operation of a movable strawberry-harvesting robot using a travel platform. *Japan Agricultural Research Quarterly*. 2014. Vol. 48. No. 3, pp. 307–316.
 14. Zhao D.A., Lv J., Ji W., Zhang Y., Chen Y. Design and control of an apple harvesting robot. *Biosystems Engineering*. 2011. Vol. 110. No. 2, pp. 112–122.
 15. Joseph R. D., Abhishesh S., Cameron H. J., Manoj K., Changki M., Qin Z. Proof-of-concept of a robotic apple harvester. 2016 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). 2016.
 16. Mehta S. S., Burks T. F. Vision-based control of robotic manipulator for citrus harvesting. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2014. Vol. 102, pp. 146–158.
 17. Han K.S., Kim S. C., Lee Y.B., Kim S.C., Im D.H., Choi H.K., Hwang H. Strawberry harvesting robot for bench-type cultivation. *Journal of Biosystems Engineering*. 2012. Vol. 37. No. 1, pp. 65–74.
 18. Feng Q., Wang X., Zheng W., Qiu Q., Jiang K. New strawberry harvesting robot for elevated-trough culture. *Int J Agric & Biol Eng*. 2012. Vol. 5. No. 2, pp. 1.
 19. Filippov R.A., D. Khort O., Kutyrev A.I. Robots for harvesting garden strawberries. *Journal of advanced research in technical science*. 2019. Vol. 13, pp. 63–68 (In Russ.).
 20. Khort D.O., Tereshin A.N. Analysis of design parameters and classification of working bodies for machine harvesting of berry crops. *Innovatsii v sel'skom khozyaystve*. 2019. Vol. 2. No. 31, pp. 62–69 (In Russ.).
 21. Stanley B., Jürg B., Ola R., Roberto O. CROPS: Clever Robots for Crops. *Engineering & Technology Reference*. 2015, pp. 11.
 22. Sweet Pepper Harvesting Robot. URL: <http://sweeper-robot.eu>.
 23. Lehnert C., English A., McCool C., Tow A.W., Perez T. Autonomous sweet pepper harvesting for protected cropping systems. *IEEE Robotics and Automation Letters*. 2017. Vol. 2. No. 2, pp. 872–879.
 24. Bac C.W., Van Henten E.J., Hemming J., Edan Y. Harvesting robots for high-value crops: State-of-the-art review and challenges ahead. *Journal of Field Robotics*. 2014. Vol. 31. No. 6.
 25. Feng Q.C., Zou W., Fan P.F., Zhang S.F., Wang X. Design and test of robotic harvesting system for cherry tomato // *Int J Agric & Biol Eng* 2018. Vol. 11. No. 1, pp. 96–100.
 26. Shigehiko H., Katsunobu G., Hidehito K., Seiichi A., Mitsuji M. Robotic harvesting system for eggplants trained in V-shape (Part 2) - Harvesting experiment for eggplants. *Shokubutsu Kojo Gakkai-shi*. 2003. Vol. 15. No. 4, pp. 211–216.
 27. Izmaylov A.YU., Godzhayev Z.A., Afanas'yev R.A. Prospects for robotization of agrochemical works. *Plodorodiye*. 2016. Vol. 5. No 92, pp. 9–13 (In Russ.).
 28. Sychev V.G., Afanas'yev R.A., Yermolov I.L., Kladko S.G., Voronchikhin V.V. Diagnostics of nitrogen nutrition of plants using unmanned aerial vehicles. *Plodorodiye*. 2017. Vol. 5, pp. 2–4 (In Russ.).
 29. Margarita R.A. Engineering research to improve fruit quality. *Land Technology*. 1996, pp. 8–9.
 30. Li Z., Thomas C. Quantitative evaluation of mechanical damage to fresh fruits. *Trends in Food Science & Technology*. 2014. Vol. 35. No. 2, pp. 138–150.
 31. Shimoga K.B., Goldenberg A.A. Soft robotic fingertips: Part I: A Comparison of construction materials. *The International Journal of Robotics Research*. 1996. Vol. 15. Vol. 4, pp. 320–334.

НОВЫЙ ПРОЦЕСС ВСПУШИВАНИЯ ЛЕНТ ЛЬНОТРЕСТЫ

NEW PROCESS FOR FLUFFING ROTTED STRAW

А.Н. ЗИНЦОВ, д.т.н.
В.Н. СОКОЛОВ

ФГБОУ ВО Костромская ГСХА, Кострома, Россия,
zintsov_a@mail.ru

A.N. ZINTSOV, Dsc in Engineering
V.N. SOKOLOV

Kostroma State Agricultural Academy, Kostroma, Russia,
zintsov_a@mail.ru

Результаты научных исследований и практический опыт льносеющих хозяйств показал, что процесс росяного приготовления тресты происходит неравномерно по толщине слоя стеблей. При длительном ненастье ленты стеблей льна очень часто прорастают травой и прибиваются дождями к почве. В таком состоянии нижние стебли в слое подгнивают и качество волокнистой продукции заметно снижается. Поэтому необходимо ленты стеблей периодически оборачивать или вспушивать. В настоящее время в хозяйствах страны льноводы отдают предпочтение вспушиванию лент льнотресты по причине высокой производительности и надежной работы машин в поле. Однако существующие вспушиватели перепутывают стебли и увеличивают их растянутость в ленте. Авторы отмечают, что возникающие при этом большая дезориентация и чрезмерная растянутость стеблей в слое являются главной причиной низкого выхода длинного волокна на льнозаводе. С учетом обозначенной проблемы ученые ФГБОУ ВО Костромской ГСХА предложили принципиально новый процесс вспушивания лент льнотресты и разработали машину для его реализации, обеспечивающую максимальное сохранение исходных значений структурных параметров стеблевого слоя. В статье дано описание устройства и принципа действия нового двухпоточного вспушивателя лент льнотресты, изложены методика обоснования режимов его работы и результаты экспериментальных исследований. При этом установлено, что при работе опытного образца вспушивателя на проросших травой и прибитых дождями лентах льнотресты необходимо устанавливать подбирающий барабан в такое положение, при котором его пальцы будут проникать в почву на глубину не менее чем на 1,0–2,0 см. Выявлена также возможность увеличения поступательной скорости движения агрегата до 3,1 м/с и более без заметного снижения качества его работы.

Ключевые слова: льнотреста, ленты стеблей, вспушивание, подбирающий барабан, дезориентация, растянутость, потери стеблей.

Для цитирования: Зинцов А.Н., Соколов В.Н. Новый процесс вспушивания лент льнотресты // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 91–100. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-91-100.

The results of scientific research and practical experience of flax-growing farms have shown that the process of dew preparation of trusts occurs unevenly along the thickness of the stem layer. With prolonged bad weather, flax stalks sprout with grass and are nailed to the soil by rains. In this state, the lower stems in the layer rot and the quality of fibrous products is markedly reduced. Therefore, it is necessary to periodically wrap or fluff the tapes of the stems. Currently, on the country's farms, flax growers prefer fluffing flax-straw belts due to the high productivity and reliable operation of machines in the field. However, existing fluffers confuse the stems and increase their elongation. The authors note that the resulting large disorientation and excessive elongation of the stems in the layer are the main reasons for the low yield of long fiber in the flax mill. Taking into account the indicated problem, the scientists of Kostroma State Agricultural Academy proposed a fundamentally new process of fluffing rotted straw and developed a machine for its implementation. The machine ensures the maximum preservation of the initial values of the structural parameters of the stem layer. The article describes the device and the principle of operation of the new two-line fluffer for flax-straw belts, describes the methodology for substantiating its operating modes and the results of experimental studies. At the same time, it was found that when the prototype of the fluffer is operating on flax-growing belts sprouted by grass and nailed by rain, it is necessary to set the pick-up drum in such a position in which its fingers will penetrate into the soil to a depth of at least 1,0–2,0 cm. The possibility of increasing the forward speed of the unit movement to 3,1 m/s and more without a noticeable decrease in the quality of its operation was also revealed.

Keywords: rotted straw, ribbons of stems, fluffing, picking drum, disorientation, elongation, loss of stems.

Cite as: A.N. Zintsov, V.N. Sokolov New process for fluffing rotted straw. Traktory i sel'khoz mashiny. 2020. No 6, pp. 91–100 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-91-100.

Введение

Во все времена лен-долгунец имел для экономики России крайне важное стратегическое значение. Однако в конце XX века после распада Советского Союза Россия попала в сырьевую зависимость от хлопкосеющих стран, что стало одной из причин глубокого кризиса в текстильной отрасли. В связи с этим увеличение производства льняного сырья в России стало важной национальной задачей. Следует отметить, что экономическая целесообразность производства льна-долгунца зависит от качества, урожайности и себестоимости продукции, которые формируются в процессе возделывания льна и, главным образом, при реализации механизированных уборочных операций. При этом техническая обеспеченность уборочных технологий и правильная организация работы машинных агрегатов в наибольшей мере обуславливают результативность всей отрасли. Поэтому для успешного решения поставленной задачи льноводству нужны дешевые и экономически высокопроизводительные машины [1].

В ряду указанных операций процесс приготовления тресты в условиях росяной мочки является самым неуправляемым по причине его зависимости от множества случайных природных факторов. При этом практика передовых льносеющих хозяйств и результаты многих научных исследований свидетельствуют, что процесс мацерации в вытербленных растениях происходит неравномерно по толщине слоя стеблей льна. Верхние стебли наиболее подвержены воздействию солнечной радиации и росяной влаги, быстрее просыхают за счет активной фильтрации воздуха и поэтому находятся в более комфортных условиях для развития пектинразлагающей микрофлоры. Растения нижних слоев больше страдают от переувлажнения, недостатка света и воздуха, что способствует снижению активности мацерации и развитию в стеблях процессов гниения. Последнее явление особенно ярко наблюдается в плотных лентах при большой урожайности растительной массы. Кроме того, росяное приготовление тресты протекает в напряженный период уборки других сельскохозяйственных культур. Поэтому в большинстве случаев в результате технологических нарушений по организационным причинам наблюдается неоправданное увеличение времени пребывания волокнистой продукции в поле.

При затянувшейся уборке ленты стеблей прибываются дождями к почве и прорастают травой. Такая ситуация приводит к значительным потерям количества и, главным образом, к снижению качества льняного волокна.

В настоящее время при уборке тресты с поля повсеместно используют рулонную технологию, которая значительно сокращает затраты труда в поле и на льнозаводе. Однако если влажность льнопродукции выше 23 %, то рулонировать ее нельзя. Поэтому при такой технологии для равномерной сушки тресты перед заматыванием ее в рулоны необходимо отделить стебли от почвы и извлечь из травы [2]. Такие действия производят путем оборачивания или вспушивания лент. Применение указанных операций позволит достичь наибольшего эффекта от рулонной технологии за счет увеличения чистоты подбора стеблей и уменьшения засоренности льносырья в рулоне механическими примесями.

Результаты многих научных исследований показывают, что применение оборачивания лент стеблей льна повышает качество тресты на один сортономер. Несмотря на значительную пользу от оборачивания, данная технологическая операция в льносеющих хозяйствах почти не применяется. Причиной тому служит низкая технологическая надежность существующих подборщиков-оборачивателей – ОСН-1, ОСН-1А, ОСН-1Б и др. Другой серьезной причиной ограниченного применения указанных машин является то, что они заметно ухудшают структурные параметры ленты стеблей (растянутость, дезориентацию и спутанность стеблей в слое). Отмеченный негатив особенно сильно проявляется при двух- и трехкратном оборачивании. При этом каждое технологическое воздействие указанными машинами увеличивает растянутость стеблей в ленте в среднем на пять абсолютных процентов, что приводит к уменьшению выхода длинного волокна при переработке тресты на льнозаводе. По данным В.Г. Черникова [3], повышенная растянутость стеблевой массы снижает выход длинного волокна на 6–8 %. Такой отрицательный эффект обусловлен тем, что при большой растянутости слоя значительное количество стеблей не попадает в зону действия зажимов транспортеров трепальных машин. Эти стебли не участвуют в процессе трепания и тем самым уменьшают выход длинного волокна [4, 5]. В существующей ситуации

выход этого продукта на льнозаводах редко превышает 8–10 %.

В настоящее время в льноводческих хозяйствах страны широко применяют двух- или трехпоточные вдушиватели лент – ВЛН-2 или ВЛН-3. Привлекательность существующих машин состоит в большой производительности, высокой технологической надежности и простоте их конструкции. Однако качество работы этих вдушивателей также очень низкое, что обусловлено особенностями технологического процесса их работы. Вдушиватели ВЛН-2 и ВЛН-3 значительно перепутывают стеблевую массу, дезориентируя стебли друг относительно друга, что усугубляет проблему низкого выхода длинного волокна. Отмеченный недостаток вытекает из принципа выполнения технологического процесса, в котором подбирающий барабан при своей работе выполняет вдушивание тресты под собой с неизбежным и неравномерным смещением стеблей в направлении движения агрегата. Кроме того, при работе существующих вдушивателей на плотно прибитых к почве лентах, когда сила сцепления между стеблями меньше, чем между стеблями и почвой, многие стебли остаются неподобранными (до 10 % и более), особенно при движении машины на повышенной скорости.

Основная причина, приводящая к запредельно низкому выходу длинного волокна при существующей технологии рулонной уборки тресты, кроется в том, что на льнозаводе после размотки рулона не удается сформировать пригодный к трепанию слой тресты с параллельным расположением и нормальной растянутостью в нем стеблей. Наблюдения за выполнением технологических процессов уборки тресты в поле и подготовки ее к переработке свидетельствуют о том, что на льнозаводе после размотки рулона невозможно или очень сложно внести какие-либо положительные изменения в структурные параметры слоя из-за чрезмерно высокой дезориентации, сильных повреждений и спутанности стеблей. Следовательно, формировать качественный слой необходимо в полевых условиях до замотки его в рулон, когда стебли имеют наименьшие повреждения и не перепутаны [5]. Для этого производству нужны такие машины, которые допускают проведение технологических воздействий несколько раз без существенного ухудшения структурных параметров ленты

и способные выполнять работы на больших площадях за короткий промежуток времени.

Проведенный анализ показал, что существующие вдушиватели в силу двух- или трехпоточности своих конструкций обладают многократным превосходством по производительности в сравнении с оборачивателями. Поэтому для обеспечения своевременности выполнения уборочных операций на больших площадях предпочтение следует отдавать вдушиванию.

Цель исследований

С целью увеличения выхода длинного волокна необходимо обеспечить сохранность первоначальных значений структурных параметров ленты стеблей перед формированием рулона. Поэтому технологический процесс вдушивания лент льнотресты и существующие машины для его реализации нуждаются в существенной модернизации с обоснованием оптимальных режимов работы.

Материалы и методы

Конструкция и принцип работы нового вдушивателя лент льнотресты

С учетом обозначенной проблемы в работе [2] сформулированы технические и технологические требования к вдушивателям:

1) вдушиватели должны эффективно работать в том числе и на лентах тресты, плотно прибитых дождями к почве и проросших травой. В таких условиях для обеспечения наибольшей полноты вдушивания (чистоты подбора стеблей) особые требования предъявляются к высокой точности копирования микронеровностей поверхности поля подбирающим аппаратом;

2) уборка тресты сильно зависит от погодных условий, ее необходимо проводить в сжатые сроки. Поэтому вдушиватели должны обладать высокой производительностью за счет двух- или трехпоточности своих конструкций и способности выполнять технологический процесс на высоких скоростях;

3) машины должны удовлетворять агротехническим требованиям по качеству работы (чистоте подбора стеблей, растянутости стеблей в ленте, образованию сетки в ленте, и др.). Для этого подбирающие барабаны вдушивателей должны перемещать ленту стеблей над собой с показателем кинематического режима приблизительно равным единице.

Такой режим обеспечивает наименьшую дезориентацию стеблей в ленте;

4) уборка тресты часто выполняется в периоды затянувшегося ненастья. Поэтому вспушиватели должны работать также производитель-но и на переувлажненных полях.

Для практической реализации указанных требований в соответствии с тематическим планом научно-исследовательских работ по заказу Минсельхоза России из средств федерального бюджета ученые ФГБОУ ВО Костромской ГСХА разработали [6], изготовили и опробовали в производственных условиях опытный образец нового двухпоточного вспушивателя лент льнотресты (рис. 1).

Конструкция предложенного вспушивателя включает раму 2, опирающуюся на колеса 1, два подбирающих аппарата в виде вращающихся барабанов 3 с пальцами, направляющие решетки 6, размещенные над барабанами, систему 7 привода рабочих органов 3 и механизм 5 для их подъема.

Каждый подбирающий барабан 3 смонтирован на отдельной рамке 8. Рамка 8 присоединена к передней поперечной балке рамы 2 с использованием горизонтального шарнира, расположенного спереди рабочего органа 3. Сзади его каждая рамка 8 опирается на свое устройство 9 для копирования поверхности поля и подпружинена относительно рамы 2

с помощью пружины 4. Направляющая решетка 6, размещенная над барабаном 3, подвешена к рамке 8 на качалках, позволяющих решетке подниматься при утолщении слоя стеблевой массы, перемещаемой барабаном 3.

Привод барабанов 3 во вращательное движение осуществляется от ВОМ трактора с помощью системы 7. В соответствии с обозначенными требованиями система 7 обеспечивает работу барабанов 3 с показателем кинематического режима приблизительно равным единице и включает карданный и другие валы, ременную и цепные передачи, а также конический редуктор.

Основное технологическое отличие предлагаемой машины от существующих вспушивателей состоит в особенностях конструкции и принципе действия нового подбирающего аппарата [7]. На рис. 2 изображена схема предлагаемого рабочего органа.

Подбирающий аппарат содержит неподвижный кожух 1, внутри которого расположен вращающийся барабан 2. Барабан 2 включает в себя вал 3 с дисками 4. Между дисками 4 смонтированы трубчатые валы 6 с пальцами 5. На одном конце каждого вала 6 установлены кривошипы 7 с роликами 8, перекатывающими по беговой дорожке 9 (кривошипы, ролики и беговая дорожка на рис. 2 показаны пунктиром). Каждый палец 5 имеет пружинную навивку у своего основания в месте крепления к трубчатому валу 6. Существенное технологическое значение имеет то, что общая длина пальца 5 (от пружинной навивки до точки контакта с почвой) значительно превышает длину его рабочей части, выступающей за кожух 1. Убирание пальцев внутрь кожуха при вращении барабана осуществляется беговой дорожкой. Подбирающий барабан 2 опирается на устройство 10 для копирования почвы.

При работе подбирающего аппарата пальцы 5 вращающегося барабана 2 отделяют стебли от почвы и поднимают их вверх на кожух 1. Прутки направляющей решетки, расположенной над барабаном (на схеме не показана), препятствуют отбрасыванию стеблевой массы вперед, что способствует сохранению структурных параметров подбираемой ленты. Далее, при вращении барабана 2 его пальцы 5 перемещают стебли по кожуху 1 в самое верхнее положение и несколько назад, а затем начинают выходить из ленты. В момент выхода из ленты наклон рабочей поверхности

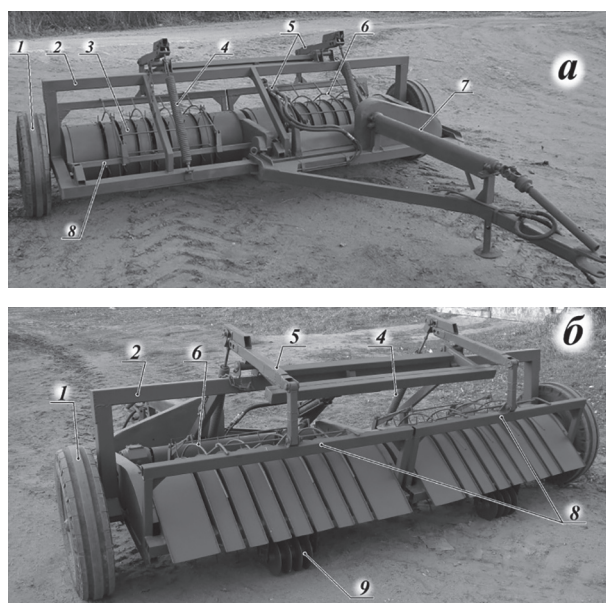


Рис. 1. Опытный образец двухпоточного вспушивателя лент льнотресты:
а – вид спереди; б – вид сзади

Fig. 1. Prototype of a double-flow fluffer of rotted straw: a – front view; б – rear view

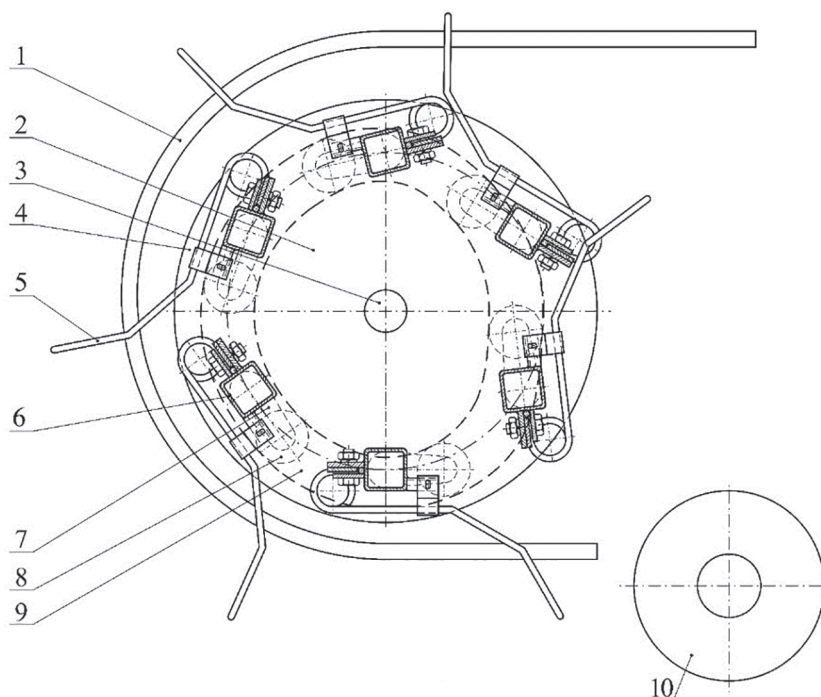


Рис. 2. Схема подбирающего аппарата

Fig. 2. Pick-up device diagram

пальца 5 к радиусу вращения трубчатого вала 6 вокруг оси барабана изменяется под действием беговой дорожки 9. Особая форма беговой дорожки обеспечивает оптимальный угол наклона рабочей поверхности пальца по отношению к ленте стеблей на всем пути ее следования в процессе вспушивания. Благодаря этому пальцы постепенно и свободно выходят из стеблевой массы. Затем стебли движутся под влиянием подпора других стеблей и вновь расстилаются на поверхность поля во вспушенном состоянии. За счет того что в новой машине подобранная стеблевая масса перемещается над барабаном, работающим в заданном кинематическом режиме, вспушивание слоя происходит более эффективно и с наименьшей дезориентацией стеблей.

Предлагаемый подбирающий аппарат должен функционировать в нескольких условно отличающихся один от другого режимах работы.

Первый режим работы осуществляется при подборе лент, не прибитых дождями к почве и не проросших травой. Это самый легкий режим, при котором подбирающие пальцы не взаимодействуют с почвой. Для выполнения указанного режима подбирающий барабан устанавливают на такую высоту, при которой его пальцы в нижнем своем положении

не касаются почвы и проходят над ней с зазором 0,5–1,0 см. Регулируют высоту расположения барабана перестановкой устройства для копирования почвы с использованием винтового механизма (на схеме не показан). Изменением натяжения пружины 4 (рис. 1) устанавливают силу давления копира 9 на почву, равную примерно 100 Н. Порядок работы пальцев подбирающих барабанов на указанном режиме аналогичен рассмотренному выше.

Для подбора лент, частично прибитых дождями к почве или проросших травой (второй, основной режим работы аппарата), устанавливают подбирающий барабан в такое положение, при котором его пальцы проникают в почву царапающим действием на глубину 1,0–2,0 см. Благодаря особенностям формы подбирающих пальцев и способу их крепления к трубчатому валу наклон рабочей части пальца к поверхности поля при таком воздействии на почву получает наименьшие изменения, что обеспечивает подбор стеблей с минимальными потерями.

Для подбора лент, плотно прибитых дождями к почве и обильно проросших травой (третий, самый тяжелый режим работы), ослабляют натяжение пружины 4 (рис. 1), увеличивая силу давления копира 9 на почву до 150–200 Н, а подбирающий барабан устанавливают в такое положение, при котором

его пальцы внедряются в почву на глубину 1,0–3,0 см. В отдельных случаях при встрече с микронеровностями поверхности поля палец будет проникать в почву на глубину более 3,0 см. При глубоком процарапывании почвы рабочей частью пальца усилие на него со стороны почвы многократно возрастает. В тот момент, когда это усилие окажется больше, чем усилие начального закручивания пружинной навивки в основании пальца, произойдет дополнительное закручивание пружины, и палец повернется относительно навивки. Поэтому рабочая часть пальца будет взаимодействовать с почвой без дальнейшего в нее заглубления. Такое поведение пальца позволит избежать его поломки или какой-либо другой детали подбирающего аппарата. Так как общая длина пальца значительно превышает длину его рабочей части, то отклонение конца пальца вверх под воздействием почвы также не вызовет заметного изменения угла атаки рабочей части пальца по отношению к слою стеблей на поверхности поля. Благодаря предложенной конструкции каждый палец будет копировать поверхность поля независимо от других пальцев, без чрезмерного заглубления в грунт и ухудшения своей подбирающей способности. Такое поведение пальцев обеспечит высокое качество подбора стеблей также и при работе на невыровненных полях и лентах льнотресты, плотно прибитых дождями к почве и сильно проросших травой.

С учетом сказанного и не смотря на логичность проведенных рассуждений рассмотренные режимы работы вспушивателя нуждаются в экспериментальном исследовании и обосновании.

Методика обоснования режимов работы

Целью экспериментальных исследований являлось обоснование режимов работы подбирающего аппарата нового вспушивателя лент льна.

Из анализа литературных источников [8–10] известно, что чистота подбора стеблей подбирающим аппаратом во многом зависит от поступательной скорости движения рабочей машины и высоты расположения подбирающего барабана.

Для достижения поставленной цели необходимо установить зависимость потерь $Q_{\text{п}}$ стеблевой массы новым подбирающим аппаратом от поступательной скорости движения вспу-

шивателя $V_{\text{вс}}$ и высоты расположения подбирающего барабана H над поверхностью поля.

Экспериментальные исследования проводили на опытном поле ФГБОУ ВО Костромской ГСХА с применением машинно-тракторного агрегата, состоящего из трактора МТЗ-80 и опытного образца нового двухпоточного вспушивателя.

Объект исследования – технологический процесс вспушивания ленты стеблей льна новым подбирающим барабаном.

В процессе проведения исследований измеряли влажность растений, усилие отрыва стеблей от поверхности поля, скорость движения агрегата, высоту расположения подбирающего барабана, потери стеблевой массы от неподбора. При этом использовали стандартные методики, приборы и оборудование.

Усилия отрыва стеблей от поверхности поля определяли по методике, изложенной в работе М.А. Трофимова [11], с использованием специального устройства. Это устройство представляет собой оттарированный динамометр, установленный на опорной рамке и снабженный кинематической связью со стеблевой массой на поверхности поля.

Для определения потерь $Q_{\text{п}}$ стеблевой массы использовали катушку с капроновой нитью, закрепленную на задней части подбирающего аппарата (рис. 3).

Факторы, значения их уровней и интервалов варьирования выбраны на основании предварительных сведений об исследуемом процессе подбора, исходя из особенностей конструкции и режимов работы подбирающего аппарата



Рис. 3. Монтаж катушки с капроновой нитью на подбирающий аппарат

Fig. 3. Installation of a spool with nylon thread on the pick-up device

и с учетом возможности варьирования на трех уровнях.

Движение агрегата при проведении эксперимента выполняли на 4–6-ой передачах трактора МТЗ-80 со скоростями 2,20, 2,65 и 3,10 м/с соответственно.

Высоту расположения центра оси подбирающего барабана устанавливали на трех уровнях (345 мм, 365 мм и 385 мм) путем изменения положения устройства для копирования поверхности поля с помощью винтового механизма. Указанные уровни обеспечивали три режима работы подбирающего аппарата, описанные выше.

Полевые исследования проводили по плану полного факторного эксперимента.

Для обеспечения самых тяжелых условий третьего режима работы контролировали изменения усилия отрыва стеблевой массы от поверхности поля в зависимости от срока вылежки тресты (табл. 1).

Таблица 1

Усилие отрыва стеблей от поверхности поля

Table 1. Thrust of separation of stems from the surface of the field

| Среднее усилие отрыва, Н | | |
|--------------------------|---------|---------|
| 5 дней | 15 дней | 25 дней |
| 7 | 18 | 31 |

С учетом представленных результатов исследования проводили на двадцать пятый день нахождения тресты в поле. Более длительная вылежка оказалась нецелесообразной по причине начала процессов гниения нижних слоев стеблей в лентах тресты.

Таким образом, полученные значения свидетельствуют о том, что во время проведения экспериментальных исследований ленты тресты требовали для их подбора наибольшего усилия на отрыв от поверхности поля.

Перед проходом агрегата фиксировали начало капроновой нити с помощью металлического стержня по середине ширины подбираемой ленты (рис. 3). Таким образом, при работе машины катушка разматывалась, а подобранные и вспушенные стебли укладывались на капроновую нить. Стебли, не отделившиеся от поверхности поля, оставались неподборными под нитью. После прохода агрегата в пяти местах по длине экспериментального участка поднимали метровые отрезки вспушенной ленты, взвешивали отдельно стеблевую массу,

находящуюся над нитью, и стеблевую массу, находящуюся под нитью. Далее определяли влажность собранных проб, приводили их массу к стандартной влажности и вычисляли потери стеблевой массы по формуле:

$$Q_n = \left(\frac{m_n}{m_n + m_{\text{п}}} \right) \cdot 100,$$

где Q_n – потери стеблей, %; m_n – масса неподборных стеблей, г; $m_{\text{п}}$ – масса подобранных стеблей, г.

Кроме основного эксперимента, для общей оценки качества работы нового вспушивателя определяли усредненные значения растянутости и угла отклонения стеблей в исходной и вспушенной лентах. Полученные изменения структурных параметров сравнивали с техническим заданием.

Результаты и обсуждение

План проведения эксперимента и его результаты представлены в табл. 2.

В результате компьютерной обработки экспериментальных данных получена математическая модель исследуемой зависимости в заданном диапазоне факторного пространства в виде квадратного уравнения:

$$Q_n = 0,4478 + 0,3217 \cdot H + 0,1017 \cdot V_{\text{вс}} + 0,0783 \cdot H^2 - 0,0517 \cdot V_{\text{вс}}^2 + 0,0475 \cdot H \cdot V_{\text{вс}}.$$

Графическое изображение поверхности отклика представлено на рис. 4.

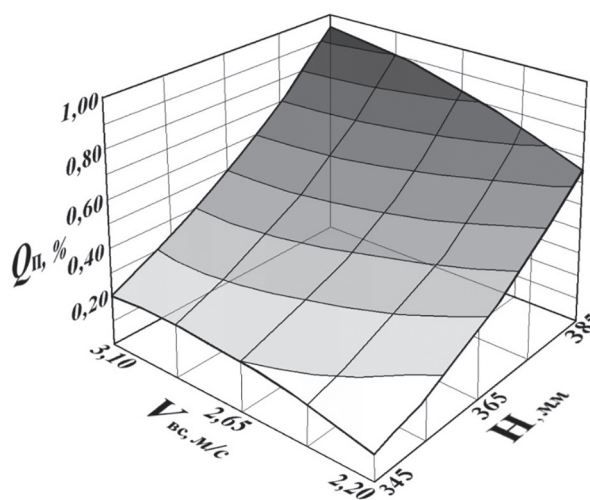


Рис. 4. Поверхность отклика зависимости $Q_n = f(H, V_{\text{вс}})$

Fig. 4. Response surface of the dependence $Q_n = f(H, V_{\text{вс}})$

Таблица 2

План и результаты эксперимента
Table 2. Experiment design and results

| Высота расположения подбирающего барабана – Н, мм | Скорость движения $V_{вс}$, м/с | Кодированное значение фактора H | Кодированное значение фактора $V_{вс}$ | Потери $Q_{п}$ стеблевой массы, % |
|---|----------------------------------|-----------------------------------|--|-----------------------------------|
| 345 | 2,20 | -1 | -1 | 0,12 |
| | 2,65 | | 0 | 0,18 |
| | 3,10 | | +1 | 0,21 |
| 365 | 2,20 | 0 | -1 | 0,28 |
| | 2,65 | | 0 | 0,44 |
| | 3,10 | | +1 | 0,52 |
| 385 | 2,20 | +1 | -1 | 0,64 |
| | 2,65 | | 0 | 0,88 |
| | 3,10 | | +1 | 0,92 |

Таблица 3

Показатели качества работы опытного образца нового двухпоточного вспушителя лент льнотресты
Table 3. Performance indicators of the prototype of the new double-flow fluffer of rotted straw

| Наименование показателя | Варианты | |
|---|----------------------------------|-----------------------------|
| | Значения по техническому заданию | Полученные средние значения |
| Чистота подбора стеблей, % | не менее 99,00 | 99,53 |
| Увеличение растянутости стеблей в ленте, раз | не более 1,05 | 1,04 |
| Увеличение угла отклонения стеблей в ленте, град. | не более 5,0 | 3,7 |
| Увеличение разрывов в ленте, % | не более 5,0 | нет |

Характер расположения этой поверхности свидетельствует о том, что с уменьшением скорости и понижением расположения подбирающего барабана потери стеблевой массы от неподбора стремятся к своему минимальному значению. При этом более заметное влияние на параметр оптимизации оказывает высота расположения барабана, с увеличением которой значения функции отклика прогрессивно возрастают. Из сказанного следует, что при работе вспушителя на проросших травой и прибитых дождями лентах необходимо устанавливать подбирающий барабан в такое положение, при котором его пальцы будут процарапывать почву на глубину не менее чем на 1,0–2,0 см, то есть на высоту не более 365 мм от поверхности поля. При таком расположении центра подбирающего барабана будет обеспечен основной режим работы аппарата с чистотой подбора ($Ч = 100 - Q_{п}$) не ниже 99,48 %.

Следует положительно отметить, что во всем диапазоне факторного пространства чистота подбора и значения основных структурных параметров вспушенной ленты сте-

блей не превышали требований технического задания (табл. 3). Этот факт свидетельствует также о возможности увеличения поступательной скорости движения агрегата до 3,1 м/с и более без существенных изменений качества его работы.

Заключение

1. Анализ производственных условий показал, что в процессе росяного приготовления тресты ленты стеблей льна очень часто прорастают травой и прибываются дождями к почве. В такой ситуации вылежка происходит неравномерно по толщине слоя, а при длительной дождливой погоде нижние стебли в слое подгнивают, что приводит к снижению качества тресты. Поэтому необходимо периодически оборачивать или вспушивать ленты стеблей.

2. В настоящее время в хозяйствах страны для отделения ленты стеблей от почвы чаще всего применяют высокопроизводительные вспушители лент ВЛН-2 и ВЛН-3. Однако существующие машины перепутывают стебли, увеличивают их растянутость в ленте и допускают неподбор растений до 10 %.

3. При переработке на льнозаводе слоя тресты, имеющего увеличенную растянутость и перепутанность стеблей, заметно уменьшается выход наиболее ценного длинного волокна, что снижает эффективность работы льняного комплекса.

4. Вспушиватели лент льна должны эффективно использоваться в различных условиях работы, в том числе и на плотно прибитых дождями к почве и проросших травой лентах тресты, удовлетворять агротехническим требованиям по качеству работы: чистоте подбора стеблей, растянутости стеблей в ленте, равномерности расстила, образованию сетки в ленте, отклонению стеблей от перпендикуляра к длине ленты и др.

5. С учетом обозначенной проблемы и на основе анализа технологического процесса существующих вспушивателей в ФГБОУ ВО Костромской ГСХА разработан, изготовлен и опробован в полевых условиях опытный образец нового двухпоточного вспушивателя лент льнотресты.

6. Результаты экспериментальных исследований показали, что при работе нового вспушивателя на проросших травой и прибитых дождями лентах необходимо устанавливать подбирающий барабан в такое положение, при котором его пальцы будут проникать в почву на глубину не менее чем на 1,0–2,0 см. При таком расположении центра подбирающего барабана будет обеспечен основной режим работы вспушивателя с чистотой подбора не ниже 99,48 %.

7. Установлено, что во всем диапазоне факторного пространства чистота подбора и значения основных структурных параметров вспушенной ленты стеблей не превышали требований технического задания. Этот факт свидетельствует о возможности увеличения поступательной скорости движения агрегата (до 3,1 м/с и более) без существенных изменений качества его работы.

Литература

1. Зинцов А.Н. Обоснование и разработка процессов и машин для раздельной уборки льна-долгунца: автореф. дис. ... докт. техн. наук. М., 2007. 32 с.
2. Смирнов Н.А., Зинцов А.Н., Смирнов С.В., Соколов В.Н. Анализ работы ворошилок лент льна // Научное обеспечение производства прядильных культур: состояние, проблемы и перспекти-

вы: науч. пособие. Тверь: Твер. гос. ун-т, 2018. С. 242–248.

3. Черников В.Г. Изыскание и исследование рабочих органов для подьема и выравнивания лент льнотресты: дис. ... канд. техн. наук. Торжок, 1969. 168 с.
4. Зинцов А.Н., Смирнов Н.А., Соколов В.Н. Раздельная уборка льна-долгунца и машины для ее реализации. Оборачиватель-комлеподбиватель ОКП-1,5К // Достижения науки и техники АПК. 2007. № 2. С. 48–50.
5. Зинцов А.Н., Рымарь О.Н., Вакарчук С.И. Устройство для уменьшения растянутости ленты стеблей льна // Сельский механизатор. 2019. № 6. С. 8–11.
6. Смирнов Н.А., Соколов В.Н., Яблоков А.А., Смирнов С.В. Вспушиватель лент льна: патент на изобретение № 2694887 Российская Федерация; опубл. 18.07.2019, Бюл. № 20.
7. Смирнов Н.А., Соколов В.Н., Смирнов С.В. Подбирающий аппарат для стеблей сельскохозяйственных культур: патент на изобретение № 2658387 Российская Федерация; опубл. 21.06.2018, Бюл. № 18.
8. Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н. и др. Льноуборочные машины. М.: Машиностроение, 1985. 232 с.
9. Хайлис Г.А., Ковалев М.М. Исследование сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных. М.: Колос, 1994. 169 с.
10. Черников В.Г. Технологии и технические средства комбайнового и раздельного способов уборки льна: дис. ... докт. техн. наук. Тверь, 1999. 86 с.
11. Трофимов М.А. Повышение качества подбора лент льна путем модернизации подбирающего аппарата: дис. ... канд. техн. наук. Кострома, 2006. 150 с.

References

1. Zintsov A.N. Obosnovaniye i razrabotka protsessov i mashin dlya razdel'noy uborki l'na-dolguntsa: avtoref. dis. ... dokt. tekhn. nauk [Justification and development of processes and machinery for separate harvesting of fiber flax: Abstract for Dissertation for Degree of DrSc in Engineering]. Moscow, 2007. 32 p.
2. Smirnov N.A., Zintsov A.N., Smirnov S.V., Sokolov V.N. Analysis of flax fluffer. Nauchnoye obespecheniye proizvodstva pryadil'nykh kul'tur: sostoyaniye, problemy i perspektivy: nauch. posobiye. Tver': Tver. gos. un-t, 2018, pp. 242–248 (In Russ.).

3. Chernikov V.G. Izyskaniye i issledovaniye rabochikh organov dlya pod'yema i vyravnivaniya lent l'notresty: dis. ... kand. tekhn. nauk [Survey and research of working bodies for lifting and leveling flax rotted straw: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Torzhok, 1969. 168 p.
4. Zintsov A.N., Smirnov N.A., Sokolov V.N. Separate harvesting of fiber flax and machinery for its implementation. OKP-1,5K butting machine. Dostizheniya nauki i tekhniki APK. 2007. No 2, pp. 48–50 (In Russ.).
5. Zintsov A.N., Rymar' O.N., Vakarchuk S.I. Device for reducing the elongation of the tape of flax stalks. Sel'skiy mekhanizator. 2019. No 6. pp. 8–11 (In Russ.).
6. Smirnov N.A., Sokolov V.N., Yablokov A.A., Smirnov S.V. Vspushivatel' lent l'na [Flax belt fluffer]: patent na izobreteniyе No 2694887 Rossiyskaya Federatsiya; opubl. 18.07.2019, Byul. No 20.
7. Smirnov N.A., Sokolov V.N., Smirnov S.V. Podbirayushchiy apparat dlya stebley sel'skokhozyaystvennykh kul'tur [Pick-up device for crop stalks]: patent na izobreteniyе No 2658387 Rossiyskaya Federatsiya; opubl. 21.06.2018, Byul. No 18.
8. Khaylis G.A., Bykov N.N., Bukharkin V.N. i dr. L'nouborochnyye mashiny [Flax harvesting machines]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1985. 232 p.
9. Khaylis G.A., Kovalev M.M. Issledovaniye sel'skokhozyaystvennoy tekhniki i obrabotka opytnykh dannykh [Research of agricultural machinery and processing of experimental data]. Moscow: Kolos Publ., 1994. 169 p.
10. Chernikov V.G. Tekhnologii i tekhnicheskiye sredstva kombaynovogo i razdel'nogo sposobov uborki l'na: dis. ... dokt. tekhn. nauk [Technologies and technical means of combine and separate methods of flax harvesting: Dissertation for Degree of DSc in Engineering]. Tver', 1999. 86 p.
11. Trofimov M.A. Povysheniye kachestva podbora lent l'na putem modernizatsii podbirayushchego apparata: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving the quality of picking flax belts by upgrading the picking device: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Kostroma, 2006. 150 p.

ВОССТАНОВЛЕНИЕ ШТОКОВ ГИДРОЦИЛИНДРОВ МЕТОДОМ ЭИЛ

RESTORATION OF HYDRAULIC CYLINDER RODS BY METHOD OF ESA

О.В. КАЗАННИКОВ, к.т.н.
Д.В. ОТМАХОВ, к.т.н.

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

O.V. KAZANNIKOV, PhD in Engineering
D.V. OTMAKHOV, PhD in Engineering

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

В процессе эксплуатации техники ее конструктивные элементы под влиянием сил трения и окружающей среды подвергаются различным видам износа. Для поддержания подвижного состава в работоспособном состоянии необходимо планомерное осуществление большого комплекса мероприятий, таких как техническое обслуживание, текущий и капитальный ремонт с периодической заменой и восстановлением изношенных деталей и узлов. Очевидно, что поддержание работоспособности современных машин требует высоких технических знаний и современных технологий. Нередко специальные машины, в том числе тракторы и различная сельскохозяйственная техника, оборудованы силовыми гидравлическими системами для выполнения различной тяжелой работы. Исполнительными механизмами таких систем являются гидроцилиндры. Одна из главных особенностей их конструкции и работы состоит в том, что основная и очень точная деталь – шток – в рабочем состоянии находится в ничем не защищенной среде, а именно на открытом воздухе. Спецификой работы тяжелой техники является высокая запыленность, загазованность и присутствие в зоне работы различных абразивных материалов в виде камней и грунта. Находящиеся в данных условиях точные, полированные штоки подвергаются значительному износу. В статье рассматривается возможность восстановления штоков гидроцилиндров при небольших видах износов (царапины и вмятины глубиной не более 0,3 мм) методом электроискрового легирования (ЭИЛ), с созданием на их рабочих поверхностях покрытий, по своим характеристикам идентичным новым. Подобраны электродные материалы и режимы обработки. Выполнены исследования по определению динамической микротвердости созданного покрытия.

Ключевые слова: тракторы, сельхозмашины, восстановление, гидроцилиндры, электроискровое легирование, динамическая микротвердость, приведенная энергия.

Для цитирования: Казанников О.В., Отмахов Д.В. Восстановление штоков гидроцилиндров методом ЭИЛ // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 101–107. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-101-107.

During the operation of equipment, its structural elements under the influence of frictional forces and the environment are exposed to various types of wear. To maintain the rolling stock in a working condition, it is necessary to systematically carry out a large set of measures, such as maintenance, current and overhaul repairs with periodic replacement and restoration of worn parts and assemblies. It is obvious that maintaining the performance of modern machines requires high technical knowledge and modern technology. It is not uncommon for special machinery, including tractors and various agricultural vehicles, to be equipped with hydraulic power systems to perform various heavy operations. The actuating mechanisms of such systems are hydraulic cylinders. One of the main features of their design and operation is that the main and very precise part - the rod in working order is in an unprotected environment, namely in the open air. The specificity of the work of heavy equipment is high dust content, gas pollution and the presence of various abrasive materials in the work area in the form of stones and soil. Under these conditions, the precision, polished rods are subject to significant wear. In this paper, the possibility of restoring hydraulic cylinder rods for small types of wear (scratches and dents of a depth of no more than 0,3 mm) is considered by the method of electrospark alloying (ESA), with the creation of coatings on their working surfaces that are identical in their characteristics to the new ones. Electrode materials and processing modes were selected. Research was carried out to determine the dynamic microhardness of the created coating.

Keywords: tractors, agricultural machinery, recovery, hydraulic cylinders, electrospark alloying, dynamic microhardness, reduced energy.

Cite as: O.V. Kazannikov, D.V. Otmakhov Restoration of hydraulic cylinder rods by method of ESA. Traktory i sel'khoz mashiny. 2020. No 6, pp. 101–107 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-101-107.

Введение

Различные гидравлические устройства и системы очень часто применяются в машинах, работающих в тяжелых условиях: тракторах; строительно-дорожных машинах, карьерной технике и машинах сельскохозяйственного назначения. Исполнительными механизмами в гидросистемах, как правило, являются гидроцилиндры различных размеров и конструкций. Несмотря на их различное технологическое назначение, в своей конструкции они непременно имеет шток. В процессе эксплуатации штоки гидроцилиндров подвергаются различным механическим и химическим воздействиям, таким как удары и осаждение на рабочую поверхность различных абразивных материалов. В результате целостность штока нарушается: на нем образуются риски, сколы, царапины и прочие дефекты. Это является одной из основных причин преждевременного выхода из строя штоковых уплотнений и, соответственно, возникновения течи гидравлической жидкости в области уплотнений [1–3].

Гидроцилиндр можно представить как объемный гидравлический движитель, в котором исполнительное звено (поршень) в результате гидравлического давления жидкости совершает линейное движение.

Гидроцилиндры (рис. 1) – это агрегаты, которые в процессе эксплуатации, на практике, дают довольно большую долю отказов в работе гидравлических систем.

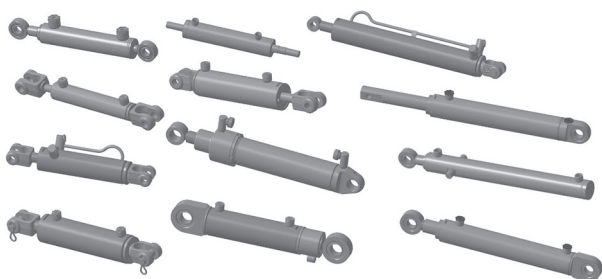


Рис. 1. Силовые гидроцилиндры

Fig. 1. Power hydraulic cylinders

Цель и задачи исследований

Целью данной работы являлось разработка технологического процесса восстановления штоков гидроцилиндров методом электроискрового легирования для обеспечения оптимальных эксплуатационных характеристик поверхностного слоя, увеличения износостой-

кости и стойкости к короблению и, как следствие, повышения их долговечности.

Для достижения указанной цели были разработаны несколько этапов, или задач, выстроенных в логическую цепочку: выбор электродных материалов, используемых для восстановления штоков; выбора установки ЭИЛ; исследование одной из наиболее значимых эксплуатационных характеристик детали – ударной вязкости в зависимости от режимов нанесения покрытий.

Материалы и методы

Существует множество методов восстановления данного вида деталей. Наиболее распространены среди них: наплавка (в среде CO_2 , под слоем флюса, индукционная наплавка ТВЧ); напыление (газопламенное, электродуговое, детонационное); гальванические методы (железнение, хромирование, никелирование). Каждый из этих способов бесспорно имеют свои достоинства. Это хорошее оборудование, выверенные временем технологии, современные материалы. Однако существуют и отрицательные моменты использования данных методов. Одни из них дают недостаточное сцепление наносимого материала с основой, другие очень вредны для здоровья рабочих, а самый большой недостаток заключается в том, что далеко не каждое предприятие по ремонту техники имеет возможность разместить на своей территории такие производственные участки и иметь персонал для его обслуживания.

Предлагается применить метод электроискрового легирования (ЭИЛ) для восстановления штоков гидроцилиндров. Данный способ обработки имеет следующие достоинства: не требует особой подготовки поверхности – необходимо лишь полностью очистить ее от грязи и удалить следы жира и масла; обеспечивает высокую прочность сцепления слоя покрытия с основным материалом за счет микрометаллургических процессов в зоне легирования; небольшая толщина покрытия не влияет на основную структуру металла; в зависимости от режимов обработки и применяемых электродных материалов придает поверхностным слоям покрытия требуемые эксплуатационные качества; не происходит сильного нагрева обрабатываемой поверхности детали в процессе обработки, что не изменяет ее геометрию и физико-механических свойств;

отличается простотой технологического процесса, малогабаритностью и транспортабельностью оборудования. Для реализации ЭИЛ необходимо лишь бытовая электрическая сеть, верстак и приспособление для закрепления детали. Недостатком можно считать большую величину шероховатости нанесенного слоя и относительно небольшой по толщине (0,2–0,3 мм) слой покрытия. Ранее проведенные исследования показали, что повторная обработка покрытия графитовым электродом снижает высоту микронеровностей практически в два раза, а применение многослойных покрытий позволяет добиться увеличения линейных размеров до 0,5–0,6 мм.

Исходя из трех критериев выбора рационального способа восстановления деталей [4], а именно критерия применимости, критерия долговечности и технико-экономического критерия, можно сделать вывод о том, ЭИЛ – это достаточно рациональный способ для восстановления небольших (до 0,3 мм) износов, царапин и вмятин на штоках гидроцилиндров.

Важно отметить, что при разработке критериев подбора или изготовления электродных материалов для ЭИЛ необходимо следовать логичной взаимосвязи этапов: исследования – условия эксплуатации – состав – структура материалов – параметры технологического процесса изготовления деталей – эксплуатационные характеристики образуемых покрытий. Основным материалом для изготовления штоков гидроцилиндров многие производители выбирают сталь Ст45 и ее аналоги с последующей обработкой. На основе анализа работы, конструктивных элементов, физико-механических свойств рабочих поверхностей штоков гидроцилиндров, а также рекомендаций ученых и литературных источников были определены требования для электродов, применяемых при восстановлении данных изделий. Были выбраны электродные материалы из стали 11X15H25M6AG2 и Cr [5].

Основываясь на условиях и реалиях небольшого ремонтного предприятия, а именно: небольшое количество восстанавливаемых в смену штоков гидроцилиндров (2–10 штук различных типоразмеров); возможность совмещения технологического процесса восстановления данного типа деталей с технологическими процессами ремонта других элементов гидросистем; возможность использования недорогих расходных материалов, надежность

установки и небольшие энергетические затраты, можно рекомендовать установку ЭИЛ модели Элитрон-22 В. Модель выпускается нашей промышленностью и хорошо себя зарекомендовала во многих областях машиностроительного производства. Общий вид установки ЭИЛ представлена на рис. 2.

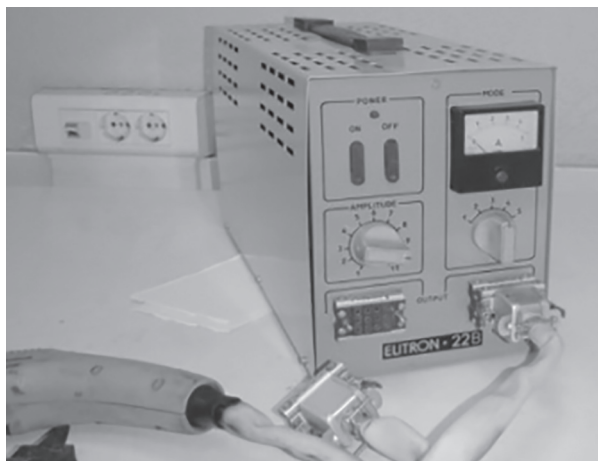


Рис. 2 Общий вид установки ЭИЛ

Fig. 2. ESA device

Основными изменяемыми технологическими параметрами, определяющие режимы обработки, приняты: величина приведенной энергии, затрачиваемой на условное образование покрытия площадью в 1 см², – W_n (кДж/см²), значение которой рассчитывалось по средней величине энергии одного искрового разряда W_n ; частота следования искровых разрядов – f_n (Гц); длительность следования искровых разрядов – τ_n (с). Значения энергии искрового разряда рассчитаны по вольтамперным осциллограммам, полученным с помощью осциллографа мод. RIGOL DS1022C по методике, изложенной в работе [6], непосредственно в межэлектродном пространстве.

Износостойкость определяется свойствами поверхностного слоя штока на глубине не более 0,05–0,2 мм. В этой области поверхности важно знать основные прочностные параметры нанесенного покрытия. Как известно, твердость прямо пропорциональна износостойкости материала. Поэтому при оценке эксплуатационных свойств нанесенного покрытия предлагается использовать метод, позволяющий оценить динамическую микротвердость (H_d). Данный метод предложенный профессором А.Ш. Хусаиновым [7], позволяет эмитировать ударные воздействия на шток. Совре-

менные методы определения микротвердости (рентгеновские, традиционные с применением приборов серии ПМТ, склерометрирование) не позволяют достаточно точно произвести измерения цилиндрической поверхности.

Метод определения динамической микротвердости основан на определении глубины проникновения бойка (индентора) в рабочую поверхность штока. Для измерения динамической микротвердости (H_d), используется ударное воздействие бойка на изделие. Численное значение определяется как отношение кинетической энергии бойка к объему вытесненного металла, которое может быть представлена формулой $H_d = E/V$, где E – кинетическая энергия бойка, а V – объем вытесненного металла.

В Тихоокеанском государственном университете была создана и усовершенствована небольшая установка для проведения испытаний по определению динамической микротвердости, которая представлена на рис. 3.

Сущность испытания заключается в следующем: испытываемый шток (обработанные фрагменты штока) закрепляют в приспособлении так, чтобы в момент удара бойка маятникового копра вектор его мгновенной скорости находился в горизонтальной плоскости перпендикулярно к образующей цилиндра. Боек – трехгранная неперетачиваемая пластина из твердого сплава, вершины которой имеют округления радиусом 0,2 мм, закрепленная в жесткой штанге, – отводится на определенный угол, согласно предварительно составленной таблице, в которой по значениям массы бойка, длины штанги и угла отвода штанги определяется сила удара по испытываемому образцу. Центр масс бойка в момент удара должен находиться перпендикулярно к оси симметрии испытываемого штока. Удар осуществляется вершиной пластины. Схема эксперимента приведена на рис. 4.

После удара глубину лунки измеряют с помощью шкалы микроскопа, с увеличением не менее $\times 24$ и ценой деления шкалы 0,01 мм. На рис. 5 представлен пример измерения глубины проникновения бойка.

Сравнивая полученные результаты с результатами измерений микротвердости образцов, выполненных с использованием шлифов и микротвердомера ПМТ-3, можно определить степень соответствия предложенного способа. В качестве параметров для сравнения были выбраны коэффициенты упрочнения: K_y – отно-



Рис. 3. Установка для проведения испытаний по определению динамической микротвердости

Fig. 3. Installation for testing to determine dynamic microhardness

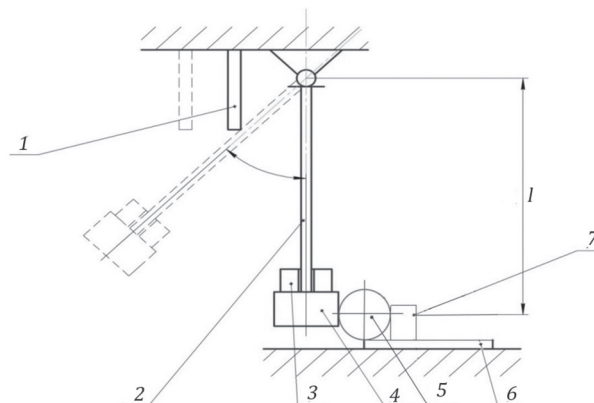


Рис. 4. Схема эксперимента:

- 1 – верхний упор; 2 – штанга; 3 – груз; 4 – боек;
- 5 – испытываемый образец; 6 – подставка;
- 7 – нижний упор; I – длина штанги

Fig. 4. Experiment scheme: 1 – upper stop, 2 – bar, 3 – weight, 4 – striker, 5 – test sample, 6 – stand, 7 – lower stop, I – length of the bar

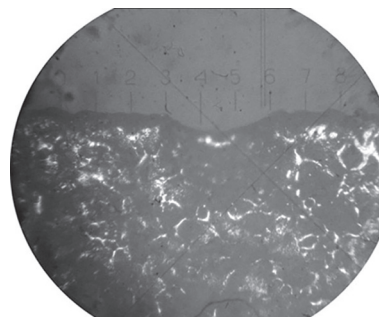


Рис. 5. Пример измерения глубины проникновения бойка в образец из стали Ст45, упрочненный Cr

Fig. 5. An example of measuring the depth of penetration of a striker into a sample of steel St45 hardened with Cr

шение значения микротвердости, измеренной с помощью прибора ПМТ-3, образцов, обработанных соответствующими электродными материалами, к микротвердости необработанной подложки, и $K_{удин}$ соответственно отношение значения микротвердости измеренной с помощью установки для проведения испытаний по определению динамической микротвердости обработанных образцов соответствующими электродными материалами, к микротвердости не обработанной подложки. Основной технологический параметр W_p был определен экспериментально по наибольшему приросту линейных размеров в 1 мин обработки поверхности площадью 1 см².

Результаты и обсуждения

Проведенные измерения показывают увеличение $K_{удин}$ и K_y до 3,1 раза, по сравнению с материалом подложки не обработанным методом ЭИЛ. Результаты экспериментов представлены в таблице.

Максимальную микротвердость, измеренную с помощью прибора ПМТ-3, имеют образцы, упрочненные 11Х15Н25М6АГ2. Однако большие показатели динамической микротвердости имеют образцы, покрытые Cr. Следует отметить, что при проведении испытаний в реальных условиях эксплуатации наибольшую долговечность из приведенных выше электродных материалов показали штоки, упрочненные Cr. Данное увеличение микротвердости происходит вследствие того, что при микрометаллургических процессах, происходящих в зоне легирования, в измененном поверхностном слое образуются карбиды хрома [8].

Полученные результаты свидетельствуют о том, что применение метода ЭИЛ для восстановления штоков гидроцилиндров повышает

их динамическую микротвердость. Наибольшее влияние на стойкость штоков оказывает величина приведенной энергии W_p и материал электродов.

С помощью метода определения динамической микротвердости можно определять микротвердость различных деталей, изготовленных из материалов твердостью меньше чем твердость применяемого индентора [9]. Целесообразно применение метода динамической микротвердости как более точного способа определения функциональных характеристик на поверхностях штоков по сравнению с традиционным при использовании приборов серии ПМТ.

Условно технологический процесс восстановления можно разделить на три стадии: 1) подготовка детали к нанесению покрытия, 2) непосредственное нанесение, 3) обработка после нанесения покрытия.

Подготовка заключается в следующем. Перед нанесением покрытия рабочую поверхность штока необходимо очистить от смазки и продуктов износа. Шток закрепляется в приспособлении (слесарные тисы или другую оснастку). Визуальным осмотром или с помощью измерительных инструментов определяют зоны обработки и помечают их маркером. Для облегчения контроля сплошности несения покрытия большие участки условно разбивают на сектора площадью 1,5–2 см².

Перед нанесением покрытия необходимо установить ранее подобранный электрод в вибратор, на установке для ЭИЛ установить режим обработки в соответствии с рекомендациями наносить покрытие плавно, по секторам, контролировать форму и диаметр измерительными инструментами. После достижения необходимых размеров детали произвести по-

Таблица

Исходные данные и результаты экспериментов по определению динамической микротвердости на подложке из стали Ст45

Table 1. Initial data, and results of experiments to determine dynamic microhardness, on a substrate of steel St45

| Электродный материал | Приведенная энергия W_p , кДж/см ² | Глубина внедрения бойка b_d , мм | Объем вытесненного металла V , мм ³ | Динамическая микротвердость H_p , МПа | Коэффициент упрочнения динамический, $K_{удин}$ | Микротвердость H_y , МПа | Коэффициент упрочнения, K_y |
|----------------------|---|------------------------------------|--|---|---|----------------------------|-------------------------------|
| Cr | 8,0 | 0,025 | 0,54 | 304 | 3,1 | 523 | 1,1 |
| 11Х15Н25М6АГ2 | 8,6 | 0,039 | 0,61 | 269 | 2,7 | 680 | 1,4 |
| Без покрытия | | 0,062 | 1,69 | 97 | 1,0 | 474 | 1,0 |

вторную обработку восстановленных участков графитовым электродом с такими же режимами обработки.

Завершающим этапом технологического процесса восстановления штока гидроцилиндра является абразивная обработка и полирование.

Заключение

В результате проведенного исследования были сформулированы требования для состава электродов, применяемых для упрочнения и восстановления штоков гидроцилиндров. Для исследований выбраны электродные материалы: сталь 11Х15Н25М6АГ2 и Сг. Основным технологическим параметром процесса ЭИЛ принята приведенная величина энергии W_p , затрачиваемой на образование покрытия площадью в 1 см². Данный параметр, предложенный профессорами А.Д. Верхотуровым и Ю.И. Мулиным, позволяет воспроизводить процесс обработки методом ЭИЛ на любых моделях установок. Проведено исследование зависимости динамической микротвердости от электродных материалов и энергетических режимов процесса ЭИЛ. Доказана целесообразность применения метода ЭИЛ при восстановлении и упрочнении штоков гидроцилиндров. Представлены основные этапы технологического процесса восстановления штоков гидроцилиндров.

Литература

1. Вегера В.П., Палиенко М.Т. Исследование отказов агрегатов гидроприводов навесных механизмов тракторов // Тр. ин-та. ГосНИТИ. М., 1983. Т. 68. С. 100–109.
2. Афанасенко М.В., Саввин В.С., Николаева Н.П. Исследование ресурса гидронавесной системы тракторов Т-40 ускоренным методом // Тр. Воронежского СХИ. Воронеж, 1976. Т. 75. С. 84–86.
3. Барышев В.И. Исследование загрязненности гидросистем трактора и его влияние на износ и снижение производительности насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М. 1972. 16 с.
4. Павлишин С.Г., Баранов Д. Е Технология оценки объемов восстановительного ремонта транспортных средств страховой компанией // Автомобильная промышленность. 2018. № 11. С. 23–32.
5. Верхотуров А.Д., Мулин Ю.И., Вишневецкий А.Н. Исследование процессов восстановления и упрочнения методом электроискрового легирования матриц для прессования алюминиевых панелей // Благовещенск. Вестник АмГУ. 2002. № 19. С. 30–33.
6. Верхотуров А.Д., Мулин Ю.И., Астапова Е.А., Агапатов В.А., Щетинин М.И., Козырь А.В., Соловьев В.В. Влияние режимов электроискрового легирования и электродных материалов на структуру и износостойкость покрытий // Электронная обработка материалов. 2004. № 3. С. 17–21.
7. Хусаинов А.Ш. Новый метод оценки микротвердости лезвия ножа // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2007. № 3. С. 63–66.
8. Химухин С.Н., Хосен Ри, Ри Э.Х. Формирование структуры слоя на металлах и сплавах при электроискровой обработке. Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2010. 240 с
9. Казанников О.В., Мулин Ю.И., Власенко В.Д. Исследование динамической микротвердости режущих поверхностей деревообрабатывающих инструментов // Контроль. Диагностика. 2012. № 4. С. 50–53.

References

1. Vegera V.P., Paliyenko M.T. Investigation of failures of hydraulic drives of mounted mechanisms of tractors. Tr. in-ta. GoSNITI: Moscow, 1983. Vol. 68, pp. 100–109 (In Russ.).
2. Afanasenko M.V., Savvin V.C., Nikolayeva N.P. Study of the operation life of the hydraulic hitch system of the T-40 tractors by the accelerated method. Tr. Voronezhskogo SKHI. Voronezh, 1976. Vol. 75, pp. 84–86 (In Russ.).
3. Baryshev V.I. Issledovaniye zagryaznennosti gidrosistem traktora i yego vliyaniye na iznos i snizheniye proizvoditel'nosti nasosov: Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Investigation of the contamination of tractor hydraulic systems and its effect on wear and decrease in pump performance: Abstract for Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow 1972. 16 p.
4. Pavlishin S.G., Baranov D. YE. Technology for assessing the volume of refurbishment of vehicles by an insurance company. Avtomobil'naya promyshlennost'. 2018. No 11, pp. 23–32 (In Russ.).
5. Verkhoturov A.D., Mulin YU.I., Vishnevskiy A.N. Investigation of the processes of recovery and hardening by the method of electrospark alloying of dies for pressing aluminum panels. Blagoveshchensk. Vestnik AMGU. 2002. No 19, pp. 30–33 (In Russ.).
6. Verkhoturov A.D., Mulin YU.I., Astapova YE.A., Agapaytov V.A., Shchetinin M.I., Kozyr' A.V., Solov'yev V.V. Influence of modes of electrospark alloying and electrode materials on the structure and

- wear resistance of coatings. *Elektronnaya obrabotka materialov*. 2004. No 3, pp. 17–21 (In Russ.).
7. Khusainov A.SH. A new method for assessing the microhardness of a knife blade. *Zavodskaya laboratoriya. Diagnostika materialov*. 2007. No 3, pp. 63–66 (In Russ.).
 8. Khimukhin S.N., Khosen Ri, Ri E.KH. Formirovaniye struktury sloya na metallakh i splavakh pri elektroiskrovoy obrabotke [Formation of the layer structure on metals and alloys during electrospark processing]. Khabarovsk: Izd-vo DVGUPS Publ., 2010. 240 p.
 9. Kazannikov O.V., Mulin YU.I., Vlasenko V.D. Research of dynamic microhardness of cutting surfaces of woodworking tools. *Kontrol'. Diagnostika*. 2012. No 4, pp. 50–53 (In Russ.).

