



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Шарипов В.М.

Издается с февраля 1930 г.

11•2017

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Годжаев З.А.

Горбачёв И.В.

Городецкий К.И.

Ерохин М.Н.

Жалнин Э.В.

Измайлов А.Ю.

Ковалёв М.М.

Котиев Г.О.

Ксенович Т.И.

Кутьков Г.М.

Лачуга Ю.Ф.

Ляшенко М.В.

Предигер В.

Фомин В.М.

Щельцын Н.А.

Учредитель

- Редакция

Зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций 18.03.2016 ПИ № ФС77-65085

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 редакции:

115280, Москва, Автозаводская, 16

Тел. (495) 276-33-67

E-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru

Сайт: www.mospolytech.ru

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ	ENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT
Лиханов В.А., Гребнев А.В., Скрябин М.Л., Торопов А.Е. Регулировочные характеристики дизеля при работе на природном газе	Likhanov V.A., Grebnev A.V., Skryabin M.L., Toropov A.E. Adjustment characteristics of the diesel engine operating on natural gas 3
Шемякин А.В., Терентьев В.В., Панов Ю.А., Иванов А.А. Выбор состава метанола-рапсовой эмульсии для ее исполь- зования в качестве топлива дизеля	Shemyakin A.V., Terent'ev V.V., Panov Yu.A., Ivanov A.A. Selection of the methanol-rapeseed emulsion composition for its using as fuel for a diesel engine 10
НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ	NEW MACHINES AND EQUIPMENT
Камбулов С.И., Рыков В.Б., Божко И.В., Колесник В.В. Ходовые системы машинно-тракторных агрегатов и их влияние на качество выполняемых операций	Kambulov S.I., Rykov V.B., Bozhko I.V., Kolesnik V.V. Running gear of machine-tractor units and their influence on the quality of performed operations 15
Сиротин П.В., Жилейкин М.М., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Предпосылки создания комплексной системы горизонтирования и подрессоривания остова зерноуборочных комбайнов	Sirotin P.V., Zhileykin M.M., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Prerequisites for the creation of an integrated system for leveling and cushioning framework of combine harvesters 21
ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ	THEORY, DESIGN, TESTING
Арженовский А.Г. Совершенствование методов и средств определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей трактора в эксплуатационных условиях	Arzhenovskiy A.G. Development of methods and means for determining traction-dynamic and fuel-economic parameters of the tractor under operating conditions 29
Камбаров Б.А. Зависимость агротехнического просвета под передним мостом хлопководческого трактора с колесной схемой 4К4а от размеров поворотной цапфы, типоразмера шин управляемых колес и углов их установки	Kambarov B.A. Dependence of the agrotechnical clearance under the front axle of a cotton tractor with a wheel arrangement 4K4a on the dimensions of the pivot pin, the size of the tires of the steered wheels and the angles of their installation 36
Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Экспериментальное исследование характеристик тракторных пневматических шин	Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Experimental study of the characteristics of tractor pneumatic tires 40
Самсонов В.А., Лачуга Ю.Ф. Оптимизация тяговой характеристики сельскохозяйственного трактора	Samsonov V.A., Lachuga Yu.F. Optimization of traction characteristics of agricultural tractors 49
Смирнов С.В., Макаров А.Р., Абу-Ниджим Р.Х. Математическое моделирование динамики движения составного поршня в цилиндре двигателя внутреннего сгорания	Smirnov S.V., Makarov A.R., Abu-Nidzhim R.Kh. Mathematical modeling of dynamics of movement of the compound piston in the cylinder of the internal combustion engine 57

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.

РЕГУЛИРОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

ADJUSTMENT CHARACTERISTICS OF THE DIESEL ENGINE OPERATING ON NATURAL GAS

В.А. ЛИХАНОВ, д.т.н.
А.В. ГРЕБНЕВ, к.т.н.
М.Л. СКРЯБИН, к.т.н.
А.Е. ТОРОПОВ, к.т.н.

Вятская государственная сельскохозяйственная академия, Киров, Россия, lv99@mail.ru

V.A. LIKHANOV, DSc in Engineering
A.V. GREBNEV, PhD in Engineering
M.L. SKRYABIN, PhD in Engineering
A.E. TOROPOV, PhD in Engineering

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia, lv99@mail.ru

В статье представлены регулировочные характеристики дизеля по углу опережения впрыскивания топлива при работе по газодизельному процессу. В настоящее время для многих товаропроизводителей актуальна задача снижения издержек производства. В сельском хозяйстве существенную статью издержек составляют затраты на топливо для мобильных энергетических средств. Одним из путей снижения этих затрат является использование альтернативных, более дешевых видов топлива. Одним из таких топлив является природный газ. Самым распространенным типом двигателя в сельском хозяйстве является дизель. Несмотря на большое количество проведенных работ по переводу дизелей на природный газ до сих пор остается недостаточно изученным вопрос перевода высокофорсированных дизелей малой размерности. В качестве объекта исследований был выбран дизель Д-245.7 (4СН11/12,5). Цель исследования – перевод дизеля на газодизельный процесс. Одним из этапов исследования было проведение стендовых испытаний со снятием регулировочных характеристик по углу опережения впрыскивания топлива. В результате стендовых испытаний определены показатели процесса сгорания, характеристики тепловыделения, эффективные показатели дизеля при различных углах опережения впрыскивания топлива при работе по дизельному и газодизельному процессам. Основные выводы следующие: 1) при работе дизеля по газодизельному процессу наблюдается повышение температуры, давления, скорости нарастания давления в цилиндре; 2) мощностные показатели дизеля при работе по газодизельному процессу полностью сохраняются; 3) при переводе дизеля на природный газ в качестве одной из рекомендаций необходимо назвать снижение угла опережения впрыскивания топлива.

Ключевые слова: газодизель, природный газ, альтернативное топливо.

The article presents adjustment characteristics of the diesel engine in terms of the fuel injection advance angle during gas-diesel process operation. Currently the problem of reducing production costs is relevant for many producers. In the agricultural industry a considerable cost item consist of fuel costs for mobile energy vehicle. One way to reduce these costs is using of alternative cheaper fuel types. The natural gas is one of such fuels. The most common type of engine in agriculture is a diesel. In spite of the large number of conducted works to convert diesel engines to natural gas, the question of conversion high-powered low-dimension diesel engines has not been sufficiently investigated. As an object of research D-245.7 (4СН11/12,5) was chosen. The conversion of diesel engine to gas-diesel process is the purpose of an investigation. One of the stages of the research was conducting bench tests with taking adjustment characteristics of the fuel injection advance angle. As a result of bench tests the parameters of combustion process, characteristics of heat emission, effective indicators of the diesel engine at various values of the fuel injection advance angle during work on diesel and gas-diesel processes are determined. The main following conclusions are: 1) during the diesel engine's operation on the gas-diesel process an increase of temperature, pressure, the rate of pressure rise in cylinder are observed; 2) the power parameters of diesel engine during the work on gas-diesel process are completely preserved; 3) under such conversion the diesel engine to natural gas one of recommendations is a reduction of the fuel injection advance angle.

Keywords: gas-diesel engine, natural gas, alternative fuel.

Введение

Одной из ключевых задач любого товаропроизводителя в настоящее время является снижение себестоимости продукции. Значительную долю себестоимости у сельскохозяйственных производителей составляют затраты на топливо для автотракторного парка. Затраты на топливо можно снизить путем выбора более дешевого, альтернативного топлива.

К числу перспективных альтернативных топлив относится природный газ. Его привлекательность неоспорима. Природный газ обладает очень низкой стоимостью (менее 50 % стоимости бензина или дизельного топлива). Данным видом природного ресурса очень богата Россия, трубопроводная сеть природного газа распространена повсеместно. Небольшие сложности возникают только с заправкой и хранением природного газа на автотракторном средстве, но с ними вполне можно мириться.

В сельском хозяйстве наиболее распространены мобильные средства с дизелями в качестве источника энергии. Несмотря на большое количество проведенных работ по переводу дизелей на природный газ до сих пор остается недостаточно изученным вопрос перевода высокофорсированных дизелей малой размерности [1].

При конвертации дизеля для работы на природном газе (ПГ) необходимо решить несколько вопросов. Прежде всего нужно отметить, что на одном ПГ дизель без конструктивных изменений работать не может. Принцип работы дизеля заключается в том, что в цилиндр впрыскивается топливо, самовоспламеняющееся от находящегося там воздуха, нагретого до высокой температуры (400...500 °С) в результате сжатия. Дизельное топливо (ДТ) самовоспламеняется при 230 °С, а ПГ – при 650 °С, т.е. температура воздуха, сжатого в цилиндре дизеля, недостаточна для самовоспламенения ПГ. Тем не менее, существуют два способа перевода дизельного двигателя на ПГ – переделка дизеля в газовый двигатель и в газодизель.

Переделка в газодизель более привлекательна. При данном способе перевода нет необходимости вносить существенные изменения в конструкцию дизеля. Таким способом можно модернизировать уже находящиеся в эксплуатации дизели.

Цель исследования

Целью исследования является разработка рекомендаций по модернизации уже находящегося

в эксплуатации дизеля с целью преобразования его в газодизель.

Методы исследования

На кафедре тепловых двигателей, автомобилей и тракторов Вятской ГСХА проведены исследования по переводу дизеля на ПГ. Объектом исследований выбран дизель Д-245.7 (размерность 4ЧН11/12,5) с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Данный дизель широко распространен в сельском хозяйстве. При реализации газодизельного процесса на данном дизеле ПГ подается во впускной трубопровод перед турбокомпрессором через газовый смеситель-дозатор, запальная порция ДТ подается через штатную топливную систему [2].

Экспериментальная установка включала в себя электротормозной стенд SAK-N 670, измерительную аппаратуру для снятия эффективных показателей (рис. 1). Для индицирования процесса сгорания использовался индикатор МАИ5А, датчик давления которого устанавливался на головке блока цилиндров и соединялся каналом с камерой сгорания первого цилиндра.

Результаты и обсуждение

В соответствии с методикой исследований [3] одним из этапов было снятие регулировочных характеристик. Одним из параметров, подлежащих оптимизации, был угол опережения впрыскивания запального дизельного топлива. При снятии регулировочных характеристик были определены эффективные показатели дизеля, показатели процесса сгорания, характеристики тепловыделения.

• Эффективные показатели

На рис. 2 представлены графики мощностных и экономических показателей дизеля при

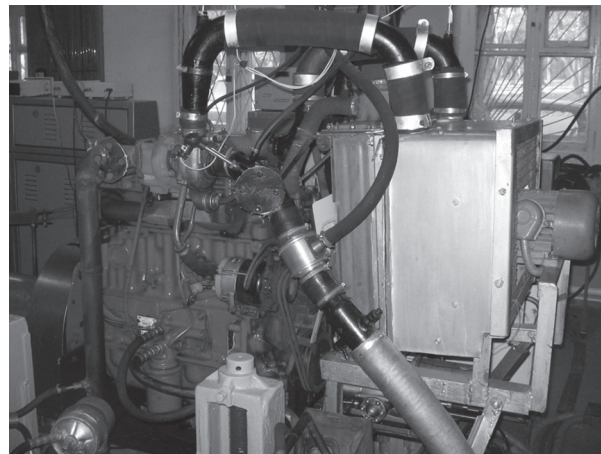


Рис. 1. Общий вид установки

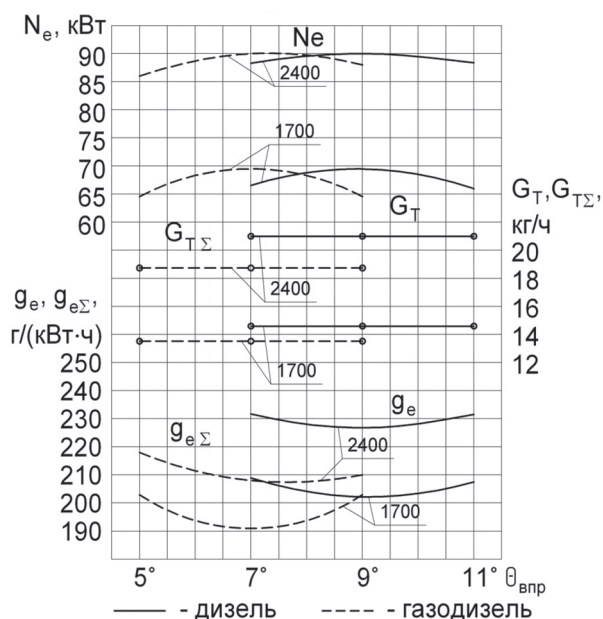


Рис. 2. Эффективные показатели дизеля:
 ————— дизельный процесс;
 - - - - газодизельный процесс

разных углах опережения впрыскивания топлива при работе на ДТ и ПГ на частотах вращения коленчатого вала 2400 мин⁻¹ (номинальный скоростной режим) и 1700 мин⁻¹ (режим максимального крутящего момента). На рисунке обозначены: N_e – эффективная мощность, G_T , g_e – часовой и удельный расход топлива на дизельном процессе, $G_{T\Sigma}$, $g_{e\Sigma}$ – часовой и удельный суммарный расход ДТ и ПГ на газодизельном процессе, $\Theta_{впр}$ – угол опережения впрыскивания дизельного топлива.

Для построения данной регулировочной характеристики были сняты и обработаны несколько нагрузочных характеристик на различных углах опережения впрыскивания топлива (УОВТ). При этом из нагрузочных характеристик взяты точки N_e , g_e и $g_{e\Sigma}$ с одинаковыми значениями часового расхода топлива G_T [4]. Регулировочная характеристика строилась для определения оптимального УОВТ исходя из достижения минимальной величины удельного расхода топлива.

Анализируя графики дизельного процесса на номинальной частоте вращения коленчатого вала ($n = 2400$ мин⁻¹), можно сделать вывод, что максимальная мощность $N_e = 90,0$ кВт при постоянном значении часового расхода ДТ $G_T = 21$ кг/ч достигается при угле опережения впрыскивания дизельного топлива $\Theta_{впр д} = 9^\circ$. При этом значение удельного расхода ДТ составляет $g_e = 227$ г/кВт·ч.

При установке более позднего УОВТ $\Theta_{впр д} = 7^\circ$ происходит снижение эффективной мощности до значения $N_e = 88,3$ кВт и увеличение удельного расхода ДТ до $g_e = 232$ г/кВт·ч. При установке более раннего УОВТ $\Theta_{впр д} = 11^\circ$ эффективная мощность также снижается до значения $N_e = 88,3$ кВт, а удельный расход ДТ увеличивается до $g_e = 232$ г/кВт·ч.

Анализируя графики газодизельного процесса на номинальной частоте вращения коленчатого вала, можно сказать, что максимальная мощность $N_e = 90,0$ кВт при постоянном суммарном часовом расходе ДТ и ПГ $G_{T\Sigma} = 18,8$ кг/ч достигается при установке угла опережения впрыскивания запального дизельного топлива $\Theta_{впр гд} = 7^\circ$. Значение удельного суммарного расхода топлива в этом случае составляет $g_{e\Sigma} = 208$ г/кВт·ч. При установке более позднего УОВТ $\Theta_{впр гд} = 5^\circ$ происходит снижение эффективной мощности до значения $N_e = 86,0$ кВт и увеличение удельного расхода до $g_{e\Sigma} = 218$ г/кВт·ч. При установке более раннего УОВТ $\Theta_{впр гд} = 9^\circ$ эффективная мощность снижается до значения $N_e = 88,0$ кВт, а удельный расход увеличивается до $g_{e\Sigma} = 210$ г/кВт·ч. Снижение величин часового и удельного расхода топлива на газодизельном процессе по сравнению с дизельным процессом объясняется большей теплотой сгорания единицы массы ПГ.

Если рассматривать графики работы дизеля на режиме максимального крутящего момента ($n = 1700$ мин⁻¹), то можно видеть, что, как и для номинальной частоты вращения, максимальная мощность и минимальный удельный расход достигается на дизельном процессе при УОВТ $\Theta_{впр д} = 9^\circ$, на газодизельном процессе – при УОВТ $\Theta_{впр гд} = 7^\circ$.

Таким образом, анализируя изменение эффективных показателей при разных УОВТ, можно отметить, что если исходить из условия достижения минимального удельного расхода топлива g_e , то при работе на дизельном процессе на всех скоростных режимах оптимальным будет УОВТ $\Theta_{впр д} = 9^\circ$, а при работе на газодизельном процессе – $\Theta_{впр гд} = 7^\circ$. Здесь также нужно отметить, что изменение УОВТ достаточно сильно сказывается на работе дизеля. При работе на ранних УОВТ значительно увеличивается «жесткость» работы дизеля, что сопровождается стуками в цилиндро-поршневой группе. При работе на поздних УОВТ происходит быстрое повышение температуры охлаждающей жидкости, что может привести к перегреву дизеля.

• Показатели процесса сгорания

При переводе дизеля на ПГ было также проведено индицирование и были получены индикаторные диаграммы при разных УОВТ [5].

На рис. 3, а представлены совмещенные индикаторные диаграммы дизельного процесса при УОВТ $\Theta_{\text{впр д}} = 7^\circ, 9^\circ, 11^\circ$ при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и среднем эффективном давлении $p_e = 0,947 \text{ МПа}$. Как видно из графиков, при более позднем впрыскивании ДТ падает максимальное давление цикла $p_{z \text{ max}}$, и весь процесс сгорания сдвигается на линию расширения. Если при оптимальном значении установочного УОВТ ($\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$) максимальное значение давления газов равно $p_{z \text{ max}} = 13,8 \text{ МПа}$ и достигается при угле $\varphi_z = 6,5^\circ$ поворота коленчатого вала (п.к.в.) после верхней мертвой точки (ВМТ), то при большем значении $\Theta_{\text{впр д}} = 11^\circ$ давление газов в цилиндре возрастает до $p_{z \text{ max}} = 14,0 \text{ МПа}$ и достигается при угле $\varphi_z = 6,3^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При меньшем значении $\Theta_{\text{впр д}} = 7^\circ$ давление газов в цилиндре понижается до $p_{z \text{ max}} = 13,0 \text{ МПа}$ и достигается при угле $\varphi_z = 8,2^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Точки, соответствующие началу видимого сгорания на индикаторных диаграммах, снятых для углов опережения впрыскивания ДТ $\Theta_{\text{впр д}} = 7^\circ, 9^\circ, 11^\circ$, лежат на линии сжатия при значениях углов $\varphi_c = 1,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ и $\varphi_c = 0^\circ, 1,5^\circ$ п.к.в. до ВМТ, соответственно. Период задержки воспламенения соответственно составляет $\varphi_i = 8,0^\circ, 9,0^\circ, 9,5^\circ$.

На рис. 3, б представлены совмещенные индикаторные диаграммы газодизельного процесса при углах опережения впрыскивания запального ДТ $\Theta_{\text{впр гд}} = 5^\circ, 7^\circ, 9^\circ$ при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и среднем эффективном давлении $p_e = 0,947 \text{ МПа}$. Как и при работе дизеля на ДТ, при более позднем впрыскивании снижается максимальное давление цикла $p_{z \text{ max}}$. Особенностью индикаторных диаграмм при УОВТ $\Theta_{\text{впр гд}} = 5^\circ$ и 7° является наличие после ВМТ небольшого участка до точки, соответствующей максимальному давлению сгорания $p_{z \text{ max}}$, где текущее значение индикаторного давления уменьшается.

Таким образом, характер изменения давления газов на индикаторных диаграммах при переходе с дизельного на газодизельный процесс сохраняется. Во всех случаях увеличения УОВТ повышается значение максимального давления сгорания $p_{z \text{ max}}$, и точка его достижения смещается по индикаторной диаграмме влево, ближе к ВМТ.

На дизельном процессе при ранних УОВТ из-за низкой температуры, давления, малой турбулентности в цилиндре происходит задержка самовоспламенения запального дизельного топлива. При этом увеличивается время прогрева, испарения капель. Образование начальных радикалов химических реакций происходит медленно. Период задержки воспламенения увеличивается, что в условиях всё продолжающегося впры-

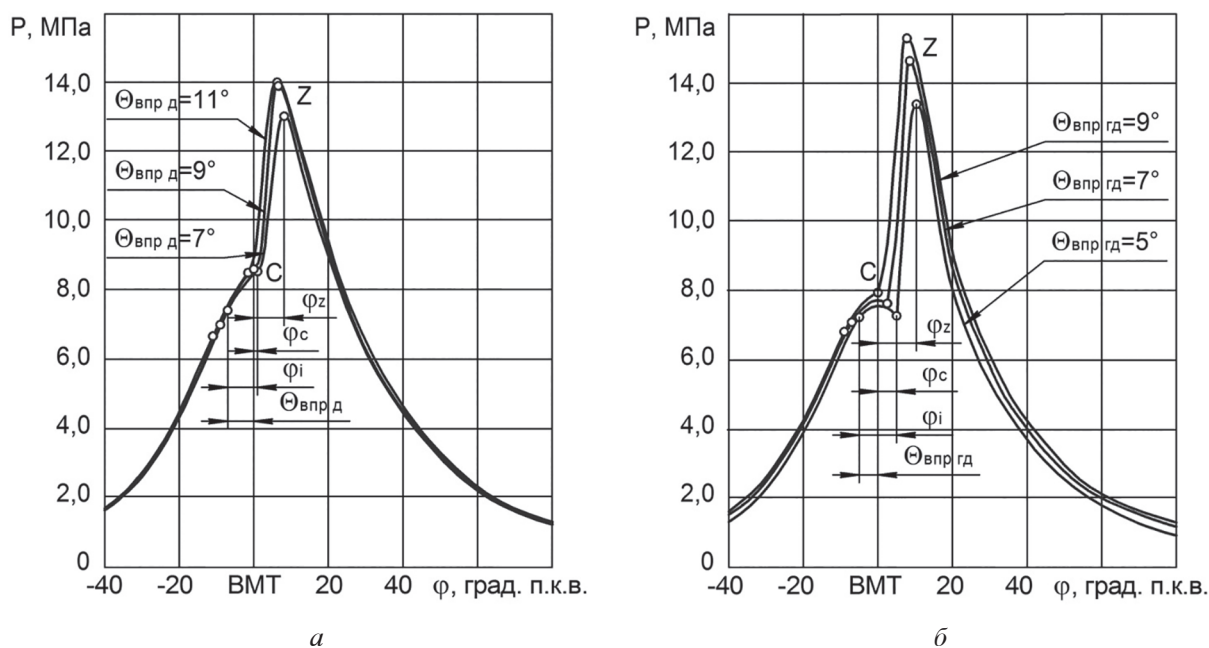


Рис. 3. Совмещенные индикаторные диаграммы при различных УОВТ при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,947 \text{ МПа}$: а – дизельный процесс; б – газодизельный процесс

скивания приводит к накоплению в цилиндре большого количества топлива. После достижения в цилиндре критической температуры происходит самовоспламенение, все топливо резко начинает сгорать. Скорость нарастания давления значительно повышается, большая доля топлива сгорает до ВМТ. Это приводит к повышению максимального давления цикла $p_{z \max}$, точка достижения максимального давления смещается влево, ближе к ВМТ, работа сжатия увеличивается, работа расширения уменьшается. Индикаторные показатели рабочего процесса ухудшаются, возрастают нагрузки на цилиндропоршневую группу.

При работе по дизельному процессу на поздних УОВТ топливо впрыскивается в воздушный заряд, характеризующийся высокими значениями давления и температуры. В таких условиях происходит увеличение скорости предпламенных реакций, при этом уменьшается период задержки воспламенения. Однако момент начала видимого горения вследствие позднего впрыскивания смещается по индикаторной диаграмме вправо. Большая часть топлива сгорает после прохождения поршнем ВМТ, что приводит к уменьшению максимального давления цикла $p_{z \max}$. Большая доля выделившейся при горении теплоты отдается в стенки цилиндра на бесполезный нагрев системы охлаждения. Полезная работа цикла уменьшается, расход топлива возрастает.

На газодизельном процессе механизм воспламенения топлива имеет несколько особенностей. Метано-воздушная смесь (МВС), находящаяся в цилиндре дизеля, не может никаким образом самовоспламениться из-за слишком низкой температуры в конце сжатия. Для её воспламенения используется небольшая запальная порция ДТ. В цилиндре дизеля, при данных условиях, ДТ хорошо самовоспламеняется и становится мощным источником воспламенения МВС. Таким образом, на воспламенение МВС в большей степени влияет наличие горящего факела ДТ, а не температура и давление в цилиндре. Так как воспламенение МВС связано с самовоспламенением запальной порции ДТ, то можно заключить, что основные закономерности изменения индикаторной диаграммы на газодизельном процессе аналогичны дизельному.

На рис. 4 представлены графики показателей процесса сгорания при различных УОВТ на режиме номинальной мощности.

Сравнивая графики дизельного (работа на ДТ) и газодизельного процессов (работа на ПГ),

можно отметить, что значения показателей процесса сгорания при работе на ПГ увеличиваются, по сравнению с работой на ДТ. Максимальная осреднённая температура газов в цилиндре T_{\max} при работе на ПГ существенно больше, чем при работе на ДТ. При УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ при переходе на ПГ температура T_{\max} увеличивается с 1940 до 2350 К, при $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ температура T_{\max} увеличивается с 2020 до 2420 К. Максимальное давление сгорания $p_{z \max}$ при работе на ПГ больше. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ давление $p_{z \max}$ увеличивается с 13,0 до 14,6 МПа, при $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ давление $p_{z \max}$ увеличивается с 13,8 до 15,4 МПа. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ степень повышения давления λ при переходе на ПГ увеличивается с 1,55 до 1,85, при $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение λ увеличивается с 1,60 до 1,92. Значение скорости нарастания давления $(dp/dj)_{\max}$ при работе на ПГ значительно больше, чем при работе на ДТ. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ при переходе с ДТ на ПГ значение $(dp/dj)_{\max}$ увеличивается с 0,68 до 0,93 МПа/град, при $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение $(dp/dj)_{\max}$ увеличивается с 0,78 до 1,08 МПа/град. Величина угла задержки воспламенения ϕ_i при $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ увеличивается с $8,0^\circ$ поворота коленчатого вала (п.к.в.) до $9,5^\circ$ п.к.в. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ углы ϕ_i при работе дизеля на ПГ и на ДТ равны и составляют $\phi_i = 9,0^\circ$ п.к.в.

Повышение давления, температуры газов в цилиндре на газодизельном процессе объ-

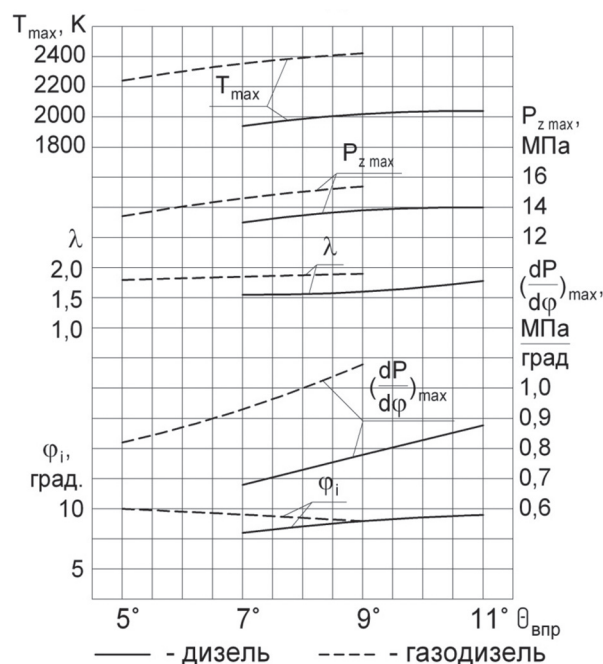


Рис. 4. Показатели процесса сгорания при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,947 \text{ МПа}$:
 — — — дизельный процесс;
 - - - - газодизельный процесс

ясняется более быстрым горением природного газа. Превалирует объемный механизм воспламенения.

На рис. 5 представлены графики характеристик тепловыделения при различных УОВТ на режиме номинальной мощности.

Сравнивая работу дизеля на ДТ и на ПГ, можно отметить, что значения характеристик тепловыделения при работе на ПГ увеличиваются, по сравнению с работой на ДТ. Угол поворота коленчатого вала, соответствующий достижению в цилиндре максимальной температуры $\varphi_{T_{\max}}$ при работе на ПГ больше, чем при работе на ДТ. При УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ при переходе с ДТ на ПГ значение $\varphi_{T_{\max}}$ увеличивается с $9,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ до $10,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, при УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение $\varphi_{T_{\max}}$ увеличивается с $8,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ до $9,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Величина активного тепловыделения для мо-

мента достижения в цилиндре максимального давления $\chi_{i Pz \max}$ при работе на ПГ больше. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ значение $\chi_{i Pz \max}$ увеличивается с 0,59 до 0,71, при $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение $\chi_{i Pz \max}$ увеличивается с 0,63 до 0,76. Значение активного тепловыделения для момента достижения в цилиндре максимальной температуры $\chi_{i T_{\max}}$ при работе на ПГ больше. Так, при $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ значение $\chi_{i T_{\max}}$ увеличивается с 0,66 до 0,80, при $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение $\chi_{i T_{\max}}$ увеличивается с 0,70 до 0,82. Величина скорости относительного тепловыделения $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ при работе на ПГ также больше, чем при работе на ДТ. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ значение $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ увеличивается с 0,14 до 0,155, при $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ увеличивается с 0,15 до 0,165.

Анализируя значения показателей, можно сказать, что на газодизельном процессе большая часть топлива расходуется в начальные фазы сгорания, до момента достижения в цилиндре максимальных значений давления и температуры.

В результате исследований, исходя из всех условий, окончательно были выбраны следующие оптимальные углы опережения впрыскивания топлива: для дизельного процесса $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$, для газодизельного процесса $\Theta_{\text{впр гд}} = 7^\circ$. Показатели работы для обоих процессов представлены в сравнении в табл. 1.

Выводы

Из представленного материала можно сделать следующие выводы.

1. При работе дизеля по газодизельному процессу показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения изменяются по сравнению с дизельным процессом. В частности, возрастают максимальное давление, максимальная температура, скорость нарастания давления процесса сгорания. Значения показателей при этом не выходят за допустимые границы, рекомендованные заводом-изготовителем дизеля.

2. Мощностные параметры на газодизельном процессе сохраняются на уровне дизельного процесса.

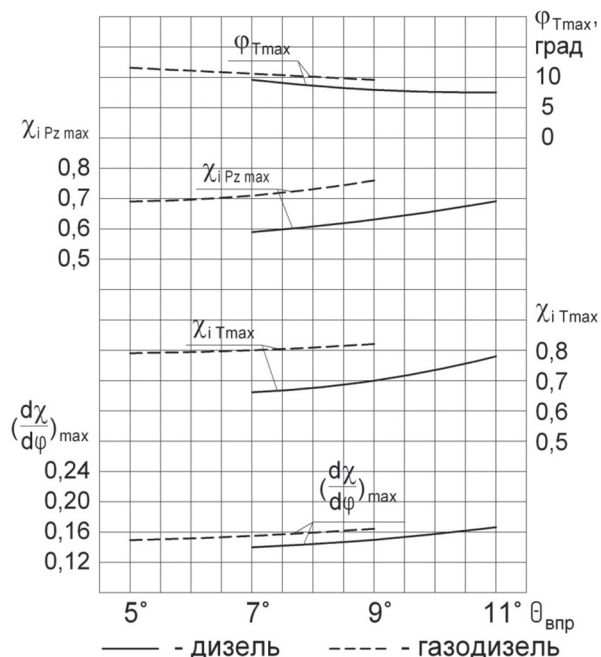


Рис. 5. Характеристики тепловыделения при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,947 \text{ МПа}$:
 — — — — дизельный процесс;
 - - - - газодизельный процесс

Показатели работы дизеля Д-245.7 при оптимальных углах опережения впрыскивания топлива (на номинальной нагрузке)

Рабочий процесс	Показатели							
	$\Theta_{\text{впр}}$	N_e , кВт	$G_T, G_{T\Sigma}$, кг/ч	$g_{e^*}, g_{e^*\Sigma}$, г/кВт·ч	$p_{z \max}$, МПа	T_{\max} , К	$(dp/d\varphi)_{\max}$	
Дизельный	9°	90,0	21	227	13,8	2020	0,78	
Газодизельный	7°	90,0	18,8	208	14,6	2350	0,93	

Таблица 1

3. При работе на газодизельном процессе для достижения минимальной экономичности и снижения «жесткости» процесса сгорания необходимо уменьшить угол опережения впрыскивания дизельного топлива.

Литература

1. Лиханов В.А., Лопатин О.П. Улучшение эксплуатационных показателей дизеля с турбонаддувом // Строительные и дорожные машины. 2016. № 12. С. 13–19.
2. Гребнев А.В. Перевод дизеля Д-245.7 на природный газ // Инновационные процессы и технологии в современном сельском хозяйстве: матер. междунар. науч.-практ. конф. (Благовещенск, 2–4 декабря 2014 г.). В 2 ч. Ч. 2. Благовещенск: ДальГАУ, 2014. С. 270–273.
3. Гребнев А.В. Улучшение эффективных показателей дизеля с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 при работе на природном газе путем совершенствования процессов сгорания и тепловыделения: дис. ... канд. техн. наук. Киров, 2009. 211 с.
4. Гребнев А.В., Скрябин М.Л. Влияние применения природного газа на процесс сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха // Общество, наука, инновации (НПК – 2015): всерос. ежегод. науч.-практ. конф.: сб. материалов: общеуниверситет. секция, БФ, ХФ, ФСА, ФАМ, ЭТФ, ФАВТ, ФПМТ, ФЭМ, ФГСН, ЮФ, 13–24 апреля 2015 г. Вят. гос. ун-т. Киров, 2015. С. 948–952.
5. Лиханов В.А., Гребнев А.В., Скрябин М.Л. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха при работе на природном газе: монография / Под общ. ред. проф. В.А. Лиханова. Киров: Вятская ГСХА, 2010. 248 с.

References

1. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Improving the performance of a diesel engine with a turbocharger // Stroitel'nye i dorozhnye mashiny. 2016. No. 12. P. 13–19.

2. Grebnev A.V. The conversion of diesel engine D-245.7 to natural gas // Innovatsionnye protsessy i tekhnologii v sovremennom sel'skom khozyaystve: mater. mezhdunar. nauch.-prakt. konf. (Blagoveshchensk, 2–4 dekabrya 2014 g.) [Innovative processes and technologies in modern agriculture: international scientific-practical conference. (Blagoveshchensk, December 2–4, 2014)]. V 2 ch. Ch. 2. Blagoveshchensk: Dal'GAU Publ., 2014, pp. 270–273 (in Russ.).
3. Grebnev A.V. Uluchshenie effektivnykh pokazateley dizelya s promezhutochnym okhlazhdeniem nadduvochnogo vozdukha 4ChN 11,0/12,5 pri rabote na prirodnom gaze putem sovershenstvovaniya protsessov sgoraniya i teplovydeleniya: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving of effective indicators of diesel with intermediate cooling of charge air 4CHN 11,0/12,5 when working on natural gas by improving the combustion and heat generation: Dissertation for Degree of Candidate of Technical Sciences.]. Kirov, 2009. 211 p.
4. Grebnev A.V., Skryabin M.L. The effect of the application of natural gas on the combustion process of the diesel 4CHN 11,0/12,5 with an intermediate intercooling of the charge air. // Obshchestvo, nauka, innovatsii (NPK – 2015): vseros. ezhegod. nauch.-prakt. konf.: sb. materialov: obshcheuniversitet. sektsiya, BF, KhF, FSA, FAM, ETF, FAVT, FPMT, FEM, FGSN, YuF, 13–24 aprelya 2015 g. [Society, science, innovations (NPK – 2015): All-Russian annual scientific and practical conference.: collection of materials: all-university section, BF, CF, FSA, FAM, ETF, FAVT, FPMT, FEM, FGSN, SF, April 13–24, 2015] Kirov, Vyat. gos. un-t Publ. 2015, pp. 948–952 (in Russ.).
5. Likhanov V.A., Grebnev A.V., Skryabin M.L. Uluchshenie effektivnykh i ekologicheskikh pokazateley dizelya 4ChN 11,0/12,5 s promezhutochnym okhlazhdeniem nadduvochnogo vozdukha pri rabote na prirodnom gaze: monografiya [Improving of effective and ecological parameters of the diesel 4CHN 11,0/12,5 with an intermediate cooling of charge air when working on natural gas: monograph]. Pod obshch. red. prof. V.A. Likhanova. Kirov: Vyatskaya GSKhA Publ., 2010. 248 p.

ВЫБОР СОСТАВА МЕТАНОЛО-РАПСОВОЙ ЭМУЛЬСИИ ДЛЯ ЕЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА ДИЗЕЛЯ

SELECTION OF THE METHANOL-RAPESEED EMULSION COMPOSITION FOR ITS USING AS FUEL FOR A DIESEL ENGINE

А.В. ШЕМЯКИН¹, д.т.н.
В.В. ТЕРЕНТЬЕВ¹, к.т.н.
Ю.А. ПАНОВ², к.т.н.
А.А. ИВАНОВ²

¹ Рязанский государственный агротехнологический университет, Рязань, Россия,

² Тверская государственная сельскохозяйственная академия, Тверь, Россия, wtf62ryazan@yandex.ru

A.V. SHEMYAKIN¹, DSc in Engineering
V.V. TERENT'EV¹, PhD in Engineering
YU.A. PANOV², PhD in Engineering
A.A. IVANOV²

¹ Ryazan State Agrotechnological University, Ryazan, Russia,

² Tver State Agricultural Academy, Tver, Russia, wtf62ryazan@yandex.ru

Целью исследования является подготовка и проведение теоретического исследования оптимального количественного и качественного состава метанола-рапсовой эмульсии для применения ее в качестве альтернативного топлива для дизельного двигателя, так как наиболее эффективным способом улучшения качества указанных процессов является приближение свойств биотоплив на основе растительных масел к свойствам стандартного дизельного топлива. Представлены методика и результаты планирования полного трехфакторного эксперимента по определению качественного и количественного состава метанола-рапсовой эмульсии. Методика проведения предусматривает определение количества эмульгатора, содержание метанола в составе эмульсии и кратность ее гомогенизации для получения максимального времени стабильности эмульсии. В рамках планирования эксперимента производится расчет плана эксперимента по выбранным изменяемым показателям, определяются коэффициенты уравнения математической модели, проводится статистическая оценка адекватности математической модели, строятся диаграммы изолиний с возможностью выявления точки экстремума. Рассматриваемый эксперимент определен как полный трехфакторный эксперимент. Получены уравнения математической модели с учетом всех изменяющихся показателей и с учетом постоянного показателя – кратности гомогенизации. Анализ результатов планирования эксперимента показывает значимость полученной модели по критерию Стьюдента и адекватность уравнения модели по критерию Фишера и, как следствие, применимость для решения производственно-рецептурных задач. Экстремуму функции отклика уравнения модели соответствуют значения факторов: концентрация эмульгатора – 5,376 %, содержание метанола – 29,38 %, кратность гомогенизации – 3. Время стабильности эмульсии при этих значениях составит 14,513 минут. Результаты проведенных исследований подтверждают возможность применения метанола-рапсовой эмульсии в качестве моторного топлива для дизеля Д-242.

Ключевые слова: дизель, трехфакторный план, математическая модель, эмульсия, рапсовое масло.

The aim of the research is a preparation and a conducting of the theoretical research work of optimal quantitative and qualitative composition of the methanol-rapeseed emulsion for an application as an alternative fuel for the diesel engine, since the most effective way to improve the quality of these processes is an approximation of the biofuel's qualities on the basis of vegetables oils to the standard diesel fuel properties. The methodology and results of the planning of a complete three-factor experiment on the determination of the qualitative and quantitative methanol-rapeseed emulsion composition are reported. The methodology provides a determination of emulsifier quantity, a content of methanol in the emulsion and a multiplicity of its homogenization for obtaining the maximum emulsion's stability time. Within the framework of an experiment planning a plan of the experiment of selected variable indicators are conducted, coefficients of an equation of the mathematical model are determined, statistical estimation of the adequacy of the mathematical model is carried out, the contour diagrams with the possibility of identifying an extremum point. The experiment under review is defined as a complete three-factor experiment. Equations of the mathematical model with an account of all changing indicators and an account of a constant index – the multiplicity of homogenization have been obtained. Analysis of the results of the experiment planning shows a significance of obtained model by the Student's t-test and an adequacy of the model equation by the Fisher's exact test, and as a consequence the applicability for solving production-prescription problems. The extremum of response function of the model equation corresponds to the values of factors: concentration of emulsifier – 5,376 %, content of methanol – 29,38 %, rate of homogenization – 3. The stability time of the emulsion at these values is 14,513 minutes. The results of conducted investigations support a possibility of the methanol-rapeseed emulsion application as motor fuel for the diesel engine D-242.

Keywords: diesel engine, three-factor model, mathematical model, emulsion, rapeseed oil.

Введение

Важным свойством растительных масел, используемых для производства биотоплива, является способность смешиваться в любых пропорциях с большинством органических растворителей (в том числе и с нефтепродуктами – бензином, керосином и дизельным топливом). Это свойство растительных масел позволяет получать моторные топлива с заданными физико-механическими свойствами путем смешивания различных компонентов в требуемых пропорциях. Результаты исследований подтверждают возможность использования в качестве топлива для дизелей «чистых» растительных масел, а также смесей с традиционным дизельным топливом [1–3]. Но использование биотоплив на основе растительных масел сдерживается отличиями их физико-механических свойств от свойств стандартного дизельного топлива. В частности, одной из наиболее острых проблем, возникающих при работе дизеля на рапсовом масле, является его повышенная вязкость [4–7]. Эффективным способом улучшения качества указанных процессов является приближение свойств биотоплив на основе растительных масел к свойствам стандартного дизельного топлива. Одним из таких способов получения топлива является эмульгирование метанола в среде рапсового масла.

При проведении экспериментов и теоретических расчетов совместно с получением образца эмульсии и имитации взаимодействия элементов системы широко применяется функциональное моделирование, результатом которого является получение уравнения математической функции, описывающей поведение объекта исследования независимо от внутренней структуры системы. Функциональная модель работает по принципу «черного ящика», при этом известны параметры «входа» – переменные или постоянные факторы, а также параметры «выхода» – критерий эффективности, отклик и т.д.

Объекты и методы

В рамках планирования эксперимента производится расчет плана эксперимента по выбранным изменяемым показателям, определяются коэффициенты уравнения математической модели, проводится статистическая оценка адекватности математической модели, строятся диаграммы изолиний с возможностью выявления точки экстремума. Рассматриваемый эксперимент определен как полный трехфакторный эксперимент.

Экспериментальная часть

Построение функциональных моделей экспериментальных зависимостей свойств метанола-рапсовой эмульсии от его состава включает следующие этапы [8–10]:

- выбор факторов, определяющих изменчивость оптимизируемых параметров;
- выбор интервалов изменения факторов;
- выбор плана и условий проведения эксперимента;
- обработка результатов эксперимента с построением математических моделей зависимостей свойств метанола-рапсовой эмульсии от выбранных факторов.

Результаты и выводы

В качестве входных факторов приняты: концентрация эмульгатора – X_1 , кратность гомогенизации – X_2 , концентрация метанола в составе эмульсии – X_3 .

В расчете факторного плана значения уровней входных факторов принимаются в кодированном виде, при этом основной уровень (центр плана) каждого фактора обозначается как «0», а нижний и верхний уровни: «–1» и «+1» соответственно (табл. 1).

Для определения воспроизводимости измерений выходного параметра Y , в качестве которого выбрано время стабильности метанола-рапсовой эмульсии, проведены параллельные измерения. Согласно плану эксперимента рас-

Таблица 1

Факторы и интервалы их варьирования

	Нижний уровень (–1)	Основной уровень (0)	Верхний уровень (+1)	Интервал варьирования	Наименование фактора
X_1	5	7	9	2	Эмульгатор, %
X_2	1	2	3	1	Кратность
X_3	10	30	50	20	Метанол, %

считано десять опытов по два параллельных испытания в каждом. Выходные параметры, наименование выходного параметра и количество параллельных замеров представлены в табл. 2.

После проверки введенных данных рассчитываются коэффициенты математической модели (табл. 3), и выводится функция отклика.

Уравнение математической модели:

$$Y = 17,391 + 13,481 X_1 + 0,8 X_2 + (-6,068) X_3 + 7,082 X_1^2 + 0,836 X_2^2 + (-2,331) X_3^2 + (-2,169) X_1 X_2 + (-5,81) X_1 X_3 + 1,206 X_2 X_3. \quad (1)$$

После получения математической модели проверялась значимость коэффициентов модели. Проверка коэффициентов на значимость производится с помощью критерия Стьюдента (t -критерия), представленного в табл. 4 и 5.

Проверка адекватности математической модели производится по критерию Фишера. Определены необходимые показатели для оценки адекватности модели (табл. 6).

По критерию Фишера уравнение математической модели является адекватным. Модель применима для решения производственно-ре-

Таблица 2

План эксперимента и выходные параметры опытов

Номер опыта (u)	Матрица планирования			Натуральные значения переменных			Выходной параметр (время стабильности, с)	
	X_1	X_2	X_3	эмульгатор	кратность	метанол	$Y(u,1)$	$Y(u,2)$
1	-1	-1	-1	5	1	10	9	7
2	+1	-1	-1	9	1	10	54	48
3	-1	+1	-1	5	3	10	12	11
4	-1	-1	+1	5	1	50	4	6
5	-1	0,19	0,19	5	2,19	33,8	11	12
6	0,19	-1	0,19	7,38	1	33,8	19	19
7	0,19	0,19	-1	7,38	2,19	10	28	22
8	-0,29	+1	+1	6,42	3	50	10	12
9	+1	-0,29	+1	9	1,71	50	25	23
10	+1	+1	-0,29	9	3	24,2	44	37

Таблица 3

Коэффициенты уравнения математической модели

b_0	b_1	b_2	b_3	b_{11}	b_{12}	b_{13}	b_{22}	b_{23}	b_{33}
17,391	13,481	0,8	-6,068	7,082	-2,169	-5,81	0,836	1,206	-2,331

Таблица 4

Табличные значения критерия Стьюдента

Показатель	Значение
Дисперсия воспроизводимости в параллельных опытах	6,95
Число степеней свободы	10
Табличное значение критерия Стьюдента	2,23

Таблица 5

Критерии Стьюдента и значимость коэффициентов модели

	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{11}	b_{12}	b_{13}	b_{22}	b_{23}	b_{33}
t -критерий	7,081	12,82	0,761	5,772	3,486	1,731	4,636	0,411	0,962	1,147
Значимость	1	1	0	1	1	0	1	0	0	0

Критерий Фишера и показатели адекватности модели

Показатель	Значение
Дисперсия адекватности математической модели	23,076
Число степеней свободы при значимых коэффициентах	5
Табличное значение критерия Фишера	3,33
Расчетное значение критерия Фишера	3,32

цептурных задач. В качестве постоянного фактора с точки зрения технологического процесса приготовления эмульсии принята кратность гомогенизации $X_2 = 3$.

Преобразованное уравнение математической модели с учетом постоянного фактора:

$$Y = 17,391 + 13,481 X_1 + 0,8 + (-6,068) X_3 + 7,082 X_1^2 + 0,836 + (-2,331) X_3^2 + (-2,169) X_1 + (-5,81) X_1 X_3 + 1,206 X_3. \quad (2)$$

На основе полученной математической модели построена диаграмма изолиний в координатах X_1 и X_3 (рис. 1).

Диаграмма изолиний позволяет получать координаты факторного поля и значения выходного параметра.

Обработка данных планируемого эксперимента завершается определением наличия экстремума функции отклика. Экстремум функции отклика полученной математической модели находится в пределах варьирования переменных факторов. При этом значение экстремума составляет $Y_{opt} = 14,513$. Экстремуму

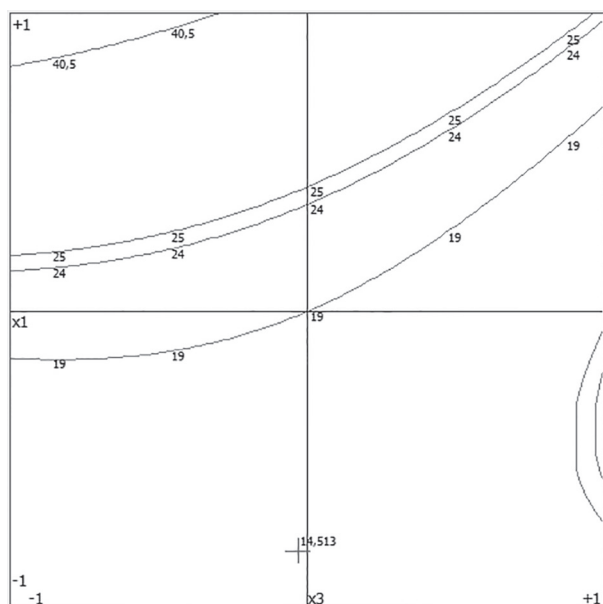


Рис. 1. Диаграмма линий равного уровня в координатах X_1 и X_3

му функции отклика соответствуют значения факторов: $X_1 = 5,376$ и $X_3 = 29,38$ при $X_2 = 3$.

Заключение

Анализ результатов планирования эксперимента показывает значимость полученной математической модели по критерию Стьюдента и адекватность уравнения математической модели по критерию Фишера и, как следствие, применимость для решения производственно-рецептурных задач. Экстремуму функции отклика математической модели соответствуют значения факторов: концентрация эмульгатора – 5,376 %, содержание метанола – 29,38 %, кратность гомогенизации – 3. Время стабильности эмульсии при этих значениях составит 14,513 мин. Результаты проведенных исследований подтверждают возможность применения метанола-рапсовой эмульсии в качестве моторного топлива для дизеля Д-242.

Литература

1. Марков В.А., Девянин С.Н., Семенов В.Г., Шахов А.В., Багров В.В. Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях. М.: ООО НИЦ «Инженер», 2011. 536 с.
2. Свиридова Т.В., Шуваева Г.П., Вагабов М.З.В., Корнешева О.С. Биотопливо из альтернативных источников растительного сырья // Актуальная биотехнология. 2014. № 3 (10). С. 113.
3. Киреева Н.С. Рапсовое биотопливо // Вестник Ульяновской ГСХА. 2008. № 1. С. 56–57.
4. Девянин С.Н., Марков В.А., Семенов В.Г. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. М.: ИЦ ФГОУ ВПО МГАУ, 2008. 340 с.
5. Грехов Л.В., Марков В.А., Девянин С.Н. Параметры процесса топливоподачи и показатели дизеля, работающего на смесевых биотопливах // Грузовик. 2009. № 7. С. 39–47.
6. Бышов Н.В., Бачурин А.Н., Корнюшин В.М., Черных И.В. Линия для получения масла из семян масличных культур // Вестник Рязанского

государственного агротехнологического университета имени П.А. Костычева. 2013. № 3 (19). С. 59–60.

7. Черных И.В., Бышов Н.В., Корнюшин В.М. Линия контейнерного типа для получения масла из семян // Сельский механизатор. 2014. № 11. С. 23.
 8. Белов В.В., Образцов И.В., Курятников Ю.Ю. Разработка программно-алгоритмического средства обработки данных трехфакторного планированного эксперимента для расчета математической модели прочности бетона / Программные продукты и системы / Software&Systems. 2014. № 4 (108). С. 254–258.
 9. Федоренко В.Ф. Использование биологических добавок в дизельное топливо. М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2007. 52 с.
 10. Семенов В.Г. Оптимизация состава бинарного альтернативного дизельного топлива // Химия и технология топлив и масел. 2003. № 4. С. 29–32.
- ### References
1. Markov V.A., Devyanin S.N., Semenov V.G., Shakhov A.V., Bagrov V.V. Ispol'zovanie rastitel'nykh masel i topliv na ikh osnove v dizel'nykh dvigatelyakh [Usage of vegetable oils and fuel based on them in diesel engines]. Moscow: OOO NITs «Inzhener» Publ., 2011. 536 p.
 2. Sviridova T.V., Shuvaeva G.P., Vagabov M.Z.V., Korneeva O.S. Biofuel from alternative sources of the plant raw materials // Aktual'naya biotekhnologiya. 2014. No 3(10), pp. 113 (in Russ.).
 3. Kireeva N.S. Rapsovoe biotoplivo // [The rapeseed biofuel]. Vestnik Ul'yanovskoy GSKhA. 2008. No 1, pp. 56–57 (in Russ.).
 4. Devyanin S.N., Markov V.A., Semenov V.G. Rastitel'nye masla i topliva na ikh osnove dlya dizel'nykh dvigateley [The vegetable oils and fuels based on them for diesel engines]. Moscow: ITs FGOU VPO MGAU Publ., 2008. 340 p.
 5. Grekhov L.V., Markov V.A., Devyanin S.N. Parameters of the fuel supply process and the parameters of a diesel engine operating on mixed bio-fuels // Gruzovik. 2009. No 7, pp. 39–47 (in Russ.).
 6. Byshov N.V., Bachurin A.N., Korniyushin V.M., Chernykh I.V. The line for obtaining oil from oilseeds // Vestnik Ryazanskogo gosudarstvennogo agrotekhnologicheskogo universiteta im. P. A. Kostycheva [Bulletin of the Ryazan State Agrotechnological University named after P.A. Kostychev]. 2013. No 3 (19), pp. 59–60 (in Russ.).
 7. Chernykh I.V., Byshov N.V., Korniyushin V.M. The line of container type for obtaining oil from seeds // Sel'skiy mekhanizator. 2014. No 11, pp. 23 (in Russ.).
 8. Belov V.V., Obratsov I.V., Kuryatnikov Yu.Yu. Development of a program-algorithmic data processing tool for a three-factor planned experiment for calculating the mathematical model of concrete strength / Programmnye produkty i sistemy / Software&Systems. 2014. No 4 (108), P. 254–258 (in Russ.).
 9. Fedorenko V.F. Ispol'zovanie biologicheskikh dobavok v dizel'noe toplivo [The usage of biological additives in diesel fuel]. Moscow: FGNU «Rosinformagrotekh» Publ., 2007. 52 p.
 10. Semenov V.G. The optimization of the binary alternative diesel fuel composition // Khimiya i tekhnologiya topliv i masel. 2003. No 4, pp. 29–32 (in Russ.).

ХОДОВЫЕ СИСТЕМЫ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА КАЧЕСТВО ВЫПОЛНЯЕМЫХ ОПЕРАЦИЙ

RUNNING GEAR OF MACHINE-TRACTOR UNITS AND THEIR INFLUENCE ON THE QUALITY OF PERFORMED OPERATIONS

С.И. КАМБУЛОВ, д.т.н.
В.Б. РЫКОВ, д.т.н.
И.В. БОЖКО, к.т.н.
В.В. КОЛЕСНИК

ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской», Зерноград,
Россия, kambulov.s@mail.ru

S.I. KAMBULOV, DSc in Engineering
V.B. RYKOV, DSc in Engineering
I.V. BOZHKO, PhD in Engineering
V.V. KOLESNIK

The Federal State Budget Scientific Institution «Agrarian Science
Center «Donskoy», Zernograd, Russia, kambulov.s@mail.ru

Машинно-тракторный агрегат является ключевым элементом в выполнении технологических операций при возделывании сельскохозяйственных культур. На современных тракторах применяются ходовые системы с колесными и гусеничными движителями. Почва при взаимодействии с движителями трактора, с одной стороны, распыляется при буксовании, с другой – уплотняется. При этом колесные движители имеют буксование в несколько раз выше, чем гусеничные. Цель исследования – анализ ходовых систем машинно-тракторных агрегатов и их влияние на качество выполняемых технологических операций. В статье рассмотрен анализ параметров колесного и сменного гусеничного движителей к трактору К-701, которые имеют одинаковые габариты. Одним из главных внешних воздействий на агрегат является профиль поверхности поля. Основным источником колебаний трактора являются неровности пути. При этом, участки, типичные для работы машинно-тракторных агрегатов, очень разнообразны, наиболее характерными из них являются, стерня, вспаханное поле, подготовленное поле, полевая дорога и другие. Анализ спектральных плотностей профиля поверхности поля, на котором работают тракторы, показывает, что с увеличением скорости движения спектральная плотность быстро уменьшается, а максимум спектральной плотности смещается в сторону более высоких значений частот. Установлено, что диапазон частот, который в наибольшей степени воздействует на машинно-тракторный агрегат на базе трактора К-701 на сменном гусеничном движителе, составляет $1...4 \text{ с}^{-1}$, на колесном движителе – $1...7 \text{ с}^{-1}$. Сменный гусеничный движитель к трактору класса 5 имеет существенные преимущества по сравнению с колесным движителем, так как он фильтрует (сглаживает) в 2,1...2,8 раза больше неровностей, что улучшает условия труда, плавность хода и другие показатели машинно-тракторного агрегата.

Ключевые слова: ходовая система, движитель, спектральная плотность, опорное основание.

The machine-tractor unit is a key element in an implementation of technological operations in the cropping. Running gears with wheeled and caterpillar propulsion device are used in the modern tractors. During an interaction of the ground with tractor propulsion devices, the ground is pulverized on one side and it is compacted on the other side during the slipping. Besides, the wheeled movers have the slipping several times higher than caterpillar movers. The aim of the research is an analysis of running gears of machine-tractor units and their influence on the quality of performed technological operations. The paper discusses an analysis of parameters of wheeled and replaceable caterpillar movers to the tractor K-701, which have the same dimensions. One of the main external influences on the unit is the surface profile of the field. The main source of tractor oscillations are the unevennesses of the way. At the same time, characteristic areas for the operation of machine-tractor units are very various, the most characteristic of them are a stubble field, a plowed field, a prepared field, a field road and others. The analysis of spectral densities of the surface profile of the field on which the tractor operates shows that with increasing speed, the spectral density decreases rapidly, and the maximum of the spectral density shifts toward higher values of the frequencies. It has been established that the frequency range, which has the greatest effect on the machine-tractor unit on the basis of the tractor K-701 on the replacement caterpillar mover $1...4 \text{ sec}^{-1}$, on the wheel mover – $1...7 \text{ sec}^{-1}$. The replaceable caterpillar mover for a 5 class tractor has significant advantages over a wheeled mover, since it filters (smoothes) 2,1...2,8 times more irregularities, which improves working conditions, smooth of running and other indicators of the machine-tractor unit.

Keywords: running gear, mover, spectral density, support base.

Введение

На современных тракторах применяются ходовые системы с колесными и гусеничными движителями. Движитель является важнейшим элементом конструкции, так как преобразует ведущий момент в касательную силу тяги, что определяет не только эксплуатационно-технологические и экономические показатели мобильных энергетических средств (МЭС), но и, взаимодействуя с опорным основанием, изменяет ее состояние, что влияет на параметры почвы, которые в свою очередь определяют режим развития растений. Опорное основание в свою очередь оказывает влияние на динамику машинно-тракторных агрегатов (МТА).

Почва при взаимодействии с движителями трактора, с одной стороны, распыляется при буксовании, с другой – уплотняется. Разные типы движителей имеют разное буксование при одних и тех же условиях. При этом, колесные движители имеют буксование в несколько раз выше, чем гусеничные. Увеличение массы трактора может несколько снизить буксование, но при этом увеличивается нагрузка на движители, а следовательно, и на опорное основание, что приводит к значительному уплотнению почв и снижению урожайности сельскохозяйственных культур.

Цель исследования

Целью исследования является анализ ходовых систем машинно-тракторных агрегатов и их влияние на качество выполняемых технологических операций.

Материалы и методы исследований

Одним из главных внешних воздействий на агрегат является профиль поверхности поля. Он оказывает существенное влияние на неравномерность хода рабочих органов машины, на линейные и угловые колебания агрегата в целом. При изучении движения машин по поверхности дорожные препятствия не могут рассматриваться отдельно от машины [1], так как одни и те же неровности оказывают разное влияние на проходимость машин. Для трактора Т-25 базой 1780 мм наклонная поверхность длиной 2500 мм является склоном, а для трактора К-701 базой 3200 мм – выступом. С точки зрения проходимости ограничением для трактора Т-25 является сцепление, которое он может развивать для преодоления этого склона, а для трактора К-701 – клиренс,

который не позволит ему зависнуть на этом выступе.

Таким образом, кроме высоты неровностей важной характеристикой является длина неровности.

При этом очевидным является то, что сопоставляя длину неровностей с длиной опорной части движителя, можно разделить неровности поверхности на три типа. Короткие неровности могут фильтроваться движителем и не вызывать никаких колебаний трактора. Длинные неровности движитель полностью копирует, и для преодоления склона такой неровности необходима только достаточная сила тяги.

При длине неровности, соразмерной с длиной опорной поверхности движителя, уже нельзя полагать, что движитель копирует эту неровность. В связи с этим возникают колебания, которые передаются на подрессоренную массу трактора.

Но во всех случаях необходима широкая и достоверная информация о профиле поверхности во всех условиях, в которых работают сельскохозяйственные МТА.

Такую информацию обычно получают специальными устройствами, которые называют профилографами.

Результаты и их обсуждение

Любой реальный профиль, по которому движется машины, в общем случае можно представить зависимостью $y = y(x)$.

Эту функцию необходимо рассматривать как реализацию случайной функции, характеризующую внешние условия движения по неровностям пути.

Простейшими характеристиками случайной функции являются математическое ожидание и корреляционная функция. Математическое ожидание не оказывает влияния на характер колебания трактора, поэтому для описания внешних условий движения МТА по поверхностям опорного основания применяется корреляционная функция.

Корреляционная функция уже не является случайной, и поэтому ее обычно аппроксимируют аналитическими выражениями.

Основным источником колебаний трактора являются неровности пути. При этом, участки, типичные для работы МТА, очень разнообразны, наиболее характерными из них являются, стерня, вспаханное поле, подготовленное поле, полевая дорога и др.

Для характеристики этих фонов были установлены корреляционные функции профиля поверхности, которые аппроксимировали выражением:

$$\rho(l) = A_1 e^{-\alpha_1 |l|} + A_2 e^{-\alpha_2 |l|} \cos \beta_2 l, \quad (1)$$

где A_i, α_i, β_i – коэффициенты.

Коэффициенты можно определить любым из методов, применяемым в теории аппроксимации.

Корреляционная функция позволяет определить дисперсию случайного процесса и степень связи между его сечениями.

При известной корреляционной функции спектральную плотность получают путем ее функционального преобразования по формуле:

$$S(\omega) = 2 \int_0^{\infty} R(l) \cos \omega l \, dl,$$

где $\omega = 2 \pi f$ – частота.

Для корреляционной функции (1) при условии, что $A_1 = 0$, спектральная плотность определялась по формуле

$$S(\omega) = \frac{2\alpha D(\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2)}{\pi[(\omega^2 - \alpha^2 - \beta^2)^2 + 4\alpha^2 \omega^2]},$$

где D – дисперсия случайного процесса; ω – частота.

При этом, для получения спектральных характеристик на различных скоростях движения коэффициенты α_i, β_i при скорости 1 м/с умножаются на эту скорость [2], т.е. $\alpha_{V_i} = \alpha_{V_1} \cdot V_i$; $\beta_{V_i} = \beta_{V_1} \cdot V_i$ (V_1, V_i – соответственно, скорость, равная 1 м/с и i -я скорость движения агрегата).

Анализ спектральных плотностей профиля поверхности фона (рис. 1 и 2), на котором работают тракторы, показывает, что с увеличением скорости движения спектральная плотность при $\omega = 0$ быстро уменьшается, а максимум

спектральной плотности смещается в сторону более высоких значений частот [3, 4].

Частота среза для различных профилей поверхности неодинакова и составляет для профиля поверхности стерни $\omega = 5...6 \text{ с}^{-1}$, грунтовой дороги – 12 с^{-1} , парового поля – $9...10 \text{ с}^{-1}$, вспаханного поля – $10...11 \text{ с}^{-1}$.

Спектральная плотность позволяет определить длину неровностей опорного основания по формуле $\omega = \frac{2\pi}{T}$, так как каждой частоте ω соответствует своя длина неровностей (T – период), и сопоставить эту длину с длиной опорного основания движителей. При этом можно установить, какие неровности фильтруются ими и не воздействуют на подрессоренную часть трактора, то есть не вызывают колебаний.

Для примера сопоставим параметры колесного и сменного гусеничного (разработка ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской») движителей к трактору К-701, которые имеют одинаковые габариты.

Длина опорной поверхности сменного гусеничного движителя к трактору К-701 составляет $L_r = 1650 \text{ мм}$, длина опорной поверхности колесного движителя этого трактора на шине Ф-81 для различных условий его работы изменяется в пределах $L_k = 590...770 \text{ мм}$.

Таким образом, длина опорной поверхности сменного гусеничного движителя в 2,8...2,1 раза больше, чем длина опорной поверхности колесного движителя.

Рассматривая спектральные характеристики различных фонов, характерные для работы трактора, можно отметить, что граничной частотой, которой соответствует условие $L_n < L_r$ (L_n – длина неровности), для гусеничного движителя является частота 4 с^{-1} , для колесного движителя – частота 7 с^{-1} . Все неровности

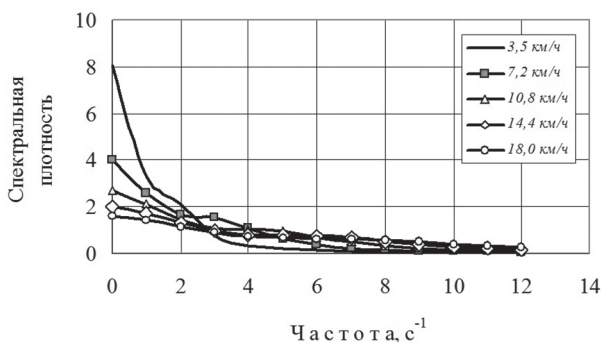


Рис. 1. Спектральная плотность профиля поверхности парового поля

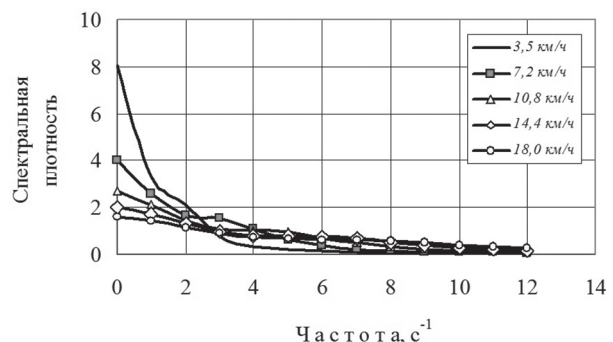


Рис. 2. Спектральная плотность профиля поверхности стерни

больше граничной фильтруются движителем, все неровности меньше граничной копируются движителем.

Таким образом, при взаимодействии с опорным основанием сменный гусеничный движитель имеет существенные преимущества, так как снижает динамичность процесса и фильтрует значительное количество неровностей, что обеспечивает лучшую плавность хода.

Определение длины неровностей, как уже отмечалось, производится по формуле $T = 2\pi/\omega$. При этом можно выделить те неровности, которые в наибольшей степени воздействуют на МТА, и упростить инженерные расчеты.

Так, например, если длина неровности совпадает с базой трактора, то относительное перемещение подрессоренных масс будет происходить только поступательно вертикально, так как передние и задние движители трактора будут всегда иметь одинаковую координату

при движении по синусоидальной неровности. Вытекает это из того, что синус – периодическая функция, и ее значения повторяются ровно через период. В этом случае происходит плоско-параллельное движение трактора, а центр масс, как и любая другая его точка, перемещается в относительном движении только вертикально. Такое движение имеет одну степень свободы, а следовательно, для изучения такого движения необходимо составить одно дифференциальное уравнение.

Если база трактора равна половине периода, то координаты передних и задних движителей каждый раз будут разными и трактор будет совершать только продольно-угловые колебания, но движение также будет иметь одну степень свободы.

Возможные схемы движения трактора К-701 на сменном гусеничном движителе в зависимости от длины неровностей профиля поверхности поля приведены на рис. 3.

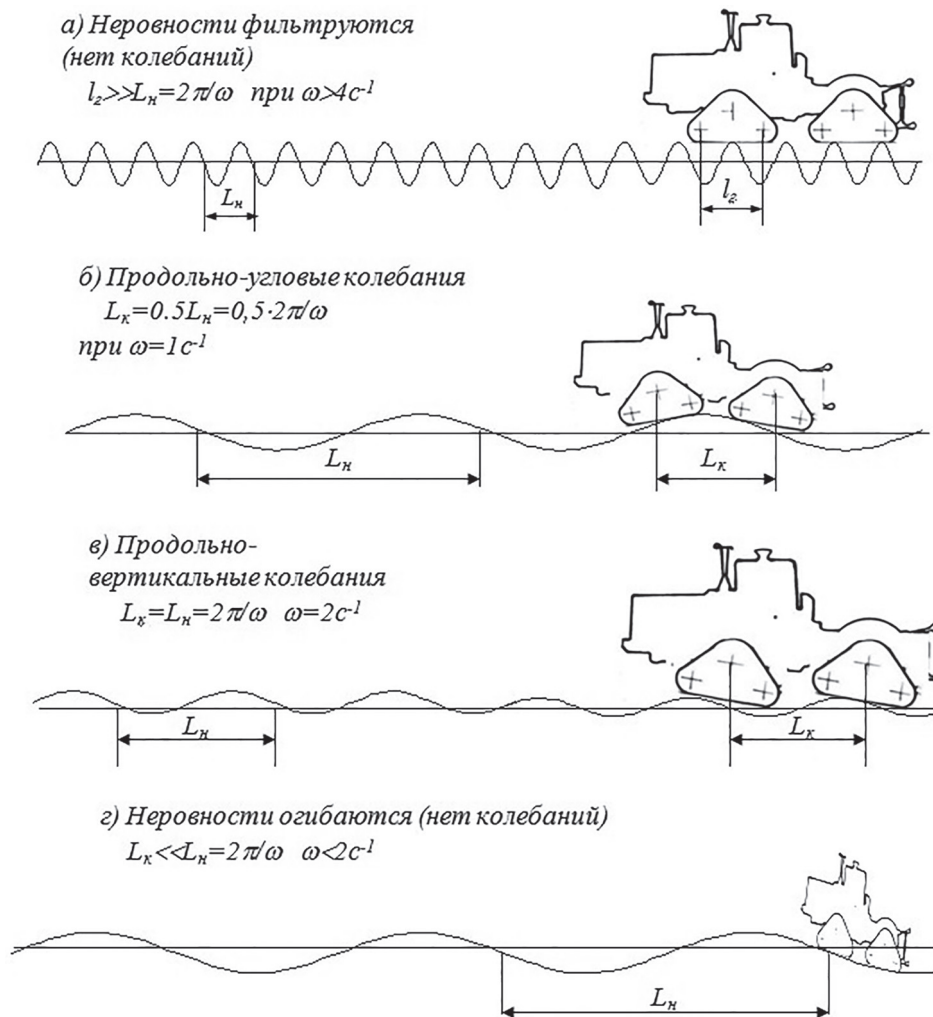


Рис. 3. Возможные схемы воздействий неровностей на МТА

Известно, что корреляционная функция связана со спектральной плотностью соотношением:

$$K(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) e^{j\omega\tau} d\omega.$$

Смысл этого выражения состоит в том, что корреляционная функция представляет собой сумму гармонических составляющих с амплитудой, зависящей от частоты.

Полагая в этой формуле $\tau = 0$, получим:

$$K(\tau) = K(0) = D = \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) d\omega,$$

где D – дисперсия случайного процесса.

Дисперсия случайного процесса представляет собой сумму элементарных дисперсий $S(\omega) d\omega$, приходящихся на элементарный частотный интервал $d\omega$, прилегающий к частоте ω .

С учетом этого можно определить дисперсию процесса по диапазонам частот по формуле:

$$D_i = \sum_1^n S_i(\omega) \Delta\omega.$$

Так как часть неровностей, как уже отмечалось, фильтруется движителем, то в процессе воздействий на МТА не участвует и дисперсия опорного основания, приходящаяся на этот диапазон.

Можно отметить, что в наибольшей степени на трактор класса 5 при работе его на характерных фонах воздействуют неровности в диапазоне частот $\omega = 1...4 \text{ с}^{-1}$, так как они вызывают или продольно-угловые, или продольно-вертикальные, или те и другие колебания одновременно.

За этими диапазонами частот неровности профиля поверхности поля или фильтруются (см. рис. 3, а) и не вызывают колебаний, или огибаются движителями трактора (см. рис. 3, б), и в этом случае ограничением движения МТА может быть только сцепление движителей с почвой при преодолении ими подъема. Для трактора К-701 на колесном движителе этот частотный диапазон составляет $\omega = 1...7 \text{ с}^{-1}$.

В табл. 1 приведены статистические характеристики воздействий различных профилей на МТА [5].

Анализ табличных данных показывает, что значительная часть дисперсии приходится на длинные неровности, т.е. те которые огибаются движителями трактора и практически не вызывают колебаний подрессоренных масс даже при высокой скорости движения. На паровом поле на долю этого диапазона неровностей ($0...1 \text{ с}^{-1}$) приходится 21...53 % от общей дисперсии профиля поверхности поля, на вспаханном поле, стерне и полевой дороге приходится, соответственно, 11...30 %, 33...78 % и 8...12 %.

Таблица 1

Статистические характеристики воздействий различных профилей поверхности поля на МТА

Тип профиля поверхности поля	Скорость, м/с	Доля дисперсии, приходящаяся на частотный диапазон, %					
		Гусеничный движитель			Колесный движитель		
		0...1 с ⁻¹	1...4 с ⁻¹	более 4 с ⁻¹	0...1 с ⁻¹	1...7 с ⁻¹	более 7 с ⁻¹
Паровое поле	1	53	44	3	53	47	–
	2	34	50	16	34	65	1
	3	27	41	32	27	66	6
	4	21	39	40	21	66	13
Вспаханное поле	1	30	48	22	30	63	7
	2	17	42	41	17	65	18
	3	13	37	50	13	65	22
	4	11	32	57	11	63	26
Стерня	1	78	22	0	78	22	–
	2	58	40	2	58	42	–
	3	40	56	4	40	60	–
	4	33	54	13	33	67	–
Полевая дорога	5	12	43	45	12	73	15
	6	10	38	52	10	70	20
	7	8	30	62	8	64	28

Выводы

1. Основным источником колебаний МТА при работе их на характерных фонах (стерня, поле подготовленное под посев, вспаханное поле, полевая дорога и др.) являются неровности профиля поверхности поля.

2. При известных корреляционных функциях можно определить спектральные плотности профиля поверхности поля путем их функциональных преобразований. При этом, с увеличением скорости движения спектральная плотность при $\omega = 0$ быстро уменьшается, а максимум ее смещается в сторону более высоких частот. Частота среза для полученных спектральных характеристик для различных фонов неодинакова и составляет для профиля поверхности стерни $5-6 \text{ с}^{-1}$, грунтовой дороги – 12 с^{-1} , поля, подготовленного под посев – $9-10 \text{ с}^{-1}$, вспаханного поля – $10-11 \text{ с}^{-1}$.

3. Спектральная плотность позволяет определить длину неровности, соответствующую каждой частоте, и тем самым распределить неровности по длине. Сравнивая эти длины с конструктивными параметрами МТА, можно выделить те неровности, которые в наибольшей степени воздействуют на агрегат.

4. Диапазон частот, который в наибольшей степени воздействует на МТА на базе трактора К-701, на сменном гусеничном движителе, составляет $1-4 \text{ с}^{-1}$, на колесном движителе – $1-7 \text{ с}^{-1}$.

5. Сменный гусеничный движитель к трактору класса 5 имеет существенные преимущества по сравнению с колесным движителем, так как он фильтрует (сглаживает) в 2,1–2,8 раза больше неровностей, что улучшает условия труда, плавность хода и другие показатели МТА. На активный диапазон частот колесного движителя приходится значительно большая доля дисперсии профиля поверхности поля, чем у сменного гусеничного движителя; на паровом поле эта величина составляет 108–169 %, на вспаханном поле, полевой дороге и стерне – соответственно, 131–197 %, 170–213 % и 105–124 %.

Литература

1. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность – машина. М.: Машиностроение, 1973. 514 с.
2. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. М.: Машиностроение, 1972. 190 с.
3. Камбулов С.И., Рыков В.Б., Божко И.В., Колесник В.В. Характеристики внешних воздействий на работу машинно-тракторных агрегатов // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 9. С. 45–52.
4. Анохин В.И., Песков А.Ф. Результаты полевых экспериментальных исследований гусеничного сельскохозяйственного трактора с гидромеханической трансмиссией // Доклады МИИСП. Том 2. Вып. 2. 1965. С. 85–90.
5. Камбулов С.И. Механико-технологические основы повышения уровня функционирования сельскохозяйственных агрегатов. Ростов н/Д: Изд-во ООО «Терра Принт», 2006. 304 с.

References

1. Bekker M.G. Vvedenie v teoriyu sistem mestnost' – mashina [The introduction to the theory of locality-machine systems]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1973. 514 p.
2. Silaev A.A. Spektral'naya teoriya podressorivaniya transportnykh mashin [The spectral theory of suspension of transport vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1972. 190 p.
3. Kambulov S.I., Rykov V.B., Bozhko I.V., Kolesnik V.V. The characteristics of external influences on the operation of machine and tractor units // Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 9, pp. 45–52 (in Russ.).
4. Anokhin V.I., Peskov A.F. The results of field experimental researches of a caterpillar agricultural tractor with hydromechanical transmission // Doklady MIISP. Vol. 2. Vyp. 2. 1965, pp. 85–90 (in Russ.).
5. Kambulov S.I. Mekhaniko-tehnologicheskie osnovy povysheniya urovnya funktsionirovaniya sel'skokhozyaystvennykh agregatov [The mechanic-technological foundations for increasing the level of functioning of agricultural units]. Rostov n/D: Izd-vo ООО «Терра Принт» Publ., 2006. 304 p.

ПРЕДПОСЫЛКИ СОЗДАНИЯ КОМПЛЕКСНОЙ СИСТЕМЫ ГОРИЗОНТИРОВАНИЯ И ПОДРЕССОРИВАНИЯ ОСТОВА ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

PREREQUISITES FOR THE CREATION OF AN INTEGRATED SYSTEM FOR LEVELING AND CUSHIONING FRAMEWORK OF COMBINE HARVESTERS

П.В. СИРОТИН¹, к.т.н.
М.М. ЖИЛЕЙКИН², д.т.н.
А.Г. САПЕГИН³
С.В. ЗЛЕНКО³, к.т.н.

¹ Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ), Новочеркасск, Россия

² МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

³ ООО «КЗ «Ростсельмаш», Ростов-на-Дону, Россия, spv_61@mail.ru

P.V. SIROTIN¹, PhD in Engineering
M.M. ZHILEYKIN², DSc in Engineering
A.G. SAPEGIN³
S.V. ZLENKO³, PhD in Engineering

¹ Platov South Russian state polytechnic university (NPI), Novocherkassk, Russia

² Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

³ LLC "Rostselmash", Rostov-on-Don, Russia, spv_61@mail.ru

Приведенная обзорно-аналитическая статья посвящена определению и обоснованию перспективных направлений современного комбайностроения. В работе представлен анализ исследований, проведенных в России и за рубежом, по влиянию уклона агрофона на один из важнейших показателей эффективности работы зерноуборочных комбайнов – общие потери зерна. Для обеспечения заданной эффективности работы на склонах показана необходимость использования специальных комбайнов или внесения изменений в конструкцию существующих. Приведена классификация зерноуборочных комбайнов в зависимости от приспособленности к работе на полях со склоном. По каждой из выделенных групп проведен подробный анализ их конструкций, выделены отличительные признаки, а также определены механизмы и системы, обеспечивающие снижение потерь зерна комбайна на агрофонах со сложным рельефом. Выделены основные причины, сдерживающие широкое распространение таких систем. На основе экспериментальных данных, полученных в ходе полевых испытаний зерноуборочных комбайнов, показан уровень действующих динамических нагрузок на их остова. Проведен спектральный анализ действующих ускорений на адаптере, балках переднего и заднего мостов. По его результатам выделены основные частоты, при которых формируются нагрузки. Обоснована необходимость внедрения систем подрессоривания, которые также могли бы выполнять функцию горизонтирования остова и способствовать процессу копирования рельефа агрофона жаткой. Представлена динамическая модель зерноуборочного комбайна с системой горизонтирования и подрессоривания, приведены доводы по созданию и внедрению подобных систем. Сделаны выводы и определены направления дальнейших исследований по разработке полифункциональных систем для отдельных исполнений комбайнов, работающих на агрофонах со сложным рельефом и обладающих конкурентоспособным уровнем эксплуатационных свойств.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, работа комбайна на склоне, потери продукции, горизонтирование, подрессоривание, динамическая модель.

This review-analytical article is devoted to the definition and justification of promising areas of modern combine-building. The paper presents an analysis of studies conducted in Russia and abroad, on the effect of the bias of soil preparation on one of the most important indicators of the efficiency of the operation of combine harvesters-total grain losses. To ensure a given efficiency of work on the slopes, the need to use special combines or to make changes to the existing ones is shown. The classification of combine harvesters is given depending on the suitability for work in fields with a slope. For each of the selected groups, a detailed analysis of their structures is carried out, distinctive features are identified, and mechanisms and systems are determined that ensure a reduction in grain losses of the combine harvester on soil preparation with complex terrain. The main reasons for the widespread use of such systems are identified. Based on the experimental data obtained during field testing of combine harvesters, the level of dynamic loads acting on their frameworks is shown. Spectral analysis of the acting accelerations on the adapter, arms of front and rear double-reduction axles are carried out. Based on the analysis the main frequencies at which the loads are formed are identified. The need for the introduction of suspension systems, which could also perform the function of leveling framework and facilitate the process of copying the topography of the soil preparation with a header is explained. A dynamic model of a combine harvester with a system of leveling and cushioning is presented, arguments are given for the creation and implementation of such systems. Conclusions are drawn and directions for further research on the development of multifunctional systems for individual implementations of combine harvesters working on soil preparation with complex terrain and having a competitive level of operational properties are determined.

Keywords: combine harvester, harvester work on the slope, product loss, leveling, cushioning, dynamic model.

Введение

Одна из основных проблем сельского хозяйства по увеличению производства зерна заключается в повышении эффективности работы зерноуборочных комбайнов (ЗУК) на агрофонах со сложным макро- и микрорельефом, на которые только по СНГ приходится более 16 млн га посевов зерновых [1, 2]. При проведении уборочных работ на таких местностях отмечается значительное увеличение потерь зерна из-за неприспособленности конструкции ЗУК к особым условиям, в связи с чем в России и за рубежом разработаны соответствующие технические и конструктивные решения [3–5], которыми оснащаются лишь незначительная часть производимой техники. Вместе с тем, в последнее время отмечается рост эксплуатационных скоростей ЗУК, что ведет к увеличению действующих на них динамических нагрузок и ухудшению показателей плавности хода [6]. Однако ни системы уменьшения потерь продукции при работе ЗУК на полях со склоном и микронеровностями, ни системы подрессоривания не имеют широкого применения из-за их высокой начальной стоимости [7], монофункциональности [8], низкой надежности и т.д. Указанные недостатки могут быть нивелированы за счет разработки и внедрения систем, выполняющих комплекс функции, например, по снижению потерь продукции при работе ЗУК на агрофонах со сложными рельефом, а также подрессориванию остова. Разработка методов конструирования таких систем позволит значительно улучшить эксплуатационные свойства и массо-габаритные показатели рассматриваемого типа самоходных машин, что обуславливает практическую значимость и актуальность исследований по данному направлению.

Цель исследования

Целью исследования являлось выделение оптимальных конструкторско-технологических решений по снижению потерь зерна при работе ЗУК на полях со сложным рельефом, а также оценка параметров их плавности хода для выбора и определения требований к системам подрессоривания остова.

Потери при работе ЗУК на агрофонах с неровностями

По данным отечественных машино-испытательных станций, на агрофонах с уклоном

8...0° при подаче хлебной массы 4,5 кг/с общие потери зерна могут достигать до 6 %. Проведенные лабораторные и лабораторно-полевые испытания систем очистки ЗУК показали, что при наклоне молотилки одновременно в поперечном и продольном направлениях потери достигают 8...2 % [7]. Аналогичные результаты по ЗУК получены за рубежом: в условиях работы на гористой местности величина уклона в значительной степени изменяет геометрические и кинетические основы процесса очистки зерна [9–11], а потери могут составлять до 13 %. Размер этих потерь в главной степени зависит от величины угла наклона местности. В работе [12] показано, что при наклоне до 6° средний прирост потерь составлял около 0,2 % на 1 % роста уклона местности. При уклоне местности более 6° этот рост может быть больше более чем в два раза.

К настоящему времени известны конструкции ЗУК и их систем, обеспечивающие снижение потерь зерна при уборке на склонах до 24...26°. По области применения ЗУК можно разделить на следующие классы: равнинные, работающие без нарушения технологического процесса на склонах до 8° в поперечном и продольном направлениях; косогорные, работающие без нарушения технологического процесса на склонах до 14...16°; крутосклонные – на склонах до 26° [13].

В основе конструкции равнинных ЗУК чаще всего лежит воздушно-решетчатая система (ВРО), представленная на рис. 1.

Данная схема реализована в большинстве современных конструкций комбайнов отечественного и иностранного производства [3, 4]. Проведенные исследования эффективности работы такой схемы показали, что при крене

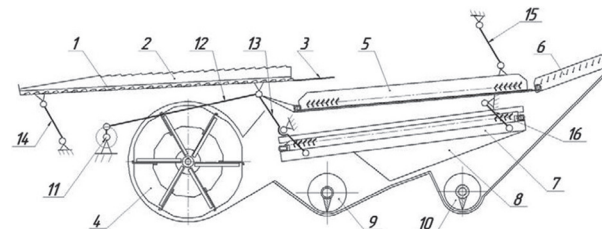


Рис. 1. Схема ВРО равнинного ЗУК:

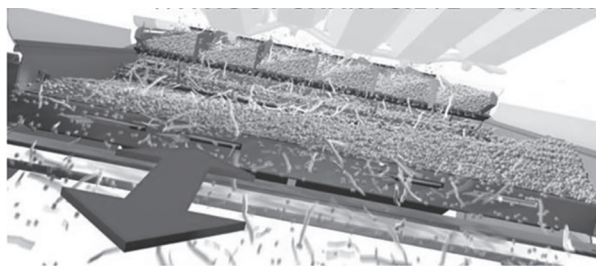
- 1 – транспортная доска; 2 – продольная гребенка;
- 3 – пальцевая решетка; 4 – вентилятор; 5 – верхний решетчатый стан; 6 – удлинитель верхнего решета;
- 7 – нижний решетчатый стан; 8 – скатная доска;
- 9 – зерновой шнек; 10 – колосовой шнек;
- 11 – механизм привода; 12 – шатун; 13 – двуплечий рычаг; 14, 15, 16 – подвески

комбайна увеличение потерь обусловлено смещением технологической массы к одной из сторон молотильно-сепарирующего устройства. При движении ЗУК на подъем либо спуск такие системы неэффективны из-за изменения скорости движения технологической массы. Основным способом снижения потерь равнинного ЗУК при работе на склонах является снижение скорости движения, а также регулировка режимов функционирования рабочих органов.

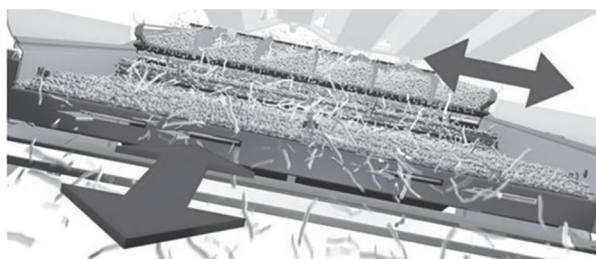
Косогорные модификации ЗУК отличаются от базовых моделей адаптированной к склонам системой очистки и молотильно-сепарирующего устройства (рис. 2). Компания NEW HOLLAND с целью снижения потерь зерна на склонах разработала и запатентовала систему автоматического выравнивания решетчатого стана Smart Sieve (рис. 2, *а* и 2, *б*), в которой электрический силовой привод постоянно поддерживает решета и грохот в горизонтальном положении, а также управляет параметрами вентилятора очистки [5].

Таким образом, технологическая масса равномерно распределяется по решетам, а воздушный поток, проходящий сквозь сита, обеспечивает очистку и сепарацию тонкого вороха. Наличие такой системы позволяет увеличить рабочую скорость ЗУК на агрофонах со сложным рельефом с обеспечением достаточно высокого качества обмолота. Также внедрены и запатентованы технологии Opti-Speed и Opti-Fan, позволяющие автоматически изменять параметры работы клавиш соломотряса и вентилятора в зависимости от угла наклона опорной поверхности [5]. Компания Claas внедрила в ЗУК систему 3D очистки, позволяющую автоматически изменять параметры верхнего решета и обеспечивающую его дополнительным возвратно-поступательным движением по двум направлениям (рис. 2, *в*) [4]. Аналогичные разработки есть у компании «Ростсельмаш», «John Deere», марки «Fend» и др.

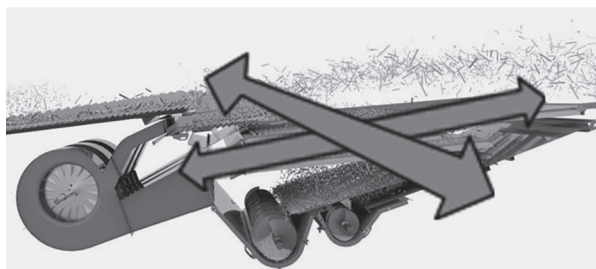
Представленные механизмы позволяют несколько повысить эффективность работы ЗУК на уклонах до 10..12°, однако при значительных уклонах также малоэффективны. В связи с этим, многие известные производители ЗУК, такие как Claas, Laverda, John Deere, New Holland и Fend разработали и внедрили системы стабилизации положения остова (рис. 3), отличительной особенностью которых является наличие дополнительных механизмов по



а



б



в

Рис. 2. Системы очистки косогорных ЗУК:
а, б – Smart Sieve (New Holland); *в* – 3D (Claas)

управлению положением колес. Например, комбайны фирмы Claas модификации Montana (рис. 4, *а*) оснащают специальными системами выравнивания остова, что обеспечивает качественную работу техники на боковом склоне до 38 %, движении на подъем – до 30 % и спуск – до 14 % [14]. Ключевым элементом системы выравнивания остова комбайна Claas Montana является ведущий мост (рис. 4, *б*). Благодаря повороту бортовых редукторов (рис. 4, *в*) с помощью гидравлических цилиндров колеса адаптируются к профилю опорной поверхности, шасси комбайна принимает горизонтальное положение, чем обеспечивается уменьшение общих потерь продукции [14].

Динамические нагрузки на остова ЗУК при его движении

Вместе с тем, из-за повышения требований к эксплуатационным свойствам сельхозмашин в последнее время можно выделить рост скоростей ЗУК при движении как в транспортном,



a



б



в



г

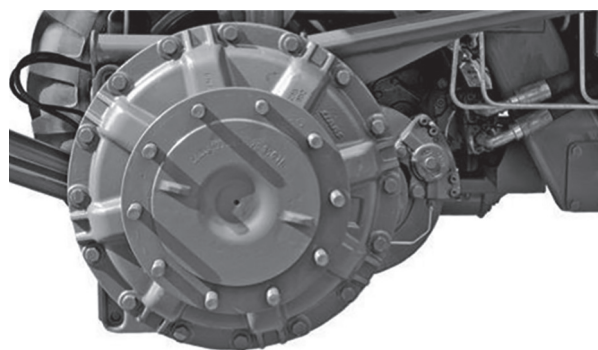
Рис. 3. Крутосклонные ЗУК марок:
Laverda (*a*), John Deere (*б*), New Holland (*в*) и Fend (*г*)



a



б



в

**Рис. 4. Крутосклонный ЗУК марки Claas (*a*)
и основные элементы системы
горизонтирования его остова:
б – подвеска МУК; *в* – МВК**

так и в рабочем режиме. В настоящее время разрабатываются перспективные модели ЗУК, которые должны развивать скорость в транспортном режиме до 50 км/ч. При повышении скоростей движения повышаются и нагрузки, действующие на остова комбайнов и их операторов.

Для оценки уровня действующих нагрузок на остова ЗУК проведены эксперименты, в ходе которых были оценены усилия (реакции), передаваемые от колес на балки ведущего (МВК) и управляемого мостов (МУК) ком-

байна RSM S-300, а также виброускорения по центру адаптера, балке МВК и на поперечной балке рамы комбайна в районе ее крепления к МУК. Для измерения усилий, передаваемых от колес на балки МВК и МУК, в качестве первичных источников сигнала применялись полные тензометрические мосты из датчиков ПКБ-20, которые были скоммутированы для измерения изгиба и наклеены на балки мостов. Балансировка мостов и усиление сигнала осуществлялось с помощью одноканальных тензоусилителей АТ-5. Тарировка тензоканалов в вертикальной плоскости производилась путем поддомкрачивания комбайна с контролем нагрузки на колесо весовым комплексом ВТПА-5, в горизонтальной – путем приложения нагрузки к колесу в горизонтальной плоскости с помощью ленточных строп и винтовой стяжки, с контролем нагрузки электронным динамометром СТ4-5. Для измерения виброускорений применялись трех- и одноосевые MEMS-акселерометры РСВ. В качестве регистрирующей аппаратуры использовалась измерительная система НВМ с блоками регистрации данных QuantumX. Измерения проводили на полигоне, профиль которого позволяет воспроизвести нагрузки во время перегонов «бригада – поле» и «поле – поле».

Установлено, что при движении по разбитым грунтовыми дорогам с пустым бункером на II и III передачах со скоростями 15...22 км/ч при попадании на неровные участки коэффициент динамичности на передней оси может достигать значений 2,6...2,7, вертикальная реакция R_z достигает 85...87 кН (рис. 5, а), хотя при статической нагрузке R_z составляет 3,58 кН. На приведенной осциллограмме также отмечены моменты, в которых R_z снижается до нуля, что свидетельствует об отрыве колес МВК от опорной поверхности. Динамические нагрузки, действующие на заднюю ось, несколько меньше: коэффициент динамичности достигает значений 1,7...1,8; вертикальная реакция достигает 4,2 кН, хотя при статической нагрузке составляет 2,38 кН (рис. 5, б).

Вместе с ростом динамических нагрузок отмечено увеличение уровня действующих виброускорений. Анализ экспериментальных данных по спектрам вертикальных ускорений показал, что вид этих спектров на МВК и МУК значительно отличается (рис. 6, а и рис. 6, б). Так, если на МВК можно выделить два основных уровня виброускорений (\ddot{z}), действующих

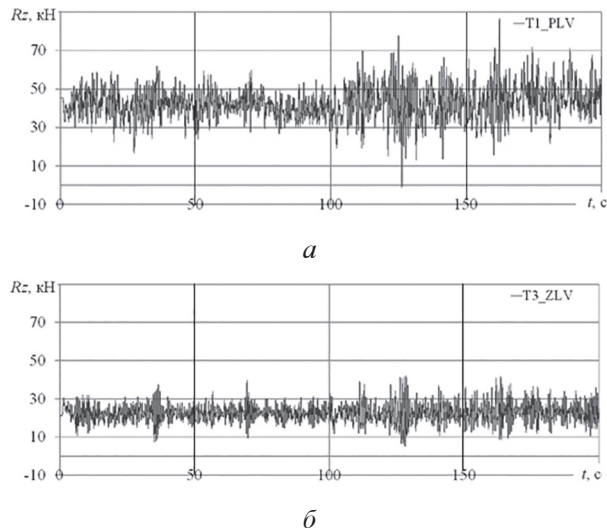


Рис. 5. Осциллограммы реакций опорной поверхности МВК (а) и МУК (б) ЗУК RSM S-300 при движения по грунтовой дороге

на частотах 1,17 и 1,75 Гц, то на МУК максимальные виброускорения сосредоточены на частоте 1,63 Гц. На отдельных частотах уровень \ddot{z} на задней оси в 1,7...2,1 раза больше, чем на передней. В ходе испытаний было отмечено, что МУК получал ускорения до 8,2 м/с², а МВК – до 5,7 м/с².

Поскольку установлено, что на остова ЗУК со стороны опорной поверхности действуют значительные нагрузки, что обусловлено высокими скоростями движения и особенностями компоновки рассматриваемого типа самоходных машин, то одним из способов улучшения их плавности хода может стать применение

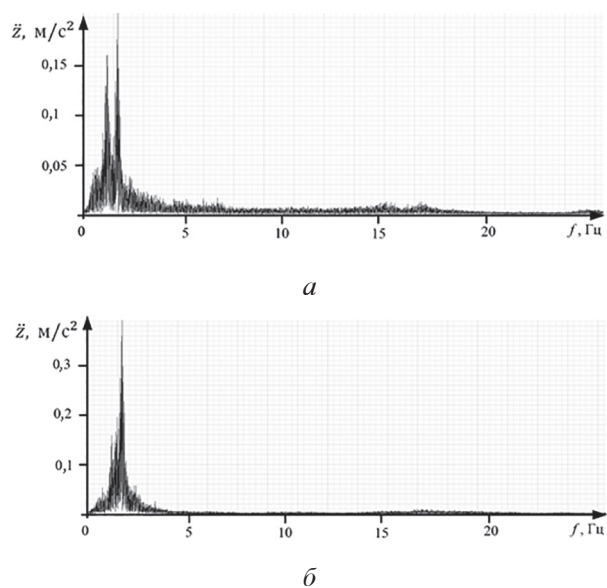


Рис. 6. Спектры вертикальных ускорений на МВК (а) и МУК (б) ЗУК RSM S300

систем поддрессоривания остова. При этом, для повышения экономической целесообразности внедрения таких систем они должны выполнять и другие функции, например, горизонтирования остова. Анализ конструкции современных самоходных ЗУК показал, что практически все известные модели имеют схожую компоновку, по которой можно составить обобщенную расчетную схему динамической системы «опорная поверхность – рабочий орган – остова ЗУК – оператор» (рис. 7, а). Связи между основными звеньями рассматриваемой системы будут определяться: $c_{ж-л}$, $c_{ж-п}$, $c_{нк-л}$, $c_{нк-п}$, $c_{ш1-л}$, $c_{ш1-п}$, $c_{ш2-л}$, $c_{ш2-п}$ – соответственно, коэффициентами жесткости левой и правой стороны подвески жатки, подвески наклонной камеры, шин МВК и шин МУК; $b_{нк-л}$, $b_{нк-п}$, $b_{ш1-л}$, $b_{ш1-п}$, $b_{ш2-л}$, $b_{ш2-п}$ – соответственно, коэффициентами демпфирования левой и правой стороны подвески наклонной камеры, шин МВК и шин МУК. Таким образом, ЗУК с полифункциональной системой горизонтирования и поддрессоривания (рис. 7, б) будет отличаться от традиционной компоновки наличием подвески МУК с направляющим, упругим и демпфирующим элементом. В предлагаемой схеме снижение действующих динамических нагрузок может обеспечиваться упруго-демпфирующим элементом подвески МУК с заданными харак-

теристиками жесткости ($c_{п2-п}$) и вязкости ($b_{п2-п}$), а также подвеской наклонной камеры и жатки. Такая компоновка позволит реализовать принцип динамического демпфирования при колебаниях рабочего органа – жатки. С целью обеспечения функции горизонтирования упруго-демпфирующий элемент подвески МУК должен иметь активную регулировку и исполнять сигналы со стороны системы управления.

Проведенное графическое моделирование движения на спуск и подъем ЗУК с системой горизонтирования остова показало, что предлагаемые системы способны компенсировать уклон опорной поверхности до 8...10°, при этом массо-габаритные характеристики машин будут мало отличаться от серийно выпускаемых. Предварительные расчеты также показали, что системы поддрессоривания могут быть интегрированы в серийно выпускаемые машины путем замены применяемых жестких балансирных подвесок на однорычажные с заданным уровнем упруго-демпфирующих свойств.

Выводы

1. В настоящее время разработаны и реализованы различные конструктивные схемы функциональных механизмов и систем, обеспечивающие некоторое снижение потерь продукции при работе ЗУК на полях со склоном.

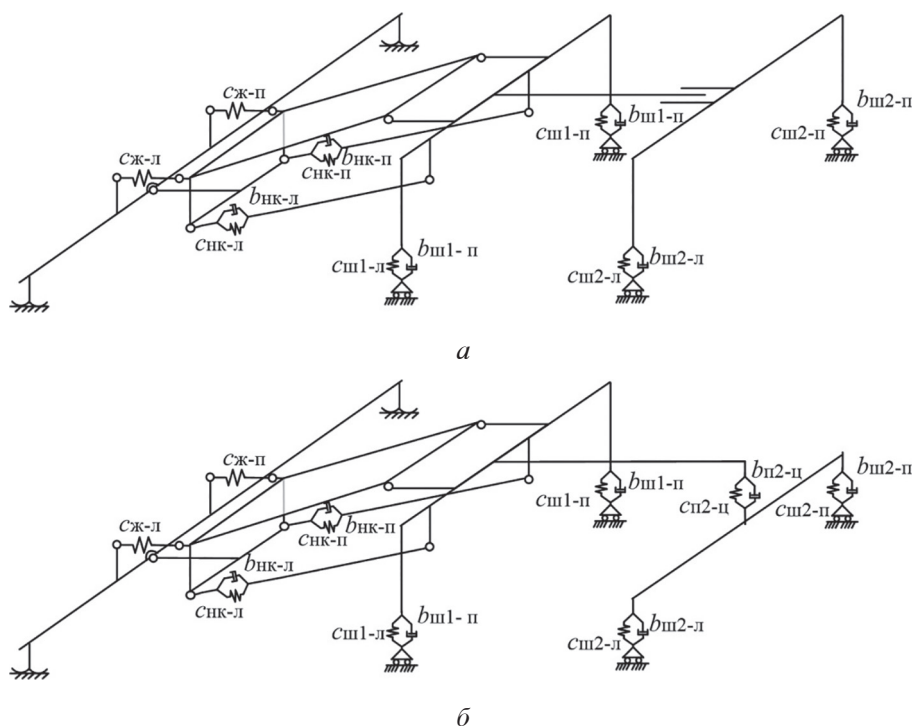


Рис. 7. Динамические модели ЗУК традиционной компоновки (а) и с полифункциональной системой поддрессоривания и горизонтирования (б)

2. Функциональные органы косогорных комбайнов являются относительно сложными механизмами, требуют точной настройки и перенастройки, что усложняет процесс эксплуатации, приводит к увеличению работ по обслуживанию машин.

3. Применение системы горизонтирования ЗУК является эффективным средством снижения потерь при работе машин на значительных склонах, однако такие системы имеют сложную конструкцию и, как следствие, низкую надежность, а также обладают высокой стоимостью, что сдерживает их широкое применение и не позволяет оснащать ими базовые комплектации техники.

4. На основе экспериментальных данных показано, что при движении ЗУК с высокими скоростями на него действуют значительные нагрузки, снижается плавность хода; требуемые параметры можно обеспечить, например, применением системы подрессоривания остова.

5. Спектральный анализ действующих ускорений на элементах шасси ЗУК при движении в транспортных режимах показал, что основные нагрузки сосредоточены в низкочастотной области. Соответственно, для их гашения возможно применение систем, обладающих невысоким уровнем быстройдействия.

6. С целью снижения потерь при работе ЗУК на агрофонах со сложным рельефом и обеспечения заданного уровня плавности хода целесообразно разработать и применить систему, выполняющую комплексно функции подрессоривания, горизонтирования остова, а также копирования рельефа поля жаткой.

Литература

1. Рязанов А.В., Сороченко С.Ф. Адаптер системы очистки для работы зерноуборочного комбайна на склонах // Ползуновский альманах. 2009. Т. 2. № 3. С. 65–67.
2. Биэниек Е. Влияние наклона местности на потери зерна, собираемого комбайном, оснащенным двухплоскостным ситом // Аграрная наука Евро-Северо-Востока. 2007. № 10. С. 102–105.
3. Ростсельмаш. Продукция. Зерноуборочные комбайны. Режим доступа: http://rostselmash.com/products/grain_harvesters (дата обращения 01.07.2017).
4. Claas. Products. Режим доступа: <http://www.claasofamerica.com/company-claas-contact/>

[claas-of-america/dealer-locator](http://www.claasofamerica.com/dealer-locator) (дата обращения 01.07.2017).

5. New holland. Продукты. Загрузка брошюры. Режим доступа: <http://www.newholland.co.nz/?id=462> (дата обращения 01.07.2017).
6. Сиротин П.В., Черненко А.Б., Татьянин Д.П. Влияние конструкций рабочих органов на вибронагруженность кабин зерноуборочных комбайнов // Инновации в науке – инновации в образовании: тез. докл. междунар. науч.-практ. конф. Новочеркасск, 2016. С. 94–98.
7. Сороченко С.Ф. Конкурентоспособность зерноуборочных комбайнов, предназначенных для работы на склонах // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2016. № 9 (143). С. 158–164.
8. Сиротин П.В., Кравченко В.В., Лебединский И.Ю. Обзор систем и механизмов снижения потерь продукции при работе уборочных комбайнов на склонах // Ежемесячный международный научный журнал «Scientific pages». 2017. № 2. С. 28–31.
9. Bieniek J., Banasiak J., Lewandowski B. Straty ziarna w zespole czyszczącym wyposażonym w sito daszkowe // Inżynieria Rolnicza, Kraków. 2005. № 3 (63), P. 71–79.
10. Dreszer A.K. Problem strat ziarna przy kombajnowym zbiorze zbyż na zboczach // Inżynieria Rolnicza. Wrocław. 2001. № 12. P. 37–41.
11. Dreszer A.K., Gieroba J. Problemy strat i uszkodzeń ziarna podczas kombajnowego zbioru // Problemy Agrofizyki z.50, Zakład Narodowy im. Ossolińskich, PAN, 1986. P. 16–19.
12. Roszkowski A., Kombajny zbożowe do pracy na zboczach. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 11, Warszawa. 1989. P. 44–47.
13. Фролов К.В., Ксенович И.П., Варламов Г.П., Колчин Н.Н. Сельскохозяйственные машины и оборудование. Т. IV. М., Машиностроение, 1998. 720 с.
14. Claas. Режим доступа: <http://www.claas.it/prodotti/mietitrebbie/tucano-430-montana> (дата обращения 01.07.2017).

References

1. Ryazanov A.V., Sorochenko S.F. Cleaning system adapter for the combine harvester on the slopes. Polzunovskiy al'manakh. 2009. Vol. 2. No 3, pp. 65–67 (in Russ.).
2. Bieniek E. The effect of the slope of the terrain on the loss of grain collected by a combine equipped with a two-plane sieve. Agrarnaya nauka Evro-Severo-Vostoka. 2007. No 10, pp. 102–105 (in Russ.).

3. Rostsel'mash. Produktsiya. Zernouborochnye kombayny [Rostselmash. Products. Combine harvesters.]. URL: http://rostselmash.com/products/grain_harvesters (accessed 01.07.2017).
4. Claas. Products. URL: <http://www.claasofamerica.com/company-claas-contact/claas-of-america/dealer-locator> (accessed 01.07.2017).
5. New holland. Produkty. Zagruzka broshyury. URL: <http://www.newholland.co.nz/?id=462> (accessed 01.07.2017).
6. Sirotn P.V., Chernenko A.B., Tat'yanin D.P. Influence of the structures of the working bodies on the vibration load of the cabins of combine harvesters. Innovatsii v nauke - innovatsii v obrazovanii. tez. dokl. mezhdunar. nauch.-prakt. konf. [Innovations in science - innovations in education. Abstracts of international scientific-practical conferences]. Novocherkassk, 2016, pp. 94–98 (in Russ.).
7. Sorochenko S.F. Competitiveness of combine harvesters intended for work on slopes. Vestnik Altayskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2016. No 9 (143), pp. 158–164 (in Russ.).
8. Sirotn P.V., Kravchenko V.V., Lebedinskiy I.Yu. Overview of systems and mechanisms to reduce product losses when harvesting combines on slopes. Ezhemesyachnyy mezhdunarodnyy nauchnyy zhurnal «Scientific pages». 2017. No 2, pp. 28–31 (in Russ.).
9. Bieniek J., Banasiak J., Lewandowski B. Straty ziarna w zespole czyszczącym wyposażonym w sito daszkowe // Inżynieria Rolnicza, Kraków. 2005. № 3(63), pp. 71–79.
10. Dreszer A.K. Problem strat ziarna przy kombajnowym zbiorze zbyż na zboczach // Inżynieria Rolnicza. Wrocław. 2001. № 12, pp. 37–41.
11. Dreszer A.K., Gieroba J. Problemy strat i uszkodzeń ziarna podczas kombajnowego zbioru // Problemy Agrofizyki z.50, Zakład Narodowy im. Ossolińskich, PAN, 1986. P. 16–19.
12. Roszkowski A., Kombajny zbożowe do pracy na zboczach. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 11, Warszawa. 1989, pp. 44–47.
13. Frolov K.V., Ksenevich I.P., Varlamov G.P., Kolchin N.N. Sel'skokhozyaystvennye mashiny i oborudovanie [Agricultural machinery and equipment]. Vol. IV. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1998. 720 p.
14. Slaas. URL: <http://www.claas.it/prodotti/mietitrebbie/tucano-430-montana> (accessed 01.07.2017).

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИХ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАКТОРА В ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЯХ

DEVELOPMENT OF METHODS AND MEANS FOR DETERMINING TRACTION-DYNAMIC AND FUEL-ECONOMIC PARAMETERS OF THE TRACTOR UNDER OPERATING CONDITIONS

А.Г. АРЖЕНОВСКИЙ, к.т.н.

Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО
Донской ГАУ, Зерноград, Россия, argenowski@mail.ru

A.G. ARZHENOVSKIY, PhD in Engineering

Azov-Black Sea Engineering Institute of Don State Agrarian
University, Zernograd, Russia, argenowski@mail.ru

Одним из важнейших направлений повышения эффективности сельскохозяйственного производства является совершенствование методов и средств определения основных показателей тракторов. От их значений напрямую зависят производительность, экономичность и экологическая безопасность машинно-тракторных агрегатов. Для оценки тягово-динамических и топливно-экономических показателей трактора на различных режимах и почвенных фонах производят его тяговые испытания. Однако тяговые испытания требуют дорогостоящего оборудования, а также существенных затрат средств и времени на подготовку и проведение, что обуславливает их выполнение лишь в условиях машиноиспытательных станций. В связи с этим совершенствование методов и средств определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей тракторов, приемлемых не только для машиноиспытательных станций, но и для конкретных хозяйств, является весьма актуальной проблемой и представляет значительный интерес. Целью работы является совершенствование методов и средств определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей тракторов путем обоснования и разработки методики определения приведенной массы трактора, позволяющей снизить трудоемкость измерений в условиях эксплуатации. В качестве объекта исследования в данной работе выбран процесс определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей тракторов в эксплуатационных условиях. Предметом исследования в настоящей работе явилось установление закономерностей, присущих этому процессу. Предлагаемый метод определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей тракторов и измерительно-вычислительный комплекс, его реализующий, позволяют получать тяговую характеристику (зависимости скорости, буксования, тяговой мощности, часового и удельного расходов топлива от нагрузки на различных передачах на данном почвенном фоне) в эксплуатационных условиях, обеспечивая снижение затрат времени и средств.

Ключевые слова: переходный режим, трактор, масса, скорость, ускорение, буксование, тяговое усилие, тяговая мощность, часовой и удельный расход топлива.

One of the most important ways to improve the efficiency of agricultural production is to improve methods and means of determining the main indicators of tractors. Their performance directly affects the efficiency, economy and environmental safety of machine and tractor units. To assess the traction-dynamic and fuel-economic indicators of the tractor in various modes and soil backgrounds, its traction tests are performed. However, traction tests require expensive equipment, as well as a significant cost of funds and time to prepare and conduct it, which determines their performance only in conditions of machine testing stations. In this regard, the improvement of methods and means for determining the traction-dynamic and fuel-economic indicators of tractors that are acceptable not only for machine testing stations, but also for specific farms, is a very pressing problem and is of considerable interest. The aim of the work is to improve the methods and means for determining the traction-dynamic and fuel-economic indicators of tractors, by justifying and developing a technique for determining the reduced mass of the tractor, which makes it possible to reduce the laboriousness of measurements under operating conditions. As the object of research in this paper, the process of determining the traction-dynamic and fuel-economic parameters of tractors in operating conditions was chosen. The subject of the study in this paper was the establishment of regularities inherent in this process. The proposed method for determining the traction-dynamic and fuel-economic indicators of tractors and the measuring and computing complex that implements it, make it possible to obtain a traction characteristic (the dependence of speed, slippage, traction, hour and specific fuel consumption on the load on different transmissions on a given soil background) in operational conditions, ensuring a reduction in time and cost.

Keywords: transitive mode, tractor, mass, speed, acceleration, slippage, tractive effort, tractive power, hour and specific fuel consumption.

Введение

Одним из важнейших направлений повышения эффективности сельскохозяйственного производства является совершенствование методов и средств определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей тракторов. От их значений напрямую зависят производительность, экономичность и экологическая безопасность машинно-тракторных агрегатов (МТА).

Тягово-динамические и топливно-экономические показатели трактора – комплекс зависимостей тяговой мощности ($N_{кр}$), скорости (V), часового (G_T) и удельного ($g_{кр}$) расходов топлива, буксования (δ) и тягового усилия на крюке ($P_{кр}$).

Для оценки тягово-динамических и топливно-экономических показателей трактора на различных режимах и почвенных фонах производят его тяговые испытания. Результаты испытаний представляют либо в табличной форме, либо в виде кривых на одном графике и называют тяговой характеристикой трактора. Тяговая характеристика представляет собой зависимости рабочих показателей трактора (тяговой мощности, скорости, часового и удельного расходов топлива, буксования) от нагрузки на различных передачах на данном почвенном фоне: $N_{кр} = f(P_{кр})$, $V = f(P_{кр})$, $G_T = f(P_{кр})$, $\delta = f(P_{кр})$.

Процесс снятия тяговой характеристики в соответствии с ГОСТ 7057-2001 [1], заключается в проведении ряда опытов с последовательным увеличением нагрузки от холостого хода трактора до максимального тягового усилия на каждой передаче. При снятии тяговой характеристики опыты проводят в следующем порядке. Тракторист по команде оператора, управляющего динамометрической лабораторией, включает заданную передачу и движется прямолинейно. Одновременно оператор устанавливает заданную для опыта нагрузку, и трактор проходит с ней подготовительный и зачетный участок. При выходе трактора на зачетный участок оператор включает приборы динамометрической лаборатории. В конце зачетного участка он снимает показания с приборов (тяговое усилие трактора, продолжительность опыта, расход топлива, число оборотов ведущего и путеизмерительного колес) и готовит лабораторию для следующего опыта. По результатам измерений определяют значения скорости, тяговой мощности, часового и удель-

ного расходов топлива, буксования. Все результаты заносят в протокол испытаний.

На основании вышеизложенного следует, что определение тягово-динамических и топливно-экономических показателей тракторов требует дорогостоящего оборудования (динамометрическая лаборатория), а также существенных затрат средств и времени на подготовку и проведение. Это обуславливает выполнение подобных исследований лишь в условиях машиноиспытательных станций.

В связи с этим совершенствование методов и средств определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей тракторов, приемлемых не только для машиноиспытательных станций, но и для конкретных хозяйств, является весьма актуальной проблемой и представляет значительный интерес.

Цель исследования

Целью исследования является совершенствование методов и средств определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей трактора в условиях эксплуатации.

Методы исследования

В данной работе исследован метод определения энергетических показателей тракторов в эксплуатационных условиях на переходном режиме [2], разработанный в АЧГАА. Согласно этому методу, исследуемый трактор разгоняется при мгновенном увеличении подачи топлива с минимально-устойчивой до максимальной скорости равномерного прямолинейного движения. При разгоне трактора измеряют значения угловых скоростей и ускорений коленчатого вала двигателя и путеизмерительного колеса на заданной передаче и соответствующем почвенном фоне.

При разгоне агрегата на горизонтальном участке уравнение движения трактора имеет вид:

$$M_T (dV / dt) = P_{дв} - P_f - P_{кр}, \quad (1)$$

где M_T – приведенная масса трактора; (dV/dt) – ускорение трактора; $P_{дв}$ – движущая сила трактора; P_f – сила сопротивления перекачиванию; $P_{кр}$ – сила тяги на крюке трактора.

Согласно принципу Даламбера, сила инерции в данный момент характеризует то крюковое усилие, которое может развить трактор, т.е.:

$$P_{кр} = M_T (dV / dt). \quad (2)$$

Приведенная масса трактора определяется из выражения:

$$M_T = M\Psi, \quad (3)$$

где M – эксплуатационная масса трактора; Ψ – коэффициент учета вращающихся масс на данной передаче.

Однако у данного метода имеется существенный недостаток – сложность определения значений приведенной массы трактора связанная с трудоемкостью определения коэффициента учета вращающихся масс на различных передачах трактора.

В связи с вышеизложенным целью работы является совершенствование методов и средств определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей тракторов путем обоснования и разработки методики определения приведенной массы трактора, позволяющей снизить трудоемкость измерений в условиях эксплуатации.

В качестве объекта исследования в данной работе выбран процесс определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей тракторов в эксплуатационных условиях.

Предметом исследования в настоящей работе явилось установление закономерностей, присущих этому процессу.

Проблема определения приведенной массы трактора решается тем, что выполняются дополнительные разгоны на различных передачах трактора, догруженного известной (эталонной) массой, с измерением значений углового ускорения путеизмерительного колеса [3, 4]. Уравнение движения трактора будет иметь вид:

$$(M_T + M_{\text{эт}})(dV/dt)_{\text{эт}} = P_{\text{дв}} - P_f - P_{\text{кр}}, \quad (4)$$

где $M_{\text{эт}}$ – дополнительная (эталонная) масса, которой догружается трактор; $(dV/dt)_{\text{эт}}$ – ускорение трактора при разгоне с дополнительной (эталонной) массой.

Решая совместно уравнения 1 и 4, имея в виду, что $P_{\text{дв}} = \text{const}$ и $P_{\text{кр}} = 0$, определим приведенную массу трактора:

$$M_T = \frac{M_{\text{эт}} \cdot (dV/dt)_{\text{эт}} + g \cdot f}{dV/dt - (dV/dt)_{\text{эт}}}, \quad (5)$$

где g – ускорение свободного падения; f – коэффициент перекатывания трактора.

Ускорение трактора при его разгоне без нагрузки, а также догруженного известной (эталонной) массой связано с угловым ускорением

путеизмерительного колеса следующими зависимостями:

$$dV/dt = (d\omega/dt) r_{\text{пк}}, \quad (6)$$

$$(dV/dt)_{\text{эт}} = (d\omega/dt)_{\text{эт}} r_{\text{пк}}, \quad (7)$$

где $d\omega/dt$ – угловое ускорение путеизмерительного колеса при разгоне трактора без нагрузки; $(d\omega/dt)_{\text{эт}}$ – угловое ускорение путеизмерительного колеса при разгоне трактора с дополнительной (эталонной) массой; $r_{\text{пк}}$ – радиус путеизмерительного колеса.

Результаты исследования и их обсуждение

С учетом вышеизложенного предлагаемый метод определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей тракторов заключается в следующем. При движении трактора за счет снижения подачи топлива достигают частоты вращения коленчатого вала, соответствующей минимально устойчивой скорости равномерного прямолинейного движения. Мгновенно увеличивают подачу топлива до максимальной. При разгоне трактора измеряют значения угловых скоростей и ускорений коленчатого вала двигателя и путеизмерительного колеса на заданной передаче и соответствующем почвенном фоне. Дополнительно измеряют угловое ускорение путеизмерительного колеса при разгоне трактора с дополнительной (эталонной) массой на заданной передаче и соответствующем почвенном фоне.

Таким образом, значения тягового усилия ($P_{\text{кр}}$) определяем по формуле (2) с учетом формул (5), (6) и (7).

Скорость трактора на заданной передаче определяем из выражения:

$$V = \omega_{\text{пк}} r_{\text{пк}}, \quad (8)$$

где $\omega_{\text{пк}}$ – угловая скорость путеизмерительного колеса.

Буксование трактора определяем по формуле:

$$\delta = \frac{\omega_{\text{вк}} - \omega_{\text{пк}}}{\omega_{\text{вк}}} \cdot 100\%, \quad (9)$$

где $\omega_{\text{вк}}$ – угловая скорость ведущего колеса (звездочки).

Угловая скорость ведущего колеса связана с угловой скоростью коленчатого вала двигателя трактора зависимостью:

$$\omega_{\text{вк}} = \frac{\omega_{\text{кв}}}{i_{\text{тр}}}, \quad (10)$$

где $\omega_{\text{вк}}$ – угловая скорость коленчатого вала двигателя; $i_{\text{тр}}$ – общее передаточное число трансмиссии на заданной передаче.

Тяговую мощность на заданной передаче определяем из выражения:

$$N_{\text{кр}} = p_{\text{кр}} V. \quad (11)$$

Определение топливно-экономических показателей осуществляется посредством фиксации цикловой подачи топлива топливного насоса в режиме максимальной подачи на стенде для проверки и регулировки топливного оборудования [2, 5].

Часовой расход топлива определяем по формуле:

$$G_{\text{т}} = \frac{60 Q n_{\text{н}} \rho}{10^6 k_{\text{ц}}}, \quad (12)$$

где Q – объем поданного топлива всеми секциями топливного насоса за 1000 циклов; $n_{\text{н}}$ – частота вращения вала топливного насоса; ρ – плотность топлива; $k_{\text{ц}}$ – количество циклов ($k_{\text{ц}} = 1000$).

Удельный расход топлива определяем по формуле:

$$g_{\text{кр}} = 1000 \frac{G_{\text{т}}}{N_{\text{кр}}}. \quad (13)$$

Для реализации предлагаемого метода определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей тракторов был разработан и скомплектован измерительно-вычислительный комплекс (ИВК) (рис. 1), позволяющий определять комплекс зависимостей тяговой мощности ($N_{\text{кр}}$), скорости (V), часового ($G_{\text{т}}$) и удельного ($g_{\text{кр}}$) расходов топлива, буксования (δ) и тягового усилия ($p_{\text{кр}}$) на различных передачах на данном почвенном фоне посредством фиксации и обработки массива данных от двух индукционных датчиков, установленных напротив зубчатых венцов маховика коленчатого вала (рис. 2) и шестерни, жестко связанной с путеизмерительным колесом (рис. 3).

При прохождении зубьев венцов маховика и шестерни перед датчиками в них генерируется ЭДС с частотой, пропорциональной угловым скоростям соответствующих венцов.

Сигналы от датчиков фиксируются в памяти персонального компьютера (ПК) посредством аналогово-цифрового преобразователя (АЦП), платы сопряжения, а также пакета соответствующих программ.

Для обеспечения надежной работы применяется ПК Lenovo B50-30, содержащий процессор Intel Celeron N2830 с тактовой частотой

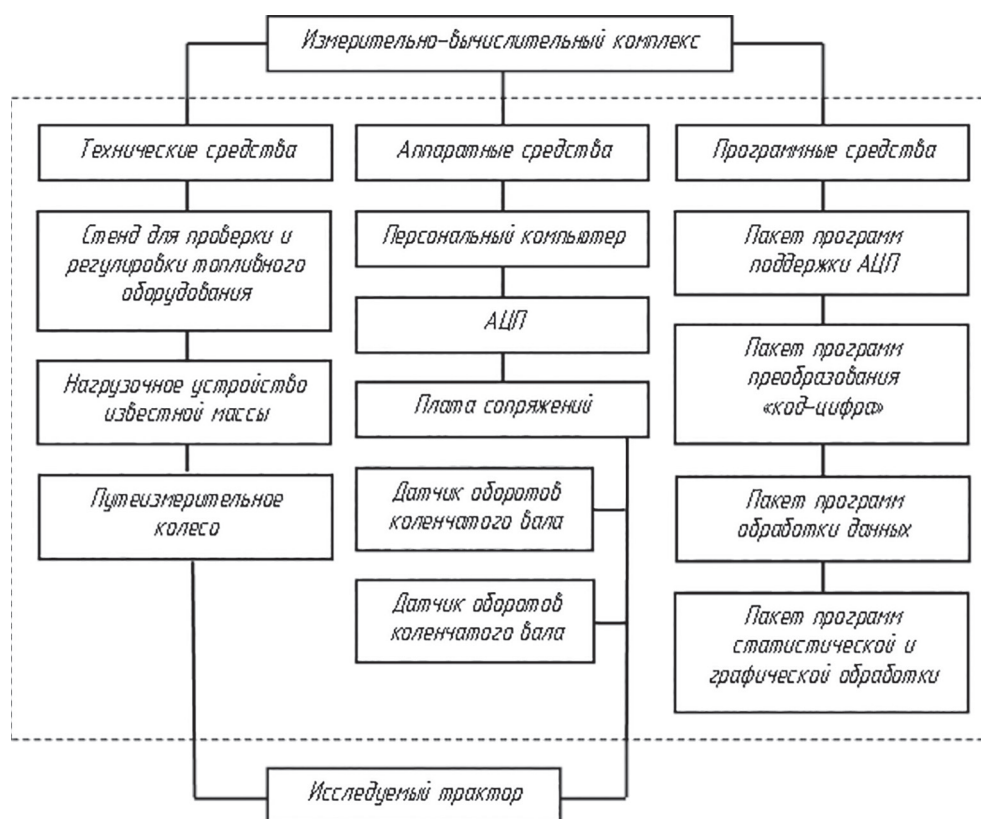


Рис. 1. Схема ИВК для определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей тракторов

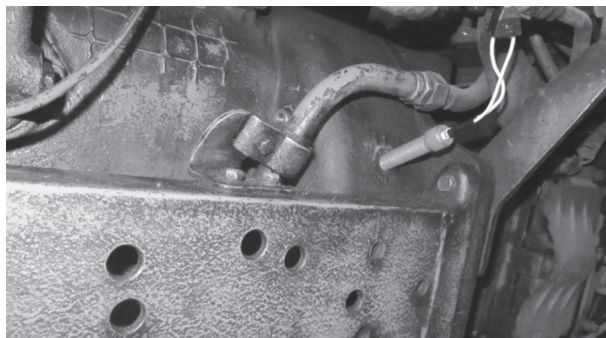


Рис. 2. Расположение датчика оборотов коленчатого вала

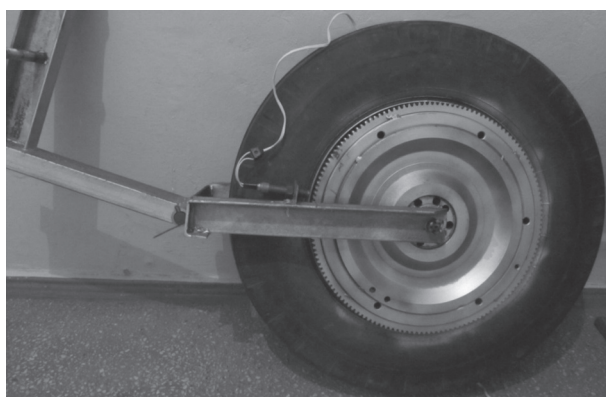


Рис. 3. Расположение датчика оборотов путеизмерительного колеса

2,16 МГц, оперативное запоминающее устройство (ОЗУ) объемом 320 Гбайт.

АЦП обеспечивает преобразование электрической аналоговой формы сигнала в цифровую форму, доступную для хранения и обработки микропроцессором и ОЗУ.

Для обработки сигналов датчиков используется АЦП ЛА-2USB-12 (рис. 4). Применяемая модель платы способна обрабатывать 16 дифференциальных каналов (8 ввода и 8 вывода), время преобразования 2 мкс, частота опроса до 500 кГц.

Плата сопряжений (рис. 5) предназначена для соединения платы АЦП непосредственно с датчиками. Плата имеет 6 входов, что позволяет одновременно фиксировать шесть разных параметров. Во время записи данных плату сопряжений необходимо заземлять для предотвращения возникновения наводок.

Датчики соединяются с платой сопряжений посредством экранированных коаксиальных проводников.

Определение тягово-динамических и топливно-экономических показателей тракторов предлагаемым ИВК осуществляется в четыре этапа:

- подготовка трактора и ИВК к работе;
- запись сигналов от датчиков оборотов коленчатого вала двигателя и путеизмерительного колеса при разгоне трактора без нагрузки и с дополнительной (эталонной) массой на различных передачах на данном почвенном фоне;
- определение цикловой подачи топлива топливного насоса в режиме максимальной подачи на стенде для проверки и регулировки топливного оборудования;
- обработка полученных данных.

Подготовка трактора и ИВК к работе заключается в развертывании комплекса, присоединения путеизмерительного колеса и установки индукционных датчиков (рис. 2 и 3).

Запись сигналов от датчиков оборотов коленчатого вала двигателя и путеизмерительного колеса при разгоне трактора без нагрузки и с дополнительной (эталонной) массой на различных передачах на данном почвенном фоне заключается в формировании массива данных значений ЭДС, генерируемых катушками соответствующих индукционных датчиков во время соответствующих разгонов трактора.

Перед записью изменения ЭДС датчиков в соответствии с количеством каналов, максимальной частотой вращения коленчатого вала и количеством зубьев маховика двигателя трактора АЦП настраивается на частоту опроса, достаточную для получения достоверных данных.

При разгоне трактора значения ЭДС датчиков оборотов коленчатого вала и путеизмерительного колеса посредством АЦП фиксируются в памяти компьютера с частотой, равной



Рис. 4. Аналогово-цифровой преобразователь ЛА-2USB-12

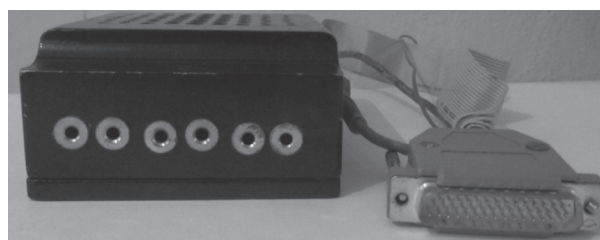


Рис. 5. Плата сопряжений

половине частоты опроса (для двух каналов). Аналогично фиксируются значения ЭДС датчиков при разгоне трактора с дополнительной (эталонной) массой.

В результате получаем файлы с данными значений ЭДС катушек датчиков оборотов в кодовой форме. Пакет прикладных программ АЦП позволяет преобразовать данные в цифровую форму.

При просмотре полученных файлов в графическом режиме отображаются графики изменения ЭДС датчиков в координатах времени разгона t . Программа выдает порядковый номер измерения (опроса) для любой точки графика.

Определение цикловой подачи топлива топливного насоса в режиме максимальной подачи [5] выполняется на стенде для проверки и регулировки топливного оборудования (рис. 6), входящем в предлагаемый измерительно-вычислительный комплекс.

Обработка полученных данных заключается в определении закономерностей изменения угловых скоростей $\omega_{\text{вк}} = f(t)$, $\omega_{\text{пк}} = f(t)$ и ускорений $\varepsilon_{\text{кв}} = f(t)$, $\varepsilon_{\text{пк}} = f(t)$ коленчатого вала двигателя и путеизмерительного колеса при разгоне трактора без нагрузки, а также углового ускорения путеизмерительного колеса $\varepsilon_{\text{пк эт}} = f(t)$ при разгоне трактора с дополнительной (эталонной) массой на заданной передаче и соответствующем почвенном фоне.

Для автоматизации процесса обработки данных используется программа обработки данных в среде Turbo-Pascal [6]. Исходными данными для программы являются файлы со значениями ЭДС датчиков в цифровой форме.

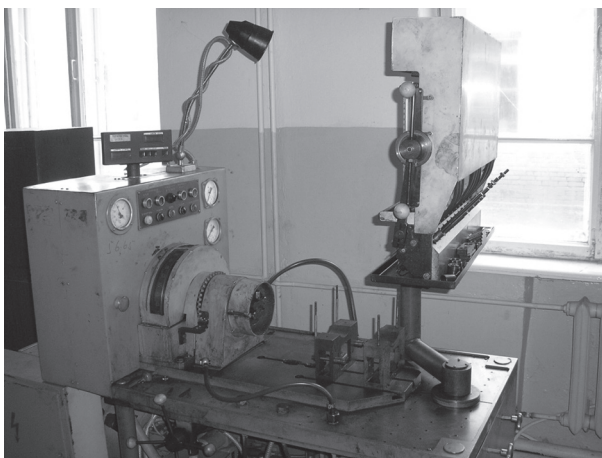


Рис. 6. Стенд для проверки и регулировки топливного оборудования

На основании полученных зависимостей $\omega_{\text{вк}} = f(t)$, $\omega_{\text{пк}} = f(t)$, $\varepsilon_{\text{кв}} = f(t)$, $\varepsilon_{\text{пк}} = f(t)$, $\varepsilon_{\text{пк эт}} = f(t)$ по формулам (2), (8), (9) и (11) определяются зависимости тягово-динамических показателей трактора $P_{\text{кр}} = f(t)$, $V = f(t)$, $\delta = f(t)$, $N_{\text{кр}} = f(t)$ от времени разгона.

В свою очередь, на основании полученных зависимостей тягово-динамических показателей $P_{\text{кр}} = f(t)$, $V = f(t)$, $\delta = f(t)$, $N_{\text{кр}} = f(t)$ от времени разгона с учетом формул (12) и (13) определяются требуемые зависимости рабочих показателей трактора (скорости, буксования, тяговой мощности, часового и удельного расходов топлива) от нагрузки на различных передачах на данном почвенном фоне $V = f(P_{\text{кр}})$, $\delta = f(P_{\text{кр}})$, $N_{\text{кр}} = f(P_{\text{кр}})$, $G_{\text{T}} = f(P_{\text{кр}})$, $g_{\text{кр}} = f(P_{\text{кр}})$.

Заключение

Предлагаемый метод определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей тракторов и измерительно-вычислительный комплекс, его реализующий, позволяют получать тяговую характеристику трактора (зависимости скорости, буксования, тяговой мощности, часового и удельного расходов топлива от нагрузки на крюке на различных передачах на данном почвенном фоне) в эксплуатационных условиях, обеспечивая снижение затрат времени и средств.

Литература

1. ГОСТ 7057-2001. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. М.: Издательство стандартов, 2002. 8 с.
2. Щетинин Н.В., Казаков Д.В., Арженовский А.Г., Мальцев Д.О. К определению энергетических показателей тракторов в эксплуатационных условиях на переходном режиме // Физико-технические проблемы создания новых технологий в АПК: Материалы 4-й Российской научно-практической конференции. Ставрополь, 2007. С. 194–197.
3. Арженовский А.Г., Асатурян С.В., Чичилов И.И., Черемисин Ю.М., Дагльдиан А.А. Должиков В.В. Способ определения силы сопротивления рабочих машин: патент на изобретение № 2612950, Российская Федерация. Опубликовано 14.03.2017. Бюл. № 8.
4. Арженовский А.Г., Асатурян С.В., Чичилов И.И., Черемисин Ю.М., Дагльдиан А.А. Должиков В.В. Способ определения силы сопротивления рабочих машин: патент на изобретение

№ 2620983, Российская Федерация. Опубликовано 30.05.2017. Бюл. № 16.

5. Кривенко П.М., Федосов И.М. Дизельная топливная аппаратура. М.: Колос, 1970. 536 с.
6. Асатурян С.В., Арженовский А.Г., Чичиланов И.И. Программа для определения энергетических показателей дизельных двигателей на переходных режимах: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2009615659, Российская Федерация.

References

1. GOST 7057-2001. Agricultural tractors. Test methods. Moscow: Izdatel'stvo standartov Publ., 2002. 8 p.
2. Shchetinin N.V., Kazakov D.V., Arzhenovskiy A.G., Mal'tsev D.O. The energy performance of tractors under operating conditions in a transient mode. Fiziko-tekhicheskie problemy sozdaniya novykh tekhnologiy v APK: Materialy 4-y Rossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii [Physico-technical problems of creating new technologies in the agro-industrial complex: Materials of the 4th Russian Scientific and Practical Conference]. Stavropol', 2007, pp. 194–197 (in Russ.).

3. Arzhenovskiy A.G., Asaturyan S.V., Chichilanov I.I., Cheremisin Yu.M., Dagldiyani A.A., Dolzhikov V.V. Sposob opredeleniya sily soprotivleniya rabochikh mashin [Method for determining the resistance force of working machines]: patent na izobretenie No 2612950, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 14.03.2017. Byul. No 8.
4. Arzhenovskiy A.G., Asaturyan S.V., Chichilanov I.I., Cheremisin Yu.M., Dagldiyani A.A., Dolzhikov V.V. Sposob opredeleniya sily soprotivleniya rabochikh mashin [Method for determining the resistance force of working machines]: patent na izobretenie No 2620983, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 30.05.2017. Byul. No 16.
5. Krivenko P.M., Fedosov I.M. Dizel'naya toplivnaya apparatura [Diesel fuel equipment]. Moscow: Kolos Publ., 1970. 536 p.
6. Asaturyan S.V., Arzhenovskiy A.G., Chichilanov I.I. Programma dlya opredeleniya energeticheskikh pokazateley dizel'nykh dvigateley na perekhodnykh rezhimakh [Program for determining the energy performance of diesel engines in transient modes]: svidetel'stvo o gosudarstvennoy registratsii programmy dlya EVM No 2009615659, Rossiyskaya Federatsiya.

ЗАВИСИМОСТЬ АГРОТЕХНИЧЕСКОГО ПРОСВЕТА ПОД ПЕРЕДНИМ МОСТОМ ХЛОПКОВОДЧЕСКОГО ТРАКТОРА С КОЛЕСНОЙ СХЕМОЙ 4К4А ОТ РАЗМЕРОВ ПОВОРОТНОЙ ЦАПФЫ, ТИПОРАЗМЕРА ШИН УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС И УГЛОВ ИХ УСТАНОВКИ

DEPENDENCE OF THE AGROTECHNICAL CLEARANCE UNDER THE FRONT AXLE OF A COTTON TRACTOR WITH A WHEEL ARRANGEMENT 4K4A ON THE DIMENSIONS OF THE PIVOT PIN, THE SIZE OF THE TIRES OF THE STEERED WHEELS AND THE ANGLES OF THEIR INSTALLATION

Б.А. КАМБАРОВ, к.т.н.

Научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства, Янгиюль, Узбекистан, b_kambarov@rambler.ru

B.A. KAMBAROV, PhD in Engineering

Research Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture, Yangiyul, Uzbekistan, b_kambarov@rambler.ru

В настоящее время в республике прорабатывается концепция перехода хлопководческой энергетики на четырехколесную, имеющую по сравнению с существующей дополнительный потенциал для повышения производительности за счет увеличения рядности сельхозмашин. Хлопчатник относится к высокостебельным техническим культурам, так как на стадии максимального биологического развития растения достигают в высоту 800...1250 мм. Минимальные травмирование надземной части растений при обработке междурядий и потеря урожая во время уборки во многом обеспечиваются благодаря повышенному агротехническому просвету хлопководческих тракторов. Современный хлопководческий трактор имеет схему движителей с колесной схемой 3К2 и агропросвет 820...830 мм под рукавами полуосей заднего моста за счет установки дополнительных конечных передач. Передняя управляемая ось – одноколесная, она не препятствует безопасному проходу растений под остовом трактора. При разработке четырехколесного хлопководческого трактора серьезной проблемой является обеспечение требуемого агротехнического просвета под балкой переднего моста. Предварительными исследованиями установлено, что менять агротехнический просвет под порталной конструкцией переднего моста можно за счет изменения длины шкворней поворотных цапф до размеров, обеспечивающих четырехколесному трактору удовлетворительные показатели проходимости над рядами хлопчатника. При этом, необходимо учитывать известное влияние линейных и угловых размеров переднего моста на кинематические характеристики рулевого управления и работу движителей, в связи с чем была установлена аналитическая взаимосвязь агротехнического просвета под передним мостом трактора с колесной схемой 4К4а, размеров шкворней поворотных цапф, размеров управляемых колес и углов их установки, позволяющая рассчитать величину агротехнического просвета под балкой переднего моста для различных сочетаний аргументов, входящих в эту зависимость. Для примера установлено, что при длине шкворневого вала экспериментального переднего ведущего моста 435 мм и установке шин 11,2-20, 11,2R20 и 11,2R24 обеспечивается агротехнический просвет в пределах 826...877 мм, что отвечает требованиям технического задания на хлопководческий трактор.

Ключевые слова: трактор хлопководческий четырехколесный, передний порталный управляемый высококлиренсный мост, агротехнический просвет, шкворень поворотной цапфы, аналитическая взаимосвязь основных параметров переднего моста, агротехнический просвет, типоразмер шин.

At present, the concept of the transition of cotton energy to a four-wheeled power plant is being worked out in the republic. And it has, in comparison with the existing one, an additional potential for increasing productivity due to increasing the ranks of agricultural machinery. Cotton refers to high-growth technical crops, as at the stage of maximum biological development plants reach a height of 800...1250 mm. Minimal traumatization of the above-ground part of the plants during the processing of row spacing and loss of harvest during harvesting is largely due to the increased agrotechnical clearance of cotton-growing tractors. The modern cotton tractor has a scheme of propulsors with axle configuration of 3K2 and clearance of 820...830 mm under tubes of shafts of rear axles, due to the installation of additional final gears. The front steer axle is single-wheeled, it does not prevent the safe passage of plants under the tractor's framework. When developing a four-wheeled cotton tractor, a major problem is the provision of the required agro-technical clearance under the tube of the front axle. Preliminary studies have established that it is possible to change the agrotechnical clearance under the portal structure of the front axle by changing the length of the pivots of the pivot pins to the dimensions that provide the four-wheeled tractor with satisfactory flotation above the row of cotton. At the same time, it is necessary to take into account the known effect of the linear and angular dimensions of the front axle on the kinematic characteristics of the steering and the operation of the propulsors, in

connection with which the analytical interrelation of the agrotechnical clearance under the front axle of the tractor with axle configuration 4K4a, the dimensions of the pivots of pivot pins, the dimensions of the steered wheels and the angles of their settings, allowing to calculate the amount of agrotechnical clearance under the beam of the front axle for different combinations of arguments that are included in this dependence. For example, it is established that with the length of the pivot shaft of the experimental front driving axle of 435 mm and the installation of 11.2-20, 11.2R20 and 11.2R24 tires, an agro technical clearance is provided within 826...877 mm, which meets the requirements of the technical specification for the cotton tractor.

Keywords: four-wheeled cotton tractor, front portal controlled high-altitude axle, agrotechnical clearance, pivot pin, analytic relationship between the main parameters of the front axle, tire size.

Введение

На механизированных процессах при возделывании и уборке хлопчатника в качестве энергетических средств в настоящее время используются специальные хлопководческие пропашные тракторы, имеющие агротехнический просвет на уровне 820 ± 10 мм, так как на стадии максимального развития растения хлопчатника достигают в высоту 800...1250 мм. В основном это тракторы ТТЗ-80.11 и МТЗ-80Х тягового класса 1,4 с колесной схемой 3К2.

В настоящее время ведутся научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию хлопководческого трактора повышенной тяговой категории с колесной схемой 4К4а [1, 2].

Цель исследования

Целью исследования является получение зависимости агротехнического просвета под передним мостом хлопководческого трактора с колесной схемой 4К4а от размеров поворотной

цапфы, типоразмера шин управляемых колес и углов их установки. На основе анализа имеющейся информации [3, 4] в качестве прототипа для исследований выбран трактор МТЗ-82Р производства РУП «Минский тракторный завод», привлечший внимание тем, что конструкция переднего моста трактора МТЗ-82Р позволяет изменять агротехнический просвет под передним мостом за счет изменения длины шкворней поворотных цапф. Под кожухами полуосей заднего моста уже имеется необходимый агротехнический просвет благодаря установке дополнительных конечных передач.

Материалы, методы исследования и обсуждение результатов

На рис. 1 показана схема переднего портального ведущего моста трактора МТЗ-82Р и основные линейные и угловые параметры, необходимые для расчета.

Расчетная схема приведена на рис. 2, где за начало координат принята точка пересечения оси вращения колеса (оси цапфы) и поворотной оси колеса (оси шкворня). При этом ось X направлена горизонтально по направлению движения трактора, ось Y – перпендикулярно направлению движения, ось Z – вверх.

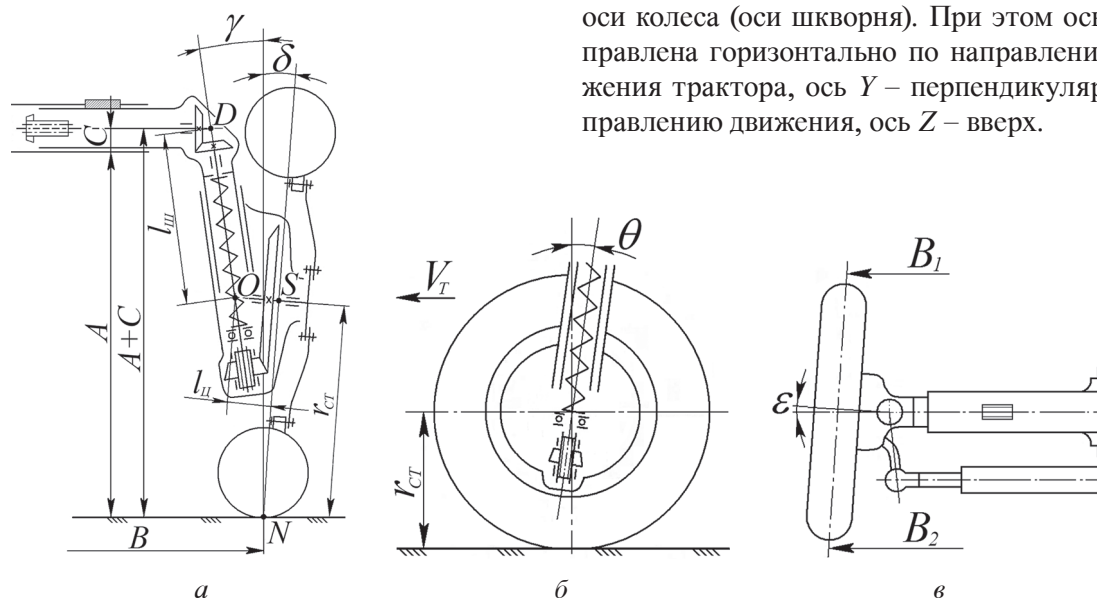


Рис. 1. Схема переднего моста универсально-пропашного трактора:

A – агротехнический просвет, мм; $A + C$ – расстояние от опорного основания до полуоси конической шестерни, мм; l_{III} – длина шкворня, мм; γ – угол поперечного наклона шкворня, град.; θ – угол продольного наклона шкворня, град.; l_{II} – длина цапфы, мм; δ – угол развала управляемых колес, град.; r_{CT} – статический радиус управляемых колес, мм; ϵ – угол схождения колес, мм

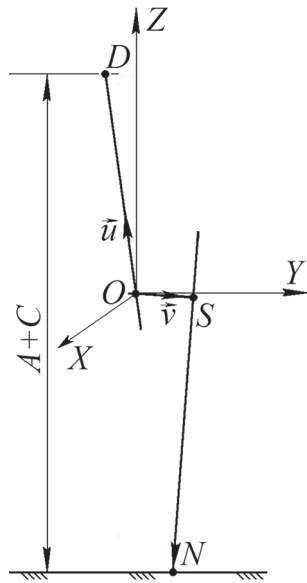


Рис. 2. Направления осей шкворня и цапфы переднего моста в координатной системе

Для указания направления оси шкворня используем единичный вектор \vec{u} , который направлен от начала координат к верхней точке шкворня.

Тогда координаты вектора \vec{u} будут равны [5–7]:

$$\vec{u} = (u_1; u_2; u_3) = \left(-\frac{\operatorname{tg}\theta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2\theta + \operatorname{tg}^2\gamma + 1}}; -\frac{\operatorname{tg}\gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2\theta + \operatorname{tg}^2\gamma + 1}}; \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2\theta + \operatorname{tg}^2\gamma + 1}} \right).$$

Вектор \vec{DO} имеет длину $l_{\text{ш}}$ и направление, противоположное направлению вектора \vec{u} , т.е. $\vec{DO} = -l_{\text{ш}} \cdot \vec{u}$. Поэтому:

$$\vec{DO} = \left(\frac{l_{\text{ш}} \operatorname{tg}\theta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2\theta + \operatorname{tg}^2\gamma + 1}}; \frac{l_{\text{ш}} \operatorname{tg}\gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2\theta + \operatorname{tg}^2\gamma + 1}}; -\frac{l_{\text{ш}}}{\sqrt{\operatorname{tg}^2\theta + \operatorname{tg}^2\gamma + 1}} \right). \quad (1)$$

Для указания направления оси цапфы используем единичный вектор \vec{v} , который направлен от начала координат в сторону центра колеса.

Координаты вектора \vec{v} будут равны:

$$\vec{v} = (\cos\delta \sin\epsilon; \cos\delta \cos\epsilon; -\sin\delta).$$

Плоскость колеса перпендикулярна вектору \vec{v} и находится от начала координат на расстоянии, равном длине цапфы $l_{\text{ц}}$.

Поэтому, координаты вектора \vec{OS} определяются из выражения:

$$\vec{OS} = (l_{\text{ц}} \cos\delta \sin\epsilon; l_{\text{ц}} \cos\delta \cos\epsilon; -l_{\text{ц}} \sin\delta). \quad (2)$$

Определим координаты вектора $\vec{SN} = (X; Y; Z)$, направленного из центра колеса S в точку N касания колеса с опорной поверхностью, исходя из следующих условий:

1) вектор \vec{SN} перпендикулярен вектору \vec{v} , т.е. $X \cos\delta \sin\epsilon + Y \cos\delta \cos\epsilon - Z \sin\delta = 0$;

2) его длина равна статическому радиусу $r_{\text{ст}}$ колеса, т.е. $X^2 + Y^2 + Z^2 = r_{\text{ст}}^2$;

3) вектор \vec{SN} направлен вниз и находится с вектором \vec{v} в одной вертикальной плоскости, т.е.

$$\begin{vmatrix} X & Y & Z \\ \cos\delta \sin\epsilon & \cos\delta \cos\epsilon & -\sin\delta \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = 0.$$

Из этих условий следует, что:

$$Y = Z \operatorname{tg}\delta \cos\epsilon; \quad X = Z \operatorname{tg}\delta \sin\epsilon, \\ Z = \pm r_{\text{ст}} \cos\delta.$$

Так как вектор \vec{SN} направлен вниз, то:

$$Z = -r_{\text{ст}} \cos\delta. \quad (3)$$

Как известно, проекция любого вектора на ось Z равна его вертикальной координате. Поэтому расстояние от опорного основания до поворотного рычага:

$$A + C = -np_z^{\vec{DN}} = -np_z^{\vec{DO}} - np_z^{\vec{OS}} - np_z^{\vec{SN}}. \quad (4)$$

После подстановки в (4) значений вертикальных координат векторов \vec{DO} , \vec{OS} и \vec{SN} из выражений (1), (2) и (3) получим:

$$A + C = \frac{l_{\text{ш}}}{\sqrt{\operatorname{tg}^2\theta + \operatorname{tg}^2\gamma + 1}} + l_{\text{ц}} \sin\delta + r_{\text{ст}} \cos\delta. \quad (5)$$

Углы установки θ , γ , δ , размер C и длину цапфы $l_{\text{ц}}$ считаем постоянными величинами и равными $\theta = 2^\circ$, $\gamma = 7^\circ$, $\delta = 3^\circ$, $l_{\text{ц}} = 185$ мм, $C = 65$ мм.

По формуле (5) агротехнический просвет вычисляется при различных значениях длины шкворня $l_{\text{ш}}$ и типоразмеров шин. Для расчетов выбраны шины, которые могут быть установлены на передний ведущий мост экспериментального универсально-пропашного трактора. Результаты расчетов для шкворней, увеличенных по сравнению с прототипом на 150 и 170 мм, приведены в табл. 1

Таблица 1

Параметры высококлиренсного переднего моста трактора

$l_{ш}$, мм	Обозначение шин	$r_{ст}$, мм	A , мм
265 (базовый)	11,2-20	460	667
415	11,2-20	460	816
435	11,2-20	460	836
265	11,2R20	450	657
415	11,2R20	450	806
435	11,2R20	450	826
265	11,2R24	501	708
415	11,2R24	501	857
435	11,2R24	501	877

Из табл. 1 видно, что при длине шкворневого вала экспериментального переднего ведущего моста $l_{ш}$, равной 435 мм, и установке указанных в табл. 1 шин обеспечивается агротехнический просвет в пределах 826...877 мм, что соответствует требованиям технического задания на хлопководческий трактор.

Заключение

При переводе хлопковой энергетики с трехколесной на четырехколесную проблемой является обеспечение необходимого агротехнического просвета под балкой переднего моста трактора. Показано, что эту проблему можно решить за счет рационального сочетания типоразмера шин управляемых передних колес и длины шкворней поворотных цапф.

Литература

1. Байметов Р.И., Камбаров Б.А., Осипов О.С. К вопросу применения в хлопководстве четырехколесного пропашного трактора с широкозахватными МТА // Проблемы механики. 2012. № 3. С. 53–57.
2. Камбаров Б.А. Портальный ведущий мост к пропашному трактору 4К4 для работ в хлопководстве // Современное экологическое состояние природной среды и научно-практические аспекты рационального природопользования: II Межд. науч.-прак. Интернет-конф., посв. году Экологии в России, 28 февраля 2017. Астрахань: ФГБНУ ПНИИАЗ, 2017. С. 2074–2078.
3. Шарипов В.М. Ведущие мосты тракторов (конструкция). М.: МГТУ МАМИ, 1998. 72 с.
4. Ксеневиц И.П., Шарипов В.М., Арустамов Л.Х. и др. Тракторы. Конструкция. М.: МГТУ МАМИ, 2001. 821 с.
5. Иларионов В.А. Стабилизация управляемых колес автомобиля. М.: Транспорт, 1966. 168 с.

6. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. М.: Наука, 1964. 872 с.
7. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике (для научных работников и инженеров). М.: Наука, 1974. 832 с.

References

1. Baymetov R.I., Kambarov B.A., Osipov O.S. Application in cotton growing of a four-wheeled tractor with wide-cutting machine-tractor aggregate. Problemy mekhaniki. 2012. No 3, pp. 53–57 (in Russ.).
2. Kambarov B.A. Portal driving axle 4K4 tractor for work in cotton growing. Sovremennoe ekologicheskoe sostoyanie prirodnoy sredy i nauchno-prakticheskie aspekty ratsional'nogo prirodopol'zovaniya: II Mezhd. nauch.-prak. Internet-konf. posv. godu Ekologii v Rossii, 28 fevralya 2017 [Modern ecological state of the natural environment and scientific and practical aspects of rational nature management: II International scientific-practical Internet-conference dedicated to year of Ecology in Russia, February 28, 2017]. Astrakhan': FGBNU PNIIAZ Publ., 2017, pp. 2074–2078 (in Russ.).
3. Sharipov V.M. Vedushchie mosty traktorov (konstruktsiya) [Driving axle design]. Moscow: MGTU MAMI Publ., 1998. 72 p.
4. Ksenevich I.P., Sharipov V.M., Arustamov L.Kh. i dr. Traktory. Konstruktsiya [Tractors. Design]. Moscow: MGTU MAMI Publ., 2001. 821 p.
5. Ilarionov V.A. Stabilizatsiya upravlyaemykh koles avtomobilya [Stabilization of controlled wheels of automobile]. Moscow: Transport Publ., 1966. 168 p.
6. Vygodskiy M.Ya. Spravochnik po vysshey matematike [Handbook of Higher Mathematics]. Moscow: Nauka Publ., 1964. 872 p.
7. Korn G., Korn T. Spravochnik po matematike (dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov) [Handbook of Mathematics (for scientists and engineers)]. Moscow: Nauka Publ., 1974. 832 p.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАКТОРНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН

EXPERIMENTAL STUDY OF THE CHARACTERISTICS OF TRACTOR PNEUMATIC TIRES

С.Г. ПАРХОМЕНКО¹, к.т.н.
Г.Г. ПАРХОМЕНКО², к.т.н.

¹ Азово-Черноморский инженерный институт Донского государственного аграрного университета, Зерноград, Россия, s-parkhom@mail.ru

² Северо-Кавказский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской», Зерноград, Россия, parkhomenko.galya@yandex.ru

S.G. PARKHOMENKO¹, PhD in Engineering
G.G. PARKHOMENKO², PhD in Engineering

¹ The Azov-Black Sea Engineering Institute of the Don State Agrarian University, Zernograd, Russia, s-parkhom@mail.ru

² North-Caucasian Research Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture, The Federal State Budget Scientific Institution «Agrarian Science Center «Donskoy», Zernograd, Russia, parkhomenko.galya@yandex.ru

Одним из факторов, влияющим на показатели функционирования машинно-тракторных агрегатов, является совершенство движителей, среди которых колесные являются доминирующими. Оптимизация параметров пневматической шины как одного из звеньев колебательной системы и основного элемента колесного движителя является одним из направлений повышения эффективности функционирования машинно-тракторных агрегатов. Исследования выполнены с целью разработки эффективной методики экспериментального определения упруго-демпфирующих, деформационных, тяговых характеристик тракторных пневматических шин, позволяющей корректно сравнивать различные их варианты. В процессе экспериментальных исследований изучались характеристики пневматических шин размера 16,9-30 радиальной (серийные) модели Ф-39 и диагонально-параллельной (опытные) конструкции. Установка для испытаний пневматических шин (шинный тестер) позволяет выполнить определение необходимых показателей в реальных условиях эксплуатации. Разработанная методика экспериментальных исследований позволяет определять необходимые характеристики пневматических шин, выполнять сравнения различных вариантов. Деформационные характеристики пневматических шин в общем случае их нагружения показывают, что они испытывает продольную, крутильную и радиальную деформации. Наличие у серийной шины 16,9R30 в отличие от опытной 16,9-30ДП радиальной деформации, направленной от оси колеса в зоне перед поверхностью контакта при ведущем режиме качения, обуславливает в ней большие гистерезисные потери. Экспериментальные тяговые характеристики пневматических шин свидетельствуют о большем КПД диагонально-параллельной шины 16,9-30ДП (на 9,2 %) и меньшем ее буксовании, что предопределяет меньшее истирание почвы данным типом шин. Установлено, что применение опытных шин 16,9-30ДП уменьшает уплотняющее воздействие агрегата на почву. Приrost тягового сопротивления по следу колеса составляет 47,5 % и 27,9 %, соответственно, с серийной и опытной шинами.

Ключевые слова: пневматическая шина, жесткость, демпфирование, буксование, коэффициент полезного действия, почва, уплотнение

One of the factors affecting the performance indicators of machine-tractor units is the perfection of the movers, among which the wheeled ones are dominant. Optimization of the parameters of the pneumatic tire as one of the elements of the oscillatory system and the main element of wheeled mover is one of the directions of increasing the efficiency of operation of machine-tractor units. The investigations were carried out with the aim of developing an effective technique for the experimental determination of the elastically damping, deformation, traction characteristics of tractor pneumatic tires, which makes it possible to correctly compare their various variants. In the course of experimental studies, the characteristics of pneumatic tires of size 16.9-30 radial (serial) model F-39 and diagonally parallel (experimental) structures were studied. Facility for testing pneumatic tires (tire tester) allows to perform the determination of the required indicators in real operating conditions. The developed technique of experimental researches allows to define necessary characteristics of pneumatic tires, to carry out comparisons of various variants. The deformation characteristics of pneumatic tires in the general case of their loading show that they experience longitudinal, torsional and radial deformations. The presence in 16.9R30 serial tire in contrast to the 16.9-30DP experimental tire of radial deformation directed from the wheel axis in the zone in front of the contact surface under the driving rolling mode causes large hysteresis losses in it. The experimental traction characteristics of pneumatic tires show a higher efficiency of the diagonal-parallel 16.9-30DP tire and its less slipping, which predetermines less abrasion of the soil with this type of tire. It has been established that the application of the experimental tires 16.9-30DP reduces the sealing effect of the unit on the soil. It has been established that the application of the experimental tires 16.9-30DP reduces the compaction of the unit on the soil. The increase in tractive resistance along the wheel is 47.5 % and 27.9 %, respectively, with production and experimental tires.

Keywords: pneumatic tire, stiffness, damping, slippage, coefficient of efficiency, soil, compaction.

Введение

Одним из факторов, влияющим на показатели функционирования машинно-тракторных агрегатов, является совершенство движителей, среди которых колесные являются доминирующими. В общем случае при движении ведущего колеса по деформируемой поверхности (почве) происходит радиальная и тангенциальная деформации шины, радиальные колебания элементов шины, смятие грунта, проскальзывание отдельных частей пятна контакта шины относительно опорной поверхности, вертикальные колебания и буксование колеса. На все это затрачивается энергия, полученная шиной от двигателя. Тягово-сцепные свойства тракторов могут быть улучшены путем выбора оптимальных для данных условий работы размеров шин, давления воздуха в шинах и нагрузки на шины, применением дополнительных приспособлений (полугусеничного хода, дополнительных почвозацепов, ведущих осей и сдвоенных шин) [1–6].

Процесс взаимодействия движителей с почвой определяется характером изменения напряжений и деформаций в почве при воздействии на нее движителя и характеризуется затратами энергии на образование колеи, сопротивление перекатыванию и буксование и величиной реализуемой движителями касательной силы тяги.

Оптимизация параметров пневматической шины как одного из звеньев колебательной системы и основного элемента колесного движителя является одним из направлений повышения эффективности функционирования машинно-тракторных агрегатов.

Цель исследований

Исследования выполнены с целью разработки эффективной методики экспериментального определения упруго-демпфирующих, деформационных, тяговых характеристик тракторных пневматических шин, позволяющей корректно сравнивать различные их варианты.

Материалы и методы

В процессе экспериментальных исследований изучались характеристики пневматических шин размера 16,9-30 радиальной (серийные) модели Ф-39 ($D = 1462$ мм, $B = 429$ мм) и диагонально-параллельной (опытные) конструкции [1–7]. Элементы наружной геометрии и высота грунтозацепов, коэффициент на-

сыщенности рисунка протектора опытных шин такие же, как у серийных шин 16,9R30 модели Ф-39. Нити корда диагонально-параллельной шины (рис. 1) расположены таким образом, что составляют острый угол с направлением движения, причем направление нитей в смежных слоях одинаковое. Вследствие этого под действием крутящего момента они работают на растяжение, а под действием вертикальной нагрузки в зоне контакта – на изгиб.

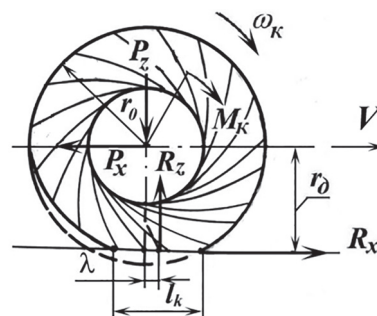


Рис. 1. Принципиальная схема диагонально-параллельной шины [1–7]

Установка для испытаний пневматических шин [1, 5, 8–10] (шинный тестер) приведена на рис. 2. Она содержит тягач 1, шарнирную раму, включающую привалочную 2, промежуточную 10 и заднюю 15 секции, ось 13, закрепленную в измерительных узлах, механизм привода испытуемого колеса, состоящий из гидромотора 17, обгонной муфты 16, цилиндрического 8 и планетарного редукторов 18, механизм компенсации реактивного момента, состоящий из траверсы 4 и реактивных тяг 3, 5 и 6, путеизмерительное колесо 9, регистрирующую аппаратуру и пульт управления, расположенные в кабине трактора. Задняя секция 15 шарнирной рамы выполнена разъемной с поворотной боковой балкой 12, один конец которой соединен с рамой вертикальным шарниром, а другой – резьбовым соединением. Испытуемое колесо 14 крепится к водилу планетарного редуктора 18. Ось выполнена разъемной и опирается на раму через наборные шариковые подшипники, установленные в измерительных узлах. Конструкция подшипников позволяет оси колеса совершать вращательное движение относительно своей оси, боковое перемещение (вдоль своей оси), а также продольное перемещение. В измерительных узлах установлены измерительные звенья для регистрации продольных сил. Механизм привода испытуемого колеса – гидростатическая передача ГСТ-90.

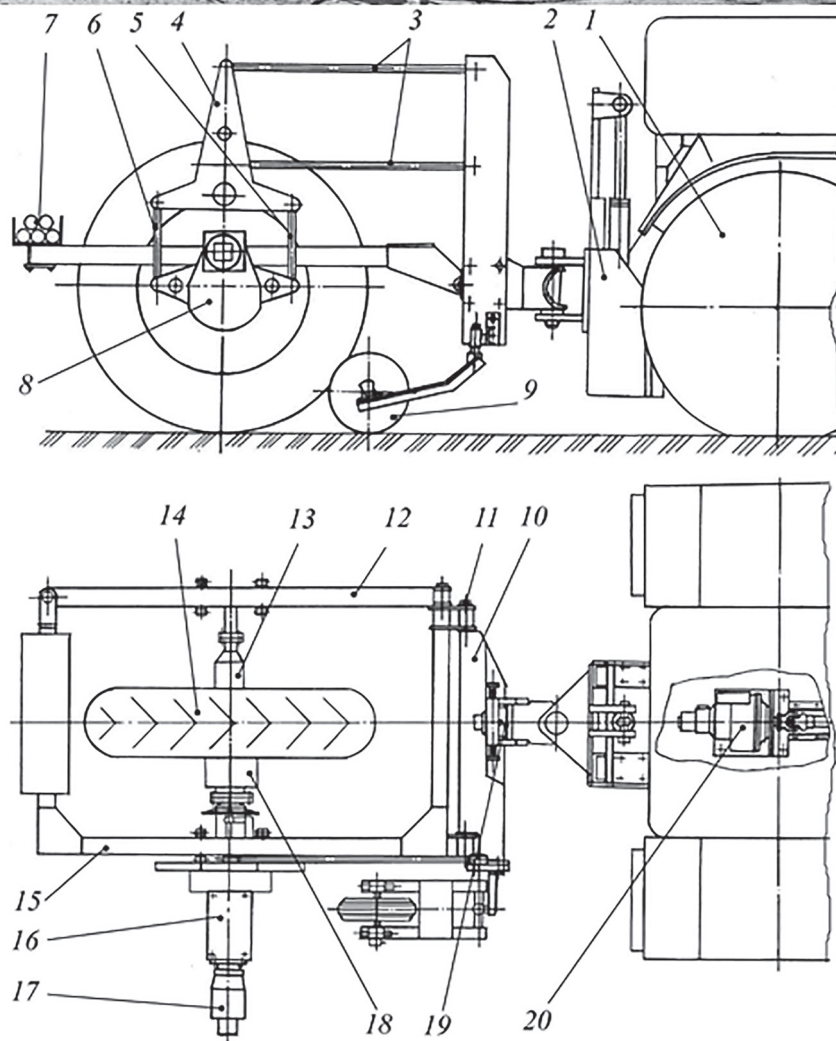


Рис. 2. Шипный тестер [1, 5, 8–10]:

- 1 – тягач; 2 – привалочная рама; 3, 5, 6 – реактивные штанги; 4 – траверса; 7 – грузы; 8 – цилиндрический редуктор; 9 – путеизмерительное колесо; 10 – промежуточная рама; 11 – горизонтальный шарнир; 12 – боковая балка; 13 – ось; 14 – испытуемое колесо; 15 – рама; 16 – обгонная муфта; 17 – гидромотор; 18 – планетарный редуктор; 19 – продольный шарнир; 20 – гидронасос с регулируемой подачей

На тракторе-тягаче установлен насос с переменной подачей масла 20, который связан с ВОМ трактора. Гидромотор 17 через обгонную муфту 16 соединен с цилиндрическим редуктором 8, который связан с входным валом пла-

нетарного редуктора 18. Корпус планетарного редуктора соединен с рамой посредством реактивных штанг 3, 5, 6. Вертикальные штанги 5 и 6 являются измерительными звеньями и служат для измерения реактивного момен-

та, равного и противоположно направленно крутящему моменту колеса. Вертикальная нагрузка на ось испытуемого колеса задается с помощью грузов 7, размещаемых на задней секции рамы 15 тестера. Для измерения пройденного пути и скорости движения и буксования служит путеизмерительное колесо 9.

Измерительный комплекс включает силоизмерительные датчики, датчики оборотов испытуемого и путеизмерительного колеса, датчики давления в контакте пневматической шины с опорным основанием, датчик деформации шины, датчик угла поворота оси колеса, регистрирующую аппаратуру.

Датчик деформации шины устанавливается на оси испытуемого колеса, а телескопическая штанга крепится на сферическом шарнире к рычагу, закрепленному в основании грунтозацепов шины.

Динамометр устанавливается вместо задней вертикальной штанги 6 механизма компенсации реактивного момента.

Жесткость шины определялась по величине ее деформации под фиксированной нагрузкой в статике на жестком опорном основании.

Крутильное и радиальное демпфирование пневматической шины определялось по осциллограмме затухающих свободных колебаний оси колеса.

Для измерения общей деформации оболочки шины использован потенциометрический датчик 1 (рис. 3), имеющий три степени свободы, что обеспечивает измерение перемещений точки беговой дорожки шины в трех направлениях: радиальном, окружном и боковом. Это осуществляется за счет телескопической

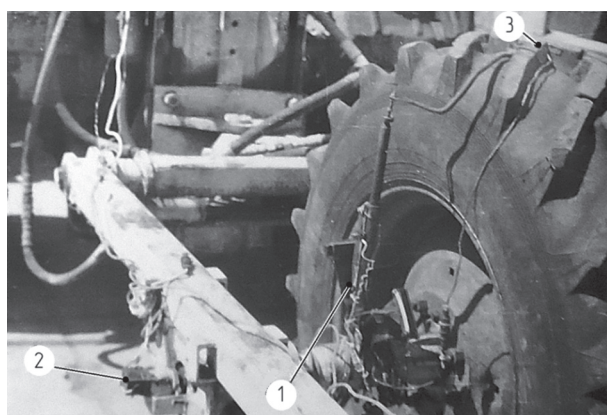


Рис. 3. Установка датчиков для исследования деформации шины:

1 – датчик деформации шины; 2 – датчик угла поворота оси колеса; 3 – датчик давления

штанги датчика и двух шарниров для поворота штанги в продольной и поперечной плоскостях шины. Штанга и поворотные части снабжены потенциометрами. Датчик устанавливается на оси испытуемого колеса, а телескопическая штанга крепится на сферическом шарнире к рычагу, закрепленному в основании грунтозацепов шины. Отсчет каждой деформации производится от нулевых отметок, полученных при вращении колеса в ненагруженном состоянии. Длина контакта фиксируется датчиком давления 3, для регистрации угла поворота оси колеса был использован угломер потенциометрического типа 2.

При проведении испытаний испытуемое колесо устанавливалось на шинный тестер. В качестве опорного основания выбиралась бетонная дорожка. Опыты проводились на горизонтальном участке (уклон не превышал 1°). Движение шинного тестера было строго прямолинейным. Давление воздуха в шине испытуемого колеса поддерживалось постоянным. Нормальная нагрузка на испытуемые шины составляла 14 кН.

За счет изменения подачи гидронасоса шинного тестера создавалось рассогласование продольных скоростей тягача и испытуемого колеса, а значит, требуемый крутящий момент на колесе. Крутящий момент на колесе устанавливался в диапазоне от нулевого (ведомый режим) до максимального значения (ведущий режим), ограниченного величиной буксования.

При проведении тяговых испытаний пневматических шин измерялись:

- M_k – крутящий момент на оси испытуемого колеса;
- P_1, P_2 – левая и правая продольные силы, действующие на ось колеса;
- R – нормальная реакция колеса;
- α – угол продольного наклона рамы тестера;
- n_k, n_n – частоты вращения испытуемого и путеизмерительного колес, соответственно;
- r_k – радиус качения колеса.

Тяговые показатели испытуемой шины определялись следующим образом:

- сила тяги колеса рассчитывается по формуле:

$$P_x = P_1 + P_2 \pm (R - m_k g) \sin \alpha,$$

где m_k – масса колеса и закрепленных на его оси деталей привода;

- КПД колеса с испытуемой шиной определялся по формуле:

$$\eta = \frac{P_x \cdot r_k}{M_k}$$

- коэффициент буксования колеса равен:

$$\delta = 1 - \frac{r_k}{r_k^c},$$

где r_k^c – радиус качения колеса в свободном режиме.

По результатам испытаний строятся характеристики шины $M_k(P_x)$, $r_k(P_x)$, $\delta(P_x)$, $\eta_k(P_x)$.

Кроме этого, по той же методике проводились испытания серийной и опытной шины при движении по опорной поверхности в виде пара.

При этом, оценка уплотнения почвы выполнялась по методикам ГОСТ 26953-86, ГОСТ 26954-86, ГОСТ 26955-86. Определялись максимальное давление движителя на почву p_k и нормальное напряжение $\sigma_{0,5}$ на глубине 0,5 м.

Дополнительно выполнялись измерения энергозатрат на обработку следа трактора, которые оценивались тяговым сопротивлением двух секций культиватора КРН-5,6 по следу колес и вне следа [1, 11, 12].

Результаты и их обсуждение

Упруго-демпфирующие показатели пневматических шин представлены в табл. 1. Опытные шины 16,9-30ДП имеют значительно большие крутильные жесткости и демпфирование, но меньшие радиальные.

Деформационные характеристики пневматических шин в ведомом и ведущем режимах качения на бетоне приведены на рис. 4 и 5.

В результате анализа полученных данных установлено следующее.

1. Радиальная деформация z оболочки шины 16,9R30 по ее экватору при внутреннем давлении 0,09 МПа и нагрузке 14 кН направлена к оси колеса и от нее. При ведомом и ведущем режимах качения шина 16,9R30 испытывает радиальную деформацию по всему периметру. Под действием вертикальной нагрузки верхняя часть шины растягивается, а нижняя сжимается. Радиальная деформация сжатия начинается еще до контакта протектора с опорным основанием. Максимальная ее величина – по центру контакта, изменение ее знака – уже после выхода элементов протектора из контакта, при этом запаздывание тем больше, чем больше крутящий момент. В ведущем режиме наблюдается дополнительное растяжение шины в ра-

Таблица 1

Упруго-демпфирующие свойства пневматических шин

№	Коэффициенты	Единицы измерения	Вариант	
			серийный 16,9R30	опытный 16,9-30ДП
1	Крутильная жесткость	Н/рад	388000	531884
2	Радиальная жесткость	Н/м	652000	396152
3	Радиальное демпфирование	Н·с/м	15382	9858
4	Крутильное демпфирование	Н·с/рад	1070	7503

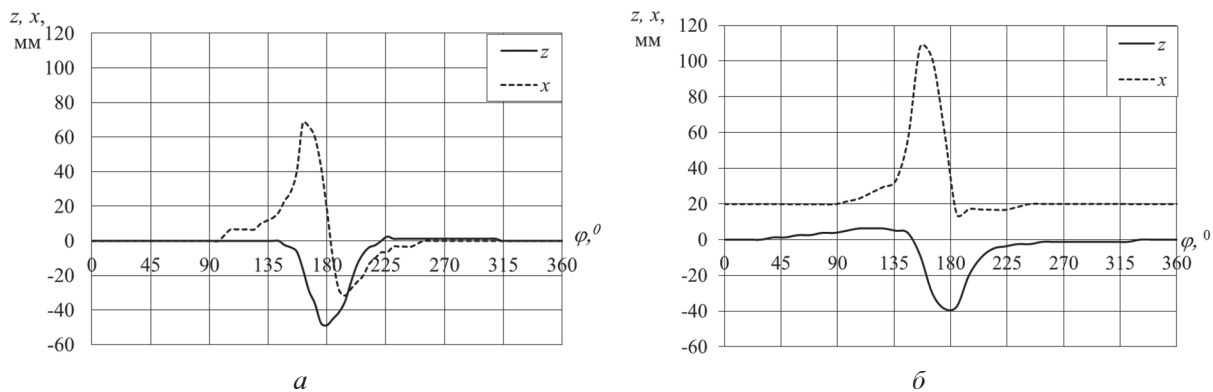


Рис. 4. Деформация шины 16,9R30 на бетоне при различных режимах нагружения:

a – ведомый режим; b – ведущий режим ($M_k = 6,7$ кН·м);
 z – радиальная деформация; x – окружная деформация

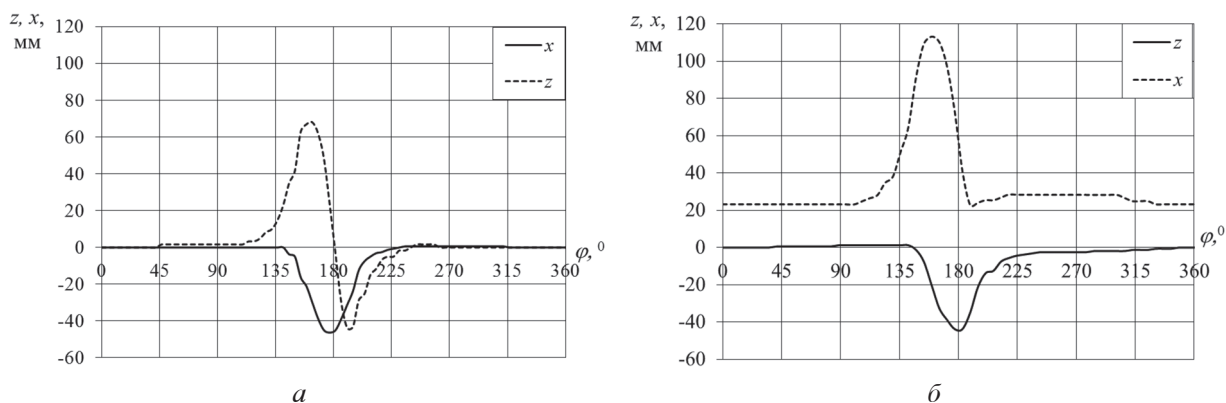


Рис. 5. Деформация шины 16,9-30 ДП на бетоне при различных режимах нагружения:

a – ведомый режим; *б* – ведущий режим ($M_k = 6,7$ кН·м);

z – радиальная деформация; *x* – окружная деформация

диальном направлении до контакта с опорным основанием (некоторое «выпучивание» шины), и это «выпучивание» тем больше, чем больше крутящий момент, приложенный к шине.

Радиальная деформация z оболочки шины 16,9-30ДП по ее экватору, в отличие от шины 16,9R30, имеет одно направление – к оси колеса. При ведомом и ведущем режимах качения деформация начинается еще до контакта протектора с опорным основанием. Максимальная ее величина – по центру контакта, полное снятие – уже после выхода элементов протектора из контакта, при этом запаздывание тем больше, чем больше крутящий момент. Угол поворота оси колеса, определяющий начало радиальной деформации шины 16,9-30ДП, равен приблизительно 135° как для ведомого, так и ведущего режимов качения колеса. Полное снятие деформации в радиальном направлении шины заканчивается, соответственно, при 236° и 216° для ведущего ($M_k = 6,7$ кН·м) и ведомого режимов качения колеса. Максимальная радиальная деформация – при $170^\circ \dots 177^\circ$ для различных режимов качения, при этом величина ее практически не зависит от крутящего момента. Отмеченные процессы можно объяснить, прежде всего, взаимосвязью радиальной и окружной деформаций оболочки шины. Вертикальную нагрузку шина воспринимает от обода и передает опорному основанию. При этом оболочка шины испытывает окружное сжатие (закрутку) от нормальной нагрузки и в набегающей, и в уходящей от контакта частях. Зона, охваченная этими двумя деформациями (окружной и радиальной), занимает на оболочке шины сектор, превышающий длину контакта. Из-за гистерезисных потерь от внутреннего трения в материале шины и трения элементов протектора в контакте участок ради-

альной деформации после контакта больше, чем до него.

2. Окружная деформация x оболочки шин 16,9R30 и 16,9-30ДП по экватору зависит от режима качения колеса. Она определяется вертикальной нагрузкой на колесо и крутящим моментом, приложенным к оси колеса.

Шины 16,9R30 и 16,9-30ДП в ведомом режиме испытывают окружную деформацию в зоне, близкой к зоне контакта с опорным основанием, – смещение элементов оболочки шины относительно обода к верху шины. При этом, и набегающие, и выходящие из контакта элементы шины испытывают деформации сжатия. Угол поворота оси колеса, определяющий начало окружной деформации шины 16,9-30ДП в ведомом режиме, равен 103° . Полное снятие деформации в окружном направлении шины в ведомом режиме заканчивается при 239° . При этом, нити корда каркаса в набегающей части шины 16,9-30ДП растягиваются, в уходящей части – сжимаются.

Под действием крутящего момента шины 16,9R30 и 16,9-30ДП испытывают окружную деформацию по всему периметру. При этом, сектор как радиальной, так и диагонально-параллельной шины примерно 250° испытывает окружную деформацию, обусловленную только крутящим моментом (закрутка шины). От крутящего момента набегающие элементы шины испытывают дополнительное окружное сжатие, а выходящие из контакта – растяжение. При определенном крутящем моменте шины 16,9R30 и 16,9-30ДП по всему периметру закручиваются в сторону, противоположную направлению вращения колеса. При этом растяжение нитей корда каркаса в набегающей части шины 16,9-30ДП увеличивается, а

сжатие в уходящей части уменьшается. При достижении крутящим моментом определенной величины происходит растяжение нитей корда каркаса и в уходящей части шины 16,9-30ДП. С увеличением крутящего момента максимальная величина окружной деформации возрастает. При этом максимум окружной деформации наблюдается до центра контакта с опорным основанием как в ведущем, так и в ведомом режимах качения колеса.

Таким образом, окружная деформация оболочки шины 16,9-30ДП в ведущем режиме качения при достаточно большом крутящем моменте проявляется так, что нити корда работают по всему периметру на растяжение. В ведомом режиме окружную деформацию испытывает сектор шины 16,9-30ДП величиной 136°, в отличие от радиальной шины 16,9R30, которая закручивается по всему периметру.

Шина 16,9R30 испытывает знакопеременную радиальную деформацию по всему периметру с дополнительным «выпучиванием» в ведущем режиме.

Шина 16,9-30ДП испытывает радиальную деформацию в зоне величиной 85°...100°. Направление этой деформации – только к оси колеса. Ввиду этого внутренние потери шины 16,9-30ДП меньше, что является преимуществом диагонально-параллельной шины.

По результатам тяговых испытаний пневматических шин серийного (16,9R30) и опытного (16,9-30ДП) вариантов на пару построена их тяговая характеристика (рис. 6).

Из рисунков видно, что максимум КПД шины на пару для обоих вариантов приходится на диапазон тягового усилия 3,5...5,0 кН. Однако тяговый КПД шины 16,9-30ДП в этом диапазоне несколько выше благодаря меньшему буксованию этой шины, а также вследствие ее более выигранных деформационных характеристик.

Таким образом, опытные шины (16,9-30ДП) обуславливают более эффективное использование мощности двигателя, большую полезную загрузку двигателя и, следовательно, экономию погектарного расхода топлива и меньшее истирание почвы.

Результаты экспериментальных исследований уплотняющего воздействия шин на почву по методике ГОСТ 26953-86, ГОСТ 26954-86 и ГОСТ 26955-86 приведены в табл. 2.

Данные табл. 2 показывают, что при работе трактора на опытных шинах наблюдается большая контурная площадь контакта (на 3,14 %), меньшее максимальное давление движителя на почву (на 3,05 %) и нормальное напряжение в почве на глубине 0,5 м (на 0,85 %).

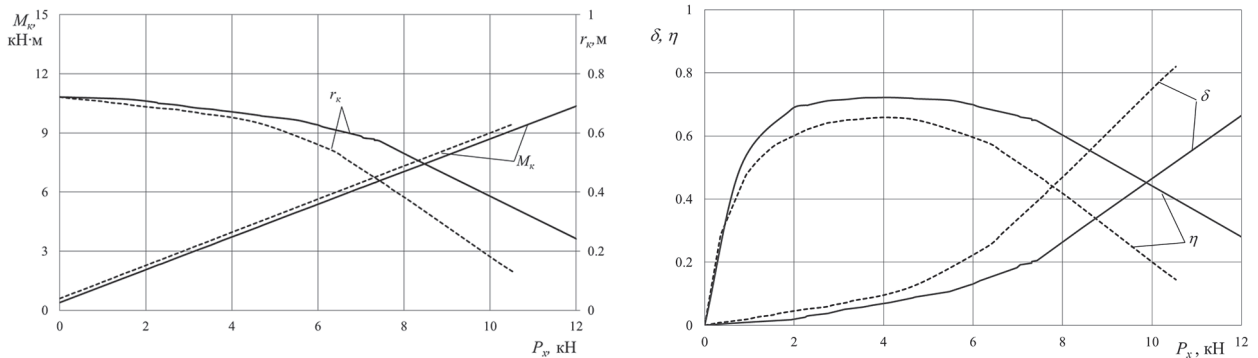


Рис. 6. Тяговая характеристика колеса с шиной 16,9-30 ($p = 0,09$ МПа, $G_k = 14$ кН):
 — опытный вариант (16,9-30ДП); серийный вариант (16,9R30)

Таблица 2

Уплотняющее воздействие пневматических шин на почву

№	Показатели	Варианты		Прирост, %
		Серийный 16,9R30	Опытный 16,9-30ДП	
1	Контурная площадь контакта, м ²	0,159	0,164	3,14
2	Максимальное давление, кПа	117,787	114,196	-3,05
3	Максимальное нормальное напряжение на глубине 0,5 м, кПа	20,22	20,049	-0,85

Результаты исследований длины контакта на бетоне колес с пневматическими шинами размера 16,9-30 радиальной (серийные) модели Ф-39 и диагонально-параллельной (опытные) конструкции представлены на рис. 7. Экспериментально установлено, что в ведущем режиме длина контакта шины с опорным основанием увеличивается. Величина изменения длины контакта зависит от крутящего момента на оси колеса, типа конструктивного исполнения, размера пневматической шины, давления в шине, вертикальной нагрузки и типа опорного основания [7].

Результаты замеров энергозатрат на обработку следа трактора, которые оценивались тяговым сопротивлением двух секций культиватора КРН-5,6 по следу колес и вне следа, представлены в табл. 3. Замер тягового сопротивления производился при скорости движения агрегата 2 м/с. Установлено, что применение шин 16,9-30ДП позволяет снизить прирост тягового сопротивления по следу колеса на 19,6 %.

Выводы

1. Разработанная методика экспериментальных исследований позволяет определять необходимые характеристики пневматических шин, выполнять сравнения различных вариантов.

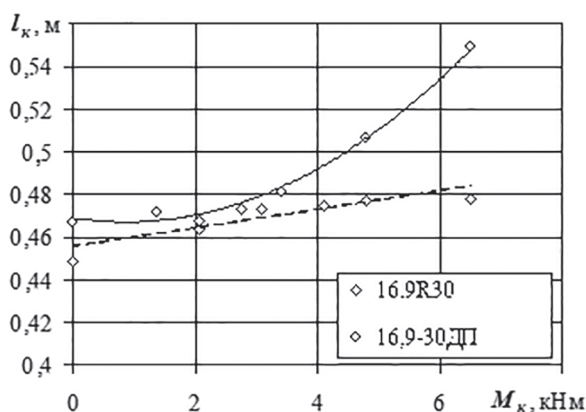


Рис. 7. Зависимость длины контакта колеса от крутящего момента:
 ————— опытный вариант (шина 16,9-30ДП);
 серийный вариант (шина 16,9R30)

2. Деформационные характеристики пневматических шин в общем случае их нагружения показывают, что они испытывает продольную, крутильную и радиальную деформации. Наличие у серийной шины 16,9R30, в отличие от опытной 16,9-30ДП радиальной деформации, направленной от оси колеса в зоне перед поверхностью контакта при ведущем режиме качения, обуславливает в ней большие гистерезисные потери.

3. Экспериментальные тяговые характеристики пневматических шин свидетельствуют о большем КПД диагонально-параллельной шины 16,9-30ДП (на 9,2 %) и меньшем ее буксовании, что предопределяет меньшее истирание почвы данным типом шин.

4. Установлено, что применение опытных шин 16,9-30ДП уменьшает уплотняющее воздействие агрегата на почву. Прирост тягового сопротивления по следу колеса составляет 47,5 и 27,9 %, соответственно, с серийной и опытной шинами.

Литература

1. Пархоменко С.Г. Совершенствование функционирования МТА с колесным трактором класса 1,4 на основе оптимизации параметров пневматических шин: дис. ... канд. техн. наук. Зерноград, 1999. 156 с.
2. Пархоменко С.Г., Яровой В.Г., Кравченко В.А. Результаты полевых испытаний культиваторного агрегата // Совершенствование технологических процессов, машин и аппаратов в инженерной сфере АПК: материалы науч. конф. Зерноград: АЧГАА, 1999. С. 58–59.
3. Пархоменко С.Г., Яровой В.Г., Кравченко В.А. Тяговая динамика культиваторного агрегата // Исследования и реализация новых технологий и технических средств в сельскохозяйственном производстве. Зерноград: ВНИПТИМЭСХ, 2001. С. 39–42.
4. Пархоменко С.Г. Улучшение показателей работы МТА путем выбора оптимальных параметров пневматических шин // Вклад молодых ученых в развитие аграрной науки в начале XXI века: материалы научно-практ. конференции. Ч. II. Воронеж: ВГАУ, 2003. С. 185–186.

Таблица 3

Энергозатраты на обработку почвы

№	Показатели	Фон	Серийный 16,9R30	Опытный 16,9-30ДП
1	Тяговое сопротивление, кН	2,476	3,653	3,168
2	Прирост тягового сопротивления, %	–	47,5	27,9

5. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Повышение энергоэффективности мобильных почвообрабатывающих агрегатов. *Инновации в сельском хозяйстве*. 3 (18)/2016. С. 40–47.
6. Яровой В.Г., Кравченко В.А., Шкарлет А.Ф., Оберемок В.А., Пархоменко С.Г., Яровой А.В., Меликов И.М. Совершенствование пневматических шин мобильной техники // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. № 7. 2001. С. 27–30.
7. Пархоменко С.Г. Влияние крутящего момента на длину контакта колеса / Повышение эффективности использования сельскохозяйственной техники: сб. науч. тр. Ставрополь, 2000. С. 210–212
8. Кравченко В.А., Яровой В.Г., Пархоменко С.Г., Меликов И.М., Яровой А.В. Шинный тестер: патент на изобретение № 2107275, Российская федерация. Опубликовано 20.03.98.
9. Пархоменко С.Г., Яровой В.Г., Кравченко В.А., Меликов И.М. Шинный тестер: патент на изобретение № 2085891, Российская федерация. Опубликовано 27.07.97.
10. Меликов И.М., Яровой В.Г., Яровой А.В., Кравченко В.А., Пархоменко С.Г. Шинный тестер: патент на изобретение № 2092806, Российская федерация. Опубликовано 10.10.97.
11. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Динамометрирование навесных сельскохозяйственных машин // *Труды ГОСНИТИ*. 2016. Т. 124. № 1. С. 125–129.
12. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Измерение силы тяги на крюке трактора в агрегате с навесной сельскохозяйственной машиной // *Тракторы и сельхозмашины*. 2016, № 4. С. 15–19.
3. Parkhomenko S.G., Yarovoy V.G., Kravchenko V.A. Tractive dynamics of the cultivator unit. *Issledovaniya i realizatsiya novykh tekhnologiy i tekhnicheskikh sredstv v sel'skokhozyaystvennom proizvodstve* [Research and implementation of new technologies and technical means in agricultural production]. Zernograd: VNIPTIMESKh Publ., 2001, pp. 39–42 (in Russ.).
4. Parkhomenko S.G. Improving the performance of machine-tractor unit by selecting the optimal parameters for pneumatic tires. *Vklad molodykh uchenykh v razvitie agrarnoy nauki v nachale XXI veka: Materialy nauchno-prakt. konferentsii* [Contribution of young scientists to the development of agrarian science at the beginning of the XXI century: Materials of scientific and practical conference]. Ch. II. Voronezh: VGPU Publ., 2003, pp. 185–186 (in Russ.).
5. Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Increase in energy efficiency of mobile tillage units. *Innovatsii v sel'skom khozyaystve*. No 3 (18). 2016, pp. 40–47 (in Russ.).
6. Yarovoy V.G., Kravchenko V.A., Shkarlet A.F., Oberemok V.A., Parkhomenko S.G., Yarovoy A.V., Melikov I.M. Improving of pneumatic tires of mobile equipment. *Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny*. No 7, 2001, pp. 27–30 (in Russ.).
7. Parkhomenko S.G. Effect of torque on the contact length of wheel. *Povyshenie effektivnosti ispol'zovaniya sel'skokhozyaystvennoy tekhniki: Sb. nauch. tr.* [Increasing the effectiveness of agricultural machinery: collection of scientific works] Stavropol', 2000, pp. 210–212 (in Russ.).
8. Kravchenko V.A., Yarovoy V.G., Parkhomenko S.G., Melikov I.M., Yarovoy A.V. Shinny tester [Tire tester]: patent na izobretenie No 2107275, Rossiyskaya federatsiya. Opublikovano 20.03.98.
9. Parkhomenko S.G., Yarovoy V.G., Kravchenko V.A., Melikov I.M. Shinny tester [Tire tester]: patent na izobretenie No 2085891, Rossiyskaya federatsiya. Opublikovano 27.07.97.
10. Melikov I.M., Yarovoy V.G., Yarovoy A.V., Kravchenko V.A., Parkhomenko S.G. Shinny tester [Tire tester]: patent na izobretenie No 2092806, Rossiyskaya federatsiya. Opublikovano 10.10.97.
11. Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Dynamometry of mounted agricultural machines. *Trudy GOSNITI*. 2016. Vol. 124. No 1, pp. 125–129 (in Russ.).
12. Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Measuring the traction force on the tractor hook in a unit with a mounted agricultural machine. *Traktory i sel'khoz-mashiny*. 2016, No 4, pp. 15–19 (in Russ.).

References

1. Parkhomenko S.G. Sovershenstvovanie funktsionirovaniya MTA s kolesnym traktorom klassa 1,4 na osnove optimizatsii parametrov pnevmaticheskikh shin: dis... .. kand. tekhn. nauk [Improving the functioning of machine-tractor unit with a wheeled tractor of 1.4 class based on optimizing parameters of pneumatic tires: Dissertation for Degree of Candidate of Technical Sciences]. Zernograd, 1999. 156 p.
2. Parkhomenko S.G., Yarovoy V.G., Kravchenko V.A. Results of field testing of the cultivator unit. *Sovershenstvovanie tekhnologicheskikh protsessov, mashin i apparatov v inzhenernoy sfere APK: Materialy nauch. konf.* [Improvement of technological processes, machines and apparatus in engineering field of agriculture: materials of scientific conference]. Zernograd: AChGAA Publ., 1999, pp. 58–59 (in Russ.).

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

OPTIMIZATION OF TRACTION CHARACTERISTICS OF AGRICULTURAL TRACTORS

В.А. САМСОНОВ¹, д.т.н.
Ю.Ф. ЛАЧУГА², академик РАН

¹ Автономная некоммерческая организация «Редакция журнала «Механизация и электрификация сельского хозяйства», Москва, Россия,

² Российская академия наук (РАН), Москва, Россия, mehelagro@mail.ru

V.A. SAMSONOV¹, DSc in Engineering
YU.F. LACHUGA², Academician of the Russian Academy of Sciences

¹ Autonomous non-commercial organization «Editorial Board of the journal «Mechanization and electrification of agriculture», Moscow, Russia,

² Russian Academy of Science, Moscow, Russia, mehelagro@mail.ru

Производительность машинно-тракторного агрегата зависит от энергонасыщенности трактора. Принимаем, что оптимальная тяговая характеристика соответствует минимальной эксплуатационной массе трактора и его максимальной энергонасыщенности, при которой достигается максимальная производительность машинно-тракторного агрегата при наименьшем расходе топлива и соблюдении ограничений по тяговому усилию, буксованию и теоретической скорости. В качестве критерия для определения максимальной энергонасыщенности принят максимум коэффициента производительности при максимуме тяговой мощности и максимуме тягового кпд. Расчет оптимальной тяговой характеристики – актуальная задача теории трактора. Цель исследования заключается в разработке методики и алгоритмов расчета показателей оптимальной тяговой характеристики трактора при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя. Объекты исследования – колесные и гусеничные тракторы общего назначения. Исходный материал: показатели двигателя и трактора; коэффициенты, характеризующие тягово-сцепные свойства трактора; уравнение баланса мощности трактора; функции буксования; зависимости расхода топлива двигателем и его крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала. Метод исследования – расчет с использованием основных формул теории трактора при изменении частоты вращения коленчатого вала на один оборот. С учетом принятых значений номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя и коэффициента его приспособляемости по крутящему моменту рассчитаны передаточные числа трансмиссии. Методика расчета оптимальной тяговой характеристики разработана для тракторов с минимальной эксплуатационной массой, рассчитанной с учетом номинальных тяговых усилий и коэффициентов использования силы тяжести тракторов. Максимальная энергонасыщенность для каждого типа и тягового класса трактора определяется расчетом тяговой характеристики на передаче, на которой достигаются максимумы коэффициента производительности, тяговой мощности и тягового кпд. Основной вывод: оптимальная тяговая характеристика соответствует минимальной эксплуатационной массе трактора и его максимальной энергонасыщенности.

Ключевые слова: сельскохозяйственный трактор, максимальная энергонасыщенность, оптимальная тяговая характеристика, производительность.

The productivity of the machine-tractor unit depends on the energy saturation of the tractor. It is assumed that the optimum traction characteristic corresponds to the minimum operating weight of the tractor and its maximum energy saturation, at which the maximum productivity of the machine and tractor unit is achieved with the lowest fuel consumption and compliance with restrictions on tractive effort, slippage and theoretical speed. As a criterion for determining the maximum energy saturation, the maximum efficiency coefficient is adopted with maximum tractive power and maximum tractive efficiency. Calculation of the optimal traction characteristics is an actual task of the theory of the tractor. The purpose of the study is to develop a methodology and algorithms for calculating the indicators of the optimal traction characteristics of the tractor when the engine speed of the crankshaft is changed. The objects of research are wheeled and caterpillar tractors of general purpose. Input data: engine and tractor performance indicators; coefficients that characterize the traction and coupling properties of the tractor; the tractor power balance equation; slipping functions; the dependence of the fuel consumption of the engine and its torque on the speed of the crankshaft. The method of research is the calculation using the basic formulas of the theory of the tractor when the speed of the crankshaft is changed by one rotation. Taking into account the accepted values of the nominal engine speed and the torque adaptive factor, the gear ratio is calculated. The calculation procedure for the optimum traction characteristic is developed for tractors with a minimum operating weight, calculated taking into account the nominal tractive effort and the coefficients of using the gravity of the tractors. The maximum energy saturation for each type and traction class of the tractor is determined by calculating the tractive characteristic of the transmission, at which the maximum efficiency factor, traction power and traction efficiency are reached. The main conclusion: the optimum traction characteristic corresponds to the minimum operating weight of the tractor and its maximum energy saturation.

Keywords: agricultural tractor, maximum energy saturation, optimal traction characteristics, productivity.

Введение

В работе [1] Самсонова В.А. и Лачуги Ю.Ф. определены критерии расчета максимальной энергонасыщенности \mathcal{E}_{\max} трактора: максимум коэффициента производительности k_{Π} при максимуме тяговой мощности $N_{\text{кр}}$ и максимуме тягового КПД $\eta_{\text{т}}$:

$$k_{\Pi} = N_{\text{кр}}/\mu \rightarrow \max, \quad (1)$$

$$N_{\text{кр}} \rightarrow \max, \quad (2)$$

$$\eta_{\text{т}} \rightarrow \max, \quad (3)$$

где μ – безразмерный коэффициент, учитывающий увеличение тягового сопротивления при рабочей скорости $v > 5$ км/ч (на стерне),

$$\mu = 0,052v^2 + 0,9. \quad (4)$$

Принимаем, что оптимальная тяговая характеристика соответствует минимальной эксплуатационной массе трактора и его максимальной энергонасыщенности, при которой достигается максимальная производительность машинно-тракторного агрегата при наименьшем расходе топлива и соблюдении ограничений по тяговому усилию, буксованию и теоретической скорости.

Расчет оптимальной тяговой характеристики – актуальная задача теории трактора.

Цель исследования

Цель исследования заключается в разработке методики и алгоритмов расчета показателей оптимальной тяговой характеристики при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Материалы и методы исследования

Методика расчета рассмотрена на примере колесных и гусеничных тракторов общего назначения разных тяговых классов.

Исходный материал: показатели двигателя и трактора; коэффициенты, характеризующие тягово-цепные свойства трактора; уравнение баланса мощности трактора; функции буксования; зависимости расхода топлива двигателем и его крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала.

Метод исследования – расчет с использованием основных формул теории трактора при изменении частоты вращения коленчатого вала на один оборот.

Результаты и обсуждение

Методика расчета оптимальной тяговой характеристики (далее – ОТХ) и ее оценка включает решение следующих задач.

1. С учетом номинальных тяговых усилий $P_{\text{крн}}$ и коэффициентов $\varphi_{\text{кр}}$ использования силы тяжести трактора определить минимальные эксплуатационные массы тракторов разных тяговых классов.

2. С учетом принятых показателей двигателя рассчитать теоретические скорости и передаточные числа на передачах трансмиссий тракторов.

3. По критериям (1), (2), (3) рассчитать \mathcal{E}_{\max} тракторов.

4. С учетом принятой минимальной теоретической скорости рассчитать минимальную энергонасыщенность \mathcal{E}_{\min} тракторов (тяговую характеристику при \mathcal{E}_{\min} обозначим как МТХ).

5. Рассчитать показатели МТХ и ОТХ.

6. Сравнить ОТХ и МТХ по показателям эффективности: производительность, погектарный расход топлива, расход топлива на единицу производительности, коэффициент вариации тягового кпд по передачам.

Показатели, необходимые для расчета тяговой характеристики: $N_{\text{н}}$ – номинальная мощность двигателя, Вт; m – эксплуатационная масса трактора, кг; $P_{\text{крн}}$ – номинальное тяговое усилие, Н; $n_{\text{н}}$, $n_{\text{м}}$, $n_{\text{х}}$ – соответственно, частота вращения коленчатого вала двигателя номинальная, при максимальном крутящем моменте, холостого хода, мин⁻¹; $k_{\text{м}}$ – коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту; $M_{\text{н}}$, $M_{\text{м}}$ – соответственно, номинальный и максимальный крутящий момент двигателя, Н·м; $\varepsilon_{\text{н}}$, $\varepsilon_{\text{м}}$ – соответственно, коэффициент загрузки двигателя по мощности и моменту; n – количество рабочих передач; q – знаменатель геометрического ряда передач; $P_{\text{кр1}} \dots P_{\text{крn}}$ – диапазон тягового усилия трактора на передачах 1...n, Н; $v_{\text{т1}} \dots v_{\text{тn}}$ – диапазон теоретической скорости на передачах 1...n, км/ч; $\eta_{\text{м}}$ – КПД трансмиссии; δ – буксование; f – коэффициент сопротивления качению трактора; $i_{\text{т1}} \dots i_{\text{тn}}$ – диапазон передаточных чисел трансмиссии на передачах 1...n; $r_{\text{к}}$ – радиус качения колеса колесного трактора или радиус окружности касания ведущей звездочки с траком у гусеничного трактора.

Исходные данные для расчета представлены в табл. 1 (К3, К4, К5, Г3 – условные обозначения тракторов (теоретических) с минимальной эксплуатационной массой).

Показатели $\varphi_{\text{кр}}$, f , $\eta_{\text{м}}$, $v_{\text{т1}}$ и $v_{\text{тn}}$ приняты по рекомендациям [2, 3]; $r_{\text{к}}$ у К3 принят по аналогии с Т-150К, у К4 – по аналогии с К-424 «Кировец» [4], у К-5 – по аналогии с К-701, у Г3 – по аналогии с ДТ-75М; значения $n_{\text{н}}$, $n_{\text{м}}$, $n_{\text{х}}$, $k_{\text{м}}$ приняты как у двигателей ЯМЗ-53622, ЯМЗ-53622-10, ЯМЗ-53622-30 [5].

Задача 1. Минимальные эксплуатационные массы тракторов рассчитываем по формуле:

$$m = P_{крн} / \varphi_{кр} g.$$

Результаты расчета представлены в табл. 1.

Задача 2. Исходное передаточное число колесных тракторов:

$$i_{т1} = (\pi n_n r_k / 30) / (v_{т1} / 3,6)$$

находим при $v_{т1} = 10$ км/ч, ГЗ – при $v_{т1} = 8$ км/ч.

Передаточные числа и теоретические скорости на передачах:

$$i_{тj} = i_{т1} / q^{j-1}; v_{тj} = v_{т1} q^{j-1},$$

где $j = 2 \dots n$; $q = 0,8757$ (определен в [1] при $k_m = 1,3$).

Результаты расчета представлены в табл. 2.

Задача 3. Для ее решения необходимы функции: $\delta(\varphi_{кр})$ – буксование трактора; $M_e(n_e)$ – зависимость текущего крутящего момента двигателя от текущей частоты вращения коленчатого вала.

Функции буксования находим аппроксимацией кривых $\delta(\varphi_{кр})$, полученных по осредненным данным [2]:

– для колесных тракторов:

$$\delta = 0,02879397 + 0,1489948 \varphi_{кр} - 0,6006476 \varphi_{кр}^2 + 1,929105 \varphi_{кр}^3; \quad (5)$$

– для гусеничных тракторов:

$$\delta = -0,5126089 + 3,425804 \varphi_{кр} - 7,34254 \varphi_{кр}^2 + 5,298483 \varphi_{кр}^3. \quad (6)$$

Используем выражения (5) и (6) для расчета максимального тягового КПД. Алгоритм расчета (изменяем $\varphi_{кр}$ в цикле с шагом 0,01): функции

Таблица 1

Исходные данные для расчета

Показатели	Колесные тракторы			Гусеничный трактор тягового класса 3 (ГЗ)
	Тяговый класс 3 (К3)	Тяговый класс 4 (К4)	Тяговый класс 5 (К5)	
$P_{крн}$, кН	36	45	54	36
$\varphi_{кр}$	0,45			0,6
m , т (минимальная)	8,2	10,2	12,4	6,2
r_k , м	0,7	0,8	0,9	0,36
f	0,12			0,08
η_m	0,9			
n_n , мин ⁻¹	2300			
n_m , мин ⁻¹	1600			
n_x , мин ⁻¹	2500			
k_m	1,3			
$v_{т1}$, км/ч	10			8
$v_{тн}$, км/ч	17			12

Таблица 2

Теоретические скорости и передаточные числа трансмиссий тракторов

$v_{т}$, км/ч, колесных тракторов	К3	К4	К5	ГЗ	
	i_t			$v_{т}$, км/ч	i_t
10,00	60,6648	69,3312	77,9976	8,00	38,9988
11,42	53,1241	60,7133	68,3025	9,16	34,0654
13,04	46,5208	53,1666	59,8125	10,48	29,7562
14,89	40,7388	46,5580	52,3778	12,00	25,9920
17,00	35,6745	40,7709	45,8672	–	22,7040
–	30,8497	35,7031	40,1659	–	–

(5) или (6); $\eta_\delta = 1 - \delta$ – коэффициент, учитывающий потери энергии на буксование; $\eta_f = \varphi_{кр}/(\varphi_{кр} + f)$ – коэффициент, учитывающий потери энергии на качение трактора; $\eta_t = \eta_m \eta_\delta \eta_f$ – тяговый КПД.

Результаты расчета: максимальный тяговый КПД колесных тракторов – $\eta_{тmax} = 0,6125$ при $\delta = 10,9\%$, гусеничных – $\eta_{тmax} = 0,7610$ при $\delta = 3,6\%$.

Полученные значения $\eta_{тmax}$ используем далее для определения максимальной энергонасыщенности тракторов.

Функции $M_e(n_e)$ по аналогии с двигателями ЯМЗ-53622, ЯМЗ-53622-10, ЯМЗ-53622-30 [5] принимаем прямыми:

– на корректорном участке:

$$M_e = M_n + (M_m - M_n)(n_n - n_e)/(n_n - n_e); \quad (7)$$

– на регуляторном участке:

$$M_e = M_n(n_x - n_e)/(n_x - n_n). \quad (8)$$

Максимальную энергонасыщенность находим по критериям (1), (2), (3) изменением Э методом подбора. Алгоритм расчета Θ_{max} (алгоритм 1; n_e изменяем в цикле с шагом 1 мин^{-1} ; в программу вводим Θ, i_{vj} из табл. 2, n_n, n_m, n_x, m, f): $N_n = \Theta m$; $M_n = 30N_n/\pi n_n$; $M_m = k_m M_n$; если двигатель работает на регуляторном участке скоростной характеристики – формула (8); при работе двигателя на корректорном участке скоростной характеристики – формула (7); $\varepsilon_m = M_e/M_n$; $\varepsilon_n = \varepsilon_m n_e/n_n$; $P_k = \eta_m \varepsilon_m M_n i_{vj}/r_k$; $v_t = \eta_m \varepsilon_n N_n/P_k$; $P_{кр} = P_k - m g f$; $\varphi_{кр} = P_{кр}/m g$; δ – по формулам (5) или (6); $\eta_\delta = 1 - \delta$; $v = v_t \eta_\delta$; $N_{кр} = P_{кр} v$; $\eta_t = N_{кр}/\varepsilon_n N_n$; μ – по формуле (4); k_n – по формуле (3).

Результаты расчета по алгоритму 1: у всех колесных тракторов $\Theta_{max} = 23,1 \text{ кВт/т}$ (у К3 – на передаче с $i_m = 40,7383$, у К4 – на передаче с $i_m = 46,5580$, у К5 – на передаче с $i_m = 52,3778$); у Г3 – $\Theta_{max} = 18,1 \text{ кВт/т}$ – на передаче с $i_m = 34,0654$.

Задача 4. Минимальную энергонасыщенность рассчитываем по алгоритму 1 по критериям (2), (3): колесные тракторы – при $v_{т1} = 10 \text{ км/ч}$, гусеничные – при $v_{т1} = 8 \text{ км/ч}$. Результаты расчета: $\Theta_{min} = 17,2 \text{ кВт/т}$ – у К3, $\Theta_{min} = 17,25 \text{ кВт/т}$ – у К4, $\Theta_{min} = 17,08 \text{ кВт/т}$ – у К5, $\Theta_{min} = 16,28 \text{ кВт/т}$ – у Г3.

Задача 5. При расчете МТХ и ОТХ для оценки эффективности тракторов, кроме k_n , используем показатели:

– часовой расход топлива, кг/ч:

$$G_q = g_e \varepsilon_n N_n / 10^6, \quad (9)$$

где g_e – удельный расход топлива двигателем, г/(кВт·ч); размерность N_n – [Вт];

– коэффициент погектарного расхода топлива, (кг/ч)/кВт:

$$G_{гп} = G_q/k_n, \quad (10)$$

где размерность k_n – [кВт];

– коэффициент крюкового расхода топлива на единицу производительности, [г/(кВт·ч)]/кВт (относительный полезный расход топлива или стоимость единицы производительности):

$$g_{кpo} = g_e/k_n, \quad (11)$$

где крюковой расход топлива, г/(кВт·ч),

$$g_{кр} = g_e/\eta_t. \quad (12)$$

Для расчета g_e используем формулу [1]:

$$g_e = 139,5 + 0,025n_e. \quad (13)$$

Алгоритм расчета МТХ и ОТХ (алгоритм 2) реализуем при изменении n_e с шагом 1 мин^{-1} (в программу вводим Θ_{min} или Θ_{max} , i_{vj} , $n_n, n_m, n_x, m, f, \eta_m$): $N_n = \Theta_{min} m$ или $N_n = \Theta_{max} m$; $M_n = 30N_n/\pi n_n$; $M_m = k_m M_n$; если двигатель работает на регуляторном участке скоростной характеристики – формула (8); при работе двигателя на корректорном участке скоростной характеристики – формула (7); $\varepsilon_m = M_e/M_n$; $\varepsilon_n = \varepsilon_m n_e/n_n$; $P_k = \eta_m \varepsilon_m M_n i_{vj}/r_k$; $v_t = \eta_m \varepsilon_n N_n/P_k$; $P_{кр} = P_k - m g f$; $\varphi_{кр} = P_{кр}/m g$; δ – по формулам (5) или (6); $\eta_\delta = 1 - \delta$; $v = v_t \eta_\delta$; $N_{кр} = P_{кр} v$; $\eta_t = N_{кр}/\varepsilon_n N_n$; g_e – по формуле (13); $g_{кр}$ – по формуле (12); μ – по формуле (4); k_n – по формуле (3); G_q – по формуле (9); $G_{гп}$ – по формуле (10); $g_{кpo}$ – по формуле (11).

Примеры расчетов МТХ и ОТХ по алгоритму 2 представлены в табл. 3–5. У всех тракторов показатели МТХ соответствуют критериям (2) и (3). У К3 и К4 показатели на передачах 1, 2, 3 соответствуют $P_{крn}$, на передачах 4 – критериям (1), (2), (3), на передачах 5 и 6 – критериям (2) и (3). У Г3 показатели на передаче 1 соответствуют $P_{крn}$, на передаче 2 – критериям (1), (2), (3), на передачах 3, 4 и 5 – критериям (2) и (3). По ОТХ у всех тракторов на всех передачах при практически одинаковом погектарном расходе топлива (коэффициент $G_{гп}$) больше производительность (больше k_n) и меньше относительный полезный расход топлива (меньше $g_{кpo}$).

Задача 6. Для ее решения по данным табл. 3–5 находим средние геометрические значения k_n , $g_{кpo}$ и $G_{гп}$, по программе статистической обработки чисел – математическое ожидание m_n , среднее квадратичное отклонение σ_n и коэффициент вариации λ_n тягового КПД по всему тяговому диапазону (табл. 6). Показатели эффективности ОТХ по сравнению с МТХ представлены в табл. 7. Из нее следует, что при работе тракторов с ОТХ существенно увеличивается производительность, снижаются относительный расход

топлива и неравномерность изменения тягового КПД по передачам.

С учетом полученных значений максимальной энергонасыщенности найдем номинальную мощность, обеспечивающую работу трактора на оптимальной тяговой характеристике:

$$\begin{aligned} K3 - N_n &= 23,1 \cdot 8,2 = 189,42 \text{ кВт}; \\ K4 - N_n &= 23,1 \cdot 10,2 = 235,62 \text{ кВт}; \\ K5 - N_n &= 23,1 \cdot 12,4 = 286,44 \text{ кВт}; \\ Г3 - N_n &= 18,1 \cdot 6,2 = 112,22 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Таблица 3

Тяговые характеристики К3 (верхние строки – МТХ, Э = 17,2 кВт/т; нижние строки – ОТХ, Э = 23,1 кВт/т)

Показатели	i_r / Номер передачи					
	60,6648 1	53,1241 2	46,5208 3	40,7383 4	35,6745 5	30,8497 6
	Значения показателей					
$n_e, \text{ мин}^{-1}$	2300 2351	2296 2330	2158 2305	2048 2300	1955 2187	1866 1988
ϵ_N	1,000 0,762	1,000 0,861	0,995 0,977	0,987 1,000	0,976 0,997	0,962 0,980
ϵ_m	1,000 0,745	1,002 0,850	1,061 0,975	1,108 1,000	1,148 1,048	1,186 1,134
$P_{кр}, \text{ кН}$	36,044 36,069	30,432 36,029	27,522 36,234	24,348 31,560	21,193 28,185	17,907 25,729
$v_r, \text{ км/ч}$	10,00 10,22	11,40 11,57	12,24 13,07	13,26 14,89	14,45 16,17	15,95 17,00
$v, \text{ км/ч}$	8,51 8,70	10,22 9,85	11,17 11,10	12,30 13,23	13,56 14,71	15,10 15,67
$N_{кр}, \text{ кВт}$	85,253 87,180	86,378 98,600	85,428 111,760	83,198 116,019	79,847 115,172	75,116 111,989
η_r	0,6045 0,6044	0,6125 0,6045	0,6085 0,6038	0,5979 0,6125	0,5802 0,6099	0,5535 0,6033
$\delta, \%$	14,9 14,9	10,4 14,8	8,7 15,0	7,2 11,1	6,2 9,0	5,3 7,8
$g_{кр}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$	326 328	321 327	318 326	319 322	325 318	336 314
$G_q, \text{ кг/ч}$	27,784 28,600	27,770 32,254	27,157 36,485	26,536 37,315	25,922 36,667	25,262 35,118
$G_{гп}, (\text{кг/ч})/\text{кВт}$	0,388 0,395	0,424 0,421	0,445 0,455	0,480 0,515	0,532 0,563	0,610 0,591
$k_n, \text{ кВт}$	71,587 72,422	65,491 76,467	60,977 80,131	55,201 72,389	48,742 65,133	41,387 59,407
$g_{кpo}, (\text{г/кВт}\cdot\text{ч})/\text{кВт}$	4,553 4,530	4,990 4,278	5,214 4,074	5,778 4,443	6,661 4,888	8,126 5,279

Таблица 4

Тяговые характеристики К4 (верхние строки – МТХ, Э = 17,25 кВт/т; нижние строки – ОТХ, Э = 23,1 кВт/т)

Показатели	i_t / Номер передачи					
	69,3312 1	60,7133 2	53,1666 3	46,5580 4	35,7031 40,7709 5	31,2651 35,7031 6
	Значения показателей					
n_e , мин ⁻¹	2300 2351	2300 2330	2300 2306	2279 2300	1875 2187	1790 2075
ε_N	1,000 0,762	1,000 0,861	1,000 0,973	0,998 1,000	0,964 0,997	0,948 0,989
ε_M	1,000 0,745	1,000 0,850	1,000 0,970	1,007 1,000	1,182 1,048	1,219 1,096
$P_{кр}$, кН	45,000 44,867	37,914 44,939	31,709 44,901	26,536 39,258	22,697 35,162	19,319 31,000
v_T , км/ч	10,00 10,22	11,42 11,57	13,04 13,07	14,76 14,89	15,83 16,17	17,26 17,52
v , км/ч	8,50 8,70	10,23 9,84	12,04 11,13	13,84 13,23	14,97 14,70	16,41 16,20
$N_{кр}$, кВт	106,278 108,443	107,764 122,848	106,007 138,771	102,015 144,316	94,397 143,608	88,073 140,353
η_T	0,6040 0,6044	0,6125 0,6042	0,6025 0,6043	0,5812 0,6125	0,5567 0,6101	0,5278 0,6009
δ , %	15,0 14,9	10,4 14,9	7,7 14,9	6,2 11,1	5,4 9,1	4,5 7,5
$g_{кр}$, г/кВт·ч	326 328	322 327	327 326	338 322	335 318	348 318
G_q , кг/ч	34,662 35,576	34,662 40,208	34,662 45,274	34,487 46,417	31,602 45,709	30,744 44,699
$G_{пн}$, (кг/ч)/кВт	0,388 0,395	0,425 0,422	1,484 0,456	0,564 0,515	0,602 0,563	0,691 0,622
$k_{п}$, кВт	89,306 90,085	81,634 95,336	71,569 99,357	61,140 90,045	52,458 81,253	44,466 71,865
$g_{кpo}$, (г/кВт·ч)/кВт	3,652 3,642	3,94 3,433	4,569 3,284	5,529 3,572	6,382 3,917	7,851 4,432

Таблица 5

Тяговые характеристики Г3 (верхние строки – МТХ, Э = 16,28 кВт/т; нижние строки – ОТХ, Э = 18,1 кВт/т)

Показатели	i_t / Номер передачи				
	38,9988 1	34,06542 2	29,7562 3	25,9920 4	22,7040 5
	Значения показателей				
n_e , мин ⁻¹	2300 2320	2214 2300	2146 2194	2147 2142	2184 21565
ε_N	1,000 0,908	0,998 1,000	0,995 0,997	0,995 0,994	0,997 0,995
ε_M	1,000 0,900	1,037 1,000	1,066 1,045	1,066 1,068	1,050 1,062
$P_{кр}$, кН	36,013 36,038	32,158 34,834	28,384 31,387	24,166 27,476	20,116 23,226

Продолжение таблицы 5

Показатели	i_t /Номер передачи				
	38,9988 1	34,06542 2	29,7562 3	25,9920 4	22,7040 5
	Значения показателей				
v_r , км/ч	8,00 8,07	8,82 9,16	9,78 10,00	11,20 11,18	13,05 12,88
v , км/ч	7,67 7,73	8,56 8,83	9,53 9,72	10,96 1090	12,93 12,62
$N_{кр}$, кВт	76,708 77,419	76,451 85,397	75,162 84,755	73,580 83,185	72,261 81,451
η_r	0,7600 0,7599	0,7589 0,7610	0,7487 0,7573	0,7329 0,7455	0,7182 0,7293
δ , %	4,2 4,2	2,9 3,6	2,6 2,8	2,2 2,5	0,9 2,0
$g_{кр}$, (г/ч)/кВт	259 260	257 259	258 257	264 259	270 265
G_q , кг/ч	19,884 20,120	19,629 22,107	19,391 21,750	19,394 21,542	19,528 21,600
$G_{гп}$, (кг/ч)/кВт	0,294 0,296	0,307 0,314	0,326 0,328	0,364 0,356	0,425 0,408
k_p , кВт	67,530 67,913	64,035 70,429	59,433 66,258	53,239 60,427	45,997 52,908
$g_{кpo}$, (г/кВт·ч)/кВт	3,839 3,827	4,010 3,676	4,341 3,873	4,951 4,286	5,875 5,012

Таблица 6

Сравнительные показатели эффективности тракторов

Ξ , кВт/т	k_p , кВт	$g_{кpo}$, (г/кВт·ч)/кВт	$G_{гп}$, (кг/ч)/кВт	m_η	σ_η	λ_η , %
К3						
17,2	56,296	5,788	0,474	0,59285	0,02041	3,44
23,1	70,644	4,565	0,484	0,60640	0,00349	0,57
К4						
17,25	64,854	5,129	0,515	0,58078	0,03001	5,16
23,1	87,495	3,695	0,489	0,60606	0,00395	0,65
Г3						
16,28	57,514	4,547	0,340	0,74374	0,01605	2,15
18,1	63,261	4,108	0,338	0,75060	0,01190	1,58

Таблица 7

Показатели эффективности ОТХ по сравнению с МТХ

Показатели эффективности ОТХ по сравнению с МТХ:	К3	К4	Г3
повышение производительности, k_p , %	25,4	34,9	10,0
снижение относительного расхода топлива, $g_{кpo}$, %	-21,1	-27,9	-9,6
снижение неравномерности изменения η_r по передачам, λ_η , %	-83,4	-87,4	-26,5

Выводы

1. Оптимальная тяговая характеристика соответствует минимальной эксплуатационной массе трактора и его максимальной энергонасыщенности.

2. Максимальная энергонасыщенность трактора одинакова для всех тяговых классов и определяется расчетом тяговой характеристики на передаче, на которой достигаются максимумы коэффициента производительности, тяговой мощности и тягового КПД.

3. Трактор с оптимальной тяговой характеристикой по сравнению с другим ее вариантом обеспечивает более высокую производительность машинно-тракторного агрегата с меньшим относительным (на единицу производительности) расходом топлива.

Литература

1. Самсонов В.А., Лачуга Ю.Ф. Расчет максимальной энергонасыщенности сельскохозяйственного трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 10. С. 36–41.
2. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: КолосС, 2004. 504 с.
3. Скотников В.А., Машенский А.А., Солонский А.С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986. 384 с.
4. Описание основных узлов и технические характеристики трактора К-424 «Кировец». Режим доступа: http://kirovets-ptz.com/rus/i_dc1/ci_i/63/informatsiya_pro_k-4f__1_.pdf.
5. Двигатели ЯМЗ-536, ЯМЗ-5361, ЯМЗ-5362, ЯМЗ-5363, ЯМЗ-5364, их модификации и комплектации. Руководство по эксплуатации / Под ред. Н.Л. Шамалья. Ярославль: ОАО «Автотизель», 2013. 240 с.

References

1. Samsonov V.A., Lachuga Yu.F. Calculation of the maximum energy saturation of an agricultural tractor. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2017. No 10, pp. 36–41 (in Russ.).
2. Kut'kov G.M. *Traktory i avtomobili. Teoriya i tekhnologicheskie svoystva* [Tractors and automobiles. Theory and technological properties]. Moscow: KolosS Publ., 2004. 504 p.
3. Skotnikov V.A., Mashchenskiy A.A., Solonskiy A.S. *Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya* [The fundamentals of the theory and calculation of the tractor and automobile]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1986. 384 p.
4. *Opisanie osnovnykh uzlov i tekhnicheskie kharakteristiki traktora K-424 «Kirovets»* [Description of the main components and technical characteristics of the tractor K-424 «Kirovets»]. URL: http://kirovets-ptz.com/rus/i_dc1/ci_i/63/informatsiya_pro_k-4f__1_.pdf.
5. *Dvigateli YaMZ-536, YaMZ-5361, YaMZ-5362, YaMZ-5363, YaMZ-5364, ikh modifikatsii i komplektatsii* [Engines YaMZ-536, YaMZ-5361, YaMZ-5362, YaMZ-5363, YaMZ-5364, their modifications and configuration]. *Rukovodstvo po ekspluatatsii*. Pod red. N.L. Shamalya. Yaroslavl': ОАО «Avtodizel'» Publ., 2013. 240 p.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ СОСТАВНОГО ПОРШНЯ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

MATHEMATICAL MODELING OF DYNAMICS OF MOVEMENT OF THE COMPOUND PISTON IN THE CYLINDER OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

С.В. СМИРНОВ, К.Т.Н.
А.Р. МАКАРОВ, К.Т.Н.
Р.Х. АБУ-НИДЖИМ, К.Т.Н.

Российский университет дружбы народов (РУДН),
 Москва, Россия, a-r-makarov@yandex.ru

S.V. SMIRNOV, PhD in Engineering
A.R. MAKAROV, PhD in Engineering
R.KH. ABU-NIDZHIM, PhD in Engineering

Peoples' Friendship University of Russia, Moscow, Russia,
 a-r-makarov@yandex.ru

Цилиндропоршневая группа является основным узлом трения в двигателе, на которую приходится основная часть механических потерь, поэтому ее работа и конструкция должны рассматриваться и с точки зрения трибологии. Задача проектирования цилиндропоршневой группы как узла трения заключается в выборе основных геометрических размеров, профиля направляющей части в продольной и поперечной плоскостях, диаметрального зазора, координат расположения поршневого пальца и центра масс. Решение этих задач находится в прямой зависимости от возможности исследования сложного плоскопараллельного движения поршня в пределах зазора поршень – гильза цилиндра в слое смазки. В настоящее время все большее распространение у форсированных дизелей, имеющих повышенные нагрузки на цилиндропоршневую группу, получают составные поршни. Исследование движения составного поршня должно включать в себя решение взаимосвязанных задач: исследование движения головки поршня с комплектом поршневых колец и исследование движения юбки поршня с учетом влияния на него качательного движения шатуна. В статье приводится вывод уравнений движения всех составных частей поршня и шатуна. Совместное их решение и полученные расчетные уравнения позволяют исследовать поперечное движение головки составного поршня и оценить работу поршневых колец, а также с учетом гидродинамической смазки юбки проводить комплексное исследование состояния юбки составного поршня и, в первую очередь, выполнять исследования влияния основных ее конструктивных параметров на условия гидродинамической смазки. Разработанная математическая модель позволит на основе комплексного исследования влияния вышеперечисленных параметров разработать конструкцию составного поршня, обеспечивающую высокие технико-экономические показатели двигателя.

Ключевые слова: дизель, составной поршень, гидродинамическая смазка, цилиндропоршневая группа, трение.

Cylinder piston group is the main part of friction in the engine, where usually mechanical losses appear, that is why its work and design should be considered from the point of view of tribology. The task of designing a cylinder – piston group as a friction unit is to select the basic geometric dimensions, the profile of the guide part in the longitudinal and transverse planes, the diametric gap, the coordinates of the piston pin arrangement and the center of mass. The solution of these problems is directly dependent on the possibility of studying the complex plane-parallel motion of the piston within the piston-cylinder liner clearance in the lubricant layer. At present, compound pistons are gaining traction from forced diesel engines with increased loads on the cylinder-piston group. The study of the movement of the compound piston must include the solution of interrelated tasks: the investigation of the motion of the piston crown with a set of piston rings and the study of the motion of the piston skirt, taking into account the effect of the rocking motion of the connecting rod on it. The derivation of the equations of motion of all components of the piston and connecting rod is given in the article. Their combined solution and the resulting equations allow us to investigate the transverse motion of the crown of the composite piston and to evaluate the operation of the piston rings, and also taking into account the hydrodynamic lubrication of the skirt, to carry out a comprehensive study of the state of the skirt of the compound piston and, first and foremost, to investigate the influence of its basic design parameters on the conditions of the hydrodynamic grease. The developed mathematical model will allow on the basis of complex research the influence of the above parameters to develop a composite piston design that provides high technical and economic parameters of the engine.

Keywords: diesel, composite piston, hydrodynamic lubrication, cylinder piston group, friction.

Введение

Повышение технико-экономических показателей автомобильных и тракторных двигателей в значительной степени определяется совершенством конструкции цилиндропоршневой группы и, в первую очередь, поршня. Современные тенденции развития двигателей, а именно, форсирование их по среднему эффективному давлению и частоте вращения при одновременном стремлении уменьшить удельную массу на единицу мощности, требуют тщательной проработки конструкции поршня, обеспечения его более высоких прочностных качеств и эксплуатационной надежности. В настоящее время уровень конструкторских разработок, опирающихся на современные методы прочностных расчетов, достаточно высок, и дальнейшее совершенствование поршней возможно только на основе изучения и понимания всего комплекса физических процессов, происходящих в цилиндропоршневой группе.

Цилиндропоршневая группа является основным узлом трения в двигателе, на которую приходится основная часть механических потерь, и поэтому ее работа, конструкция, эксплуатационные характеристики должны рассматриваться не только с позиции обеспечения прочности, теплового состояния, организации рабочего процесса, но и с точки зрения трибологии. Задача проектирования цилиндропоршневой группы как узла трения заключается в выборе основных геометрических размеров, профиля направляющей части в продольной и поперечной плоскостях, диаметального зазора, координат расположения поршневого пальца и центра масс. При этом, особенностью работы поршня является то, что он работает в слое смазки, разделяющем трущиеся поверхности, и находится не только под действием тепловой и механической нагрузок, приводящих к возникновению деформаций, изменению зазоров в сопряжении поршень – гильза, смещению центров приложения гидродинамических реакций, но и дополнительной деформации юбки поршня от этих реакций [1–5]. Решение этих задач находится в прямой зависимости от возможности исследования сложного плоскопараллельного движения поршня в пределах зазора поршень – гильза [6]. Эта задача решалась авторами в исследовании [7] для традиционного цельноалюминиевого поршня бензинового двигателя и математическая модель, представленная в статье [7], учитывала большинство факторов, влияющих на продольное и поперечное перемещение поршня в цилиндре.

Цель исследования

Целью исследования является математическое моделирование динамики движения составного поршня в цилиндре двигателя внутреннего сгорания.

Материалы, методы исследования и результаты

В настоящее время все большее распространение у форсированных дизелей, имеющих повышенные нагрузки на цилиндропоршневую группу, получают составные поршни [8]. Эти поршни представляют составную конструкцию из трех основных элементов: головки поршня, юбки поршня и поршневого пальца. Изображение рассматриваемого поршня представлено на рис. 1.

Исследование движения составного поршня должно включать в себя решение взаимосвязанных задач: исследование движения головки поршня с комплектом поршневых колец и исследование движения юбки поршня с учетом влияния на него качательного движения шатуна.

Составим системы уравнений, описывающих движения деталей поршневой группы и шатуна.

Уравнения, описывающие движение головки поршня, получим, используя второй закон Ньютона для расчетной схемы, представленной на рис. 2.

$$\begin{cases} F_{\text{заз}} \cos \gamma_{\Gamma} + \sum_{i=1}^n F_{K\Gamma x}^i - F_{\text{III}x} + G_{\Gamma} - \sum_{i=1}^n F_{\text{заз}K}^i \cos \gamma_K = F_{jx} \\ \sum_{i=1}^n F_{K\Gamma z}^i - F_{\text{заз}} \sin \gamma_{\Gamma} - F_{\text{III}z} - \sum_{i=1}^n F_{\text{заз}Kz}^i \sin \gamma_K = F_{jz} \\ \sum_{i=1}^n F_{K\Gamma x}^i (H_K^i \cos \gamma_{\Gamma} - R_{\Gamma x}) + \sum_{i=1}^n F_{K\Gamma z}^i (H_K^i \sin \gamma_{\Gamma} - R_{\Gamma z}) + \\ + F_{\text{III}z} R_{\Gamma x} + F_{\text{III}x} R_{\Gamma z} - F_{\text{заз}} l_{\Gamma z} + \sum_{i=1}^n F_{\text{заз}Kz}^i l_{\Gamma z} = J_{\Gamma} \ddot{\gamma}_{\Gamma}, \end{cases} \quad (1)$$

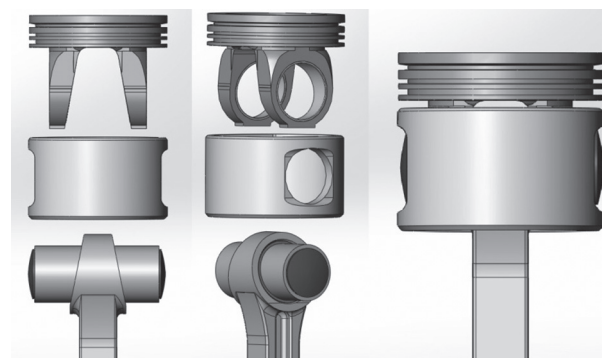


Рис. 1. Конструкция поршня

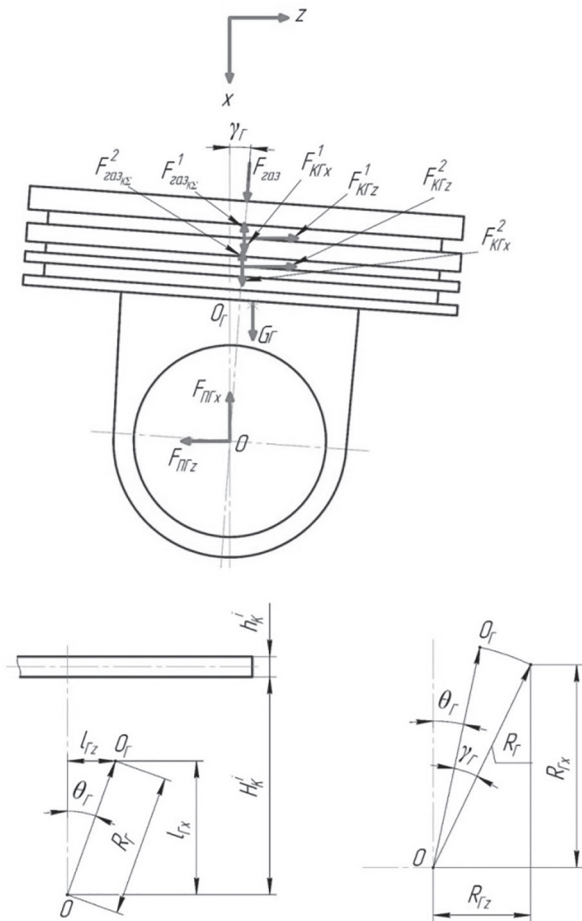


Рис. 2. Силы, действующие на головку поршня

где F_{2a3} – сила давления газа на днище поршня; F_{KTx}^i, F_{Kz}^i – проекция на ось x и z соответственно силы, действующей со стороны i -го поршневого кольца на головку поршня; $F_{ПГx}, F_{ПГz}$ – проекция на ось x и z , соответственно, силы, действующей со стороны поршневого пальца на головку поршня; $F_{2a3кx}^i$ – сила давления газа, воздействующая на головку поршня через поверхность поршневой канавки; F_{jx}^r, F_{jz}^r – силы инерции головки поршня по оси x и z ; G_r – сила тяжести головки поршня; J_r – момент инерции головки поршня относительно центра масс O_r ; γ_r – угол наклона головки поршня; $\ddot{\gamma}_r$ – угловое ускорение головки поршня.

Учитывая малые значения углов наклона головки поршня ($\gamma < 1^\circ$), можно допустить, что $\cos \gamma_r \approx 1; \sin \gamma_r \approx \gamma_r$.

Расчетные выражения для определения $F_{ПГx}$ и $F_{ПГz}$:

$$F_{ПГx} = F_{2a3} + \sum_{i=1}^n F_{KTx}^i - F_{jx}^r + G_r - \sum_{i=1}^n F_{2a3кx}^i;$$

$$F_{ПГz} = \sum_{i=1}^n F_{Kz}^i - F_{2a3} \gamma_r - F_{jz}^r - \sum_{i=1}^n F_{2a3кz}^i \gamma_r.$$

Силы инерции головки поршня по оси x и z :

$$F_{jx}^r = m_r \ddot{x}_{O_r};$$

$$F_{jz}^r = m_r \ddot{z}_{O_r},$$

где m_r – масса головки поршня.

$$\ddot{x}_{O_r} = \ddot{x}_O - \dot{\gamma}_r^2 R_{Fx} + \ddot{\gamma}_r R_{Fz};$$

$$\ddot{z}_{O_r} = \ddot{z}_O - \dot{\gamma}_r^2 R_{Fz} - \ddot{\gamma}_r R_{Fx},$$

где

$$R_{Fx} = R_r \cos(\gamma_r + \theta_r);$$

$$R_{Fz} = R_r \sin(\gamma_r + \theta_r);$$

$$R_r = \sqrt{l_{Fx}^2 + l_{Fz}^2},$$

где $\dot{\gamma}_r$ – угловая скорость головки поршня; l_{Fx}, l_{Fz}, R_r – геометрические размеры расположения центра масс.

Для определения сил, действующих на головку поршня со стороны кольца, составим систему уравнений для поршневого кольца согласно второго закона Ньютона для расчетной схемы, представленной на рис. 3.

Принимаем, что кольцо прижато к верхней или нижней кромке проточки для поршневого кольца, давление кольца на цилиндр P_{yup} равномерно по всей окружности.

$$\begin{cases} F_{2a3кx}^i \cos \gamma_r - F_{мпкx}^i - F_{ГKx}^i + F_{мпкz}^i \sin \gamma_r + G_K^i = F_{jx}^{Ki}; \\ F_{мпкz}^i \cos \gamma_r - F_{2a3кz}^i \sin \gamma_r - F_{ГKz}^i = F_{jz}^{Ki}. \end{cases}$$

Учитывая малые значения углов наклона головки поршня ($\gamma < 1^\circ$), можно допустить, что $\cos \gamma_r \approx 1; \sin \gamma_r \approx \gamma_r$. Расчетные выражения для определения сил $F_{ГKx}^i$ и $F_{ГKz}^i$:

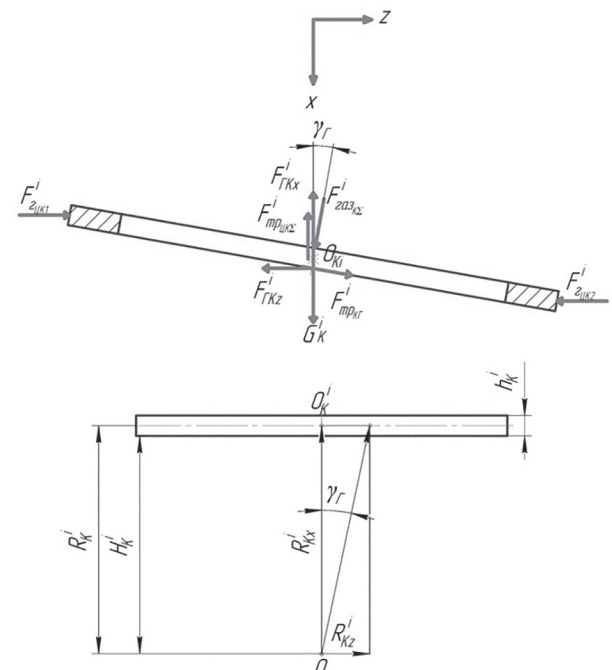


Рис. 3. Силы, действующие на поршневое кольцо

$$\begin{cases} F_{ГKx}^i = F_{\alpha\alpha K\kappa}^i - F_{mp\kappa\kappa}^i + F_{mp\kappa\Gamma}^i \gamma_{\Gamma} - F_{jx}^{Ki} + G_K; \\ F_{ГKz}^i = F_{mp\kappa\Gamma}^i - F_{\alpha\alpha K\kappa}^i \gamma_{\Gamma} - F_{jz}^{Ki} + F_{\alpha\kappa\kappa 1}^i - F_{\alpha\kappa\kappa 2}^i, \end{cases}$$

где

$$\begin{aligned} F_{jx}^{Ki} &= m_K^i \ddot{x}_{O_{Ki}}; \\ F_{jz}^{Ki} &= m_K^i \ddot{z}_{O_{Ki}}, \end{aligned}$$

где m_K^i – масса i -го поршневого кольца.

Ускорение $\ddot{x}_{O_{Ki}}$ и $\ddot{z}_{O_{Ki}}$ выразим через ускорение в точке О (центр вращения поршневого пальца) с учетом вращательного движения относительно точки O_{Ki} :

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{O_{Ki}} &= \ddot{x}_O - \omega_{\Gamma}^2 R_{Kx}^i + \dot{\omega}_{\Gamma} R_{Kz}^i; \\ \ddot{z}_{O_{Ki}} &= \ddot{z}_O - \omega_{\Gamma}^2 R_{Kz}^i - \dot{\omega}_{\Gamma} R_{Kx}^i, \end{aligned}$$

где $\omega_{\Gamma} = \dot{\gamma}_{\Gamma}$ – угловая скорость головки поршня; $\dot{\omega}_{\Gamma} = \ddot{\gamma}_{\Gamma}$ – угловое ускорение головки поршня.

Проекция R_K^i на оси x и z :

$$\begin{aligned} R_{Kx}^i &= (H_K^i + \frac{h_K^i}{2}) \cos \gamma_{\Gamma}; \\ R_{Kz}^i &= (H_K^i + \frac{h_K^i}{2}) \sin \gamma_{\Gamma}, \end{aligned}$$

где $F_{\alpha\alpha K\kappa}^i$ – сила давления газа, на i -е кольцо; $F_{ГKx}^i$ и $F_{ГKz}^i$ – проекция на ось x и z , соответственно силы, действующей со стороны головки поршня на i -е поршневое кольцо; $F_{mp\kappa\kappa}^i$ – суммарная сила трения в сопряжении i -е поршневое кольцо – цилиндр; $F_{mp\kappa}^i$ – сила трения в сопряжении i -е поршневое кольцо – головка поршня; G_K – сила тяжести кольца; F_{jx}^{Ki} , F_{jz}^{Ki} – силы инерции i -го поршневого кольца по оси x и z .

Перейдем к рассмотрению уравнений, описывающих движения юбки поршня, расчетная схема представлена на рис. 4.

По второму закону Ньютона:

$$\begin{cases} F_{\Pi O x} - F_{mp\Pi O}^1 - F_{mp\Pi O}^2 + G_{\Pi O} = F_{jx}^{\Pi O}; \\ F_{\alpha\Pi O}^1 - F_{\alpha\Pi O}^2 - F_{\Pi O z} = F_{jz}^{\Pi O}; \\ -F_{\alpha\Pi O}^1 (R_{\Pi O x} - l_{\alpha\Pi O}^1) + F_{\alpha\Pi O}^2 (R_{\Pi O x} - l_{\alpha\Pi O}^2) + F_{\Pi O z} l_{\Pi O x} - \\ -F_{\Pi O x} l_{\Pi O z} + F_{mp\Pi O}^1 (\frac{D_{\Pi O}}{2} + l_{\Pi O z}) - F_{mp\Pi O}^2 (\frac{D_{\Pi O}}{2} - l_{\Pi O z}) = \\ = J_{\Pi O} \ddot{\gamma}_{\Pi O}, \end{cases} \quad (2)$$

где $F_{\Pi O x}$, $F_{\Pi O z}$ – проекции на ось x и z , соответственно, сил, действующих со стороны поршневого пальца на юбку поршня; $F_{\alpha\Pi O}^2$ – гидродинамические силы масляного

слоя в сопряжении юбка поршня – цилиндр со стороны № 1 и 2, соответственно; $G_{\Pi O}$ – сила тяжести юбки поршня; $F_{jx}^{\Pi O}$, $F_{jz}^{\Pi O}$ – силы инерции юбки по оси x и z ; $J_{\Pi O}$ – момент инерции относительно центра масс юбки $O_{\Pi O}$; $\gamma_{\Pi O}$ – угол наклона юбки поршня; $\ddot{\gamma}_{\Pi O}$ – угловое ускорение юбки поршня; $l_{\alpha\Pi O}^1$, $l_{\alpha\Pi O}^2$ – расстояние от оси поршневого пальца до линии действия $F_{mp\Pi O}^2$ и $F_{mp\Pi O}^1$ (рис. 5); $D_{\Pi O}$ – диаметр юбки поршня; $l_{\Pi O x}$, $l_{\Pi O z}$, $R_{\Pi O}$ – геометрические размеры расположения центра масс юбки поршня относительно точки О (рис. 5).

Силы инерции юбки поршня по оси x и z :

$$\begin{aligned} F_{jx}^{\Pi O} &= m_{\Pi O} \ddot{x}_{O_{\Pi O}}; \\ F_{jz}^{\Pi O} &= m_{\Pi O} \ddot{z}_{O_{\Pi O}}, \end{aligned}$$

где $\ddot{x}_{O_{\Pi O}}$ и $\ddot{z}_{O_{\Pi O}}$ – ускорение юбки по оси x и z ; $m_{\Pi O}$ – масса юбки.

Для нахождения реакций масляного слоя $F_{\alpha\Pi O}^1$ и $F_{\alpha\Pi O}^2$ используется разработанная авторами методика, изложенная в статье [7].

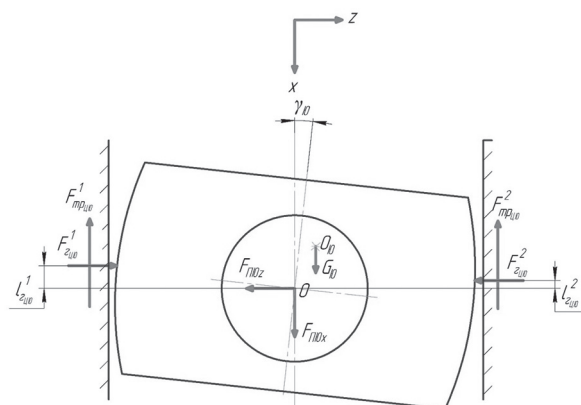


Рис. 4. Силы, действующие на юбку поршня

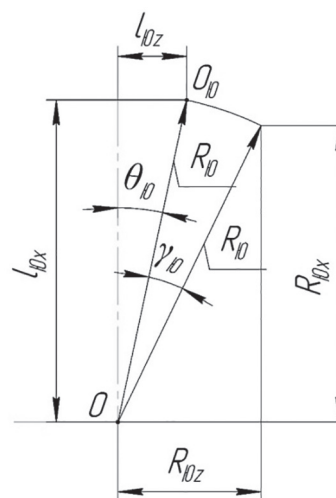


Рис. 5. Геометрические размеры расположения центра масс юбки поршня

Расчетные выражения для вычисления $F_{\Pi O_x}$, $F_{\Pi O_z}$:

$$F_{\Pi O_x} = F_{mp_{\Pi O}}^1 + F_{mp_{\Pi O}}^2 + F_{jx}^{IO} - G_{IO};$$

$$F_{\Pi O_z} = F_{z_{\Pi O}}^1 - F_{z_{\Pi O}}^2 - F_{jz}^{IO}.$$

Ускорение юбки поршня по оси x и z :

$$\ddot{x}_{OIO} = \ddot{x}_O - \dot{\gamma}_{IO}^2 R_{IOx} + \ddot{\gamma}_{IO} R_{IOz};$$

$$\ddot{z}_{OIO} = \ddot{z}_O - \dot{\gamma}_{IO}^2 R_{IOz} - \ddot{\gamma}_{IO} R_{IOx},$$

где $R_{IOx} = R_{IO} \cos(\theta_{IO} + \gamma_{IO})$,
 $R_{IOz} = R_{IO} \sin(\theta_{IO} + \gamma_{IO})$, $R_{IO} = \sqrt{l_{IOx}^2 + l_{IOz}^2}$.

Определяющее влияние на поперечное движение юбки поршня оказывает поперечная сила $F_{\Pi O_z}$ со стороны поршневого пальца. Для определения данной силы рассмотрим систему сил, действующих на поршневой палец, изображенную на рис. 6.

$$\begin{cases} F_{\Gamma\Pi x} - F_{\text{ШП}x} - F_{\text{ЮП}x} + G_{\Pi} = F_{jx}^{\Pi}; \\ F_{\Gamma\Pi z} + F_{\text{ЮП}z} - F_{\text{ШП}z} = F_{jz}^{\Pi}, \end{cases} \quad (3)$$

где $F_{\Gamma\Pi x}$ и $F_{\Gamma\Pi z}$ – проекции силы на оси x и z , действующей со стороны головки поршня; $F_{\text{ШП}x}$ и $F_{\text{ШП}z}$ – проекции силы на оси x и z , действующей со стороны шатуна; G_{Π} – сила тяжести поршневого пальца; F_{jx}^{Π} и F_{jz}^{Π} – силы инерции поршневого пальца вдоль оси x и z .

И, следовательно:

$$F_{\Pi O_z} = F_{\text{ЮП}z} = F_{\text{ШП}z} - F_{\Gamma\Pi z} + F_{jz}^{\Pi}.$$

Для определения проекции силы, действующей со стороны шатуна вдоль оси z $F_{\text{ШП}z}$, необходимо составить систему уравнений, описывающих его движение. Расчетная схема представлена на рис. 7.

$$\begin{cases} F_{\text{ПШ}x} + F_{\text{КШ}x} + G_{\text{Ш}} = F_{jx}^{\text{Ш}}; \\ F_{\text{ПШ}z} + F_{\text{КШ}z} = F_{jz}^{\text{Ш}}; \\ F_{\text{ПШ}x} l_{\text{Ш}} \sin \beta - F_{\text{ПШ}z} l_{\text{Ш}} \cos \beta - F_{\text{КШ}x} (L_{\text{Ш}} - l_{\text{Ш}}) \sin \beta + \\ F_{\text{КШ}z} (L_{\text{Ш}} - l_{\text{Ш}}) \cos \beta = J_{\text{Ш}} \ddot{\beta}, \end{cases}$$

где $F_{\text{ПШ}x}$, $F_{\text{ПШ}z}$ – проекция на ось x и z , соответственно, силы, действующей со стороны поршневого кольца на шатун; $F_{\text{КШ}x}$, $F_{\text{КШ}z}$ – проекция на x и z соответственно силы, действующей со стороны коленчатого вала; $F_{jx}^{\text{Ш}}$, $F_{jz}^{\text{Ш}}$ – силы инерции шатуна по оси x и z ; $G_{\text{Ш}}$ – сила тяжести шатуна; $J_{\text{Ш}}$ – момент инерции

шатуна относительно центра масс $O_{\text{Ш}}$; β – угол наклона шатуна (рис. 4); $\ddot{\beta}$ – угловое ускорение качательного движения шатуна; $L_{\text{Ш}}$, $l_{\text{Ш}}$ – геометрические размеры (рис. 7).

Проведем преобразование для получения расчетного выражения определения силы $F_{\text{ПШ}z}$:

$$F_{\text{КШ}x} = F_{jx}^{\text{Ш}} - F_{\text{ПШ}x} - G_{\text{Ш}};$$

$$F_{\text{КШ}z} = F_{jz}^{\text{Ш}} - F_{\text{ПШ}z}.$$

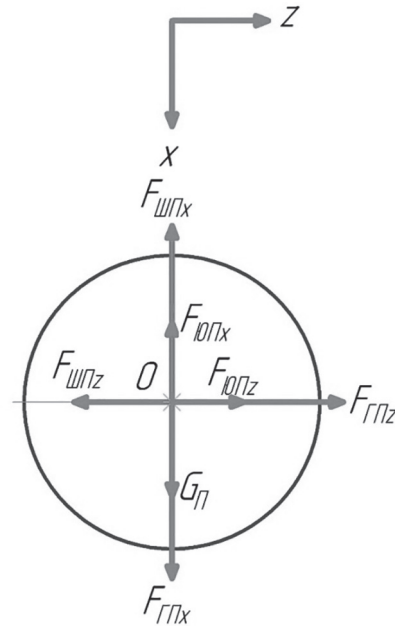


Рис. 6. Силы, действующие на поршневой палец составного поршня

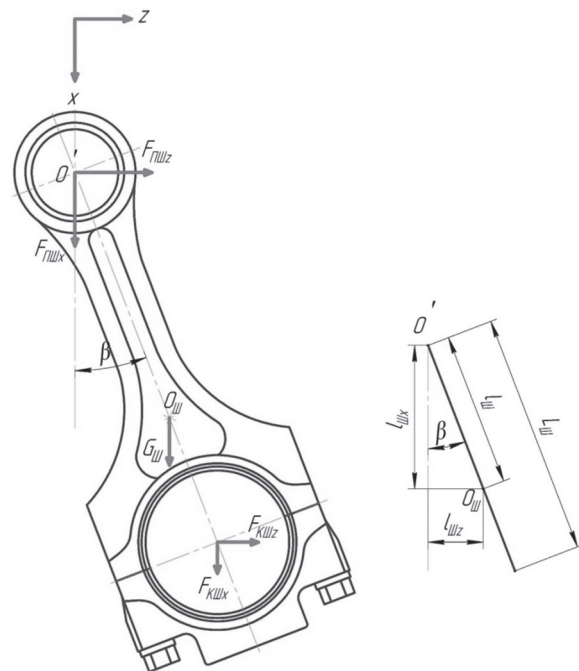


Рис. 7. Силы, действующие на шатун

Силы инерции шатуна по оси x и z в центре масс $O_{ш}$:

$$F_{jx}^{ш} = m_{ш} \ddot{x}_{O_{ш}}; F_{jz}^{ш} = m_{ш} \ddot{z}_{O_{ш}},$$

где \ddot{x}_O – ускорение верхней головки шатуна в точке O вдоль оси x ; \ddot{z}_O – ускорение верхней головки шатуна в точке O вдоль оси z ; $m_{ш}$ – масса шатуна; $\dot{\beta}$ – угловая скорость качательного движения шатуна.

Выполнив необходимые преобразования, получим расчетное выражение определения силы $F_{шшz}$:

$$F_{шшz} = (F_{ca3} - F_{jx})tg\beta - F_{jx}^{BP} tg\beta - F_{mpz} tg\beta + \\ + (G_{пz} + G_{ш} \frac{L_{ш} - l_{ш}}{L_{ш}})tg\beta + \\ + F_{jz}^{ш} \frac{L_{ш} - l_{ш}}{L_{ш}} - \frac{J_{ш}\ddot{\beta}}{L_{ш} \cos\beta},$$

где $(F_{ca3} - F_{jx})tg\beta = N$ – боковая сила в учебниках по динамике двигателя внутреннего сгорания; F_{jx}^{BP} – сила инерции вдоль оси x , вызванная вращательным движением деталей поршневой группы и шатуна вокруг оси поршневого пальца; $F_{jz}^{ш}$ – сила инерции шатуна вдоль оси z ; $G_{пz}$, $G_{ш}$ – силы тяжести от масс деталей поршневой группы и шатуна; $F_{jкacч}^{ш} = \frac{J_{ш}\ddot{\beta}}{L_{ш} \cos\beta}$ – сила инерции, вызванная качательным движением шатуна; $J_{ш}$ – момент инерции шатуна относительно центра масс; $\ddot{\beta}$ – угловое ускорение шатуна; $L_{ш}$ – длина шатуна.

Таким образом, определены все составляющие для нахождения силы вдоль оси z , действующей на юбку поршня со стороны поршневого пальца, и полученные расчетные уравнения позволяют проводить комплексное исследование состояния юбки составного поршня. Реакции масляного слоя могут быть определены из решения уравнения Рейнольдса для нагруженной и ненагруженной стороны поршня. При этом толщина масляного слоя будет определяться профилем юбки, монтажным зазором и деформациями юбки, вызванными как тепловым расширением, так и ее деформациями от действия гидродинамических давлений. Это позволяет выполнять исследования влияния основных конструктивных параметров деталей поршневой группы и шатуна на условия гидродинамической смазки юбки поршня. Совместное решение уравнений, описывающих движение

головки поршня (1), юбки поршня (2) и поршневого пальца (3) позволяет определить поперечное движение головки составного поршня и оценить работу поршневых колец.

Закключение

В статье приведена математическая модель, которая описывает динамику движения составного поршня с учетом основных факторов, влияющих на продольное и поперечное перемещение поршня в цилиндре: воздействия колец на поршень, расположения центра масс и момента инерции головки поршня, деформаций юбки, вызванных ее тепловым расширением и действием боковой силы, гидродинамических реакций масляного слоя, разделяющего трущиеся поверхности юбки и цилиндра, смещения центров их приложения относительно оси поршневого пальца при возвратно поступательном движении, а также особенностей конструкции шатуна.

Разработанная математическая модель позволит на основе комплексного исследования влияния вышеперечисленных параметров разработать конструкцию составного поршня, обеспечивающую высокие технико-экономические показатели двигателя.

Литература

1. Москаленко И.Н., Доценко В.Н., Белогуб А.В., Дойкин А.А. Динамика поршня двигателя внутреннего сгорания // Вестник ЮУрГУ, серия «Машиностроение». 2013. Т.13, № 2. С. 28–36.
2. B. Littlefair, M. De La Cruz, R. Mills, S. Theodossiades, Lubrication of a flexible piston skirt conjunction subjected to thermo-elastic deformation: A combined numerical and experimental investigation // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J (2013). P. 69–81.
3. M. Perera, S. Theodossiades, H. Rahnejat, A multi-physics multi-scale approach in engine design analysis // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Multi-bodyDyn. 221 (3) (2007). P. 335–348.
4. M. Perera, S. Theodossiades, H. Rahnejat, Elastomulti-body dynamics of internal combustion engines with tribological conjunctions // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K: Multi-body Dyn. 224 (3) (2010). P. 261–277.
5. N. Dolatabadi, S. Theodossiades, S.J. Rothberg, On the identification of piston slap events in internal combustion engines using tribodynamic analysis combustion engines using tribodynamic analysis //

- Mechanical Systems and Signal Processing, 58–59 (2015). P. 308–324.
6. Nodar Davitashvili, Valeh Bakhshaliev, Dynamic Research of Crank-Piston Mechanism with Clearances in Two Kinematic Pairs // Springer, 2016, pp. 17–75.
 7. Макаров А.Р., Смирнов С.В., Осокин С.В. Математическое моделирование движения поршня в цилиндре // Известия МГТУ МАМИ. 2014. № 2 (20). Т.1. С. 24–30.
 8. Рождественский Ю.В., Гаврилов К.В. Современные конструкции поршней для тепловых двигателей. Челябинск: ЮУрГУ, 2009. 50 с.
- ### References
1. Moskalenko I.N., Dotsenko V.N., Belogub A.V., Doykin A.A. Dynamics of the piston of the internal combustion engine. Vestnik YuUrGU, seriya «Mashinostroenie». 2013. Vol. 13, No 2, pp. 28–36 (in Russ.).
 2. B. Littlefair, M. De La Cruz, R. Mills, S. Theodossiades, Lubrication of a flexible piston skirt conjunction subjected to thermo-elastic deformation: A combined numerical and experimental investigation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J (2013), pp. 69–81.
 3. M. Perera, S. Theodossiades, H. Rahnejat, A multi-physics multi-scale approach in engine design analysis. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Multi-bodyDyn. 221 (3) (2007), pp. 335–348.
 4. M. Perera, S. Theodossiades, H. Rahnejat, Elasto-multi-body dynamics of internal combustion engines with tribological conjunctions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K: Multi-body Dyn. 224 (3) (2010), pp. 261–277.
 5. N. Dolatabadi, S. Theodossiades, S.J. Rothberg, On the identification of piston slap events in internal combustion engines using tribodynamic analysis. Mechanical Systems and Signal Processing, 58–59 (2015), pp. 308–324.
 6. Nodar Davitashvili, Valeh Bakhshaliev, Dynamic Research of Crank-Piston Mechanism with Clearances in Two Kinematic Pairs. Springer, 2016, pp. 17–75.
 7. Makarov A.R., Smirnov S.V., Osokin S.V. Mathematical modeling of piston motion in a cylinder. Izvestiya MGTU MAMI. 2014. No 2(20). Vol. 1, pp. 24–30 (in Russ.).
 8. Rozhdestvenskiy Yu.V., Gavrilov K.V. Sovremennye konstruktsii porshney dlya teplovykh dvigateley [Modern designs of pistons for thermal engines]. Chelyabinsk: YuUrGU Publ., 2009. 50 p.

Публикация подготовлена при поддержке Программы РУДН «5-100».

