



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Каминский В.Н.

ОТВЕТСТВЕННЫЙ РЕДАКТОР

Лепёшкин А.В.

Издается с февраля 1930 г.

4•2019

Выходит 6 раз в год

ISSN 0321-4443

DOI: 10.31992/0321-4443-2019-4

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Годжаев З.А.

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 издательства:

115280, Москва, Автозаводская, 16

Тел. (495) 276-33-67

E-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru

Сайт: www.mospolytech.ru

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
И ОБОРУДОВАНИЕENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES
AND EQUIPMENT

Крохта Г.М. Управление качеством процесса смесеобразования в период пуска и послепускового прогрева дизельного двигателя	Krohta G.M. Control of fuel sprays activity in starting and after starting warm-up periods of diesel engine	3
Лиханов В.А., Скрыбин М.Л., Гребнев А.В. Нагрузочные характеристики автомобильного дизеля при использовании в качестве топлива природного газа	Lihanov V.A., Skryabin M.L., Grebnev A.V. Load characteristics of a vehicle diesel engine using natural gas as a fuel	12
Остриков В.В., Вязинкин В.С., Забродская А.В. Ресурсосберегающий технологический процесс очистки системы смазки двигателей тракторов от загрязнений	Ostrikov V.V., Vyazinkin V.S., Zabrodskaya A.V. Resource-saving technological process of cleaning the lubrication system of tractor engines from pollution	18

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

NEW MACHINES AND EQUIPMENT

Ожерельев В.Н., Ожерельева М.В., Сомин В.В. Совершенствование конструкции тележки для ручного сбора ягод земляники садовой	Ozherelev V.N., Ozhereleva M.V., Somin V.V. Improving the design of the trolley for the manual harvesting of strawberry	22
Пархоменко Г.Г. Трансформируемые рабочие органы для безотвальной обработки почвы	Parhomenko G.G. Transformable working bodies for nonmoldboard cultivation of soil	28

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

THEORY, DESIGN, TESTING

Герашенко В.В., Лобач В.П., Коваленко Н.А. Проектирование датчика крутящего момента на валах колесного трактора	Gerashchenko V.V., Loubach V.P., Kovalenko N.A. Design of a torque sensor on the shafts of a wheeled tractor	37
Годжаев З.А., Сенькевич С.Е., Кузьмин В.А. Вибрационная защита гидравлической системы поддрессоривания мобильных машин с применением активного регулирования нейросетевым контроллером	Godzhaev Z.A., Sen'kevich S.E., Kuz'min V.A. Vibration protection of the hydraulic sus-pension system of mobile vehicles using active regulation by a neural network controller	43
Дмитриева Е.В., Мьякишев А.А. Совершенствование конструкции сиденья трактора	Dmitrieva E.V., Myakishev A.A. Improving the design of the tractor seat	50
Новиков В.В., Поздеев А.В. Влияние угловой демпфирующей связи на колебания трехосной двухсекционной бесподвесочной колесной машины	Novikov V.V., Pozdeev A.V. Influence of angular damping coupling on the vibrations of a triaxial two-section non-suspension wheeled vehicle	54

КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ

QUALITY, RELIABILITY

Вахрушев В.В., Черепяхин С.О. Оценка работоспособности моторных масел по краевому углу смачивания	Vahrushev V.V., Cherepahin S.O. Performance assessment of motor oils by the wetting angle	62
Свещинский В.О. Применение твердометрии для оценки технического состояния топливопроводов систем Common Rail	Sveshchinskij V.O. The use of hardness testing to assess the technical condition of common rail fuel lines	69
Степанов Н.В., Шуханов С.Н. Повышение коррозионной стойкости сельскохозяйственных машин при хранении за счет использования новой защитной смазки	Stepanov N.V., Shukhanov S.N. Increase in rust resistance of farm vehicles at storage due to use of new protective lubricant	80

ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ
И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВАECONOMICS, ORGANIZATION
AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING

Королев А.А., Прокопенко А.В. Применение конвейерной комбинированной конвективно-микроволновой обработки для сушки фруктов и овощей	Korolev A.A., Prokopenko A.V. The use of combined convection-microwave processing line for drying fruits and vegetables	85
---	---	----

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.

УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ ПРОЦЕССА СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В ПЕРИОД ПУСКА И ПОСЛЕПУСКОВОГО ПРОГРЕВА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

CONTROL OF FUEL SPRAYS ACTIVITY IN STARTING AND AFTER STARTING WARM-UP PERIODS OF DIESEL ENGINE

Г.М. КРОХТА, д.т.н.

Новосибирский государственный аграрный университет,
Новосибирск, Россия, mshipo@mail.ru

G.M. KROHTA, DSc in Engineering

Novosibirsk state agrarian university, Novosibirsk,
Russian Federation, mshipo@mail.ru

В период пуска и послепускового прогрева двигателя подаваемое форсункой в камеру сгорания топливо нагревается и частично испаряется за счет эксергии сжатого воздуха. При этом в основном образуются крупные капли, количество которых в цикловой подаче может достигать 85...90 %. Крупные капли не могут полностью испариться, достигают холодных стенок камеры сгорания, где конденсируются и не принимают участия в сгорании, ухудшая пусковые качества и увеличивая неполноту сгорания в период пуска и послепускового прогрева. Очевидно, что улучшение пусковых качеств дизеля и снижение неполноты сгорания в послепусковой период можно осуществлять путем повышения эксергии воздушного заряда в конце такта сжатия или увеличения эксергии топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания.

Цель исследований – повышение пусковых качеств дизельных двигателей и снижение неполноты сгорания топлива в пусковой и послепусковой период путем управления активностью топливных факелов. При выполнении исследований использовался эксергетический метод. Эксергетический метод базируется как на первом, так и на втором законах термодинамики, учитывает потери от необратимости реальных процессов и позволяет оценить степень термодинамического совершенства рассматриваемых систем. Экспериментальные исследования показали, что у двигателей, которые имеют традиционную систему питания с давлением до 20 МПа, активация топлива осуществляется в основном (на 96,8 %) за счет эксергии заряда воздуха. Структура потерь эксергии заряда воздуха распределяется следующим образом: на нагрев топлива до средней температуры кипения – 75 %, на испарение – 12,5 % и 12,5 % – на перегрев паров топлива от общих суммарных затрат на испарение. Таким образом, высокий уровень энергообеспеченности заряда воздуха позволяет управлять качеством процесса смесеобразования в период пуска и послепускового прогрева путем изменения величины термомеханической составляющей эксергии топливных факелов.

Ключевые слова: пуск, капли, эксергия, пуск-прогрев, расход топлива, неполнота сгорания, смесеобразование.

During starting and after-starting warm-up periods of the engine, fuel supplied to the combustion chamber by the injector heats and partially evaporates by means of compressed air exergy. In this case, mainly forms large drops, the amount of which can reach 85...90 % in the cyclic feed. Large drops can not completely evaporate, reach the cold combustion chamber walls, where they condense and don't participate in combustion, which worsens starting qualities and increases incompleteness of combustion. Clearly that improvement of starting qualities of diesel engine and reducing of combustion incompleteness during after-starting period can be accomplished by the increasing of air charge exergy in the end of compression stroke, or increasing of fuel exergy which sprays in combustion chamber. Experimental research have shown that engines which equipped with traditional fuel system with injection pressure up to 20 MPa, fuel activation provides mainly (on 96,8 %) by means of air charge exergy. The structure of air charge exergy losses is distributed as follows: to heat the fuel to average boiling point – 75 %, evaporation – 12,5 % and 12,5 % – to heat the fuel vapor of total evaporation losses. Thus, a high level of air charge energy supply makes possible to control the quality of fuel mixture formation during starting and after-starting warm-up periods by means of changing the value of thermomechanical part of fuel spray exergy.

Keywords: start-up, drops, exergy, start-up and warm-up, fuel consumption, incomplete combustion, mixture formation.

Введение

Необходимым условием возникновения и развития реакции горения является предварительное смешивание паров топлива и воздуха с целью образования однородной горючей смеси. Очевидно, что это может быть достигнуто только в том случае, если топливо будет находиться в газо- и парообразном состоянии.

Смешение компонентов, находящихся в одинаковом агрегатном состоянии, происходит в результате молекулярной и турбулентной диффузии.

В дизельных двигателях в отличие от двигателей с принудительным зажиганием образование однородной смеси нежелательно, так как в результате этого резко нарастает скорость сгорания и увеличивается износ деталей цилиндропоршневой группы. Поэтому в дизельных двигателях стремятся осуществлять процесс смесеобразования параллельно с процессом горения, что оказывается возможным при образовании неоднородных смесей. В таких смесях при испарении вокруг каждой капли топлива появляются зоны однородного состава, в то время как в других зонах пары могут полностью отсутствовать.

На наш взгляд, наибольший научный и практический интерес представляют способы управления процессом смесеобразования путем изменения давления и температуры воздуха в конце такта сжатия и температуры и давления топлива, подаваемого форсункой в камеру сгорания.

В период холодного пуска двигателя подаваемое форсункой в камеру сгорания топливо нагревается и частично испаряется за счет эксергии сжатого воздуха. При этом в основном образуются крупные капли диаметром до 300 мкм, количество которых в цикловой подаче может составлять 85...90 %.

Крупные капли не могут полностью испариться, достигают холодных стенок камеры сгорания, где конденсируются, образуя пленку топлива, которое в дальнейшем, накапливаясь, может частично стекать по стенкам цилиндров в поддон двигателя и выбрасываться в виде пара в окружающую среду (ОС), не принимая участия в сгорании.

Мелкие капли, в которых сосредоточено 10...15 % цикловой подачи, затормаживаются, подхватываются воздушными потоками и распределяются по всему объему камеры сгорания, образуя горючую смесь. В то же время

из-за низкой концентрации испарившегося топлива в объеме сжатого воздуха переход от предпламенных окислительных процессов к горячему пламени не всегда возможен. Поэтому с целью увеличения концентрации мелких капель в горючей смеси, которая может быстро прогреться и достигнуть температуры самовоспламенения, увеличивают цикловую подачу. Однако увеличение цикловой подачи топлива при пуске способствует снижению температуры конца такта сжатия и, несмотря на увеличение количества мелких капель, не всегда обеспечивает надежное воспламенение образовавшейся горючей смеси.

В период пуска дизеля холодное топливо, подаваемое в камеру сгорания форсункой, нагревается, испаряется и перегревается за счет теплоты слоев воздушного заряда, прилегающих к топливному факелу. В результате происходит значительное снижение температуры воздуха на границе топливных факелов (по ряду данных до 150...200 °С) [1]. Это объясняется скоротечностью процесса тепломассообмена и недостаточной турбулизацией воздушного потока. Расчеты показывают, что если бы в теплообмене участвовал весь заряд воздуха, то снижение его температуры в результате суммарных потерь теплоты на испарение топлива может составлять не более 20...30 °С [2, 3].

Очевидно, что улучшение пусковых качеств дизеля и снижение неполноты сгорания в послепусковой период можно осуществить в результате повышения эксергии воздушного заряда в конце такта сжатия или увеличения эксергии топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания, а также одновременного повышения эксергии воздушного заряда и топлива.

Проведенные расчеты показывают, что в первом случае затраты эксергии будут почти в 6 раз больше, чем во втором [4].

Эксергия заряда воздуха в конце такта сжатия определяется эксергией, затраченной на предварительный подогрев воздуха на впуске (в случае установки соответствующих нагревателей), и работой сжатия. Для конкретного типоразмера двигателя и при прочих равных условиях величину работы сжатия можно считать постоянной. Следовательно, увеличить эксергию заряда воздуха двигателя возможно только за счет установки подогревателей воздуха и изменения их мощности.

В то же время эксергию топливных факелов можно повысить путем увеличения их ме-

ханической и термической составляющей [4]. Традиционные системы топливоподачи (плунжерные насосы) имеют относительно низкое давление впрыска, которое не превышает 20 МПа. В то же время аккумулярующие системы, например, Common Rail развивают давление впрыска 200 МПа и более, что сопровождается существенным повышением механической составляющей. Величина механической составляющей, как правило, является заранее заданной и в процессе работы системы топливоподачи неизменной. Она в основном определяется конструктивными особенностями системы топливоподачи. Однако следует отметить, что с точки зрения конструктивных возможностей аккумулярующие системы топливоподачи способны изменять давление впрыска согласно заданному алгоритму.

Управляемый предварительный подогрев топлива в форсунке позволяет одновременно увеличить общее теплосодержание топливоздушную смесь в конце такта сжатия, повысить дисперсность топливных факелов и уменьшить период задержки самовоспламенения.

Таким образом, дискретное (система Common Rail) или плавное повышение механической составляющей, а также возможность плавного регулирования термической составляющей способствуют повышению активности горючей смеси в камере сгорания. В результате чего следует ожидать улучшение пусковых качеств двигателя, снижение неполноты сгорания топлива и количества вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу. Одновременно появляется возможность управлять качеством процесса сгорания в период послепускового прогрева.

Следует отметить, что отечественные автотракторные дизели и большинство зарубежных оснащены системами питания, тепловой режим которых не регулируется.

Цель исследований

Повышение пусковых качеств дизельных двигателей и снижение неполноты сгорания топлива в пусковой и послепусковой период путем управления активностью топливных факелов.

Материалы и методы

Объектом исследований в настоящей работе являются тепловые процессы, происходящие в системах воздухообеспечения и топливоподачи

дизельного двигателя в период его пуска и послепускового прогрева.

При выполнении исследований использовался эксергетический метод. Эксергетический метод базируется как на первом, так и на втором законах термодинамики, учитывает потери от необратимости реальных процессов и позволяет оценить степень термодинамического совершенства рассматриваемых систем [4]. Экспериментальные исследования осуществлялись с учетом требований ГОСТ 18509-88 «Дизели тракторные и комбайновые» и ГОСТ 24026-80 «Исследовательские испытания. Планирование эксперимента. Термины и определения». При расчете параметров эксергетического баланса систем топливо- и воздухоподачи в период пуска допускалось, что системы находятся в квазистатическом режиме, поршень находится в ВМТ, а температуре воздуха в камере сгорания в конце такта сжатия соответствует 350 °С. Согласно многочисленным источникам, это та минимальная температура, при которой возможен надежный пуск двигателя. Кроме того, допускалось, что температура воздуха в конце такта сжатия в период послепускового прогрева находилась на уровне 500 °С.

В процессе экспериментальных исследований испытывались четыре варианта нагревателей. Нагревательные элементы устанавливались в штанге 1, в топливном канале 2, на наружной поверхности корпуса форсунки 3, и на поверхности распылителя 4 (рис.).

В первом случае по оси штанги было просверлено отверстие. Спираль из нихрома размещалась внутри штанги и изолировалась наполнителем из оксида магния.

Для установки нагревательного элемента в топливном канале в форсунке также было просверлено отверстие. Нагревательный элемент, нижний конец которого запаян, вводился в топливный канал, с помощью резьбовой втулки крепился в корпусе форсунки.

При размещении нагревателя на корпусе форсунки на нем делалась проточка, в которую укладывали нагревательный кабель.

Нагревательный элемент, устанавливаемый на распылитель, состоял из двух вставленных друг в друга тонкостенных гильз, изготовленных из жаропрочного материала. Между стенками гильз в образовавшееся кольцевое пространство укладывался нагревательный элемент и изолировался оксидом магния.

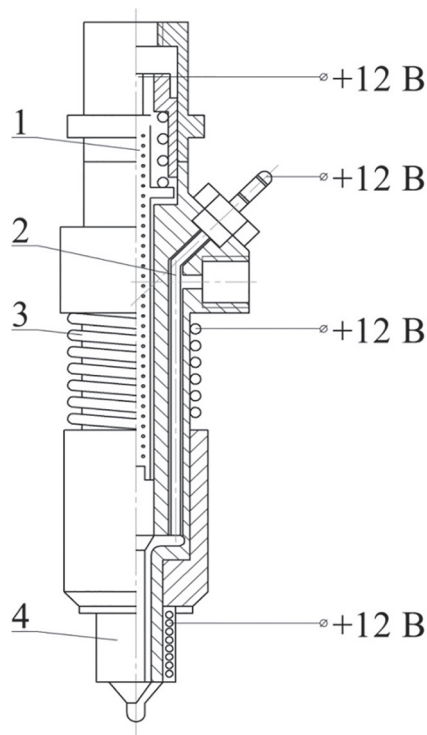


Рис. Форсунка с установленными нагревательными элементами:

- 1 – в штанге; 2 – в топливном канале;
3 – на корпусе форсунки; 4 – на поверхности распылителя

Для расширения диапазона регулирования температуры топлива на выходе из форсунки в топливопроводы высокого давления были дополнительно вмонтированы нагревательные элементы. Они изготавливались из нагревательного кабеля аналогично нагревателю 2 и размещались в каналах топливопроводов по всей их длине. Мощность каждого из нагревателей не превышала 200 Вт.

Испытание нагревателей осуществлялось на безмоторных и моторных установках. Результаты безмоторных испытаний показали, что по теплотехническим характеристикам наиболее экономичным является нагреватель, установленный на распылителе, наименее экономичным – на корпусе форсунки. Промежуточное положение занимают нагреватели, установленные в топливном канале и в штанге форсунки.

Более надежная работа нагревателей, размещенных в штангах, технологичность их изготовления, ремонтпригодность и относительно высокие теплотехнические параметры послужили основанием для выбора конструкции нагревательных элементов при проведении дальнейших моторных испытаний.

Моторные испытания по пуску-прогреву выполнялись на двигателе 4ЧН 13,0/14,0 (Д-440). Нагреватели были установлены в каждую из четырех форсунок. Они позволили при предпусковой подготовке обеспечить повышение температуры топлива в «кармане» распылителя на 115 °С. Испытания проводились при температуре ОС минус 15 °С. Температура охлаждающей жидкости в головке блока ($t_{ж}^r$) поддерживалась постоянной на любом заранее заданном уровне с помощью электронагревателей в диапазоне от минус 15 °С до плюс 85 °С.

После пуска двигателя частота вращения коленчатого вала устанавливалась на уровне номинального значения (для двигателя Д-440 – 1750 мин⁻¹), пусковой обогатитель выключался. Цикловая подача топлива снижалась со 154,6 до 77,2 мг/цикл и автоматически дозировалась с учетом затрат эксергии на внутренние и внешние потери. Следует отметить, что указанная величина цикловой подачи определена при температуре охлаждающей жидкости, масла и ОС плюс 20 °С.

Результаты и обсуждение

В статье предпринята попытка объяснения, с помощью полученных ранее на основании эксергетического метода уравнений и результатов экспериментальных исследований, причин, которые ухудшают пусковые качества двигателя с понижением его теплового режима и одновременно увеличивают неполноту сгорания при последующем послепусковом прогреве [5]. Наряду с этим предлагаются меры по повышению полноты сгорания топлива в пусковой и послепусковой период.

Известно, что в дизельных двигателях сжимается чистый воздух, и только в конце такта сжатия впрыскивается топливо. В таблице 1 представлены числовые значения основных показателей воздуха в камере сгорания, полученные экспериментальным и расчетным путем, в зависимости от теплового состояния двигателя. Результаты экспериментальных и аналитических исследований показали, что с повышением температуры охлаждающей жидкости в головке блока двигателя с минус 15 °С до плюс 85 °С и неизменной минимальной температуры воздуха в конце такта сжатия его эксергия снижается с 736,5 до 393,1 Дж/цикл. В свою очередь, работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в цилиндре, с повышении-

Таблица 1

**Основные показатели заряда воздуха в камере сгорания при разных тепловых режимах двигателя
(конец такта сжатия, пуск)**

$t_{ж}^r, ^\circ\text{C}$	Основные показатели								
	$\rho_v, \text{кг/М}^3$	$V_v, \text{М}^3/\text{ч}$	$G_v, \text{кг/ч}$	$c_p, \text{кДж/кг}\cdot\text{град.}$	$G_v, \text{кг/цикл}$	$L_{сж}, \text{Дж/цикл}$	$E_v, \text{Дж/цикл}$	$E_v/g_{ц}^T, \text{Дж/мг}$	$L_{сж} / \sum_{i=1}^n D_{исп}$
-15	1,362	39,87	54,3	1,009	$2 \cdot 10^{-3}$	770,0	736,5	4,62	4,81
0	1,287	39,87	51,3	1,005	$1,92 \cdot 10^{-3}$	760,0	681,5	4,34	4,97
10	1,242	39,87	49,52	1,005	$1,86 \cdot 10^{-3}$	753,7	638,1	4,1	5,04
50	1,086	39,87	43,3	1,005	$1,63 \cdot 10^{-3}$	726,9	493,4	3,29	5,5
85	0,982	39,87	39,15	1,009	$1,47 \cdot 10^{-3}$	703,4	393,1	2,66	6,02

ем теплового режима уменьшается незначительно: с 770 до 703,4 Дж/цикл, что можно объяснить небольшим снижением показателя политропы и давления конца сжатия. С повышением температуры охлаждающей жидкости в головке блока от минус 15 °С до плюс 85 °С удельные затраты эксергии воздушного заряда, приходящиеся на 1 мг цикловой подачи топлива, снижаются с 4,62 до 2,66 Дж/мг. При этом работа, затрачиваемая на сжатие в указанном диапазоне температур, превышает суммарные затраты эксергии на испарение топлива в 4,8...6,0 раз, что, несомненно, улучшает пусковые качества двигателя и снижает неполноту сгорания топлива в пусковой и послепусковой период (табл. 2).

Допускаем, что подача топлива осуществляется в конце такта сжатия за короткий промежуток времени. Струи топлива на выходе из сопел распылителей распадаются на капли, образуя топливные факелы, причем их объем увеличивается в результате испарения мелких частиц и подсасывания воздуха, находящегося

в камере сгорания. В процессе образования факелов происходит частичная сепарация капель по размерам. Мелкие капли быстрее затормаживаются, а крупные, обладающие большей кинетической энергией, продолжают полет, достигая стенок цилиндра, – конденсируются. Температура образовавшейся смеси на поверхности капли близка к температуре испарения, а на достаточном удалении – температуре заряда. Кроме того, на выходе из сопел распылителя поток топлива дросселируется, что сопровождается завихрением, трением, соударением между частицами топлива и молекулами воздуха, вызывая превращение части механической эксергии в теплоту. Выделившаяся теплота в зависимости от ее величины может частично компенсировать потери эксергии заряда воздуха на испарения и частично повышать эксергию горючей смеси. С увеличением давления впрыска следует ожидать повышения активности топливных факелов (увеличения доли мелких капель и повышения температуры при дросселировании).

Таблица 2

**Основные показатели топливного факела при разных тепловых режимах двигателя
(конец такта сжатия, пуск)**

$t_{ж}^r, ^\circ\text{C}$	Основные показатели									
	$c_p^T, \text{Дж/кг}\cdot\text{град}$	$\rho^T, \text{кг/М}^3$	$g_{ц}, \text{мг/цикл}$	$D_r, \text{Дж/цикл}$	$D_n, \text{Дж/цикл}$	$D_{н'}, \text{Дж/цикл}$	$\sum_{i=1}^n D_{исп}, \text{Дж/цикл}$	$L^{тн}/g_{ц}, \text{Дж/мг}$	$L^{эн}/g_{ц}, \text{Дж/мг}$	$\sum_{i=1}^n D_{исп} / g_{ц}, \text{Дж/мг}$
-15	2,9	865	159,2	20,0	20,0	120,2	160,2	0,032	0,33	1,01
0	2,9	854	157,1	19,6	20,0	113,4	153,0	0,032	0,33	0,97
10	2,9	847	155,8	19,6	21,0	109,0	149,6	0,033	0,33	0,96
50	2,9	815	150,0	19,2	22,0	91,0	132,2	0,034	0,34	0,88
85	2,9	804	147,9	19,4	22,0	75,3	116,7	0,035	0,35	0,79

Известно, что началу окислительного процесса предшествуют потери эксергии заряда воздуха на нагрев (D_n), испарение (D_p) и перегрев (D_n) паров топлива, поданного форсункой в камеру сгорания, до минимальной температуры самовоспламенения (T_s) (табл. 2). Предполагается, что нагрев топлива может частично осуществляться в форсунках и частично в камере сгорания, а испарение и перегрев – только в камере сгорания. При этом суммарные потери эксергии заряда воздуха на нагрев, испарение и перегрев паров топлива ($\sum_{i=1}^n D_{исп}$) определяются уравнением, приведенным в работе [4]. В форсунках топливо может нагреваться за счет теплопередачи от системы охлаждения двигателя и рабочего тела через поверхность распылителя, находящуюся в камере сгорания, а также от встроенных в форсунки электронагревательных элементов.

Потери эксергии заряда воздуха на нагрев топлива (D_n) до средней температуры кипения в конце такта сжатия можно выразить в общем виде следующим уравнением:

$$D_n = E_{n\max}^T - E_{qж}^T - E_{qc}^T - E_{\text{Э}}^T, \quad (1)$$

где $E_{n\max}^T$ – максимальная эксергия теплоты, необходимой для нагрева топлива до средней температуры кипения, Дж/цикл; $E_{qж}^T$ – эксергия теплоты, подведенной от охлаждающей жидкости к топливу в форсунке, Дж/цикл; E_{qc}^T – эксергия теплоты, подведенной к топливу от рабочего тела, Дж/цикл; $E_{\text{Э}}^T$ – эксергия теплоты, подведенной к топливу от электронагревателей, Дж/цикл.

При пуске без подогрева топлива $E_{qж}^T$, E_{qc}^T и $E_{\text{Э}}^T \approx 0$. Тогда потери эксергии заряда воздуха на нагрев топлива до средней температуры кипения ($T_{\text{кип}}$) будут максимальны, т.е. $D_n = E_{n\max}^T$, и, как показали экспериментальные исследования и результаты расчетов для двигателя Д-440, равны 120,2 Дж/цикл. С повышением теплового состояния двигателя потери эксергии заряда воздуха на нагрев топлива до температуры кипения снижаются со 120,2 до 75,3 Дж/цикл (табл. 2). Снижение потерь вызвано увеличением эксергии топлива в распылителе форсунки за счет подвода теплоты от системы охлаждения в виде $E_{qж}^T$.

Одновременно происходит снижение суммарных удельных потерь эксергии воздушного заряда на испарение одной весовой единицы цикловой подачи топлива. Например, при $t_{ж}^r$

минус 15 °С потери составляли 1,01 Дж/мг, а с повышением температуры жидкости в головке до 85 °С практически линейно уменьшились до 0,79 Дж/мг.

Исследованиями установлено, что при температуре охлаждающей жидкости в головке блока минус 15 °С суммарные потери эксергии заряда воздуха на испарение $\sum_{i=1}^n D_{исп}$ состоят из потерь на нагрев 75,0 %, испарение – 12,5 % и перегрев – 12,5 %.

Таким образом, основная доля потерь приходится на нагрев топлива до средней температуры кипения ($T_{\text{кип}} = 253$ °С). Вполне очевидно, что с целью снижения перепада температур в камере сгорания на границе воздушного заряда и топливных факелов предварительная тепловая подготовка топлива в форсунке перед подачей его в камеру сгорания представляет научный и практический интерес.

Рассмотрим вариант пуска двигателя, оснащенного электроподогревом форсунок. В этом случае потери теплоты заряда воздуха на нагрев топлива до температуры кипения будут меньше на величину $E_{\text{Э}}^T$.

Следует отметить, что испытуемые нагреватели, установленные в штангах форсунок двигателя в силу недостаточного конструктивного и технологического совершенства, обеспечили только частичную предпусковую тепловую подготовку топлива (температура топлива повысилась на 115 °С) при $t_{ж}^r$ минус 15 °С. Но даже в этом случае потери эксергии воздуха на нагрев топлива снизились на 51,7 Дж/цикл, или почти на 43 %. Одновременно снизились суммарные потери эксергии воздуха на испарение топливных факелов.

После предпусковой тепловой подготовки двигателя до $t_{ж}^r = 85$ °С доля потерь на нагрев от общих суммарных снижается до 64,5 % и, соответственно, возрастает доля потерь на испарение до 16,6 % и перегрев пара до 18,9 %.

Условно можно выделить три основных варианта активации топливных факелов: за счет эксергии воздушного заряда в конце такта сжатия, за счет дополнительной эксергии (теплопередача от системы охлаждения и рабочего тела, электроподогрев топлива в форсунках), подведенной к топливу в системе топливоподачи; комбинированный, когда эксергия одновременно подводится к воздуху и топливу. При активации топлива за счет эксергии воздушного заряда суммарные потери

эксергии воздуха достигают максимума. Температура слоев воздуха, находящегося на границе топливных факелов, снижается, время прогрева топлива, поданного в камеру сгорания, возрастает, и, как следствие, ухудшаются пусковые качества двигателя и увеличивается количество несгоревшего топлива в пусковой и послепусковой период.

Практически такой вариант активации топлива реализуется при пуске двигателя с традиционной системой питания при давлении впрыска до 20 МПа, когда его тепловой режим соответствует температуре ОС.

При комбинированном варианте активация топливных факелов осуществляется как за счет эксергии воздушного заряда, так и за счет термомеханической эксергии топлива. Термомеханическая эксергия топлива включает в себя две составляющие: термическую и механическую. Термическая определяется температурой топлива на выходе из сопловых отверстий, а механическая – работой, затрачиваемой на впрыскивание топлива форсункой в камеру сгорания.

Комбинированный вариант характерен для пуска двигателей, которые оснащены системой подогрева топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания. Кроме того, этот вариант частично реализуется в послепусковой период прогрева, когда нагрев топлива в форсунке дополнительно осуществляется за счет теплопередачи от системы охлаждения и рабочего тела через поверхность распылителя, находящуюся в камере сгорания.

Эксергию в системе топливо- и воздухоподачи можно условно разделить на отрицательную и положительную. Например, часть эксергии заряда воздуха, которая затрачивается на нагрев топливных факелов, считаем отрицательной. Подведенную (дополнительную) эксергию, которая включает в себя работу ТВНД, затрачиваемую на подачу топлива в камеру сгорания и его распыливание, эксергию от системы охлаждения и рабочего тела, а также от встроенных в форсунки нагревательных элементов, считаем положительной. Из литературных источников известно, что максимальная температура распылителя не должна превышать 250 °С. В противном случае возможны нарушения в его работе [6]. Даже если обеспечить полный нагрев топлива в каналах форсунки и распылителя до средней температуры кипения ($T_{кип}$) с помощью нагре-

вательных элементов, то и в этом случае часть эксергии будет отрицательной, потому что испарение и перегрев паров топлива происходит только в камере сгорания и в основном за счет эксергии заряда воздуха.

Экспериментально-расчетным путем установлено, что удельная энергообеспеченность воздушного заряда $\left(K_3^B = \frac{L_{сж}}{g_{ц}} \right)$ находится

в пределах 4,8 Дж/мг и практически не зависит от повышения теплового состояния двигателя, а затраты на активацию топлива

$\left(K_3^T = \frac{\sum_{i=1}^n D_{исп}}{g_{ц}} \right)$ снижаются по мере повы-

шения температуры охлаждающей жидкости с 1,01 до 0,79 Дж/мг. Следует отметить, что удельная энергообеспеченность воздушного заряда в значительной степени зависит от наличия систем подогрева воздуха на впуске и конструктивных особенностей двигателя, включая систему пуска.

При пуске двигателя без подогрева топлива в форсунках составляющие суммарных затрат на его испарение распределяются следующим образом: механическая составляющая эксергии ТВНД – 3,2 % и 96,8 % – за счет эксергии заряда воздуха. С частичным подогревом форсунок: 3,2 % – механическая составляющая ТВНД, 33,8 % – термическая эксергия электрического подогревателя и 63,0 % – за счет эксергии заряда воздуха [7].

Эксперименты показали, что дополнительный подогрев топлива в форсунках на 115 °С позволил снизить потери эксергии воздушного заряда в 1,33 раза.

С учетом ранее принятых ограничений попытаемся использовать эксергетический баланс систем топливо- и воздухоподачи для изучения внутрицилиндровых процессов в период послепускового прогрева (табл. 3).

Сразу после пуска регулятором ТВНД ограничивается цикловая подача топлива, при этом потери на его нагрев фиксируются на уровне 51 Дж/цикл, а затем в конце прогрева достигают 7,7 Дж/цикл. Снижение потерь происходит из-за увеличения эксергии топлива в распылителе за счет теплопередачи от системы охлаждения и рабочего тела, а также уменьшения цикловой подачи по мере повышения теплового состояния двигателя (табл. 3).

Параметры эксергетического баланса систем топливо- и воздухоподачи в послепусковой период
(без подогрева топлива)

$t_{ж}^r, ^\circ\text{C}$	Составляющие уравнения эксергетического баланса										
	$L_{тн}^r,$ Дж/цикл	$g_{ц}^r,$ мг/цикл	$E^b,$ Дж/цикл	$E_{гж}^r,$ Дж/цикл	$E_{гц}^r,$ Дж/цикл	$D_r^r,$ Дж/цикл	$D_{п}^r,$ Дж/цикл	$D_{н}^r,$ Дж/цикл	$E_{нmax}^r,$ Дж/цикл	$\sum_{i=1}^n D_{исп},$ Дж/цикл	$\sum_{i=1}^n D_{исп} / q_{ц}^r,$ Дж/мг
-15	5,1	77,2	0	0	0	16,0	18,7	51,0	51,0	85,7	1,11
0	5,1	44,9	11	1,2	2,1	9,4	13,7	26,4	29,7	49,8	1,11
10	5,1	35,6	20	1,7	2,1	7,6	12,1	20,2	24,0	39,9	1,12
50	5,1	29,6	40	3,8	2,8	6,2	15,7	13,0	19,6	34,9	1,18
85	5,1	24,2	63	5,3	3,1	5,1	17,0	7,7	16,1	29,8	1,23

Удельные потери эксергии в первую минуту после холодного пуска соответствовали 1,11 Дж/мг. Практически до $t_{ж}^r = 10 ^\circ\text{C}$ эти потери оставались постоянными, что объясняется большой неполнотой сгорания и, как следствие, повышенной цикловой подачей (табл. 3). Увеличение потерь на перегрев до 17,0 Дж/цикл по мере прогрева связано с повышением температуры конца сжатия T_c до $500 ^\circ\text{C}$ (принятое значение основано на литературных данных).

Частичная предпусковая тепловая подготовка топлива в форсунках при температуре ОС минус $15 ^\circ\text{C}$ в значительной мере влияет на абсолютные значения составляющих потерь и характер их протекания по мере прогрева двигателя (табл. 4).

Предпусковой подогрев топлива в форсунках в первоначальный момент времени прогрева снижает потери на нагрев с 51 до 17,2 Дж/цикл (табл. 3 и 4). Затем они несколько возрастают, что вызвано малой

мощностью нагревателей и относительно высокой цикловой подачей топлива на уровне 35...50 мг/цикл, и далее уменьшаются до 5,7 Дж/цикл.

Следовательно, при подогреве топлива в форсунках значительно снижаются потери эксергии воздушного заряда на нагрев, испарение и перегрев паров топлива, снижается задержка воспламенения. Кроме того, поскольку сокращается время на нагрев топлива после впрыска в камеру сгорания, то соответственно создаются возможности увеличения времени на испарение и перегрев. В результате появляются благоприятные условия для улучшения пусковых качеств, большей полноты сгорания топлива в послепусковой период, что подтверждается результатами экспериментальных исследований.

Выводы

1. Экспериментальные исследования показали, что у двигателей, которые имеют тра-

Таблица 4

Параметры эксергетического баланса систем топливо- и воздухоподачи в послепусковой период
(с электроподогревом топлива в форсунке)

$t_{ж}^r, ^\circ\text{C}$	Составляющие уравнения эксергетического баланса										
	$L_{тн}^r,$ Дж/цикл	$g_{ц}^r,$ мг/цикл	$E^b,$ Дж/цикл	$E_{гж}^r,$ Дж/цикл	$E_{гц}^r,$ Дж/цикл	$D_r^r,$ Дж/цикл	$D_{п}^r,$ Дж/цикл	$D_{н}^r,$ Дж/цикл	$E_{нmax}^r,$ Дж/цикл	$E_{гэ}^r,$ Дж/цикл	$\sum_{i=1}^n D_{исп},$ Дж/цикл
-15	5,1	77,2	0	0	0	10,4	12,0	17,2	32,8	15,6	39,6
0	5,1	44,9	11	1,01	1,8	7,8	11,4	19,0	24,6	2,8	38,2
10	5,1	35,6	20	1,5	1,9	6,9	11,0	16,1	21,8	2,3	34,0
50	5,1	29,6	40	3,6	2,6	5,8	14,7	10,5	18,3	1,6	31,0
85	5,1	24,2	63	5,0	2,9	4,8	16,0	5,7	15,0	1,4	26,5

диционную систему питания с давлением до 20 МПа, активация топлива осуществляется в основном (на 96,8 %) за счет эксергии заряда воздуха. При этом структура потерь эксергии заряда воздуха распределяется следующим образом: на нагрев топлива до средней температуры кипения – 75 %, на испарение – 12,5 % и 12,5 % – на перегрев паров топлива от общих суммарных затрат.

2. Подогрев топлива в форсунке на 115 °С снижает суммарные потери эксергии воздуха на активацию топлива на 33,8 %, что способствует улучшению пусковых качеств двигателя и снижению неполноты сгорания топлива в послепусковой период.

3. Экспериментально-расчетным путем установлено, что удельная энергообеспеченность воздушного заряда находится в пределах 4,8 Дж/мг и практически не зависит от повышения теплового состояния двигателя. В то же время затраты на активацию топлива по мере прогрева двигателя снижаются с 1,01 до 0,79 Дж/мг.

4. С повышением температуры охлаждающей жидкости в головке блока от минус 15 °С до плюс 85 °С работа, затрачиваемая на сжатие в цилиндре воздуха, превосходит суммарные затраты эксергии на испарение топлива в 4,8...6,0 раз, что, несомненно, способствует улучшению пусковых качеств двигателя и снижению неполноты сгорания топлива в пусковой и послепусковой период. Таким образом, высокий уровень энергообеспеченности заряда воздуха позволяет управлять качеством процесса смесеобразования в период пуска и послепускового прогрева путем изменения величины термомеханической составляющей эксергии топливных факелов.

Литература

1. Чернышов Г.Д. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей. М.: Машиностроение, 1986. 216 с.
2. Вихерт М.М., Грудский Ю.Г. Конструкция впускных систем быстроходных дизелей. М.: Машиностроение, 1982. 148 с.
3. Свиридов Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. Л.: Машиностроение, 1972. 224 с.

4. Крохта Г.М. Эксергетический метод и критерии оценки готовности дизельного двигателя к пуску // Вестн. НГАУ. 2012. № 1 (22). Ч. 2. С. 132–135.
5. Крохта Г.М. Особенности холодного пуска двигателя 6ЧН 13,0/11,5 и послепускового прогрева моторно-трансмиссионной установки трактора Т-150К // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 1. С. 31–35.
6. Гаврилов Б.Г., Гулин Е.И., Лесников А.П., Новиков Т.А. Химические основы термофорсирования двигателя // Железнодорожный подвижной состав. М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1963. Т. XXXVI. Вып. 2. С. 2498–2502.
7. Крохта Г.М. Особенности эксплуатации тракторов в условиях низких температур: монография / Новосиб. гос. аграр. ун-т, Инженер. ин-т. Новосибирск: ИЦ НГАУ «Золотой колос», 2017. 376 с.

References

1. Chernyshov G.D. Rabochij process i teplotnoprjazhennost' avtomobil'nyh dizelej [Workflow and thermal stress of automotive diesel engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1986. 216 p.
2. Vihert M.M., Grudskij YU.G. Konstrukciya vpusknyh sistem bystrohodnyh dizelej [The design of the intake systems of high-speed diesel engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 148 p.
3. Sviridov YU.B. Smeseobrazovanie i sgoranie v dizeilyah [Mixture formation and combustion in diesel engines]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1972. 224 p.
4. Krohta G.M. Exergy method and criteria for evaluating the readiness of a diesel engine to start. Vestn. NGAU. 2012. No 1 (22), chast' 2, pp. 132–135.
5. Krohta G.M. Features of cold start of the engine 6CHN 13.0 / 11.5 and post-start heating of the engine-transmission system of the T-150K tractor. Traktory i sel'hozmashiny. 2016. No 1, pp. 31–35.
6. Gavrilov B.G., Gulin E.I., Lesnikov A.P., Novikov T.A. The chemical basis of thermal acceleration of the engine. ZHeleznodorozhnyj podvizhnoj sostav. Moscow; Leningrad: Izd-vo AN SSSR Publ., 1963. Vol. XXXVI, vyp. 2, pp. 2498–2502.
7. Krohta G.M. Osobnosti ekspluatcii traktorov v usloviyah nizkih temperature [Features of operation of tractors at low temperatures: monograph]. Novosib. gos. agrar. un-t, Inzhener. in-t. Novosibirsk: IC NGAU «Zolotoj kolos» Publ., 2017. 376 p.

НАГРУЗОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА ПРИРОДНОГО ГАЗА

LOAD CHARACTERISTICS OF A VEHICLE DIESEL ENGINE USING NATURAL GAS AS A FUEL

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

ФГБОУ ВО Вятская ГСХА, Киров, Россия, lv99@mail.ru

V.A. LIHANOV, DSc in Engineering
M.L. SKRYABIN, PhD in Engineering
A.V. GREBNEV, PhD in Engineering

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

В статье представлены нагрузочные характеристики дизеля Д-245.7 при работе по газодизельному процессу. Приведены графики изменения показателей процесса сгорания, характеристик тепловыделения, эффективных показателей. Проблема повышения стоимости бензина и дизельного топлива, ограниченность природных запасов нефти толкают к необходимости поиска альтернативных топлив для автомобильного транспорта. Среди всего перечня перспективных топлив много преимуществ есть у природного газа. Самое главное преимущество – низкая стоимость. Важно изучить вопросы перевода на природный газ дизельных двигателей, т.к. дизельный двигатель является наиболее распространенным в народном хозяйстве. Самым подходящим способом перевода дизелей на природный газ является реализация газодизельного рабочего процесса, так как она не требует существенной переделки двигателя.

В качестве объекта исследования выбран дизель Д-245.7. В процессе исследования в числе прочих были сняты нагрузочные характеристики данного дизеля при работе по газодизельному процессу. При анализе полученных экспериментальных данных у газодизельного процесса по сравнению с дизельным можно отметить некоторые особенности. На газодизельном процессе наблюдается повышение температуры и давления газов в цилиндре. Тепловыделение происходит намного быстрее. Это свидетельствует об объемном характере воспламенения и сгорания природного газа. Мощность двигателя при переходе на газодизельный процесс сохраняется на прежнем уровне, при этом потребление дизельного топлива за счет замещения природным газом снижается в несколько раз. Также газодизельному процессу свойственно снижение эффективного КПД, часового расхода воздуха, коэффициента избытка воздуха, температуры отработавших газов.

Ключевые слова: газодизель, природный газ, альтернативное топливо.

The article presents the load characteristics of the D-245.7 diesel engine when working on the gas-diesel process. The graphs of changes in the indicators of the combustion process, heat release characteristics, effective indicators are given. The problem of increasing the cost of gasoline and diesel fuel, the limited natural reserves of oil push to the need to find alternative fuels for automobile transport. Among the entire list of promising fuels, natural gas has many advantages. The most important advantage is low cost. It is important to study the issues of converting diesel engines to natural gas, as diesel engine is the most common in the national economy. The most suitable way to convert diesels to natural gas is to implement a gas-diesel working process, since it does not require a significant alteration of the engine. The diesel engine D-245.7 was selected as the object of study. During the study, among other things, the load characteristics of this diesel engine were taken while working on the gas-diesel process. When analyzing the experimental data obtained in the gas-diesel process compared to the diesel one, some features were noted. At the gas-diesel process, an increase in temperature and gas pressure in the cylinder is observed. Heat dissipation happens much faster. This indicates the volumetric nature of the ignition and combustion of natural gas. Engine power during the transition to the gas-diesel process is maintained at the same level, while the consumption of diesel fuel due to the substitution of natural gas is reduced by several times.

Keywords: gas diesel, natural gas, alternative fuel.

Введение

В настоящее время увеличение стоимости дизельного топлива и бензина, ограниченность запасов нефти повышают актуальность работ по переводу автотранспорта на альтернативные виды топлива. Одним из таких топлив является природный газ. Стоимость природного газа на автомобильных заправках в настоящее время составляет менее 50 % стоимости бензина или дизельного топлива. Это при том, что расход природного газа получается сопоставимым.

В народном хозяйстве наиболее распространен грузовой и пассажирский автотранспорт с дизелями в качестве силовой установки. Перевод дизеля на питание природным газом проще всего осуществить по газодизельному процессу. Преимуществом такого способа перевода является возможность его применения для уже находящихся в эксплуатации дизелей при незначительной их модернизации, не затрагивающей существенного изменения конструкции.

Конструкция дизелей постоянно совершенствуется, степень форсирования увеличивается, удельная мощность возрастает. На автотранспорте все больше используются дизели, оснащенные системами наддува и промежуточного охлаждения воздуха на впуске. Перевод таких дизелей на природный газ уже частично исследован. Однако все еще остается не достаточно изученным вопрос перевода на природный газ высокофорсированных дизелей малой размерности.

Цель исследования

Анализ процессов, характеризующих перевод высокофорсированных дизелей малой размерности на питание природным газом.

Материалы и методы

В научно-исследовательской лаборатории Вятской ГСХА проведены работы по переводу автомобильного дизеля на природный газ в рамках общей темы «Улучшение эксплуатационных показателей дизелей путем применения альтернативных топлив».

Объектом исследования был выбран дизель Д-245.7 (4ЧН 11,0/12,5), устанавливаемый на автомобиле ГАЗ-3307, автобусы ПАЗ-3205. Данный дизель – с турбонаддувом и промежуточным охлаждением воздуха на впуске. Газодизельный процесс на этом двигателе был реализован следующим образом. Природный

газ подавался во впускной патрубке двигателя через дополнительно установленный смеситель-дозатор, запальное дизельное топливо подавалось штатными топливными форсунками. Нагрузочный режим двигателя изменялся количеством подаваемого природного газа, цикловое количество впрыскиваемого запального дизельного топлива на всех режимах работы оставалось неизменным [1, 2]. Экспериментальная установка (рис. 1) была оснащена комплектом приборов и оборудования, позволяющим определять мощностные, экономические, экологические показатели дизеля. Индикаторные диаграммы рабочего процесса снимались прибором МАИ-5А. Нагрузочный момент на коленчатом валу создавался электротормозным стендом SAK-N670.

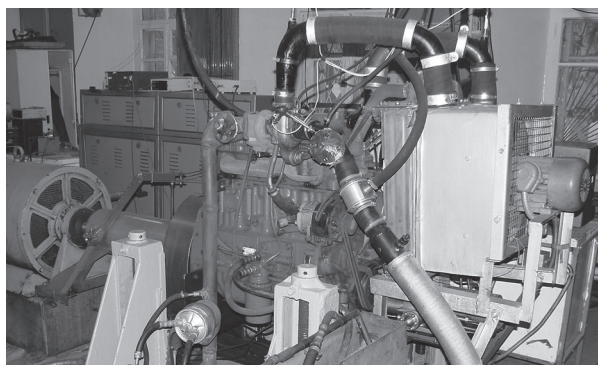


Рис. 1. Экспериментальная установка

Результаты и обсуждение

При проведении исследований одним из этапов было снятие нагрузочных характеристик. При снятии нагрузочных характеристик были определены показатели процесса сгорания, характеристики тепловыделения, эффективные показатели дизеля.

Показатели процесса сгорания

На рис. 2, а представлены совмещенные графики показателей процесса сгорания при номинальной частоте вращения ($n = 2400 \text{ мин}^{-1}$) в зависимости от изменения нагрузки для двух рабочих процессов. Первый процесс – дизельный, работа только на дизельном топливе. Второй процесс – газодизельный, работа на природном газе с подачей запальной порции дизельного топлива. Показатели процесса сгорания определялись при обработке индикаторных диаграмм [3].

На графиках представлены: максимальная осредненная температура газов в цилиндре

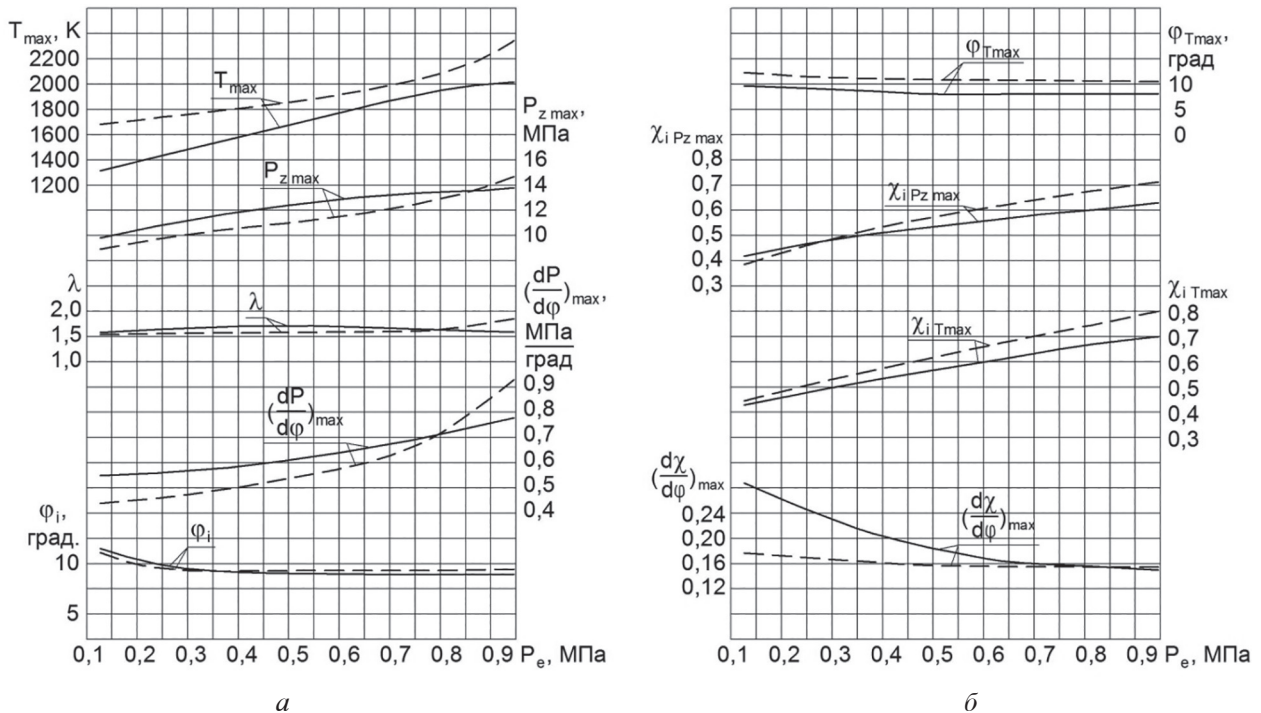


Рис. 2. Показатели процесса сгорания (а) и характеристики тепловыделения (б) дизеля Д-245.7 при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$:
 — — — дизельный процесс; - - - - газодизельный процесс

T_{\max} ; максимальное давление сгорания $p_{z \max}$; степень повышения давления λ ; максимальная скорость увеличения давления газов $(dp/d\phi)_{\max}$; период задержки воспламенения ϕ_i ; среднее эффективное давление p_e .

Анализируя показатели газодизельного процесса, можно отметить следующее. Значения максимальной температуры газов T_{\max} газодизельного процесса лежат выше значений дизельного. Так, на малой нагрузке ($p_e = 0,126 \text{ МПа}$) величина T_{\max} составляет 1680 К (увеличение на 28 %), на номинальной нагрузке ($p_e = 0,947 \text{ МПа}$) величина T_{\max} составляет 2350 К (увеличение на 16 %). Максимальное давление сгорания $p_{z \max}$ при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ составляет 8,9 МПа (на 9 % ниже дизельного процесса), а при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ составляет 14,6 МПа (на 6 % выше). Величина степени повышения давления λ в интервале нагрузок от $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ до $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ у газодизельного процесса соответственно изменяется от 1,55 до 1,85. Величина $(dp/d\phi)_{\max}$ изменяется от 0,44 до 0,93 МПа/градус поворота коленчатого вала (п.к.в.). Период задержки воспламенения изменяется от 10,8 до 9,5 градусов п.к.в.

Причиной отличия графиков газодизельного процесса от графиков дизельного является объемный механизм воспламенения и сгорания природного газа. Существенное повышение показателей наблюдается в основ-

ном на режиме больших нагрузок, когда доля природного газа в суммарном количестве подаваемого в цилиндр топлива становится значительной.

Также необходимо отметить, что достигаемые значения температуры T_{\max} и давления газов в цилиндре $p_{z \max}$ при газодизельном процессе лежат ниже максимальных значений допустимых для двигателей внутреннего сгорания. То есть повышение температуры и давления в цилиндре не должно отразиться на ресурсе двигателя. Величина $(dp/d\phi)_{\max}$ газодизельного процесса также не превышает установленного заводом-изготовителем максимального допустимого значения в 1,0 МПа/град.

Характеристики тепловыделения

На рис. 2, б представлены характеристики тепловыделения дизельного и газодизельного процессов. Данные характеристики рассчитаны на основании полученных индикаторных диаграмм и показателей процесса сгорания в соответствии с методикой ЦНИДИ.

На графиках представлены: угол поворота коленчатого вала относительно верхней мертвой точки в момент достижения в цилиндре максимальной температуры $\phi_{T_{\max}}$; активное выделение теплоты в момент достижения в цилиндре максимального давления сгорания $\chi_i p_{z \max}$; активное выделение теплоты в момент

достижения максимальной температуры $\chi_{i T_{max}}$; максимальная скорость относительного тепловыделения $(d\chi/d\varphi)_{max}$.

Как видно из рисунка, графики газодизельного процесса отличаются от графиков дизельного процесса. В интервале нагрузок от $p_e = 0,126$ МПа до $p_e = 0,947$ МПа угол $\varphi_{T_{max}}$ на газодизельном процессе изменяется, соответственно, от 12,5 до 10,5 градуса п.к.в. Величина $\chi_{i Pz_{max}}$ изменяется от 0,38 до 0,71 относительных единиц. Величина $\chi_{i T_{max}}$ изменяется от 0,45 до 0,8 относительных единиц. Величина $(d\chi/d\varphi)_{max}$ изменяется от 0,177 до 0,155 относительных единиц на градус п.к.в.

Происходящее с ростом нагрузки увеличение значений $\chi_{i Pz_{max}}$ и $\chi_{i T_{max}}$, характерное как для дизельного, так и для газодизельного процессов, объясняется интенсификацией процесса сгорания, происходящей вследствие повышения температуры и давления на впуске у двигателя турбонаддувом. Значения характеристик тепловыделения газодизельного процесса больше значений дизельного по причине перехода к объемному механизму воспламенения и сгорания. На газодизельном процессе большая часть топлива расходуется в начальные фазы процесса сгорания в цилиндре [4].

Эффективные показатели

На рис. 3 представлены эффективные показатели дизельного и газодизельного процессов [5].

На графиках представлены: эффективная мощность двигателя N_e ; часовой и удельный расходы дизельного топлива на дизельном процессе G_T и g_e , соответственно; часовой и удельный суммарные расходы дизельного топлива и природного газа на газодизельном процессе $G_{T\Sigma}$ и $g_{e\Sigma}$, соответственно; часовой расход запального дизельного топлива на газодизельном процессе $G_{T_{зап}}$; эффективный КПД η_e ; часовой расход воздуха G_B ; коэффициент наполнения η_v ; коэффициент избытка воздуха α ; температура отработавших газов t_r ; давление наддува P_k ; температуры во впускном трубопроводе на выходе из турбокомпрессора t_H и на выходе из охладителя наддувочного воздуха $t_{охл}$.

Анализируя графики, можно сказать, что мощностные показатели газодизельного процесса полностью соответствуют дизельному. Для обоих процессов эффективная мощность N_e с ростом нагрузки пропорцио-

нально увеличивается от значения 12 кВт при $p_e = 0,126$ МПа до 90 кВт при $p_e = 0,947$ МПа.

В интервале нагрузок от $p_e = 0,126$ МПа до $p_e = 0,947$ МПа часовой суммарный расход дизельного топлива и природного газа $G_{T\Sigma}$ на газодизельном процессе изменяется, соответственно, от 9,6 до 18,8 кг/ч. Расход запального дизельного топлива $G_{T_{зап}}$ на газодизельном процессе является постоянным во всем диапазоне нагрузки и составляет 3,6 кг/ч. Таким образом, легко определить, что при переходе с дизельного на газодизельный процесс экономия дизельного топлива (за счет замещения его природным газом) будет достигать от 47 до 83 %. Удельный суммарный расход топлива $g_{e\Sigma}$ при $p_e = 0,3$ МПа составляет 430 г/(кВт·ч), при $p_e = 0,947$ МПа составляет 208 г/(кВт·ч).

Из графиков видно, что расход топлива на газодизельном процессе на малой и средней нагрузке больше, чем на дизельном, а на номинальной нагрузке – меньше. Меньшее значение расхода топлива на номинальной нагрузке объясняется только тем, что природный газ имеет большую теплотворную способность единицы массы, чем дизельное топливо. Но в целом ис-

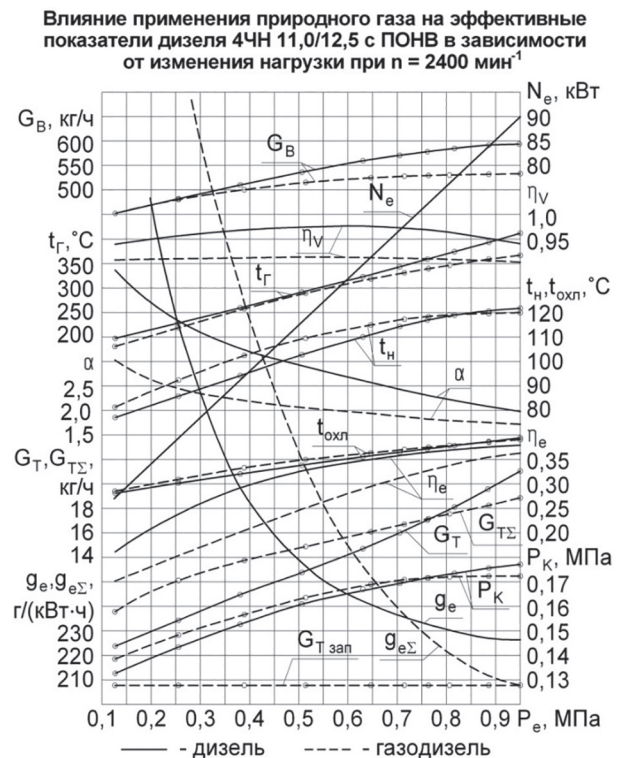


Рис. 3. Эффективные показатели дизеля Д-245.7 при $n = 2400$ мин⁻¹:
 — — — дизельный процесс;
 - - - газодизельный процесс

пользование теплотворной способности топлива на газодизельном процессе в двигателе со стандартными параметрами камеры сгорания происходит менее эффективно. Как видно из рисунка, график эффективного КПД η_e газодизельного процесса лежит ниже дизельного. Значения эффективного КПД газодизельного процесса составляют от 0,102 до 0,363.

На газодизельном процессе в интервале изменения нагрузки от $p_e = 0,126$ МПа до $p_e = 0,947$ МПа часовой расход воздуха G_B изменяется от 455 до 533 кг/ч. По сравнению с дизельным процессом часовой расход воздуха снижается вследствие замещения части воздуха во впускном трубопроводе природным газом. Снижение расхода воздуха в свою очередь приводит к снижению коэффициента наполнения η_v и коэффициента избытка воздуха α . На газодизельном процессе на всем диапазоне нагрузок величина η_v составляет около 0,91. Величина α изменяется от 3,03 до 1,69.

При переходе на газодизельный процесс снижается температура отработавших газов t_r (после турбокомпрессора). Ее значения составляют от 181 °С (при $p_e = 0,126$ МПа) до 367 °С (при $p_e = 0,947$ МПа). Давление и температура в точках впускного тракта при переходе с дизельного процесса на газодизельный практически не изменяются. Величина давления наддува P_K составляет от 0,138 до 0,172 МПа. Температура во впускном трубопроводе

на выходе из турбокомпрессора t_H составляет от 81 до 119 °С. Температура на выходе из охладителя наддувочного воздуха $t_{охл}$ составляет от 47 до 68 °С.

Результаты стендовых испытаний обобщены в таблице.

Выводы

Из представленного материала можно сделать следующие выводы:

1) адаптация серийного дизеля для работы по газодизельному процессу не требует значительной переделки его конструкции и заключается в основном только в установке на впускной патрубке газового смесителя-дозатора и перенастройке штатного ТНВД;

2) при работе дизеля по газодизельному процессу давление и температура в цилиндрах повышаются по сравнению с дизельным процессом, однако значения показателей не превышают предельных допустимых значений, установленных заводом-изготовителем, т.е. можно сказать, что ресурс двигателя сохраняется;

3) мощность двигателя на газодизельном процессе полностью соответствует дизельному процессу;

4) при работе двигателя по газодизельному процессу достигается значительное снижение расхода дизельного топлива за счет замещения природным газом, немного снижается эффективный КПД двигателя.

Таблица

Показатели работы дизеля Д-245.7 при $n = 2400$ мин⁻¹

Наименование показателя	Режим работы			
	дизельный процесс		газодизельный процесс	
	$p_e = 0,126$ МПа	$p_e = 0,947$ МПа	$p_e = 0,126$ МПа	$p_e = 0,947$ МПа
Максимальная температура газов в цилиндре, К	1310	2020	1680	2350
Максимальное давление в цилиндре, МПа	9,8	13,8	8,9	14,6
Степень повышения давления	1,58	1,60	1,55	1,85
Максимальная скорость нарастания давления, МПа/градус	0,55	0,78	0,44	0,93
Период задержки воспламенения, градусов поворота коленчатого вала	11,2	9,0	10,8	9,5
Эффективная мощность, кВт	12	90	12	90
Часовой расход топлива, кг/ч	6,8	21,0	9,6	18,8
Эффективный КПД	0,162	0,380	0,102	0,363
Часовой расход воздуха, кг/ч	455	591	455	533
Коэффициент избытка воздуха	4,86	2,0	3,03	1,69
Температура отработавших газов, °С	197	430	181	367

Литература

1. Лиханов В.А., Гребнев А.В., Бузмаков Ю.Г., Скрябин М.Л. Улучшение эффективных показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха при работе на природном газе // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 6. С. 19–21.
2. Лиханов В.А., Гребнев А.В., Скрябин М.Л., Торопов А.Е. Регулировочные характеристики дизеля при работе на природном газе // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 11. С. 3–9.
3. 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) [Электронный ресурс]: всерос. ежегод. науч.-практ. конф.: сб. материалов: общеконференц. 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.
4. Лиханов В.А., Гребнев А.В., Скрябин М.Л., Торопов А.Е. Скоростные характеристики автомобильного дизеля при работе на природном газе // Известия МГТУ «МАМИ». 2017. № 4 (34). С. 39–45.
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. Lihanov V.A., Grebnev A.V., Buzmakov YU.G., Skryabin M.L. Improving the effective performance of a 4CHN 11,0/12,5 diesel engine with intermediate cooling of charge air when operating on natural gas. *Traktory i sel'sko-hozyajstvennyye mashiny*. 2008. No 6, pp. 19–21.
2. Lihanov V.A., Grebnev A.V., Skryabin M.L., Tоропов A.E. Adjustment characteristics of a diesel engine operating on natural gas. *Traktory i sel'hoz-mashiny*. 2017. No 11, pp. 3–9.
3. Grebnev A.V., Skryabin M.L. The effect of the use of natural gas on the combustion process of a 4CHN 11.0 / 12.5 diesel engine with intermediate cooling of charged air. *Obshchestvo, nauka, innovacii. (NPK – 2015) [Elektronnyj resurs]: vseros. ezhegod. nauch.-prakt. konf.: sb. materialov: obshcheuniversitet. sekcija, BF, HF, FSA, FAM, ETF, FAVT, FPMT, FEM, FGSN, YUF [Society, science, innovation. (NPK – 2015) [Electronic source]: All-Russian annual scientific and practical conference: collection of materials]*, 13–24 aprelya 2015 g. Vyat. gos. un-t. Kirov, 2015, pp. 948–952.
4. Lihanov V.A., Grebnev A.V., Skryabin M.L., Tоропов A.E. High-speed characteristics of diesel engine vehicle running on natural gas. *Izvestiya MG TU «MAMI»*. 2017. No 4(34), pp. 39–45.
5. Lihanov V.A., Grebnev A.V., Skryabin M.L. Uluchshenie effektivnyh i ekologicheskikh pokazatelej dizelya 4CHN 11,0/12,5 s promezhutochnym ohlazhdeniem nadduvochnogo vozduha pri rabote na prirodnom gaze [Improving the efficient and environmental performance of a 4CHN 11,0/12,5 diesel engine with intermediate cooling of charged air when operating on natural gas: monograph]. *Pod obshch. red. prof. V.A. Lihanova. Kirov: Vyatskaya GSKHA Publ.*, 2010. 248 p.

РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ОЧИСТКИ СИСТЕМЫ СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ТРАКТОРОВ ОТ ЗАГРЯЗНЕНИЙ

RESOURCE-SAVING TECHNOLOGICAL PROCESS OF CLEANING THE LUBRICATION SYSTEM OF TRACTOR ENGINES FROM POLLUTION

В.В. ОСТРИКОВ, д.т.н.
В.С. ВЯЗИНКИН
А.В. ЗАБРОДСКАЯ

ФГБНУ «Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве» (ФГБНУ ВНИИТН), viitinlab8@bk.ru

V.V. OSTRIKOV, DSc in Engineering
V.S. VYAZINKIN
A.V. ZABRODSKAYA

All-Russian Scientific Research Institute for the Use of Machinery and Oil Products in Agriculture, Tambov, Russia, viitinlab8@bk.ru

Рассмотрены вопросы очистки системы смазки двигателя от загрязнений отработанными моторными маслами без их слива из картера двигателя. Установлено, что добавление в работавшее в двигателе моторное масло моноэтаноламина в смеси с изопропанолом позволяет укрупнять растворенные в масле смолы, продукты окисления до размеров, легко удаляемых встроенными в систему смазки средствами очистки. Определено, что последующее добавление в масло диметилсульфоксида и уайт-спирита придают маслу высокие моющие свойства. По результатам сравнительных испытаний установлено, что загрязненность деталей двигателя после промывки системы смазки товарным промывочным маслом снижается в два раза. Использование разработанного технологического процесса промывки позволяет снизить загрязненность основных деталей в 4 раза. Компрессия в цилиндрах после промывки двигателя Д-240 по разрабатываемому способу увеличилась с 2 до 2,5 МПа, расход топлива снизился с 13,9 до 11,3 л/час. Содержание нерастворимого осадка в масле после промывки двигателя разработанным способом составляло 0,65 %, в то время как в специальном промывочном масле – 0,37 %. Данные факты подтверждают высокие моющие свойства состава. В целом разработанный технологический процесс промывки позволяет в условиях сельскохозяйственных предприятий проводить очистку систему смазки и деталей двигателя от загрязнений без использования дорогостоящих промывочных масел. Очистка деталей двигателей от загрязнений увеличивает срок службы техники и снижает затраты на ремонт и эксплуатацию изношенных машин АПК.

Ключевые слова: промывочное масло, состав, работавшее масло, очистка, моноэтаноламин, изопропанол, диметилсульфоксид, двигатель, компрессия, расход топлива.

The issues of cleaning the engine lubrication system from pollution by used engine oils without draining them from the crankcase are considered. It has been established that adding monoethanolamine mixed with isopropanol to the engine oil that worked in the engine allows the resins and oxidation products dissolved in the oil to be enlarged to sizes that are easily removed by cleaning agents built into the lubrication system. It was determined that the subsequent addition of dimethyl sulfoxide and white spirit to the oil gives the oil high cleaning properties. According to the results of comparative tests, it was found that the contamination of engine parts after washing the lubrication system with commercial washing oil is reduced by half. Using the developed washing process allows to reduce the contamination of the main parts by 4 times. Compression in the cylinders after washing the D-240 engine according to the developed method increased from 2 to 2,5 MPa, fuel consumption decreased from 13,9 to 11,3 l/h. The content of insoluble sediment in the oil after washing the engine with the developed method was 0,65 %, while in a special washing oil it was 0,37 %. These facts confirm the high washing properties of the composition. In general, the developed flushing technological process allows, under the conditions of agricultural enterprises, to clean the lubrication system and engine parts from pollution without the use of expensive flushing oils. Cleaning of engine parts from pollution increases the service life of equipment and reduces the cost of repair and maintenance of worn-out agricultural machinery.

Keywords: flushing oil, composition, working oil, refining, monoethanolamine, isopropanol, dimethyl sulfoxide, engine, compression, fuel consumption.

Введение

В процессе работы двигателя под воздействием высоких температур при сгорании топлива, углеводородной основы масла и присадок на стенках цилиндров, поршней, под маслосъемными кольцами, в масляных каналах образуются отложения, нагары, представляющие собой смолистые, коксовые отложения, отрицательно влияющие на отвод тепла от нагреваемых деталей цилиндропоршневой группы, что приводит к повышенному расходу топлива и снижению мощности двигателя [1–3].

Очистка системы смазки позволяет удалить смолистые отложения и твердые новообразования, улучшить скольжение поршней, маслосъемных колец и, в целом, повысить эксплуатационные характеристики двигателя.

Промывка системы смазки предусмотрена регламентом при проведении операции технического обслуживания, однако данная мера не всегда осуществляется в АПК и не всегда эффективна [4].

Несмотря на большое многообразие разработанных и предлагаемых промывочных масел, их использование в сельскохозяйственном производстве не находит широкого применения из-за высоких затрат на промывку систем смазки дизельных двигателей и недостаточное качество их очистки [4].

Промывочные масла представляют собой смесь базового масла с присадками и добавками, а технологический процесс промывки состоит из очистки двигателя на холостом ходу подачей масла через систему смазки либо на неработающем двигателе с подключением специальных устройств к системе смазки. [5].

В качестве основы промывочного масла чаще всего используются индустриальные масла И-20А и И-30А, а в качестве присадок и добавок – поверхностно-активные вещества, моющие присадки и т.д. [6].

Например, промывка двигателя трактора высококачественным товарным промывочным маслом с объемом картера 15–20 литров предполагает затраты 3–4 тысячи рублей. При парке тракторов 30–40 единиц сумма затрат хозяйства превышает 100 тысяч рублей, что для большинства сельхозпредприятий является значительной финансовой нагрузкой. К тому же промывочные масла после их использования подлежат утилизации, а их повторное применение довольно проблематично.

Цель исследований

Разработка ресурсосберегающего технологического процесса и состава промывочного масла для очистки системы смазки дизельных двигателей тракторов.

Материалы и методы

Особенностью данного технологического процесса является возможность использования в качестве промывочного масла, отработавшего в двигателе свой срок замены, моторного масла. Так как моторное масло после наработки 250 мото-часов содержит значительное количество загрязнений, смол, асфальтенов и т.д. и не может рассматриваться в качестве промывочного масла, то необходима его глубокая очистка.

Для снижения затрат на реализацию глубокой очистки предлагается удалять загрязнения без слива масла из картера двигателя путем добавления в отработавшее свой срок моторное масло очищающих агентов.

Очищающий агент для очистки загрязненного масла от смол и асфальтенов включает моноэтаноламин и изопропанол в следующем соотношении компонентов к массе масла в картере двигателя: моноэтаноламин – 2...4 % масс., изопропанол – 2...4 % мас. в зависимости от загрязненности масла. Готовят агент простым смешиванием компонентов.

Моноэтаноламин способствует укрупнению практически растворенных в отработанном масле смол, асфальтенов, карбенов, карбоидов, частиц дисперсного состава размером от менее 0,1 мкм до 15–20 мкм, легко удаляемых встроенными в систему смазки средствами очистки масла [7].

Изопропанол «временно нейтрализует» действие моюще-диспергирующих присадок, присутствующих в работающих моторных маслах и тормозящих процесс коагуляции [9]. Изопропанол в процессе работы испаряется и удаляется из двигателя вместе с отработавшими газами.

Технологический процесс очистки масла и двигателя осуществляют в следующей последовательности.

Запускают двигатель внутреннего сгорания и прогревают до температуры нагрева моторного масла в картере $t = 70–80$ °С. В масло через заливную горловину при холостых оборотах двигателя вводят смесь моноэтаноламина с изопропанолом. После 3–5 минут работы

двигателя на холостом ходу увеличивают его обороты до 1000–1500 об/мин. Капельным методом наносят каплю масла со щупа на фильтровальную бумагу «белая лента» через каждые 10 минут работы двигателя, контролируя эффективность очистки и удаления из масла смол и асфальтенов.

После того как цвет масляного пятна на фильтровальной бумаге изменился с черного на желтый, двигатель останавливают. Производят очистку встроенной в систему смазки центрифуги. Далее в масло через заливную горловину добавляют смесь диметилсульфоксида и уайт-спирита, приготовленную заранее, в количестве 5–6 % от массы масла в картере двигателя. Двигатель запускают и дают ему поработать на холостом ходу 30–40 минут. Промежуточный контроль эффективного процесса промывки проводят, нанося каплю работающего масла на фильтровальную бумагу.

Изменение цвета пятна масла с желтого на черное, в первом приближении, свидетельствует об эффективности очистки масляной системы двигателя. После завершения очистки масляной системы двигатель останавливают и проводят очистку масляной центрифуги.

Результаты и обсуждение

В таблице представлены результаты сравнительных испытаний промывки двигателя Д-240 известным товарным промывочным маслом и разработанным составом и способом промывки.

По результатам испытаний установлено, что загрязненность деталей двигателя после очистки предлагаемым составом масла снижается в 4 раза по сравнению с исходной загрязненностью, в то время как загрязненность деталей двигателя после очистки извест-

ным составом товарного масла уменьшается в 2 раза. Компрессия в цилиндрах двигателя увеличилась в среднем на 16 % по сравнению с значением, полученным при испытании известного масла. Расход топлива снижается на 9,4 %.

При проведении исследований эффективность промывки системы смазки дополнительно оценивалась по изменению содержания нерастворимого H_{oc} осадка в масле в зависимости от времени T_n промывки (рис.).

При рассмотрении процесса накопления примесей в товарном промывочном масле (линия 1) установлено, что за время работы двигателя на холостом ходу содержание нерастворимого осадка в масле за 30 минут увеличивается с 0 до 0,33 %, далее процесс стабилизируется, и количество загрязнений в масле практически не изменяется во времени.

В предложенном составе промывочного масла содержание нерастворимого осадка резко увеличивалось в первые 10 минут промывки, и к 30 минутам работы масла в системе смазки оно составляло 0,58 %. Далее процесс стабилизировался (рис., линия 2).

Использование работавших в двигателе моторных масел в качестве основы промывочного масла позволяет высокоэффективно очистить загрязнения поверхности деталей двигателя, и существенно снизить затраты на проведение операции промывки.

Заключение

По результатам исследований установлено, что предлагаемый состав промывочного масла обладает высокими моющими свойствами, позволяющими проводить эффективную очистку системы смазки, повышая тем самым, эксплуатационные свойства машин и продлевая срок

Таблица

Результаты сравнительных испытаний составов масел и способов промывки

Показатели	Промывка товарным промывочным маслом		Предлагаемый состав масла и способ промывки	
	до	после	до	после
Загрязненность деталей, балл:				
– головка блока цилиндров, балл.;	8	4,5	8	2,0
– поршни, балл.	6	4,0	6	1,5
Компрессия, кг/см ²	19	21	20	25
Расход топлива, л/час	13,9	12,5	13,9	11,3
Цвет масляного пятна на фильтровальной бумаге	желтое	черное	черное (желтое*)	черное

* – после очистки масла в картере под воздействием моноэтаноламина и изопропанола.

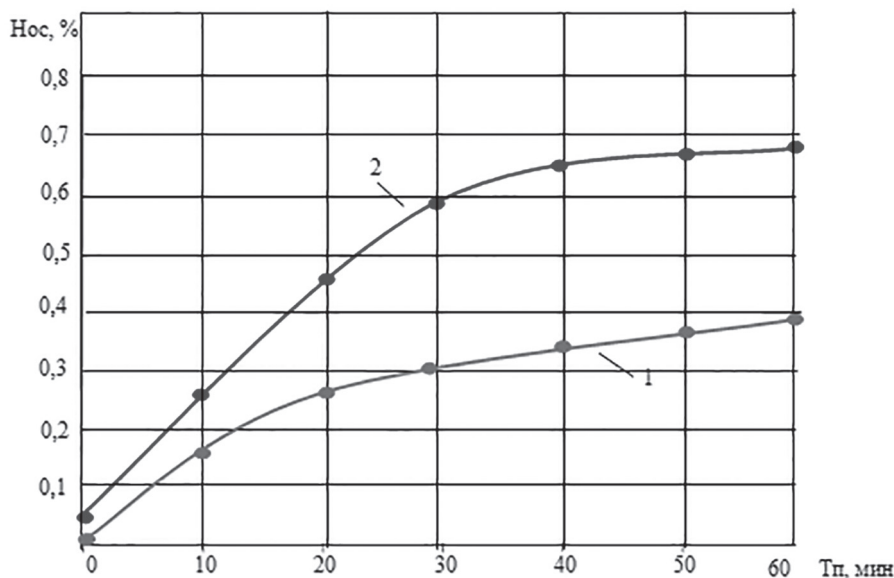


Рис. Изменение содержания нерастворимого осадка в промывочных маслах в зависимости от времени промывки системы смазки двигателя Д-240

их службы. Использование в качестве основы промывочного масла очищенного отработанного моторного масла позволяет снизить затраты на техническое обслуживание и эксплуатацию, повысить эффективность использования ресурсов в АПК.

Литература

1. Арабян С.Г., Виппер А.Б., Холомонов И.А. Масла и присадки для тракторных и комбайновых двигателей. Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 208 с.
2. Школьников В.М. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. М.: Химия, 1989. 432 с.
3. Итинская Н.И., Кузнецов Н.А. Топлива, масла и технические жидкости. Справочник. М.: Агропромиздат, 1989. 303 с.
4. Ленский А.В. Специализированное техническое обслуживание машинно-тракторного парка. М.: Росагропромиздат, 1989. 236 с.
5. Остриков В.В., Уханов А.П., Сафаров К.У., Нагорнов С.А. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости. Ульяновск: Ульяновская ГСА, 2009. 575 с.
6. Промывка двигателя перед заменой масла // 308-club. URL: <http://www.308-club.ru/news/promyvka-dvigatelya-pered-zamenoj-masla>. (дата обращения 09.06.2016).
7. Остриков В.В., Кругов В.Ф., Афанасьев Д.И., Сазонов С.Н. Промывочное масло: патент № 2617117 Российская Федерация; опубл. 21.04.2017.

References

1. Arabyan S.G., Vipper A.B., Holomonov I.A. Masla i prisadki dlya traktornyh i kombajnovykh dvigatelej. Spravochnik [Oils and additives for tractor and combine engines. Directory]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 208 p.
2. SHkol'nikov V.M. Topliva, smazochnye materialy, tekhnicheskie zhidkosti [Fuels, lubricants, technical fluids]. Moscow: Himiya Publ., 1989. 432 p.
3. Itinskaya N.I., Kuznecov N.A. Topliva, masla i tekhnicheskie zhidkosti. Spravochnik [Fuels, oils and technical fluids. Directory]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1989. 303 p.
4. Lenskij A.V. Specializirovannoe tekhnicheskoe obsluzhivanie mashinno-traktornogo parka [Specialized technical maintenance of the machine and tractor fleet]. Moscow: Rosagropromizdat Publ., 1989. 236 p.
5. Ostrikov V.V., Uhanov A.P., Safarov K.U., Nagornov S.A. Toplivo, smazochnye materialy i tekhnicheskie zhidkosti [Fuel, lubricants and technical fluids]. Ulyanovsk: Ulyanovskaya GSA Publ., 2009. 575 p.
6. Promyvka dvigatelya pered zamenoj masla. 308-club [Flushing the engine before changing the oil]. URL: <http://www.308-club.ru/news/promyvka-dvigatelya-pered-zamenoj-masla>. (accessed 09.06.2016).
7. Ostrikov V.V., Krugov V.F., Afanas'ev D.I., Sazonov S.N. Promyvochnoe maslo [Flushing oil]: patent № 2617117, Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 21.04.2017.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ТЕЛЕЖКИ ДЛЯ РУЧНОГО СБОРА ЯГОД ЗЕМЛЯНИКИ САДОВОЙ

IMPROVING THE DESIGN OF THE TROLLEY FOR THE MANUAL HARVESTING OF STRAWBERRY

В.Н. ОЖЕРЕЛЬЕВ¹, д.с.-х.н.

М.В. ОЖЕРЕЛЬЕВА², д.э.н.

В.В. СОМИН¹

¹ Брянский государственный аграрный университет,
Брянск, Россия

² Брянский государственный технический университет,
Брянск, Россия, vicoz@bk.ru

V.N. OZHERELEV¹, DSc in Agricultural

M.V. OZHERELEVA², DSc in Economic

V.V. SOMIN¹

¹ Bryansk State Agrarian University, Bryansk, Russia

² Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia,
vicoz@bk.ru

Основной целью исследования является выявление степени влияния асимметричности сил сопротивления перекатыванию колес тележки, предназначенной для перемещения сборщика по плантации земляники садовой при ручном сборе ягод, на устойчивость ее прямолинейного движения. Теоретическая гипотеза была сформулирована по отношению к трехколесной тележке, переднее колесо которой является управляемым и размещено в центральном междурядье, а задние колеса – в двух соседних с ним. Согласно результатам расчетов, при такой компоновке тележки обеспечение прямолинейности ее движения только за счет варьирования положением опорной точки для ноги сборщика при его отталкивании от поверхности междурядья затруднительно уже при двукратном увеличении силы сопротивления перекатыванию для одного из колес. В результате тяговых испытаний экспериментальной трехколесной тележки установлено, что при использовании колес от серийного велосипеда диаметром 700 мм и ее дополнительном нагружении балластом весом в 704,6 Н, имитирующим средний вес сборщика, трехкратная разница между усилиями перекатывания колес возникает при появлении дополнительного препятствия перед одним из них высотой всего в 13 мм. При доведении высоты дополнительного препятствия до 45 мм степень дифференциации между силами сопротивления перекатыванию колес увеличивается до 8,3 раза. В связи с этим тележку целесообразно снабжать устройством для дополнительной ручной корректировки процесса ее прямолинейного движения по междурядьям. В экспериментальном варианте тележки для этой цели на оси вращения вилки переднего колеса был смонтирован рычаг, свободный конец которого выведен в зону, удобную для доступа левой руки сборщика.

Ключевые слова: ягоды, земляника садовая, тележка для ручного сбора, сопротивление перекатыванию, прямолинейность движения.

The main goal of the research is to identify the degree of influence of the asymmetry of the resistance forces on the rolling wheels of a trolley designed to relocate the picker in the strawberry garden plantation when hand picking berries on the stability of its straight-line movement. The theoretical hypothesis was formulated in relation to a three-wheeled cart, the front wheel of which is controllable and located in the central aisle, and the rear wheels – in two adjacent wheels. According to the results of calculations, with such an arrangement of the cart, ensuring the straightness of its movement only by varying the position of the reference point for the collector's leg when it is pushed away from the aisle surface is already difficult with a twofold increase in the resistance to rolling for one of the wheels. As a result of an experimental three-wheeled trolley test, it was found that when using wheels from a 700-mm diameter bike and its additional loading with ballast weighing 704,6 N, simulating the average weight of the picker, the triple difference between the wheel rolling forces occurs when an additional obstacle appears in front of one of them only 13 mm high. When raising the height of an additional obstacle to 45 mm, the degree of differentiation between the forces of resistance to rolling wheels increased to 8,3 times. In this regard, it is advisable to supply the trolley with a device for additional manual adjustment of the process of its straight-line movement along the rows. In the experimental version of the trolley for this purpose, a lever was mounted on the axis of rotation of the front wheel fork, the free end of which was brought into a zone convenient for access by the assembler's left hand.

Keywords: berries, strawberries, a trolley for manual harvesting, resistance to rolling, straightness of movement.

Введение

Здоровье и долголетие нации напрямую связаны, в том числе, и с объемом потребляемых каждым человеком плодов и ягод. Наиболее значимой для нас ягодой является земляника садовая, на которую приходится более 70 % от суммарного объема производимых в мире ягод [1]. Национальное производство земляники в России составляет всего 1,35 кг/чел. в год, что в 3,3–3,8 раза меньше, чем в США или Польше. Это не позволяет сформировать для россиян здоровый рацион питания [2].

Следует отметить, что росту объема производства ягод земляники садовой в России препятствует не только суровый климат на большей части ее территории, но и существенное отставание в рационализации уборки урожая, в связи с чем затраты на нее могут варьироваться в пределах от 40 до 70 % всех издержек производства (в зависимости от технологии и способа его организации) [3]. В условиях небольшого фермерского хозяйства (Брянская область) трудоемкость ручного сбора ягод в 2018 г. составила 58 % от суммарного сезонного показателя.

В настоящее время в качестве основного средства рационализации труда сборщиков ягод нашли широкое практическое применение тележки для их перемещения по плантации посредством привода колес от источника энергии или мускульной силы ног человека [4]. В условиях Швейцарии за счет этого удалось довести сезонную нагрузку на сборщика ягод земляники до 0,25–0,3 га плантации, что свидетельствует о высокой эффективности этого достаточно простого оборудования [5].

Конструкция и цена тележек варьируются в широких пределах (от 200 до 900 Евро), что свидетельствует о незавершенности исследовательской работы по этому направлению техники. В частности, остается дискуссионным вопрос о ручной корректировке траектории движения колес по междурядьям. В связи с этим актуальной научной задачей является теоретическое и экспериментальное изучение характера и основных параметров силового взаимодействия колес тележки индивидуального использования с препятствиями, характерными для поверхности междурядий земляники садовой.

Цель исследования

Выявление степени влияния асимметричности сил сопротивления перекачиванию колес тележки, предназначенной для переме-

щения сборщика по плантации земляники садовой при ручном сборе ягод, на устойчивость ее прямолинейного движения.

Формулировка рабочей гипотезы

С точки зрения достижения оптимального сочетания между ценой оборудования и его функциональным совершенством представляется целесообразным использовать трехколесную одноместную тележку с передним поворотным колесом (рис. 1). В литературе приводятся сведения о том, что корректировать направление движения такой тележки возможно путем асимметричного отталкивания ногами от поверхности междурядья (вектор P_3 на рис. 1) [6, 7]. Оценим пределы такой возможности при разной степени дифференциации величины сил сопротивления (P_1 и P_2), действующих на задние колеса.

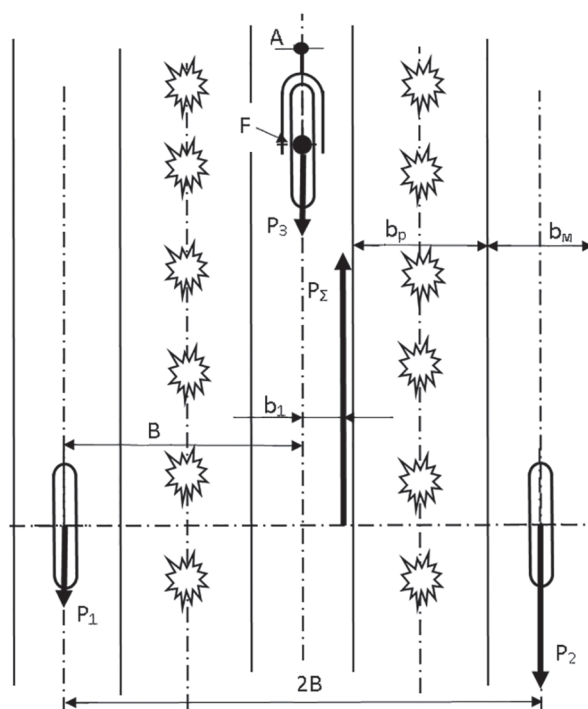


Рис. 1. Условие силового равновесия тележки в горизонтальной плоскости

Рассмотрим нагрузки, действующие на опорные колеса тележки. При этом будем считать, что вилка переднего колеса может свободно поворачиваться относительно вертикального шарнира, размещенного в точке A (рис. 1). Кроме того, полагаем, что задние (неуправляемые) колеса имеют поперечную колею, равную $2B$, где B – расстояние между осями симметрии соседних рядов земляники садовой.

Очевидно, что при симметричном размещении сборщика и одинаковой величине силы сопротивления перекачиванию для всех колес равновесие системы в горизонтальной плоскости гарантировано. Действительно, если сопротивление перекачиванию на правом и левом задних колесах одинаково, то момент указанных сил относительно центра F пятна контакта с почвой переднего (самоустанавливающегося) колеса равен нулю. То есть, отталкиваясь ногами от центра среднего междурядья, сборщик может сохранять прямолинейность движения тележки, не воздействуя дополнительно на переднее колесо. Небольшие возмущения должна гасить сила трения, возникающая на поверхности пятна контакта, а также боковой увод шины при наличии соответствующего поперечного профиля поверхности междурядья.

Однако на реальной плантации такие идеальные условия встречаются крайне редко. Поверхность междурядий периодически рыхлится. Кроме того, часто используется технологический прием мульчирования междурядий соломой. В этих условиях величина сопротивления каждого из трех колес может варьироваться в широких пределах, что является главным возмущающим моментом, препятствующим устойчивому прямолинейному перемещению тележки.

Следует также иметь в виду, что во многих зонах производства земляники садовой июнь и июль являются наиболее дождливыми месяцами года. Иногда после дождя в междурядьях образуются локальные лужи, после испарения и фильтрации воды из которых в нижние слои почвы поверхность на некоторое время в значительной степени теряет несущую способность, вследствие чего одно из колес может продавливать колею значительной глубины, что самым отрицательным образом сказывается на стабильности прямолинейного перемещения тележки.

Рассмотрим один из возможных вариантов силового взаимодействия мускульного усилия сборщика P_{Σ} и неравномерного распределения величины сил сопротивления перекачиванию на колесах тележки. Полагаем, что сборщик размещен на тележке спиной вперед по ходу ее движения, силы сопротивления перекачиванию на левом заднем и на переднем колесе равны между собой, а правое заднее колесо испытывает сопротивление перекачиванию,

существенно превышающее их по своей величине. То есть

$$P_1 = P_3, \text{ а } P_2 = nP_1. \quad (1)$$

Для имитации асимметричного отталкивания приложим силу мускульного усилия сборщика P_{Σ} на расстоянии b_1 справа от оси симметрии тележки и, соответственно, оси симметрии центрального междурядья (рис. 1). Определим величину асимметрии b_1 , необходимую для обеспечения устойчивого прямолинейного перемещения тележки, и сопоставим ее с поперечной структурой размещения растений в насаждении.

С этой целью рассмотрим равновесное состояние системы относительно центра пятна контакта F переднего колеса с поверхностью центрального междурядья. То есть

$$\Sigma M_F(P_i) = 0,$$

где P_i – силы сопротивления перекачиванию колес и мускульное усилие ног сборщика P_{Σ} .

Тогда

$$P_{\Sigma}b_1 + P_1B - P_2B = 0.$$

С учетом (1), а также полагая, что $P_{\Sigma} = P_1 + P_2 + P_3$, имеем:

$$(2+n)P_1b_1 + P_1B - nP_1B = 0,$$

где n – отношение величины силы P_2 к P_1 , раз; B – расстояние между осями соседних междурядий, м.

Следовательно, для обеспечения прямолинейности движения тележки величина бокового отклонения точки контакта ноги сборщика с поверхностью междурядья от его оси (при отталкивании) определяется выражением:

$$b_1 = \frac{B(n-1)}{2+n}.$$

Если принять, что $B = 0,9$ м (наиболее распространенная схема посадки земляники садовой), то при $n = 2$ $b_1 = 0,225$ м. А поскольку $2b_1 < b_m$, то для обеспечения возможности выравнивания тележки посредством асимметричного отталкивания сборщика ногами в данном варианте расчета ширина междурядья (b_m) должна превышать 0,45 м, то есть составлять половину расстояния B между осями соседних рядов (или междурядий). Не всегда такая схема размещения растений может считаться приемлемой, поскольку слишком мала ширина ряда растений b_p , и, соответственно, велика доля неиспользуемой активно площади плантации.

При дальнейшем возрастании степени дифференциации сил сопротивления перекачиванию задних колес ситуация становится очевидно неприемлемой. Действительно, если при той же величине B принять $n = 3$, то $b_1 = 0,36$ м. При таком варианте до 80 % площади плантации может остаться неиспользованной. В противном случае сборщик при асимметричном отталкивании должен затаптывать значительное число растений и недозревших ягод. Между тем, как правило, именно по краям рядов концентрируется большая и наиболее качественная часть урожая.

Таким образом, при наличии критически большой разницы между сопротивлением на правом и левом колесе сборщик не в состоянии выправить положение тележки, не прибегая к использованию дополнительных органов управления.

Материалы и методы

Цель эксперимента заключалась в оценке влияния высоты неровностей почвы на тяговое усилие (или усилие толкания ног сборщика P_T), которое он должен развивать для преодоления указанных препятствий (рис. 2).

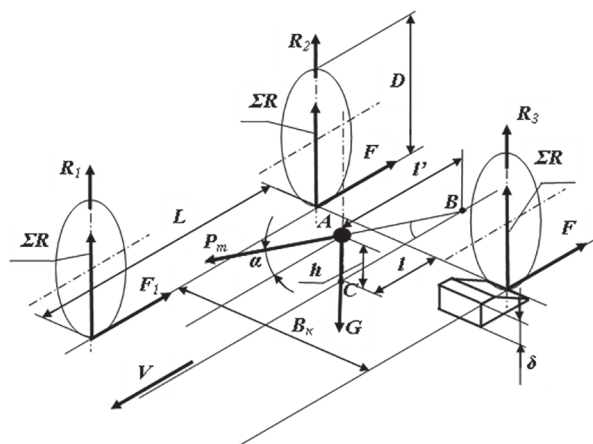


Рис. 2. Схема измерения тягового усилия и сопротивления перекачиванию колес тележки

В качестве основного оборудования была использована изготовленная нами трехколесная тележка для сбора ягод земляники садовой индивидуального использования, с асимметричным расположением переднего (управляемого) колеса. В качестве основы конструкции был использован серийный дорожный велосипед, с колесами диаметром $D = 700$ мм и продольной базой $L = 1170$ мм. При выборе конструкции мы опирались на успешный опыт

канадского фермера У. Хиггинсона [8]. По-средством доработки рамы велосипеда к нему присоединили третье колесо, а также сиденье для сборщика, площадку для наполняемой тары и кассету с запасом порожней тары (на схеме не показаны).

Эксперименту предшествовали измерения, в результате которых были уточнены размерные параметры и определен вес (R_1 , R_2 и R_3), приходящийся на каждое опорное колесо. После измерения и взвешивания на сиденье тележки (точка A на рис. 2) был помещен груз ($G = 704,6$ Н), имитирующий вес сборщика, исходя из средней массы типичной сборщицы (72 кг). Затем была измерена вертикальная реакция на каждом из колес нагруженной тележки (ΣR_1 , ΣR_2 , ΣR_3). Для обеспечения наиболее корректной имитации отталкивания тележки ногами сборщика было учтено, что линия толкания AB (рис. 2) наклонена к горизонту на угол

$$\alpha = \arctg \frac{h}{l'}$$

При принятых параметрах экспериментальной тележки $\alpha = 18^\circ$.

Опыт был спланирован как однофакторный. Под одно из колес тележки (левое по ходу движения) подставляли препятствие в виде деревянного бруска со скошенной на угол $35\text{--}45^\circ$ заходной кромкой. После этого тележку протягивали вперед с помощью динамометра до момента полного преодоления соответствующим колесом препятствия. При этом фиксировалось наибольшее значение силы P_T .

Толщина бруска δ имела четыре уровня варьирования (0; 13; 22 и 45 мм).

Результаты и обсуждение

В результате проведения эксперимента были получены значения тягового усилия P_{Tj} , достаточного, в том числе, и для преодоления одним из колес тележки препятствий различной высоты (δ). Сила сопротивления перекачиванию каждого из колес F_{ij} в j -м варианте опыта определена с учетом угла наклона тягового усилия и величины вертикальной реакции опорной поверхности на каждое колесо по формуле:

$$F_{ij} = \frac{\Sigma R_i \cdot P_{\text{рас.}j}}{\Sigma R_2}$$

где $P_{\text{рас.}j} = P_{Tj} \cdot \cos \alpha$ – расчетное горизонтальное усилие в j -м варианте опыта, Н; ΣR_i – вертикальная реакция на соответствующее колесо.

ющем колесе нагруженной тележки, Н; ΣR_{Σ} – общий вес нагруженной тележки, Н.

При расчете полагали, что силы сопротивления перекачиванию для двух колес остаются неизменными во всех вариантах опыта. Их величина получена в результате испытания тележки при нулевой высоте препятствия. Обработанные соответствующим образом результаты опыта приведены на рис. 3.

Если вернуться к расчетам, приведенным в обоснование рабочей гипотезы, то при $n = 3$ (когда сила сопротивления перекачиванию одного колеса в три раза больше силы сопротивления перекачиванию второго колеса) тележка без ручной корректировки направления движения становится неуправляемой. Такое соотношение между усилиями на колесах в опыте достигалось уже при наличии под одним из них дополнительного препятствия высотой всего 13 мм. При наличии асимметричного препятствия высотой 45 мм степень дифференциации сил сопротивления перекачиванию правого и левого колес увеличивалась в 8,3 раза.

Таким образом, сформулированная нами теоретическая гипотеза подтверждена экспериментальным путем. Следует отметить, что полученные в результате эксперимента результаты хорошо согласуются с предварительными полевыми испытаниями разработанной нами тележки, которая оборудована рычагом, соединенным одним концом с осью поворота

вилки переднего колеса. Второй конец рычага выведен в зону, удобную для доступа левой руки сборщика, который одновременно с отталкиванием ногами от поверхности междурындя при перемещении тележки может вручную корректировать траекторию ее движения.

Заключение

В результате теоретических расчетов и экспериментальных исследований достоверно установлено, что чем шире колея задних колес тележки, тем труднее обеспечить прямолинейность ее движения в условиях варьирования высоты препятствий и силы сопротивления перекачиванию в разных междурындях в достаточно широких пределах. Так, при наличии на пути одного из задних колес дополнительного препятствия высотой всего 13 мм степень дифференциации величины сил сопротивления перекачиванию правого и левого колеса возрастает в три раза. При такой асимметрии нагрузки отклонение точки опоры ноги на поверхность междурындя от оси последнего не обеспечивает возможности гарантированного выравнивания траектории движения тележки. Следовательно, целесообразно снабжать ее переднее (управляемое) колесо устройством для оперативной ручной корректировки направления движения, поскольку при высоте дополнительного препятствия в 45 мм степень дифференциации величины сил сопротивле-

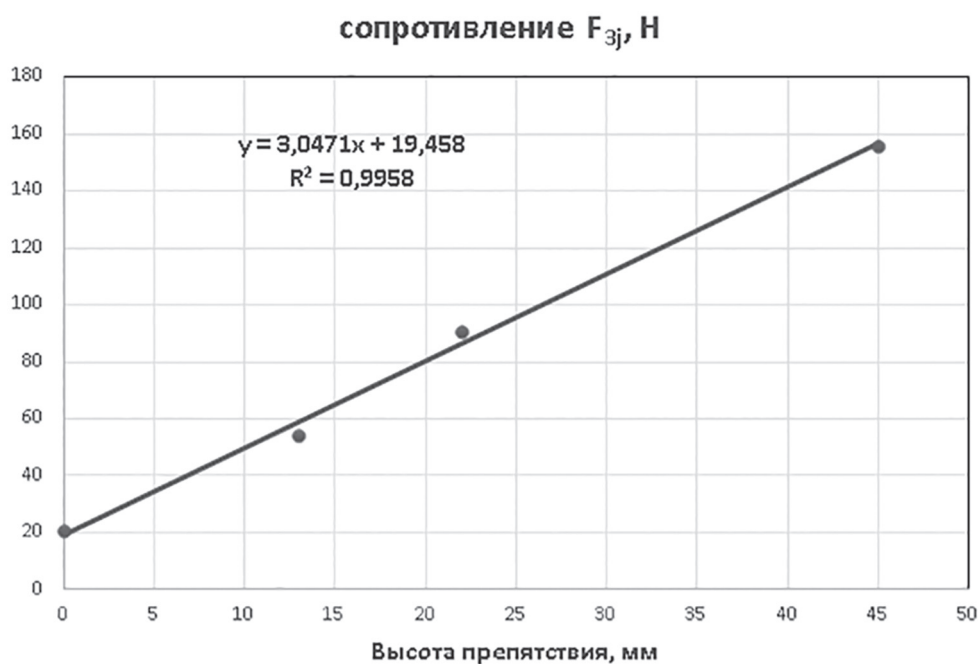


Рис. 3. График изменения силы сопротивления перекачиванию колеса $F_{зj}$ в зависимости от высоты препятствия δ

ния перекачиванию правого и левого задних колес увеличивается в 8,3 раза.

Изготовленная согласно указанной конструктивной концепции тележка, основу которой составляет серийный дорожный велосипед, в условиях Брянской области должна окупиться в течение полутора лет, что свидетельствует о перспективности ориентации отечественных производителей ягод земляники садовой на массовое использование такого простого и доступного средства рационализации ручного труда на плантации товарного типа.

Литература

1. 72 % мирового производства ягод в 2017 году пришлось на садовую землянику // Пропозиция – Главный журнал по вопросам агробизнеса. URL: <https://propozitsiya.com/72-myrovogo-proyzvodstva-yagod-v-2017-godu-pryshlos-na-sadovuyu-zemlyanyku> (дата обращения 10.10.2018).
2. Базы данных ФАО. URL: <http://www.fao.org/faostat/ru/#data/QC> (дата обращения 15.10.2018).
3. Механизованная уборка ягод земляники. URL: <https://ogorodnadache.ru/mexanizirovannaya-uborka-yagod-zemlyaniki.html> (дата обращения 04.01.2019).
4. Ожерельев В.Н., Ожерельева М.В. Ягоды: практические рекомендации по выращиванию для себя и на продажу: монография. М.: Колос, 2006. 160 с.
5. Ожерельев В.Н., Иващенко А.В. Трансформация представлений о механизации и рационализации сбора ягод земляники садовой // Вестник Брянской ГСХА. 2018. № 2 (66). С. 46–51.
6. Филиппов Р.А., Хорт Д.О. Технические средства в технологии ручной уборки ягод земляники // Технология колесных и гусеничных машин. 2014. № 5. С. 42–47.
7. Филиппов Р. А. Технические средства в технологии ручной уборки ягод земляники: автореф. дис. ... канд. с.-х. наук. М., 2012. 22 с.
8. Higginson W. Rolling Platform to Plant, Weed or Pick Strawberries // FARM SHOW Magazine. 1994. Vol. 18. Issue 3. P. 35.

References

1. Strawberries took 72 % of world berries production in 2017. Propozitsiya – Glavnyj zhurnal po voprosam agrobiznesa. URL: <https://propozitsiya.com/72-myrovogo-proyzvodstva-yagod-v-2017-godu-pryshlos-na-sadovuyu-zemlyanyku>. (accessed 10.10.2018).
2. Bazy dannyh FAO [Data base of Food and Agriculture Organization]. URL: <http://www.fao.org/faostat/ru/#data/QC>. (accessed 15,10,2018).
3. Mekhanizirovannaya uborka yagod zemlyaniki [Mechanized harvesting of strawberries]. URL: <https://ogorodnadache.ru/mexanizirovannaya-uborka-yagod-zemlyaniki.html>. (accessed 04.01.2019).
4. Ozherel'ev V.N., Ozherel'eva M.V. YAgody: prakticheskie rekomendacii po vyrashchivaniyu dlya sebya i na prodazhu [Berries: practical recommendations for growing for yourself and for sale (monograph)]. Moscow: Kolos Publ., 2006. 160 p.
5. Ozherel'ev V.N., Ivashchenko A.V. The transformation of ideas about the mechanization and rationalization of harvesting strawberries. Vestnik Bryanskoj GSKHA. 2018. No 2(66), pp. 46–51.
6. Filippov R.A., Hort D.O. Technical means in the technology of manual harvesting of strawberries. Tekhnologiya kolesnyh i gusenichnyh mashin. 2014. No 5, pp. 42–47.
7. Filippov R.A. Tekhnicheskie sredstva v tekhnologii ruchnoj uborki yagod zemlyaniki: avtoref. dis. ... kand. s.-h. nauk [Technical means in the technology of manual harvesting of strawberries: Dissertation for the Degree of Doc-tor of Chemical Sciences], Moscow, 2012. 22 p.
8. Higginson W. Rolling Platform to Plant, Weed or Pick Strawberries. FARM SHOW Magazine. 1994. Vol. 18, Issue 3, P. 35.

ТРАНСФОРМИРУЕМЫЕ РАБОЧИЕ ОРГАНЫ ДЛЯ БЕЗОТВАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

TRANSFORMABLE WORKING BODIES FOR NONMOLDBOARD CULTIVATION OF SOIL

Г.Г. ПАРХОМЕНКО, к.т.н.

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

G.G. PARHOMENKO, PhD in Engineering

North Caucasus Scientific Research Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture, Agrarian Scientific Center «Donskoy», Zernograd, Russia, parkhomenko.galya@yandex.ru

Для выполнения технологических операции в различных почвенно-климатических условиях разрабатываемые конструкции почвообрабатывающих орудий должны быть основаны на принципах трансформации, осуществляемой за счет блочно-модульного построения и комплектования их различными рабочими органами с использованием научно-обоснованной комбинации сменных элементов. Цель исследования – совершенствование технологического процесса безотвальной обработки почвы и разработка новых трансформируемых рабочих органов для его осуществления. Основу предлагаемого нового трансформируемого рабочего органа для глубокой безотвальной обработки почвы составляет чизель в виде изогнутой в продольном направлении стойки с приваренным к ней долотом. При принудительном фиксировании лап под углом 90° относительно стойки в поперечно-вертикальной плоскости рабочий орган представляет собой плоскорез, при демонтаже лап – чизель, при шарнирном креплении лап трансформируется в чизельный с самоустанавливающимися в поперечно-вертикальной плоскости под углом естественного скола почвы лапами. Крошение пласта новыми трансформируемыми рабочими органами для безотвальной обработки почвы с шарнирно закрепленными лапами осуществляется по пути наименьшего сопротивления за счет самоустановки под углом естественного скола почвы. Наблюдается снижение тягового сопротивления на 9,09 % новых трансформируемых рабочих органов для безотвальной обработки почвы с шарнирно закрепленными лапами. Использование шарнирно закрепленных лап оказывает положительное влияние на динамические характеристики орудия, так как в широкополосном спектре колебаний сравнительно низкого уровня отсутствуют пиковые значения амплитуд, поэтому резонансные явления маловероятны. По характеру протекания корреляционной функции установлен колебательный процесс функционирования новых трансформируемых рабочих органов с шарнирно установленными лапами, который характеризуется появлением гармонической составляющей колебательного процесса подвижных элементов рабочего органа. Для обеспечения управления требуемыми параметрами колебательного движения необходимо оснащение конструкции упругим элементом с регулированием его жесткости. Новые трансформируемые рабочие органы для безотвальной обработки почвы не уступают по агротехническим показателям современным техническим средствам.

Ключевые слова: почва, плоскорез, чизель, рабочие органы.

To perform technological operations in various soil and climatic conditions the developed designs of tillage tools should be based on the principles of transformation carried out by block-modular construction and compilation them with various working bodies using a scientifically based combination of inter-changeable elements. Objective: to improve the technological process of nonmoldboard cultivation of soil and the development of new transformable working bodies for its implementation. The basis of the pro-posed new transformable working body for nonmoldboard cultivation of soil is chisel in the form of a rack curved in the longitudinal direction with a chisel welded to it. Forcibly fixing the paws at an angle of 90° relative to the rack in the transverse vertical plane, the working body is a plane cutter, when dismantling the paws it is a chisel, when the paws are hinged, it is transformed into the chisel with the paws self-installing in the transverse vertical plane at an angle of natural cleavage of the soil. The crushing of the formation by new transforming working bodies for moldless soil tillage with articulated paws is carried out along the path of least resistance due to self-installation at an angle of natural soil cleavage. A decrease in traction resistance by 9,09 % of new transformable working bodies for subsurface tillage with articulated paws is observed. The use of articulated paws has a positive effect on the dynamic characteristics of the tool since there are no peak amplitudes in the broadband spectrum of oscillations of a relatively low level, so resonance phenomena are unlikely. According to the nature of the flow of the correlation function, the oscillatory process of the functioning of new transformable working bodies with articulated legs is established, which is characterized by the appearance of a harmonic component of the oscillatory process of the moving elements of the working body. To ensure control of the required parameters of the oscillatory motion, it is necessary to equip the structure with an elastic element, adjusting its rigidity. New transformable working bodies for nonmoldboard cultivation of soil are not inferior in terms of agrotechnical indicators to modern technical means.

Keywords: soil, subsurface cultivator, chisel, working bodies.

Введение

Для выполнения технологических операций в различных почвенно-климатических условиях, в том числе недостаточного и неустойчивого увлажнения южных регионов России, разрабатываемые конструкции почвообрабатывающих орудий должны быть основаны на принципах трансформации, осуществляемой за счет блочно-модульного построения и комплектования их различными рабочими органами с использованием научно-обоснованной комбинации сменных элементов.

При этом разрабатываемые рабочие органы должны обеспечивать экологическую безопасность природной среды от возможного негативного техногенного и антропогенного воздействия, а также рациональное использование почвы. Важнейшей задачей рационального использования почвы является обеспечение воспроизводства плодородия, одним из условий которого является накопление гумуса, уменьшающееся в связи с нарастающим переуплотнением пласта [1–3].

Переуплотнение почвы приводит к ускоренной аридности пахотного слоя в весенний период, что недопустимо в условиях недостаточного увлажнения.

Одним из способов снижения переуплотнения пласта является безотвальная обработка почвы чизелем, оказывающим экологически безопасное воздействие на почву [4–6].

Цель исследования

Совершенствование технологического процесса безотвальной обработки почвы и разработка новых трансформируемых рабочих органов для его осуществления.

Материалы и методы

Основу предлагаемого нового трансформируемого рабочего органа для глубокой безотвальной обработки почвы (рис. 1) составляет чизель в виде изогнутой в продольном направлении стойки с приваренным к ней долотом 1. В качестве демонтируемых элементов в конструкции содержатся закрепленные шарниром 4 плоскорезные лапы 2, угол установки которых в поперечно-вертикальной плоскости относительно стойки с долотом 1 определяется действием сил сопротивления почвы, а крошение пласта осуществляется разнонаправленными деформациями за счет знакопеременного перемещения подвижных элементов (лап).

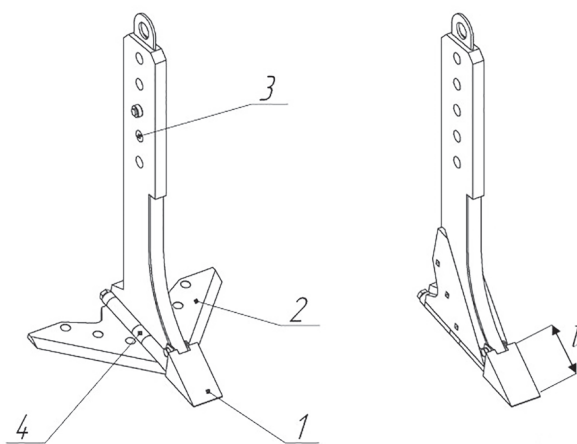


Рис. 1. Новые трансформируемые рабочие органы для безотвальной обработки почвы:

- 1 – долото; 2 – плоскорезные лапы; 3 – отверстие для изменения глубины обработки почвы;
- 4 – шарнир для перемещения лап в поперечно-вертикальной плоскости

При принудительном фиксировании лап под углом 90° относительно стойки в поперечно-вертикальной плоскости рабочий орган представляет собой плоскорез, при демонтаже лап – чизель. При шарнирном креплении лап рабочий орган при взаимодействии с обрабатываемым пластом почвы трансформируется в чизельный с самоустанавливающимися в поперечно-вертикальной плоскости под углом естественного скола почвы лапами.

Результаты исследований и их анализ

Процесс трансформации рабочих органов для безотвальной обработки почвы можно разделить на 3 фазы, характеризующие положение лап относительно стойки при взаимодействии с пластом при его крошении.

В фазе I рабочий орган представляет собой плоскореза, в фазе II наблюдается переходный процесс, в фазе III рабочий орган трансформируется в чизельный с самоустанавливающимися в поперечно-вертикальной плоскости под углом естественного скола почвы лапами (рис. 2).

Причем фаза I наблюдается только при предварительном принудительном фиксировании лап в положении плоскореза, которое под действием сил сопротивления почвы может быть нарушено и дальнейшему их перемещению по пути наименьшего сопротивления обрабатываемой среде.

При этом величина угла скола почвы в поперечно-вертикальной плоскости устанавливается такой, при которой усилие резания минимально.

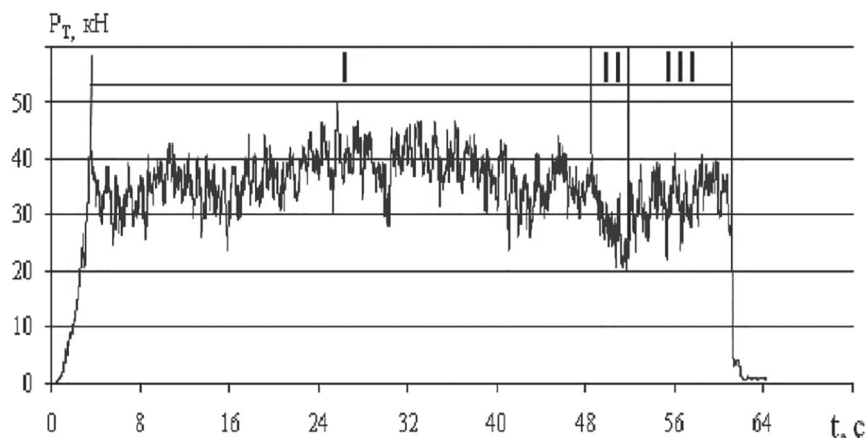


Рис. 2. Реализация процесса изменения тягового сопротивления при трансформации рабочих органов для безотвальной обработки почвы:
I – плоскорез; II – переходный процесс; III – самоустанавливающиеся лапы

Фазу II переходного процесса можно выявить визуально как нестационарный неустановившийся процесс.

Анализ многих процессов показывает, что изменение условий функционирования рабочих органов сказывается в основном на средних значениях реализации (уровне процесса) и в значительно меньшей степени на характере случайных колебаний около среднего значения.

Известно, что такие нестационарные процессы могут быть выявлены визуально по виду реализаций. Так, на графике $P_T(t)$ фаза II характеризуется ступенчатым уменьшением тягового сопротивления. Фазы I и III, напротив, можно считать стационарными процессами, с достаточно стабильными значениями тягового сопротивления (в среднем 37,07 и 33,72 кН, соответственно).

Крошение пласта новыми трансформируемыми рабочими органами для безотвальной обработки почвы с шарнирно закрепленными лапами осуществляется по пути наименьшего сопротивления за счет самоустановки под углом естественного скола почвы.

Это подтверждается снижением тягового сопротивления (на 9,09 %) новых трансформируемых рабочих органов для безотвальной обработки почвы с шарнирно закрепленными лапами (табл. 1) по сравнению с плоскорезными при одинаковых режимах работы. В таблице 1 представлены значения тягового сопротивления для орудия, состоящего из 7 рабочих органов.

Это подтверждается теоретически полученной закономерностью изменения тягового сопротивления новых трансформируемых рабочих органов для безотвальной обработки почвы с шарнирно закрепленными лапами:

$$P_T = f \cdot G + (k + \varepsilon v^2) \cdot [(n-1)M + b] \cdot a - (n-1) \times \left[\frac{(M-b)^2}{4} \operatorname{ctg} \frac{\omega}{2} + (M-b) \cdot l' \cdot \sin \beta \right], \quad (1)$$

где P_T – тяговое сопротивление, кН; f, k, ε , – коэффициенты; v – скорость, м/с; G – вес, кН; n – число рабочих органов; M – расстояние между рабочими органами, м; b – ширина долота, м; a – глубина рыхления пласта, м; ω – угол

Таблица 1

Результаты экспериментального исследования тягового сопротивления новых трансформируемых рабочих органов для безотвальной обработки почвы

Наименование показателя	Значение для варианта рабочего органа	
	Шарнирно закрепленные лапы	Плоскорез
Режимы работы: скорость, км/ч глубина, см	6,10 27	6,10 27
Тяговое сопротивление, кН	33,72±3,2	37,07±3,8
Снижение тягового сопротивления, %	9,09	–

раствора рабочего органа, град. (рис. 3); β – угол крошения (входа в почву долота), град.; l – длина долота, м (рис. 1).

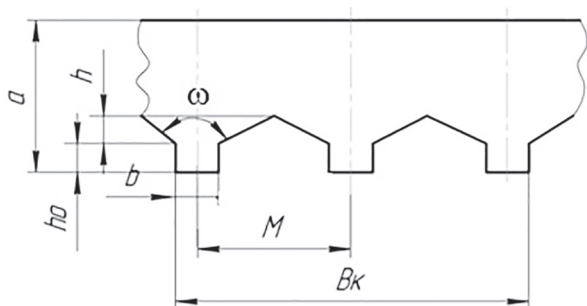


Рис. 3. Схема поперечного сечения пласти при работе новых трансформируемых рабочих органов для безотвальной обработки почвы с шарнирно закрепленными лапами:

h_0 – длина выступающей части долота (относительно лап); B_k – конструктивная ширина захвата; h – высота гребня на дне борозды, определяемая конструктивными параметрами плоскорезных лап

Из сравнения с аналогичной закономерностью (2) для плоскореза следует, что снижение тягового сопротивления новых трансформируемых рабочих органов для безотвальной обработки почвы с шарнирно закрепленными лапами наблюдается в связи с уменьшением обрабатываемой площади поперечного сечения пласта:

$$P_T(\text{плоскорез}) = f \cdot G + (k + \epsilon v^2) \cdot [(n - 1)M + b] \cdot a. \quad (2)$$

Результаты расчета представлены в табл. 2.

Сравнительный анализ данных табл. 2 позволяет установить относительную погрешность не более 1,5 %, что свидетельствует об адекватности результатов теоретических исследований реальному процессу.

Анализ виброускорений различных вариантов рабочего органа показывает, что при плоскорезе для диапазона изменения частоты 0–20 с⁻¹, являющегося существенным для рассматриваемой динамической системы, уровень спектральной плотности процесса функционирования новых рабочих органов убывает до 8 с⁻¹, а далее остается постоянным («белый шум»). При этом на частоте около 2 с⁻¹ возможен резонанс при совпадении пикового max спектральной плотности с амплитудой низкочастотных колебаний обрабатываемой среды (рис. 4, кривая 1).

Нежелательные мезоколебания орудия низкой частоты (2–8 с⁻¹) можно устранить за счет изменения кинетической энергии движущихся масс, например, путем обеспечения дополнительной степени свободы рабочему органу (использовать шарнирно закрепленные лапы вместо плоскореза).

При варианте с шарнирно закрепленными лапами (рис. 4, кривая 2) график убывает постепенно до 18 с⁻¹ с отсутствием пиковых амплитуд, отражает тонкую структуру спектральной плотности, раскрывающую физику процесса гармонической составляющей, причиной возникновения которой являются колебания подвижных элементов рабочего органа в почве при взаимодействии с обрабатываемым пластом почвы.

Поскольку каждый максимум в спектре колебаний соответствует, по меньшей мере одной степени свободы, на основании вышесказанного можно заключить, что новый трансформируемый рабочий орган, осуществляющий переносное и относительное движения (две степени свободы) при варианте с шарнирно закрепленными лапами, оказывает положительное влияние на динамические характеристики орудия, так как в широкополосном спектре колебаний сравнительно низкого уровня отсутствуют пиковые значения амплитуд, поэтому резонансные явления маловероятны.

Во время эксперимента переходный процесс при трансформации рабочего органа выявляется визуально по виду реализации и характеризуется ступенчатым уменьшением тягового сопротивления новых рабочих органов с шарнирно закрепленными лапами (рис. 1).

Таблица 2

Результаты исследований тягового сопротивления новых трансформируемых рабочих органов для безотвальной обработки почвы

Вариант рабочего органа	Тяговое сопротивление, кН	
	Теоретическое	Экспериментальное
Плоскорез	37,05	37,07
Шарнирно закрепленные лапы	33,26	33,72

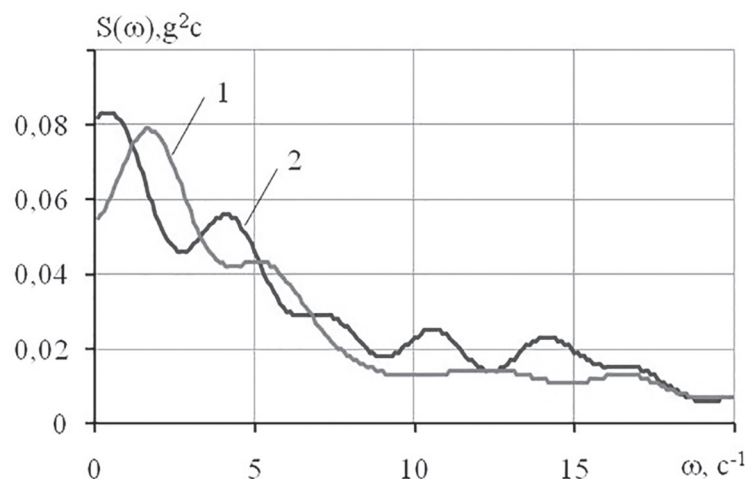


Рис. 4. Спектральная плотность реализации процесса изменения вертикальных виброускорений новых трансформируемых рабочих органов для безотвальной обработки почвы:

1 – плоскорез; 2 – шарнирно закрепленные лапы

На графике корреляционной функции (рис. 5, а) отделить фазы переходного процесса и самоустанавливающихся лап не представляется возможным, поскольку обе характеризуются возникновением волны колебательного процесса подвижных элементов рабочего органа.

По характеру протекания корреляционной функции реализации процесса изменения виброускорений в вертикальном направлении можно выявить фазу плоскореза при трансформации новых рабочих органов (рис. 5, а), которая отличается отсутствием гармонической составляющей, свидетельствующей о колебательном движении лап в почве.

Процесс функционирования новых рабочих органов с шарнирно закрепленными лапами характеризуется появлением гармонической составляющей колебательного процесса подвижных элементов рабочего органа, которая обусловлена наличием микротрещин, пустот и неоднородностей (концентраторов напряжений) внутри обрабатываемого пласта.

Характер колебаний шарнирно закрепленных лап определяется наличием пиковых значений виброускорений и может быть представлен закономерностями волнового распределения ударного воздействия рабочих органов на пласт при движении в почве.

Известно, что динамическое воздействие, воспринимаемое рабочим органом, можно представить в виде трех составляющих:

- упругое, направленное противоположно деформации обрабатываемого слоя почвы;
- инерционное, направленное противоположно виброускорению;

– диссипативное (вязкое), направленное противоположно скорости.

Это следует из анализа уравнений Лагранжа 2-го рода, которыми можно описать движение орудия с новыми рабочими органами как колебательной системы, представляющих совокупность:

- потенциальной энергии, определяемой суммой прогибов переднего и заднего брусков рамы;
- кинетической энергии (инерции), связанной с перемещениями масс почвы;
- рабочего органа и его подвижных элементов;
- диссипативной функции, учитывающей рассеивание энергии в системе (пласт почвы – рабочий орган). Поэтому влияющие на движение рабочего органа упругие, инерционные и диссипативные силы оказывают воздействие на режимы функционирования и в отдельных случаях приводят к повышенным энергозатратам.

В связи с этим необходимо управление, основанное на регулировании упругих, инерционных и диссипативных параметров или на выборе частоты и амплитуды колебательного (ударного) воздействия.

При рационально выбранной скорости рабочего органа и частоте колебаний его подвижных элементов внутри пласта можно достичь более существенного снижения тягового сопротивления чизеля, чем полученное при нерегулируемом воздействии (табл. 1). Поскольку знакопеременные перемещения (колебания) лап от неоднородностей пласта почвы,

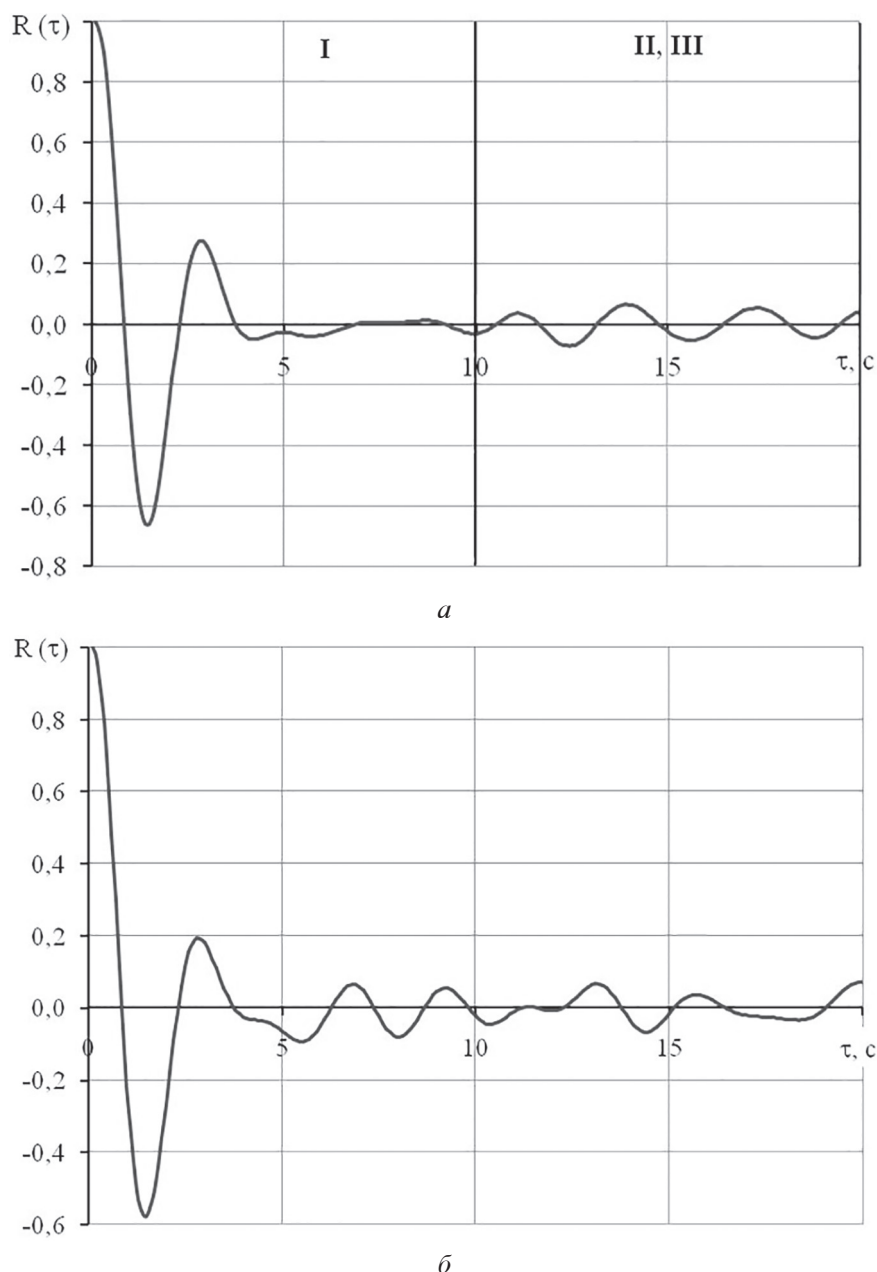


Рис. 5. Корреляционные функции реализации процесса изменения вертикальных виброускорений новых трансформируемых рабочих органов для безотвальной обработки почвы:

а) трансформация рабочего органа; *б)* рабочий орган с незафиксированными лапами;
I – плоскорез; II – переходный процесс; III – самоустанавливающиеся лапы

локальных нарушений сплошности и др., то есть по направлениям наименьших связей (наименьшего сопротивления), не поддаются внешнему управлению, параметры колебаний определяются конструкцией рабочего органа с учетом свойств обрабатываемой среды.

Известно, что собственные колебания системы (пласт почвы – рабочий орган) вследствие наличия внутреннего и внешнего трения не могут быть стационарными (незатухающими). Для поддержания стационарности колебаний системе необходим источник поступле-

ния энергии. При этом поступление энергии должно осуществляться в таком количестве, которое способно расходоваться в системе. Поэтому система должна сама управлять поступлением энергии из источника, то есть являться автоколебательной.

Неоднородность обрабатываемой среды можно использовать для возбуждения автоколебаний при ударном воздействии новых трансформируемых рабочих органов на пласт почвы. Автоколебания могут возникать, как известно, в динамических системах (неоднородный

пласт – рабочий орган с подвижными элементами), в которых потребление энергии на преодоление диссипативных сил скомпенсировано потреблением энергии от неколебательного источника, регулируемое автоматически самой системой (самоустановкой лап во время движения рабочего органа). При этом в динамической системе (неоднородный пласт – рабочий орган) колебания возникают самостоятельно, а поддерживаются с помощью управления (внешнего воздействия) посредством специального устройства, в качестве которого может служить упругий элемент рабочего органа, преобразующий ударное воздействие внешней среды (пласт почвы) в колебательный процесс движения лап.

Шарнирное соединение лап со стойкой рабочего органа (рис. 1) не обладает достаточным запасом упругости для возбуждения колебательного процесса, оно лишь создает степень свободы для относительного движения лап при взаимодействии с пластом почвы, и знакопеременные перемещения осуществляются за счет неоднородностей обрабатываемой среды.

Поэтому для управления технологическим процессом, возможности выбора оптимальных режимов функционирования конструкция усовершенствованного рабочего органа помимо подвижных элементов должна содержать устройство (упругий элемент) для поддержания заданного характера колебаний.

Колебания рабочего органа с шарнирно закрепленными лапами в процессе перехода пласта почвы из упругого состояния в дискретное при функционировании новых рабочих органов подчиняются известному принципу наименьшей потенциальной энергии на поверхности скола и имеют направления по осям наименьших жесткостей (наименьшего сопротивления).

Поэтому на основании принципа минимальной потенциальной энергии создавать колебательное движение с требуемыми параметрами можно, регулируя жесткость упругого элемента (например, пружины) в конструкции рабочего органа с шарнирно закрепленными лапами.

Упругий элемент в конструкции новых трансформируемых рабочих органов для безотвальной обработки почвы может использоваться также для регулирования угла установки лап в поперечно-вертикальной плоскости в случаях значительного отклонения

при встрече с препятствием (камень) и возвращать лапы в исходное положение под углом естественного скола почвы.

При наличии в системе колебательного звена характер переходного процесса (разгона) и динамических характеристик определяется степенью его демпфирования (коэффициентом затухания вынужденных колебаний). В качестве колебательного звена может выступать усовершенствованный рабочий орган с упругим элементом. Если колебательное звено не демпфировано (с шарнирно закрепленными лапами) или мало демпфировано (переходный процесс при трансформации), то в зоне частот собственных колебаний рабочего органа возникает резонансное увеличение амплитуды вынужденных (волны напряжений пласта), что может привести к потере устойчивости. Увеличение демпфирования сдвигает собственную частоту в другую область, резонанса не возникает. Поэтому использование усовершенствованного рабочего органа с шарнирно закрепленными лапами и упругим элементом может положительно повлиять на устойчивость орудия в целом.

Таким образом, согласно принципу суперпозиции, колебания упругого (управляемого) и подвижных (самоустанавливающихся) элементов новых трансформируемых рабочих органов для безотвальной обработки почвы позволят сильнее проявиться синергизму эффектов, приводящему к требуемому качеству при минимальных затратах.

При этом помимо энергетических (снижение тягового сопротивления) можно улучшить и качественные (агротехнические) показатели технологического процесса новых трансформируемых рабочих органов для безотвальной обработки почвы (табл. 3).

В табл. 4 содержатся результаты испытаний [7] Северо-Кавказской, Кубанской, Владимирской, Центрально-Черноземной, Сибирской и Поволжской МИС за 2013–2015 гг. технических средств, соответствующих операции «чизелевание» технологического адаптера «обработка почвы».

Анализ показал, что новые трансформируемые рабочие органы для безотвальной обработки почвы не уступают по агротехническим показателям современным техническим средствам (табл. 4), соответствующим операции «чизелевание» технологического адаптера «обработка почвы».

Таблица 3

Агротехнические показатели новых трансформируемых рабочих органов для безотвальной обработки почвы

Чизель	Шарнирно закрепленные лапы	Плоскорез
		
Глубина рыхления, см		
33,8	19,0–26,7	27,0
Рабочая скорость движения, км/ч		
6,21–6,67	6,67–8,57	6,10
Крошение пласта – содержание фракций менее 50 мм, %		
65	66	60
Сохранение стерни, %		
60–70	60–70	60–70
Гребнистость, см		
5,5	5,5	5,4
Разработчик: ФГБНУ «АНЦ «Донской», подразделение «СКНИИМЭСХ»		

Таблица 4

Реализация механизмов трансфера результатов научно-технической деятельности в сферу практического применения чизелевания

Марка чизеля	ПЧН-2,7	ПРБ-3	ПРБ-4В	ПЧН-4,0ЕК	ГЦ-4М	РН-4	ПЧ-4,5	ПЧ-4,5П	ПЧП-6,0
Разработчик	ОАО «Светлоградгромаш»	ОАО «Волгоградский механический завод»	ЗАО «ПК Ярославич»	ОАО «Светлоградгромаш»	ОАО «Грязинский культураторный завод»	ФГУП «Омский экспериментальный завод»	ЗАО «Рубцовский завод запасных частей»	ООО «БДМ-Агро»	ОАО «Светлоградгромаш»
Рабочая скорость движения, км/ч	8,3	8,20	7,0	10,6	5,95	6,9	9,4	8,5	9,25
Глубина обработки, см	37,4	43,3	30,7	35,0	31,3	29,0	42,1	24,0	38,5
Крошение пласта, %	нет данных	нет данных	нет данных	нет данных	86,0	70,6	69,2	нет данных	нет данных
Сохранение стерни, %	нет данных	70,2	нет данных	76,2	нет данных	нет данных	68,0	нет данных	74,5
Гребнистость, см	2,7	3,2	2,8	1,7	Нет данных	4,7	3,1	8,0	3,8
МИС	Владимирская	Сев.-Кавказская	Владимирская	Кубанская	Ц.-Черноземная	Сибирская	Поволжская	Сибирская	Сев.-Кавказская

Заключение

Основу предлагаемого нового трансформируемого рабочего органа для глубокой безотвальной обработки почвы составляет чизель в виде изогнутой в продольном направлении

стойки с приваренным к ней долотом. При принудительном фиксировании лап под углом 90° относительно стойки в поперечно-вертикальной плоскости рабочий орган представляет собой плоскорез, при демонтаже лап – чизель,

при шарнирном креплении лап трансформируется в чизельный с самоустанавливающимися в поперечно-вертикальной плоскости под углом естественного скола почвы лапами. Крошение пласта новыми трансформируемыми рабочими органами для безотвальной обработки почвы с шарнирно закрепленными лапами осуществляется по пути наименьшего сопротивления за счет самоустановки под углом естественного скола почвы. Наблюдается снижение на 9,09 % тягового сопротивления новых трансформируемых рабочих органов для безотвальной обработки почвы с шарнирно закрепленными лапами. Использование шарнирно закрепленных лап оказывает положительное влияние на динамические характеристики орудия, так как в широкополосном спектре колебаний сравнительно низкого уровня отсутствуют пиковые значения амплитуд, поэтому резонансные явления маловероятны. По характеру протекания корреляционной функции установлен колебательный процесс функционирования новых трансформируемых рабочих органов с шарнирно установленными лапами, который характеризуется появлением гармонической составляющей колебательного процесса подвижных элементов рабочего органа. Для обеспечения управления требуемыми параметрами колебательного движения необходимо оснащение конструкции упругим элементом с регулированием его жесткости. Новые трансформируемые рабочие органы для безотвальной обработки почвы не уступают по агротехническим показателям современным техническим средствам.

Литература

- Gao Y., Sun D., Zhu Z., Xu Y. Hydromechanical behavior of unsaturated soil with different initial densities over a wide suction range // *Acta Geotechnica*. 2018. P. 1–12. DOI: 10.1007/s11440-018-00662-5.
- Burton G.J., Shend D.S., Cambell C. Bimodal pore size distribution of a high-plasticity compacted clay // *Гйotechnique Letters*. 2014. Volume 4. Issue 2. P. 88–93. DOI: 10.1680/geolett.14.00003.
- Rosone M., Fabulla C.A., Ferrari A. Shear strength of a compacted scaly clay in variable saturation conditions // *Acta Geotechnica*. 2016. Volume 11. Issue 1. P. 37–50. DOI: 10.1007/s11440-015-0379-7.
- Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Повышение энергоэффективности мобильных почвообрабатывающих агрегатов // *Инновации в сельском хозяйстве*. 2016. № 3 (18). С. 40–47.
- Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Оптимизация показателей технологических процессов сельскохозяйственного производства в растениеводстве // *Хранение и переработка зерна*. 2017. № 1 (209). С. 55–60.
- 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.
- Система испытаний сельскохозяйственной техники. URL: <http://www.sistemamis.ru> (дата обращения 12.03.2018 г.).

References

- Gao Y., Sun D., Zhu Z., Xu Y. Hydromechanical behavior of unsaturated soil with different initial densities over a wide suction range. *Acta Geotechnica*. 2018, pp. 1–12. DOI: 10.1007/s11440-018-00662-5.
- Burton G.J., Shend D.S., Cambell C. Bimodal pore size distribution of a high-plasticity compacted clay. *Гйotechnique Letters*. 2014. Volume 4. Issue 2, pp. 88–93. DOI: 10.1680/geolett.14.00003.
- Rosone M., Fabulla C.A., Ferrari A. Shear strength of a compacted scaly clay in variable saturation conditions. *Acta Geotechnica*. 2016. Volume 11. Issue 1, pp. 37–50. DOI: 10.1007/s11440-015-0379-7.
- Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Improving the energy efficiency of mobile tillage machines. *Innovacii v sel'skom hozyajstve*. 2016. No 3 (18), pp. 40–47.
- Parhomenko G.G., Parhomenko S.G. Optimization of indicators of technological processes of agricultural production in crop production. *Hranenie i pererabotka zerna*. 2017. No 1 (209), pp. 55-60.
- Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Measurement of traction on the tractor hook in the unit with mounted agricultural machine. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2016. No 4, pp. 15-19.
- Sistema ispytaniy sel'skohozyajstvennoj tekhniki [Agricultural machinery test system]. URL: <http://www.sistemamis.ru> (accessed 12.03.2018 g.).

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДАТЧИКА КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА ВАЛАХ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

DESIGN OF A TORQUE SENSOR ON THE SHAFTS OF A WHEELED TRACTOR

В.В. ГЕРАЩЕНКО, к.т.н.

В.П. ЛОБАХ, к.т.н.

Н.А. КОВАЛЕНКО, к.т.н.

Белорусско-Российский университет, Могилев,
республика Беларусь, mogilev-kovalenko@rambler.ru

V.V. GERASHCHENKO, PhD in Engineering

V.P. LOUBACH, PhD in Engineering

N.A. KOVALENKO, PhD in Engineering

Belarusian-Russian University, Mogilev, republic of Belarus,
mogilev-kovalenko@rambler.ru

Для повышения эффективности работы колесных тракторов необходимо улучшать их топливную экономичность и проходимость. Этого можно достичь применением на тракторах датчиков крутящего момента, устанавливаемых на карданных валах трансмиссии, текущие значения нагрузки с выхода которых может использоваться в системах автоматического управления движением трактора или субъективно водителем. Авторами предлагается методика выбора параметров такого датчика момента, в котором формируется напряжение, пропорциональное углам закручивания карданного вала и, соответственно, передаваемому крутящему моменту.

Ключевые слова: упругий вал, крутящий момент, датчик, диски с выступами и впадинами, катушки индуктивности, угол закручивания вала, напряжение, импульс напряжения.

To improve the efficiency of wheeled tractors, it is necessary to improve their fuel efficiency and patency. This can be achieved by the use of torque sensors installed on the driveshaft of the transmission on tractors, the current load value from the output of which can be used in automatic control of the tractor or subjectively by the driver. The authors propose a method of selecting the parameters of such a torque sensor, which generates a voltage proportional to the angles of the cardan shaft and, accordingly, the transmitted torque.

Keywords: elastic shaft, torque, sensor, disks with protrusions and depressions, inductors, shaft angle, voltage, voltage pulse.

Введение

Повышение топливной экономичности и тяговых свойств колесного трактора можно достичь, если правильно управлять топливоподачей двигателя. Для этого необходимо знать подводимый к нему от движителя момент сопротивления. Его можно измерить датчиками момента, устанавливаемыми на упругих валах трансмиссии и привода различных механизмов. Текущая информация с них может быть использована в системах автоматического управления движением трактора или субъективно водителем (например, для предотвращения перегрузки двигателя путем своевременного переключения передачи на более низшую по отношению к исходной). Кроме того, датчики крутящего момента могут использоваться для диагностирования различных агрегатов на стендах (например, при определении технического состояния коробок передач по их КПД, технического состояния двигателя по развиваемой мощности и др.).

Цель исследования

Разработка методики проектирования датчика крутящего момента, работа которого основана на использовании статической характеристики упругого вала.

Материалы и методы

Для преобразования крутящего момента, передаваемого упругим валом, в пропорциональное напряжение, используется свойство упругого вала, которое заключается в том, что его статическая характеристика, представляющая собой зависимость угла закручивания ψ упругого вала от передаваемого им крутящего момента M , имеет линейный характер (рис. 1). При этом необходимо выбирать упругий вал с наибольшей чувствительностью.

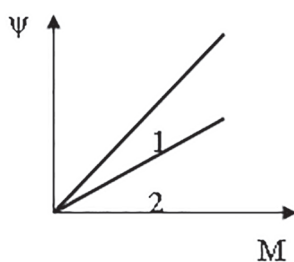


Рис. 1. Статическая характеристика упругих валов (вал 1 в сравнении с валом 2 обладает большей чувствительностью)

Для создания датчика крутящего момента на валах колесного трактора авторами использовано такое свойство упругих валов следующим образом. Было предложено установить по концам вала 1 тонкие металлические диски 2, 3 (рис. 2) с радиальными выступами и впадинами (рис. 3) и катушки индуктивности 4, 5, сердечники которых установлены на расстоянии около 1 мм от дисков 2 и 3. Диски устанавливаются на вал с высокой точностью совпадения момента прохождения передних кромок выступов обоих дисков относительно катушек индуктивности при вращении вала без его нагружения.

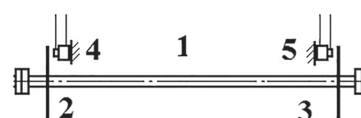


Рис. 2. Установка дисков и катушек индуктивности относительно вала

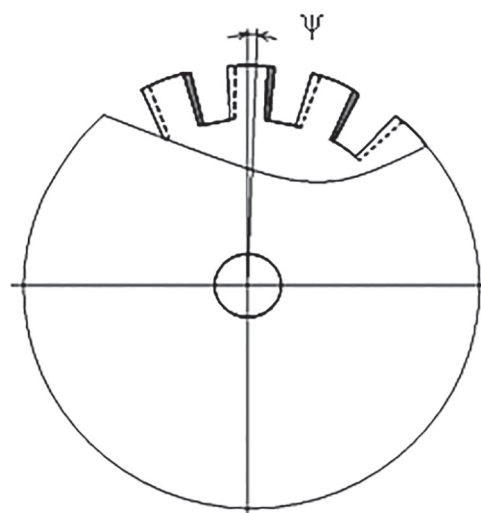


Рис. 3. Схема дисков и их углового смещения при нагружении вала

При нагружении вала 1 крутящим моментом диски 2 и 3, а следовательно, и их выступы и впадины вследствие закручивания вала смещаются на угол ψ , который пропорционален крутящему моменту M . Работоспособность и чувствительность датчика крутящего момента (рис. 4) зависит от правильного выбора угла закручивания вала и количества выступов и впадин дисков, что определяется расчетом.

Их выбор производится по следующей методике. При вращении упругого вала трактора и передаче им момента к ведущим колесам он закручивается на угол, пропорциональный ве-

личине передаваемого валом момента в соответствии с формулой:

$$\psi = \frac{M \cdot l}{G \cdot J}, \quad (1)$$

где M – крутящий момент, Н·м; l – длина упругого вала, м; G – модуль упругости, Па; J – момент инерции, кг·м².

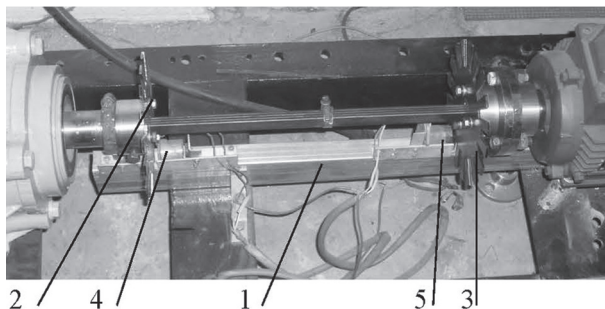


Рис. 4. Установка для нагружения вала:

- 1 – упругий вал; 2, 3 – диски;
4, 5 – катушки индуктивности

Приведем пример расчета вала и дисков. Примем наружный и внутренний диаметры вала соответственно из ГОСТ 8732 равными $D = 0,054$ м и $d = 0,050$ м. Крутящий момент примем равным $M = 1000$ Н·м. Тогда напряжение кручения вала равно

$$\begin{aligned} \sigma_{кр} &= \frac{16 \cdot D \cdot M}{\pi(D^4 - d^4)} = \\ &= \frac{16 \cdot 0,054 \cdot 1000}{3,14 \cdot (0,054^4 - 0,050^4)} = 122 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (2)$$

Так как расчетное напряжение кручения вала меньше допустимого, равного 200 МПа, то вал удовлетворяет условию прочности.

Угол закручивания вала длиной $l = 0,7$ м под действием крутящего момента M равен:

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{M \cdot l}{G \cdot J} = \frac{57 \cdot 32 \cdot M \cdot l}{\pi \cdot (D^4 - d^4) \cdot G} = \\ &= \frac{57 \cdot 32 \cdot 1000 \cdot 0,7}{3,14 \cdot (0,054^4 - 0,050^4) \cdot 7,78 \cdot 10^{10}} = 2,38^\circ, \end{aligned} \quad (3)$$

где G – модуль упругости второго рода, Па.

Определим модуль упругости второго рода:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} = \frac{2,1 \cdot 10^{11}}{2 \cdot (1 + 0,35)} = 7,78 \cdot 10^{10} \text{ Па}, \quad (4)$$

где E – модуль упругости первого рода, $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; μ – коэффициент Пуассона ($\mu = 0,3 \dots 0,4$).

Количество выступов и впадин на каждом диске должно быть по возможности наибольшим, что повышает точность измерения крутящего момента. Угловая ширина выступа и впадины ψ_d принимается из условия, что она должна быть больше расчетного угла закручивания вала. Так как для рассматриваемого примера $\psi = 2,38^\circ$, то угловую ширину впадин и дисков следует принять 5° . Тогда общее количество z_0 выступов и впадин одного диска будет равно 72 (5), а, соответственно, количество впадин и выступов на диске будет по 36.

$$z_0 = \frac{360}{\psi_d} = \frac{360}{5} = 72. \quad (5)$$

Работает и устроен датчик крутящего момента следующим образом. При прохождении выступов дисков 2 и 3 (рис. 2), установленных на концах упругого вала 1 возле магнитных сердечников катушек 4 и 5 индуктивности, на выводах катушек возникает непрерывное переменное напряжение U (рис. 5, а, 5, б), определяемое по формуле:

$$U = kwn \frac{d\Phi}{d\alpha}, \quad (6)$$

где k – коэффициент, зависящий от характеристик магнитной цепи; w – число витков обмотки; n – частота вращения диска; $d\Phi/d\alpha$ – изменение потока Φ в зависимости от угла поворота.

Характер изменения этого напряжения не позволяет применить его для создаваемого датчика крутящего момента. Его основным элементом которого является триггер с двумя входами, для работы которого необходимы импульсы напряжения. Импульсы напряжения (рис. 5, в, 5, г) можно получить дифференцированием и выпрямлением полученного переменного напряжения (рис. 5, а, 5, б) на выходах индуктивных катушек 4 и 5 с последующей подачей его на входы транзисторов триггера.

Таким образом, на выходах катушек появляются положительные импульсы напряжения (соответственно, рис. 5, в и 5, г) с периодом следования импульсов напряжения, равным τ (рис. 5, в). Так как диски 2 и 3 (рис. 2) вращаются вместе с валом 1, то импульсы напряжения появляются при прохождении каждого выступа дисков 2 и 3 соответственно возле катушек индуктивности 4 и 5. При этом на выходе катушки 5 появляется положительный импульс напряжения (рис. 5, г) с запаздыванием во времени на Δt .

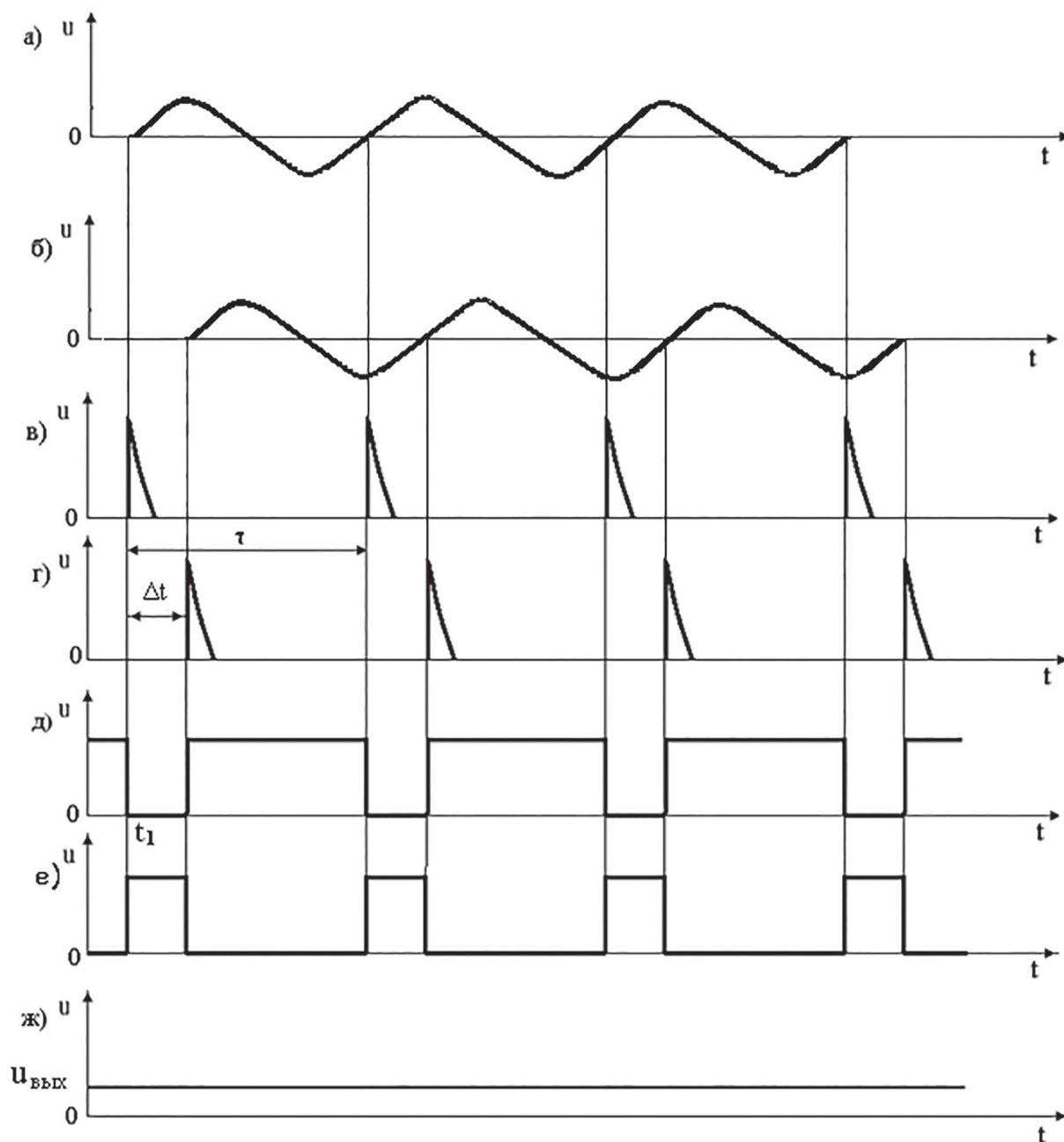


Рис. 5. Графики сигналов в цепях датчика крутящего момента триггера

Таким образом, для определения крутящего момента на упругом валу 1 (рис. 2) необходимо непрерывно измерять время Δt отставания второй последовательности положительных импульсов напряжения относительно первой последовательности импульсов напряжения.

Далее напряжение в виде прямоугольных импульсов (рис. 5, д, 5, е). формируется триггером 10 с двумя входами, которые подключаются к выходам дифференцирующих цепей 6 и 7 (рис. 6).

Среднее значение уровня напряжения можно получить интегрированием прямоу-

гольных импульсов на протяжении периода τ (рис. 5, з) по формуле:

$$U_{\text{ВЫХ}} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} U_{\text{ВХ}} dt. \quad (7)$$

На схеме (рис. 6) датчика крутящего момента операция интегрирования выполняется с помощью интегрирующего элемента 20, состоящего из резистора 21 и конденсатора 22.

Полученный уровень напряжения $U_{\text{ВЫХ}}$ (рис. 5, ж) на выходе интегрирующего элемента 20 пропорционален передаваемому крутящему моменту.

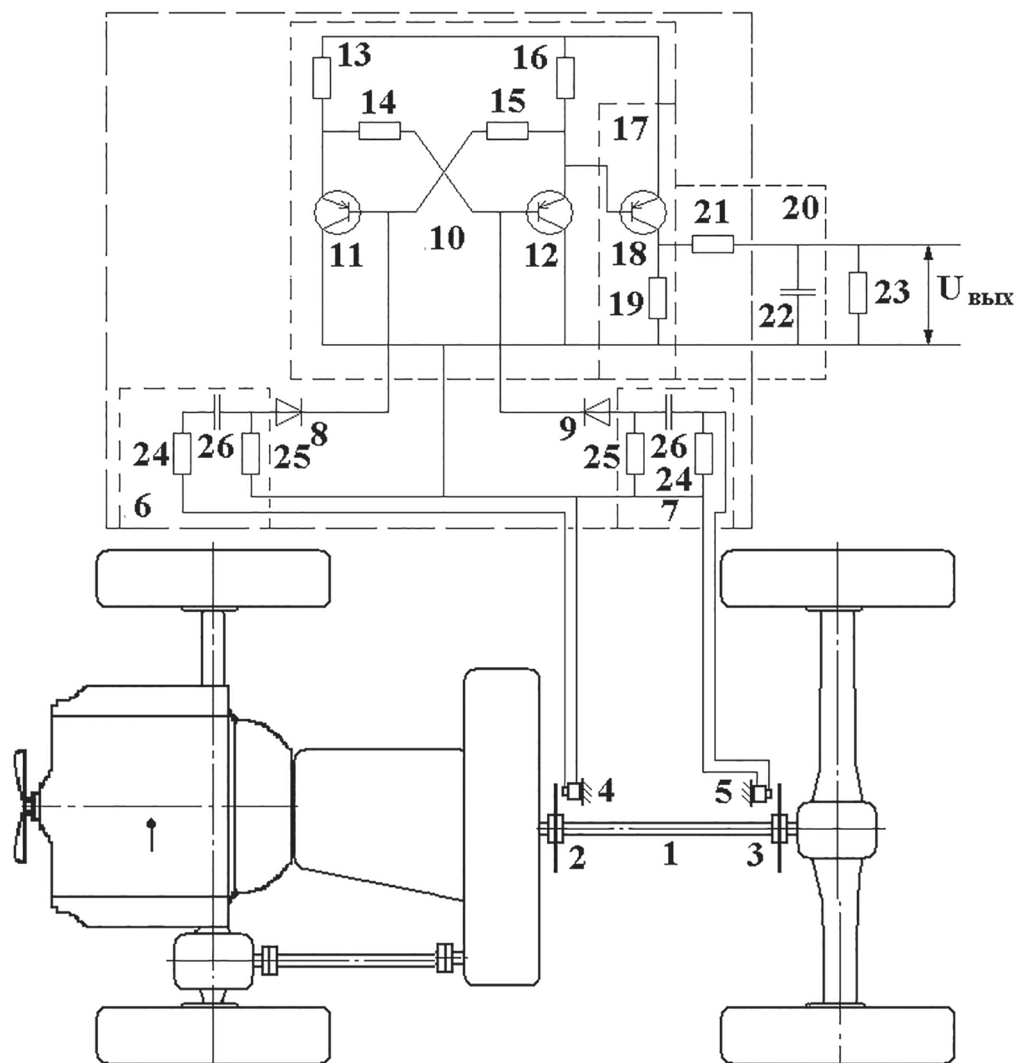


Рис. 6. Схема датчика крутящего момента

Разработанный датчик крутящего момента (рис. 6) содержит упругий вал 1 с установленными на его концах дисками 2 и 3 с прорезями и впадинами и расположенными рядом с дисками катушки индуктивности 4 и 5, дифференцирующие цепи 6, 7 с отсекающими диодами 8, 9, триггер 10, выполненный на первом 11 и втором 12 транзисторах и четырех резисторах 13, 14, 15, 16; при этом базы транзисторов 11, 12 соединены с выходами дифференцирующих цепей 6, 7 с отсекающими диодами 8, 9. С выходом триггера соединен эмиттерный повторитель 17, выполненный на транзисторе 18 и резисторе 19. К выходу эмиттерного повторителя подсоединена интегрирующая цепь 20, выполненная на резисторе 21 и конденсаторе 22. При этом выход интегрирующей цепи 20 соединен с выходным резистором 23. Каждая из дифференцирующих цепей 6 и 7 включает в себя резисторы 24, 25 и конденсатор 26.

Крутящий момент на валу 1 измеряется следующим образом. В исходном состоянии транзистор 11 триггера 10 закрыт, поэтому транзистор 12 на время $0-t_1$ (рис. 5) открыт. Напряжение на коллекторе транзистора 12 равно нулю (рис. 5, е), а на коллекторе транзистора 11 за это же время принимает максимальное значение (рис. 5, д). При вращении вала 1 и нагружении его крутящим моментом выступы и впадины дисков 2 и 3 проходят возле катушек индуктивности 4 и 5, вследствие чего на их выходах появляется напряжение (рис. 5, а, 5, б) в соответствии с формулой 6. Оно дифференцируется цепями 6, 7, на выходах которых образуются два разнополярных импульса. Выходные сигналы цепей 6 и 7 выпрямляются диодами 8 и 9, образуя положительные импульсы, которые подаются на базу транзисторов 11 и 12. Транзистор 11 открывается, а транзистор 12 закрывается, поэтому на коллекторе тран-

зистора 12 появляется положительное напряжение. На выходе дифференцирующих цепей 6 и 7 после выпрямления диодами 8 и 9 получаем импульсы напряжения в виде двух последовательностей (рис. 5, в, 5, з). При этом вторая последовательность импульсов (рис. 5, з) отстает от первой последовательности импульсов (рис. 5, в) на время Δt .

Далее формирование прямоугольных импульсов на выходе триггера 10 происходит аналогично описанному выше.

Полученные прямоугольные импульсы подаются на вход интегрирующей цепи 20 посредством эмиттерного повторителя 17, с помощью которого выполняется согласование высокого сопротивления на выходе триггера 10 с низким сопротивлением интегрирующей цепи 20. На выходе интегрирующей цепи 20 и на выходном резисторе 23 формируется напряжение, уровень которого пропорционален крутящему моменту на валу 1 (рис. 7).

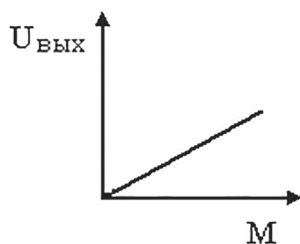


Рис. 7. Статическая характеристика разработанного датчика крутящего момента

Полученные экспериментально осциллограммы изменения напряжения в цепях разработанного датчика крутящего момента (рис. 8, а, 8, б) соответствуют теоретическим (рис. 5, а, 5, д), что подтверждает работоспособность разработанного датчика крутящего момента.

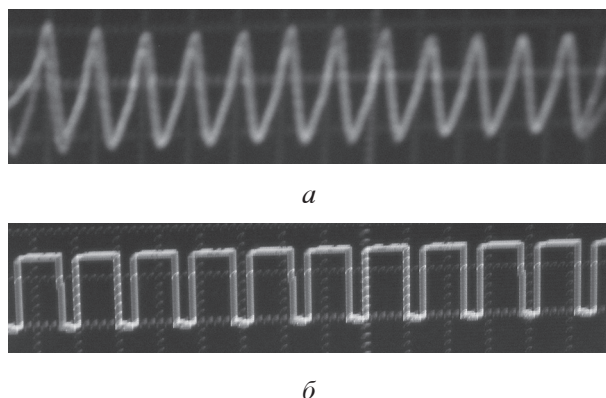


Рис. 8. Осциллограммы изменения напряжения в цепях разработанного датчика крутящего момента

Результаты и обсуждение

Предложенная методика проектирования датчика крутящего момента позволяет выбрать его параметры с учетом величины передаваемого валами трансмиссии момента. Напряжение на выходе датчика момента $U_{\text{вых}}$ пропорционально (с учетом передаточного отношения коробки передач) моменту на валу двигателя трактора и может быть использовано для управления топливopодачей. Особенно это актуально для современных тракторных двигателей с электронными системами управления подачей топлива, так как информация с датчика момента может служить основой для создания автоматизированных систем управления топливopодачей.

Выводы

Разработана методика проектирования и расчета датчика крутящего момента, работа которого основана на измерении угла закручивания упругого вала. Выполнены примеры расчетов.

Литература

1. Герашенко В.В., Коваленко Н.А., Лобах В.П. Методы и средства диагностирования и повышения эксплуатационных свойств автомобилей и их агрегатов. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2017. 170 с.
2. Герашенко В.В. Стенд для определения статической характеристики датчика крутящего момента // Тракторы и сельхозмашины. 2007. № 12. С. 40–41.
3. Сазонов И.С., Герашенко В.В., Коваленко Н.А., Лобах В.П. Стенд для диагностирования автомобиля по его колесной мощности: патент № 21727 РБ, МПК G 01M 15/00; опублик. 30.04. 2018.

References

1. Gerashchenko V.V., Kovalenko N.A., Laubach V.P. Methods and means of diagnosing and improving the performance of vehicles and their components. Mogilev: Belarus.–Grown. UN-t, 2017. 170 p.
2. Gerashchenko V.V. Stand for determining the static characteristics of the torque sensor / V. Gerashchenko // Tractors and agricultural machinery. 2007. № 12, pp. 40–41.
3. Patent No. 21727 RB, IPC G 01M 15/00. Stand for diagnosis of the car by its wheel power / I.S. Sazonov, V.V. Gerashchenko, N.A. Kovalenko, V.P. Laubach. Publ. 30.04. 2018.

ВИБРАЦИОННАЯ ЗАЩИТА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН С ПРИМЕНЕНИЕМ АКТИВНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ НЕЙРОСЕТЕВЫМ КОНТРОЛЛЕРОМ

VIBRATION PROTECTION OF THE HYDRAULIC SUSPENSION SYSTEM OF MOBILE VEHICLES USING ACTIVE REGULATION BY A NEURAL NETWORK CONTROLLER

З.А. ГОДЖАЕВ, д.т.н.
С.Е. СЕНЬКЕВИЧ, к.т.н.
В.А. КУЗЬМИН

Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ,
 Москва, Россия

Z.A. GODZHAEV, DSc in Engineering
S.E. SEN'KEVICH, PhD in Engineering
V.A. KUZ'MIN

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

Большую часть времени эксплуатации колесные сельскохозяйственные тракторы работают на полях с разными почвенными фонами, а при выполнении транспортных работ – на грунтовых дорогах либо в условиях бездорожья. В этих условиях необходима система поддрессирования, позволяющая обеспечить регламентированную плавность хода и эффективную виброзащиту оператора. Цель исследования – разработать новый контроллер, скользящего режима на основе радиальных базисных функций в нейронной сети (РБФНС), реализованный для активной системы поддрессирования ¼ части мобильного энергетического средства (МС). Алгоритм управления основан на радиальных базисных функциях и сочетает в себе преимущество адаптивной системы управления и управления режимом скольжения. Правило адаптации используется для регулирования базисных функций на основании информации о заданной поверхности скольжения в режиме реального времени. Так как такой подход обладает способностью к обучению, то его реализация может быть начата без каких-либо начальных значений РБФНС. Предлагается для управления параметрами скользящего режима использовать нейронную сеть. Для управления активной системой поддрессирования МС предлагается адаптивный контроллер режима скользящего режима РБФНС. Регулируемый параметр для контроллера РБФНС выбирается как $g_s = 8,5$, чтобы покрыть диапазон гауссовских функций.

Предложен новый контроллер режима скольжения гидравлически активной системы поддрессирования на основе нейронной сети. Результаты имитационного моделирования показывают, что благодаря использованию данного нейросетевого контроллера система поддрессирования достаточно эффективно снижает виброактивность колебательной системы исследуемого МС от неровностей дороги.

Ключевые слова: сравнительная оценка, гидроподвеска, активная система поддрессирования, нейронная сеть.

Most of the time of operation, wheeled agricultural tractors work in fields with different soil back-grounds and in transport on dirt roads or even off-road. Under these conditions, a suspension system is needed to ensure the smoothness ride and effective vibration protection of the operator. Purpose of the study. To develop a new sliding mode controller based on radial basis functions in a neural network (RBFNN), implemented for an active suspension system of ¼ of a part of a mobile energy facility (MF). Materials and methods. The control algorithm is based on radial basis functions and combines the advantage of an adaptive control system and slip mode control. The adaptation rule is used to regulate basic functions based on information about a given sliding surface in real time. Since this approach has the ability to learn, its implementation can be started without any initial RBFNN values. It is proposed to use the neural network to control the parameters of the sliding mode. Results and discussion. To control the active MF suspension system, an adaptive RBFNN sliding mode controller is proposed. The adjustable parameter for the RBFSS controller is selected as $g_s = 8,5$ to cover the range of Gaussian functions. Conclusions. A new controller for the sliding mode of a hydraulically active suspension system based on a neural network is proposed. Simulation results show that due to the use of this neural network controller, the suspension system quite effectively reduces the vibrational activity of the oscillatory system of the studied MF from road irregularities.

Keywords: comparative evaluation, hydraulic suspension, active suspension system, neural network.

Введение

Большую часть времени эксплуатации колесные сельскохозяйственные тракторы работают на полях с разными почвенными фонами, а при выполнении транспортных работ – на грунтовых дорогах либо в условиях бездорожья. В этих условиях необходима система поддрессирования, позволяющая обеспечить регламентированную плавность хода и эффективную виброзащиту оператора.

Влияние вибрации на организм человека, в особенности на пассажиров ТС, было рассмотрено во многих исследованиях [1–4]. При этом тело человека по-разному реагирует на различные вибрации. Это зависит от направления и частоты колебаний. Согласно исследованиям [5, 6, 7–15], тело человека более чувствительно к горизонтальным колебаниям, чем к вертикальным. В вертикальном направлении наиболее чувствительным является диапазон 4–8 Гц, который соответствует резонансным частотам органов брюшной полости. Чувствительность же в горизонтальных направлениях наиболее высокая в диапазоне 1–2 Гц. Диапазон 0,5–0,75 Гц вызывает «морскую болезнь». Таким образом, самые «неудобные» частоты для человека и те, которые должна ослаблять система поддрессирования, находятся в диапазоне 0,5–10 Гц. Исходя из этого система поддрессирования трактора в данной работе оценивалась в этом диапазоне частот [5].

Верхняя граница диапазона частот, в пределах которого работают системы поддрессирования, обычно не превышает 25 Гц. Плавность хода ТС зависит в значительной мере от динамического поведения кузова ТС (т.е. поддрессированной массы), который во время работы подвержен воздействию комбинации вертикальных, продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний.

Колебания остова должны измеряться в двух направлениях: по вертикали и по горизонтали. Наиболее часто используемый метод измерения – среднеквадратичное ускорение (*RMS*). Определяется как:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt}. \quad (1)$$

Однако, чтобы упростить проведение эксперимента, часто измеряют только величину вертикального ускорения. Данные замеры проводили только по вертикальной составляющей.

Обобщенная формула (1) используется для определения величины среднеквадратичного ускорения и оценки системы поддрессирования с точки зрения плавности хода. Существуют определённые стандарты, касающиеся измерения величины плавности хода на сельскохозяйственных ТС и предельно допустимых величин виброускорений, воспринимаемых оператором ТС. Среди них обычно выделяют 2 ISO стандарта: ISO 2631-74, который регулирует основные вопросы, связанные с измерением уровня вибрации и влиянием вибрации на здоровье человека; ISO 5008-74, описывающий методику измерения и анализа вибронегруженности оператора ТС.

Для управления динамическими системами в условиях неопределенности были предложены традиционные схемы управления адаптивным режимом системы поддрессирования, однако им для создания алгоритма управления дополнительно необходима информация о работе системы. Как следствие, тема разработки модели с адаптивной структурой управления сейчас является актуальной.

Для создания контроллеров систем поддрессирования с активным управлением в основном использовались сложные динамические системы с нечеткой логикой [8] и нейросетевым управлением [9], а также их комбинации. Для комбинированных подходов необходим сложный механизм обучения или конкретная база эффективных решений, созданная методом проб и ошибок [9].

Цель исследования

Разработка нового контроллера скользящего режима на основе радиальных базисных функций в нейронной сети (РБФНС), реализованного для активной системы поддрессирования ¼ части МС.

Материалы и методы

Алгоритм управления основан на радиальных базисных функциях и сочетает в себе преимущество адаптивной системы управления и управления режимом скольжения. Правило адаптации используется для регулирования базисных функций на основании информации о заданной поверхности скольжения в режиме реального времени. Так как такой подход обладает способностью к обучению, то его реализация может быть начата без каких-либо начальных значений РБФНС [6].

Радиальная базовая функция режима скольжения контроллера

Предлагается для управления параметрами скользящего режима использовать нейронную сеть. Для создания нелинейного контроллера требуется две переменные состояния: z_s, z_u на основе нелинейного изменяющегося во времени динамического уравнения 3-го порядка. Другие переменные рассматриваются как изменяющаяся во времени функции:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= \dot{z}_s(t) = x_2(t) \\ \dot{x}_2(t) &= x_3(t) \\ \dot{x}_3(t) &= -a_1(t)x_1(t) - a_2(t)x_2(t) - a_3(t)x_3(t) + \\ &+ f_u(t) + b(t)u(t) - u_d(t), \end{aligned} \quad (2)$$

где $a_i(t)$ – изменяющаяся во времени функция, зависящая от параметров системы поддрессирования МС; $f_u(t)$ – функция некоторых неизмеримых переменных z_u , которые ограничены этой системой поддрессирования; $b(t)$ – положительная изменяющаяся во времени функция; $u_d(t)$ – возмущение из-за изменения силы трения в гидравлической системе; $e_1 = x_{1d} - x_1$, $e_2 = x_{2d} - x_2$ и $e_3 = x_{3d} - x_3$ – ошибки переменных состояния. Тогда уравнение можно переписать как:

$$\ddot{e}_3(t) = \ddot{x}_{3d}(t) + a_1(t)x_1(t) + a_2(t)x_2(t) + a_3(t)x_3(t) - b(t)u(t) - f_u(t) + u_d(t). \quad (3)$$

Если все вышеперечисленные функции, изменяющиеся во времени, известны, то уравнение управления системой поддрессирования будет представлять собой:

$$u_{eq}(t) = \frac{1}{b(t)} [\ddot{x}_{3u}(t) + a_1(t)x_1(t) + a_2(t)x_2(t) + a_3(t)x_3(t) - f_u(t) + u_d(t) - \ddot{e}_3(t) + \dot{s}(t) + \lambda s(t)], \quad (4)$$

где $s(t)$ – поверхность скольжения на фазовой плоскости, которая определяется как:

$$s(t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right) e_1(t) = e_2(t) + \lambda e_1(t). \quad (5)$$

По результатам предыдущих исследований [6, 8, 9] известно, что нейронная сеть является мощным алгоритмом для создания нелинейной динамической модели. РБФНС используется для моделирования нелинейного взаимодействия переменной поверхности скольжения $s(t)$ и закона управления системой $u(t)$. Гауссовы функции используются как функции активации каждого нейрона в скрытом слое этого контроллера. Величина возбуждения гауссо-

вых функций – это расстояние между входным значением скользящей переменной $s(t)$ и средним положением гауссовой функции:

$$\theta_j = (s - c_j)^2, \quad (6)$$

где c_j – среднее положение нейрона j .

Весовые коэффициенты w_j между нейронами входного слоя и нейронами скрытого слоя указаны как константа 1,0. Весовые коэффициенты w_k между нейронами скрытого слоя и нейронами выходного слоя корректируются в соответствии с правилом адаптации. Выходом функции РБФНС является:

$$g(s) = \sum_{j=1}^n w_j \varphi_j(s - c_j), \quad (7)$$

где $\varphi_j(s) = \exp\left(-\frac{(s - c_j)^2}{\sigma_j^2}\right)$ является гауссовой

функцией и j -м нейроном выходного слоя; σ_j и c_j – среднеквадратическое отклонение и математическое ожидание гауссовой функции, соответственно; n – количество нейронов, которое является входным значением РБФНС-функции.

Чтобы использовать преимущества режима скольжения и адаптивных схем управления в РБФНС, переменная поверхности скольжения задается как входное значение РБФНС, вводится правило адаптации для регулирования весов между скрытыми и выходными нейронными слоями. Для случая с одним входом и одним выходом управляющий вход контроллера нейронной сети представляет собой:

$$u = \sum_{j=1}^n w_j \exp\left(-\frac{(s - c_j)^2}{\sigma_j^2}\right). \quad (8)$$

Аппроксимированный закон управления РБФНС U может отличаться от закона управления u_{eq} из уравнения (4):

$$\dot{s}(t) = \dot{e}_2 + \lambda \dot{e}_1 = -\lambda s(t) + b(t)[u_{eq}(t) - u(t)], \quad (9)$$

$$s(t)\dot{s}(t) = s(t)(-\lambda s(t) + b(t)[u_{eq}(t) - u(t)]). \quad (10)$$

Исходя из теоремы Ляпунова, условие достижения скользящей поверхности $s \cdot \dot{s} < 0$ [4–6]. Если выбрать управляющий входной сигнал u для выполнения этого условия, система будет сходиться к началу фазовой плоскости. Весовые коэффициенты РБФНС регулируются на основе условия достижения $s \cdot \dot{s} < 0$. Правило адаптации используется для корректировки весов и поиска их оптимальных зна-

чений, а также для достижения стабильной сходимости. Правило адаптации выведено из правила наискорейшего спуска, чтобы минимизировать значение $s \cdot \dot{s}$ относительно w_j . Тогда уравнение весовых коэффициентов представляет собой:

$$\begin{aligned} \dot{w}_j &= -\Gamma \frac{ds(t)\dot{s}(t)}{du(t)} \frac{du(t)}{dw_j(t)} = \Gamma b(t)s(t) \frac{du(t)}{dw_j(t)} = \\ &= \gamma s(t) \exp\left(-\frac{(s-c_j)^2}{\sigma_j^2}\right) = \gamma s(t)\phi_j(s). \end{aligned} \quad (11)$$

Параметр скорости адаптации Γ и входной параметр системы $b(t)$ объединены в качестве параметра скорости обучения γ . Весовые коэффициенты между скрытыми и выходными слоями нейронной сети могут быть отрегулированы в режиме реального времени. Из уравнения (1) можно сделать вывод, что переменная $b(t)$ всегда является положительным значением для этой системы поддрессирования. Из уравнения (9) видно, что \dot{s} увеличивается с уменьшением u и наоборот. Если $s > 0$, то увеличение u из-за возрастания w_j приведет к уменьшению $s \cdot \dot{s}$. Когда условие $s < 0$, $s \cdot \dot{s}$ будет уменьшаться с уменьшением u через уменьшение w_j . Следовательно, правило (11) достижимо.

Радиально базисная функция (РБФ) [5, 7, 8, 15] и адаптивная структура контроллера скольжения РБФРС (радиально-базисная функция режима скольжения) показаны на рисунке 1 и 2, соответственно. Параметры гауссовых функций σ_j и c_j в некоторых случаях могут быть заданы как константы. Коэффициент распространения $u_j = 0,6$, а среднее значение функций c_j для упрощения задается как интегральные константы от -5 до $+5$. Масштабный коэффициент g_s выбирается из диапазона так, чтобы отображать переменную поверхности скольжения s .

Теоретически РБФНС может использоваться для моделирования и аппроксимации любого нелинейного контроллера. Коэффициент $\tilde{W} = \bar{W} - \hat{W}$ показывает разницу между оптимальным значением весового коэффициента и его текущим значением. \hat{W} представляет собой текущее значение весового коэффициента нейронной сети. Выберем функцию Ляпунова как

$$V = \frac{1}{2}s^2 + \frac{b}{2\gamma}\tilde{W}^T\tilde{W}. \quad (12)$$

Можно сказать, что функция Ляпунова постепенно уменьшается, а система управления устойчива. Скользящая поверхностная переменная $s(t)$ сходится по граничному слою $s = 0$ в фазовой плоскости, а \tilde{W} остается ограниченной.

Результаты и обсуждение

Для управления активной системой поддрессирования МС предлагается адаптивный контроллер режима скольжения РБФНС. Регулируемый параметр для контроллера РБФНС выбирается как $g_s = 8,5$, чтобы покрыть диапазон гауссовских функций. Параметр λ в уравнении скольжения (2) задается равным $0,5$; это значение обозначает наклон поверхности скольжения в фазовой плоскости, значение параметра скорости обучения γ было выбрано равным $0,6$, коэффициент уравнения управления скольжением режимом на основе нейронной сети g_u равен $0,8$. Коэффициент распределения

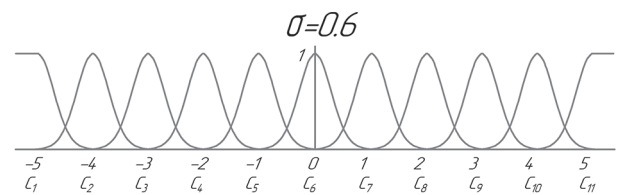


Рис. 1. Гауссова функция РБФ

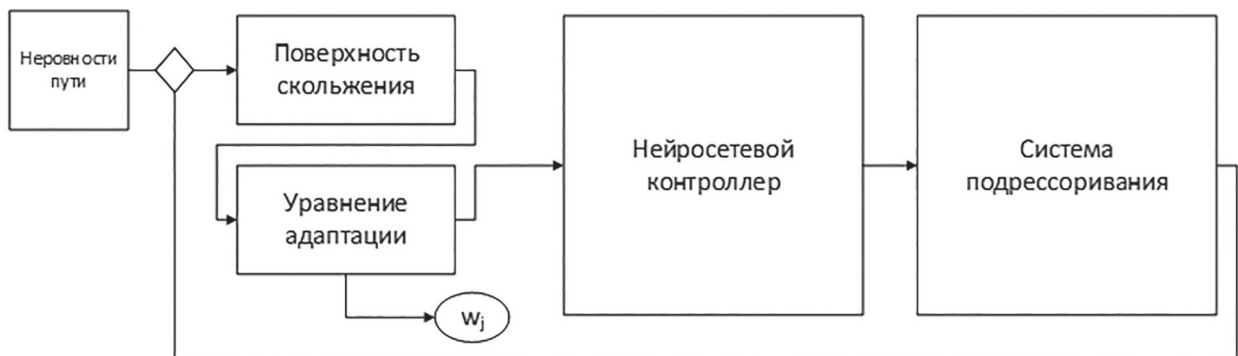


Рис. 2. Структура адаптивного нейросетевого контроллера

гауссовских функций задается как константа 0,6. Чтобы исследовать параметры управляющего сигнала на основе динамического поведения пружины, выполнялись следующие эксперименты. Частота дискретизации в экспериментах составляет 150 Гц.

На рис. 3 показано динамическое изменение положения пружины при движении МС по синусоидальной дорожной поверхности с амплитудой колебаний 40 мм, используя схему управления РБФНС. На сплошной линии показан профиль дороги, штрихпунктирная линия обозначает пассивное перемещение поддрессоренной массы, а тонкая линия обозначает изменение положения массы пружины с активной системой поддрессоривания.

Максимальное смещение поддрессоренной массы составляет 7,5 мм для начального периода обучения. После этого колебание поддрессоренной части МС составляет менее 1,5 мм. Это небольшое колебание вызвано динамическим изменением деформации шины. На рис. 4

показано ускорение массы пружины с различным количеством РБФ, чтобы оценить влияние количества узлов этой нейронной сети.

Среднеквадратичные значения амплитуд колебаний ускорения составляют 16,61 и 10,31 мм/с² соответственно для 5 и 11 узлов РБФ. Положение поддрессоренной массы и динамические характеристики ускорения этой системы поддрессоривания во время движения МС по неровной дороге со случайной амплитудой показаны на рис. 5 и 6 соответственно.

Можно заметить, что амплитуда колебаний ускорения находится в пределах 18 мм/с², за исключением начального периода обучения. Среднеквадратичные значения перемещения и ускорения составляют 1,04 мм и 8,52 мм/с² соответственно.

Выводы

1. Предложен новый контроллер режима скольжения гидравлически активной системы поддрессоривания на основе нейронной сети.

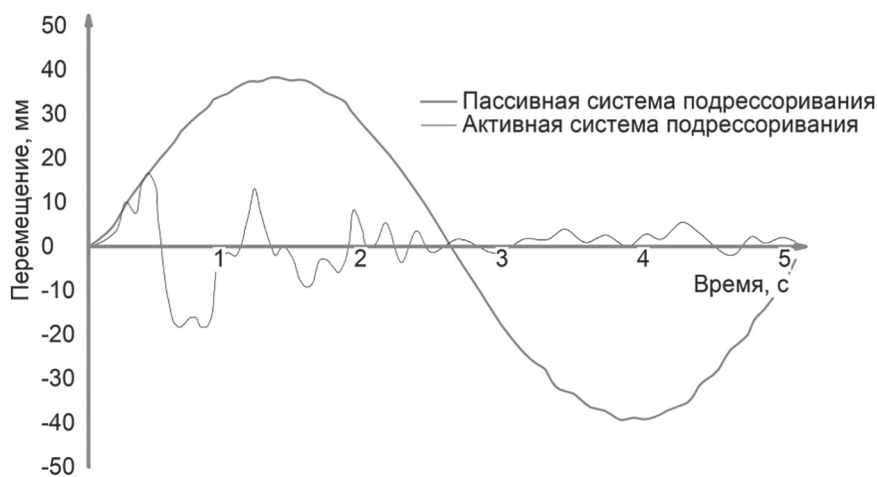


Рис. 3. Динамическое перемещение поддрессоренной массы во времени

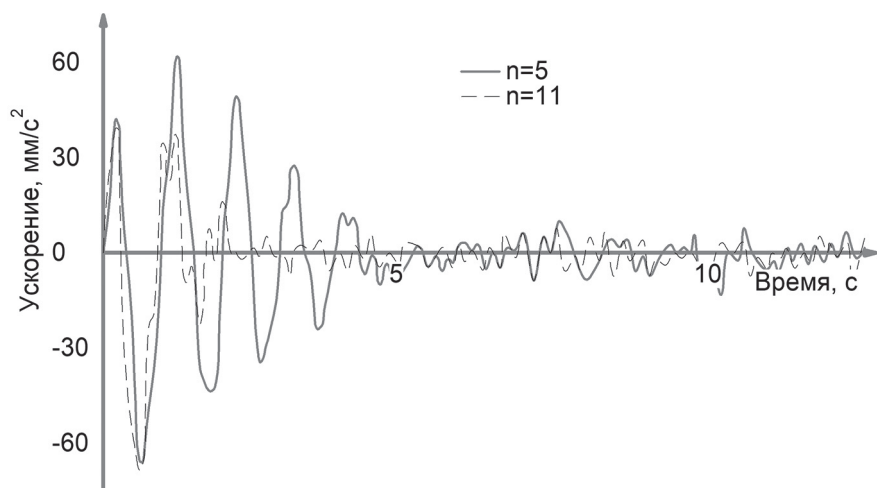


Рис. 4. Изменение ускорения поддрессоренной массы при количестве узлов РБФ $n = 5$ и 11



Рис. 5. Изменение положения подрессоренной массы во времени

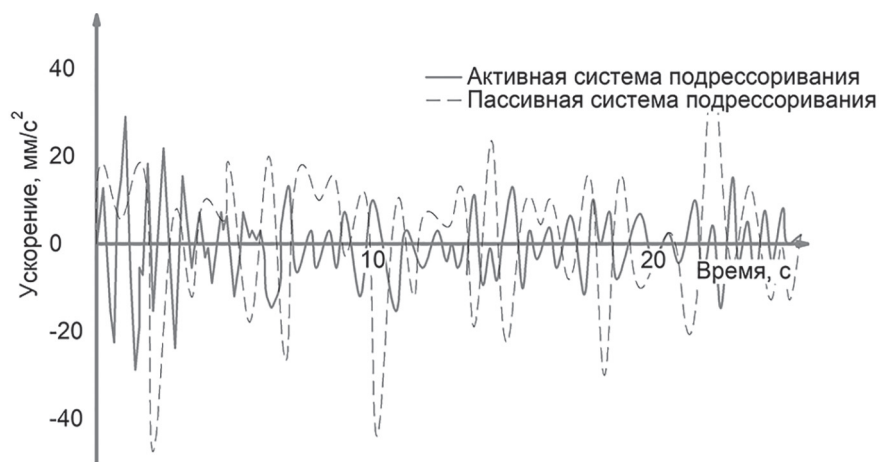


Рис. 6. Ускорение подрессоренной массы во времени

Данный алгоритм управления сочетает в себе методы адаптации и метод управления режимом скольжения, устанавливает соответствующие весовые значения РБФ путем обучения алгоритма в режиме реального времени.

2. Результаты имитационного моделирования показывают, что благодаря использованию данного нейросетевого контроллера система подрессорирования достаточно эффективно снижает виброактивность колебательной системы исследуемого МС от неровностей дороги.

3. Разработанный алгоритм и метод управления, с применением нейросетевого контроллера может успешно применяться при создании и модернизации систем подрессорирования мобильных машин и энергетических средств. Это позволит повысить точность расчетных показателей системы и сократит время их оценки.

Литература

1. Галашин В.А., Бородин В.П. Пневматические регулируемые системы подрессорирования колесных машин // Труды МВТУ. № 463. С. 36–60.

2. Густомясов А.Н. Исследование колебаний автомобиля с подвеской переменной структуры: дисс. ... канд. техн. наук. Специальность 05.05.03 Автомобили и тракторы. М., 1979. 204 с.
3. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. М.: Машиностроение, 1981. 280 с.
4. Рудня М.Я., Ломако Д.М. Колебания автомобиля большой грузоподъемности с гидропневматической частично связанной подвеской при случайных внешних возмущениях // Автомобильная промышленность. 1973. № 9. С. 18–21.
5. Сухоруков А.В. Управление демпфирующими элементами в системе подрессорирования быстросходной гусеничной машины: дисс. ... канд. техн. наук. Специальность 05.05.03 – Автомобили и тракторы. М., 2003. 204 с.
6. Bentkus V.A Lyapunov-type Bound in R^d // Theory Probab. Its Appl. 2005. Vol. 49, № 2. P. 311–323.
7. Cherry A. S., Jones R. P. Fuzzy logic control of an automotive suspension systems // IEE Proc Control Theory Appl. 1995. Vol. 142, № 2. P. 149–160.
8. Кузьмин В.А., Федоткин Р.С., Крючков В.А. Искусственная нейронная сеть для обоснования па-

- раметров ходовых систем тракторов // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2017. № 4. С. 24–30.
9. YU F., Crolla D.A. State Observer Design for an Adaptive Vehicle Suspension // *Veh. Syst. Dyn.* 1998. Vol. 30, № 6. P. 457–471.
10. Venhovens P.J.T. The Development and Implementation of Adaptive Semi-Active Suspension Control* // *Veh. Syst. Dyn.* 1994. Vol. 23, № 1. P. 211–235.
11. Chalasani R.M. Ride performance potential of active suspension systems – part ii: comprehensive analysis based on a full-car model // *Am. Soc. Mech. Eng. Appl. Mech. Div. AMD.* 1986. Vol. 80. P. 205–234.
12. Williams R.A. Electronically controlled automotive suspensions // *Comput. Control Eng. J.* 1994. Vol. 5, № 3. P. 143–148.
13. Gohrle C. et al. Design and Vehicle Implementation of Preview Active Suspension Controllers // *IEEE Trans. Control Syst. Technol.* 2014. Vol. 22, № 3. P. 1135–1142.
14. Победин А.В.. Перспективы использования динамических гасителей колебаний в подвесках тракторных кабин // *Тракторы и сельхозмашины.* 2014. № 11. С. 16–21.
15. Rolland L.Hardy. Multiquadric Equations of Topography and Other Irregular Surface // *J. Geophys. Res.* 1971. Vol. 76, № 8. P. 1905–1915.
- ly coupled sus-pension under random external disturbances. *Avtomobil'naya Promyshlennost'*. 1973. No 9, pp. 18–21.
5. Suhorukov A.V. Upravlenie dempfruyushchimi elementami v sisteme podressorivaniya bystrohodnoj gusenichnoj mashiny: Diss. ... kand. tekhn. nauk [Control of damping elements in the suspension system of a high-speed tracked vehicle: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. *Special'nost' 05.05.03 – Avtomobili i traktory.* Moscow, 2003. 204 p.
6. Bentkus V. A Lyapunov-type Bound in R d. *Theory Probab. Its Appl.* 2005. Vol. 49. No 2, pp. 311–323.
7. Cherry A. S., Jones R. P. Fuzzy logic control of an automotive suspension systems. *IEE Proc Control Theory Appl.* 1995. Vol. 142. No 2, pp. 149–160.
8. Kuz'min V.A., Fedotkin R.S., Kryuchkov V.A. Artificial neural network to justify the parameters of the tractor running systems. *Sel'skohozyajstvenny Mashiny i Tekhnologii.* 2017. No 4, pp. 24–30.
9. YU F., Crolla D.A. State Observer Design for an Adaptive Vehicle Suspension. *Veh. Syst. Dyn.* 1998. Vol. 30. No 6, pp. 457–471.
10. Venhovens P.J.T. The Development and Implementation of Adaptive Semi-Active Suspension Control*. *Veh. Syst. Dyn.* 1994. Vol. 23. No 1, pp. 211–235.
11. Chalasani R.M. Ride performance potential of active suspension systems - part ii: comprehensive analysis based on a full-car model. *Am. Soc. Mech. Eng. Appl. Mech. Div. AMD.* 1986. Vol. 80, pp. 205–234.
12. Williams R.A. Electronically controlled automotive suspensions. *Comput. Control Eng. J.* 1994. Vol. 5. No 3, pp. 143–148.
13. Gohrle C. et al. Design and Vehicle Implementation of Preview Active Suspension Controllers. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.* 2014. Vol. 22. No 3, pp. 1135–1142.
14. Pobedin A.V. Prospects for the use of dynamic vibration dampers in the suspension of tractor cabins. *Traktory i sel'hozmashiny.* 2014. No 11, pp. 16–21.
15. Rolland L.Hardy. Multiquadric Equations of Topography and Other Irregular Surface. *J. Geophys. Res.* 1971. Vol. 76. No 8, pp. 1905–1915.

References

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ СИДЕНЬЯ ТРАКТОРА

IMPROVING THE DESIGN OF THE TRACTOR SEAT

Е.В. ДМИТРИЕВА
А.А. МЯКИШЕВ, к.т.н.

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Ижевская государственная сельскохозяйственная
академия», Ижевск, Россия, info@izhgsha.ru

E.V. DMITRIEVA
A.A. MYAKISHEV, PhD in Engineering

Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia,
info@izhgsha.ru

На сегодняшний день фундаментальной и важнейшей задачей развития сельского хозяйства страны является создание безопасных условий труда, которые могли бы обеспечить максимальную эффективность и результативность сельскохозяйственных работ. Несомненно, без соблюдения охраны труда возрастает риск для жизни и здоровья работников села, в особенности трактористов, что выражается в существенном увеличении процента профессиональных заболеваний. Серьезной проблемой при работе на тракторах является общая вибрация (вибрация, передающейся на тракториста через сиденье трактора), уровень которой превышает допустимую норму.

С целью улучшения условий труда при работе на тракторе предложена усовершенствованная конструкция сиденья трактора. Ее применение за счет установки гидравлического амортизатора и дополнительной пружины позволит добиться максимального гашения колебаний, воздействующих на сиденье и непосредственно на тракториста при движении по бездорожью.

Ключевые слова: конструкция, сиденье, трактор, условия труда, пружина, гидравлический амортизатор, колебания, вибрация, тракторист, уровень.

Nowadays the fundamental and most important task of the development of agriculture in the country is to create safe working conditions that could ensure maximum efficiency and effectiveness of agricultural work. Undoubtedly, without observing labor protection, the risk to the life and health of rural workers, especially tractor drivers, increases and this translates into a significant increase in the percentage of occupational diseases. A serious problem when working on tractors is the general vibration (vibration transmitted to the tractor driver through the tractor seat), which level exceeds the permissible limit.

In order to improve working conditions when working on a tractor, an improved design of the tractor seat is proposed. Its use due to the installation of a hydraulic shock absorber and an additional spring will allow maximum damping of vibrations acting on the seat and directly on the tractor driver when driving off-road.

Keywords: design, seat, tractor, working conditions, spring, hydraulic shock absorber, oscillations, vibration, tractor driver, level.

Введение

Анализ состояния условий труда и последствий влияния производственной деятельности на здоровье работающих показывает, что профессиональная структура заболеваемости работников АПК формируется в основном за счет двух профессий – механизаторов (50 %) и животноводов (свыше 30 %). Частота первичной инвалидности среди механизаторов в 1,7 раза выше, чем по отрасли в целом. В 80 % случаев их инвалидность устанавливается в возрасте до 50 лет, и за 10–12 лет до наступления пенсионного возраста 70 % стажированных и высококвалифицированных механизаторов оставляют работу тракториста-машиниста по болезни. Из-за низкого качества машин и механизмов механизаторы в большинстве своем гибнут на производстве или умирают от полученных заболеваний. По статистике понятно, что трактористы чаще всего работают на старых или изношенных тракторах [2].

Цель работы

Улучшение условий труда при работе на тракторе.

Методы и средства

В данной работе используется практический метод исследования условий труда. Измерения проводились на тракторах в условиях сельскохозяйственных предприятий Удмуртской республики. Полученные результаты по уровню общей вибрации на рабочем месте тракториста (в кабине трактора) представлены на рис. 1.

Для того чтобы понять, на сколько результаты превышают норму, нужно рассмотреть таблицу, где даны классы условий труда в за-

висимости от уровней локальной и общей вибрации и шума на рабочем месте в таблице [1].

По представленным данным можно сказать, что классы условий труда на рабочих местах трактористов колеблются от 3,1 до 3,2 – это вредные условия труда.

Все измерения проводились при помощи шумомера «Октава 110А». Фото оборудования представлено на рис. 2 [5].

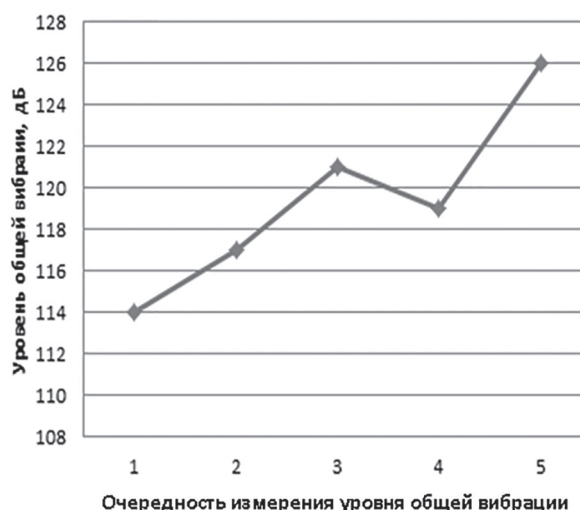


Рис. 1. Полученные результаты по уровню общей вибрации на рабочем месте тракториста



Рис. 2. Шумомер «Октава 110А»

Таблица

Классы условий труда в зависимости от уровней локальной и общей вибрации и шума на рабочем месте

Название фактора, показатель, единица измерения	Классы условий труда					
	Допустимый 2	Вредный				Опасный 4
		3.1	3.2	3.3	3.4	
Превышение ПДУ до ...дБ						
ВИБРАЦИЯ ЛОКАЛЬНАЯ Эквивалентный скорректированный уровень виброускорения, дБ	Не более ПДУ (126 дБ)	3	6	9	12	Более 12
ВИБРАЦИЯ общая Эквивалентный скорректированный уровень виброускорения, дБ	Не более ПДУ (112 дБ)	6	12	18	24	Более 24
Шум, эквивалентный уровень звука, дБА	Не более ПДУ (80 дБ)	5	15	25	35	Более 35

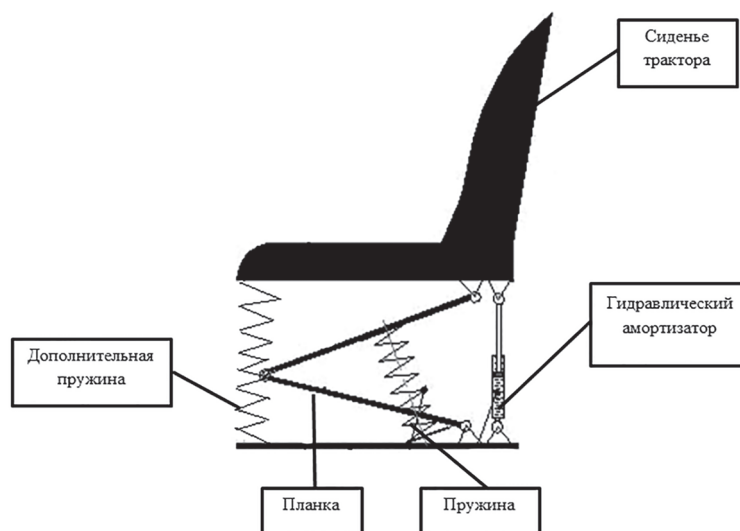


Рис. 3. Схема опытной подвески сиденья

После проведенного анализа способов по улучшению условий труда трактористов было решено, что усовершенствование конструкции сиденья трактора – лучший вариант для осуществления идеи [3]. Поэтому предлагается схема новой подвески (рис. 3). Подвеска сиденья состоит из: гидравлического амортизатора, пружины, верхней и нижней планки и дополнительной пружины [1].

Новая конструкция сиденья трактора должна при езде по бездорожью максимально поглощать удары. Чтобы провести анализ влияния новой конструкции на работу трактористов, составлена схема (рис. 4), на основании которой будет описываться математическая модель этого движения.

Пружина, поставленная на переднюю часть сиденья трактора, будет смещаться и амортизировать удары по оси X_1 . Она должна предотвратить «гуляние» сиденья и повысить устойчивость к колебаниям и ударам при езде по бездорожью и горной местности. Такая дополнительная защита от вибрации обеспечит комфортную езду и предотвратит быструю утомляемость трактористов [3]. Гидравлический амортизатор также обеспечит дополнительную защиту от укачиваний и вибрации [4].

Основным элементом представленной схемы опытной подвески является пневмопоршневой упругий элемент – амортизатор, который крепится при помощи болтов к основанию сиденья трактора и к каркасу (рис. 5).

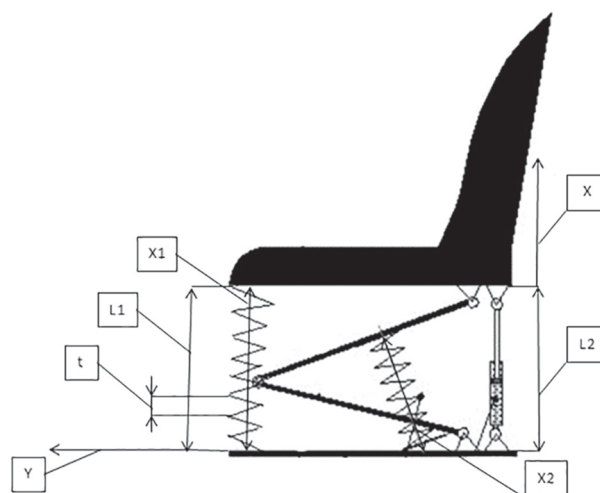


Рис. 4. Схема для проведения анализа влияния новой конструкции на технологический процесс: X, Y – координатные оси; L_1, L_2 – длина пружины и амортизатора; t – шаг пружины; X_1, X_2 – оси перемещения пружин

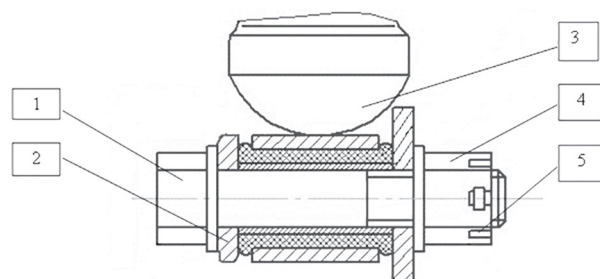


Рис. 5. Схема крепления амортизатора в разрезе: 1 – болт, 2 – корпус сиденья, 3 – амортизатор, 4 – шайба, 5 – гайка

Выводы

На основании проведенных исследований новой подвески сиденья колесного трактора целесообразно рекомендовать использовать полученные результаты при проектировании подвесок сиденья с амортизатором [4]. Это обеспечит снижение вредного воздействия транспортной вибрации на тракториста и повышение эксплуатационной скорости движения трактора по бездорожью. Плюс ко всему вышесказанному:

- увеличится трудовое долголетие трактористов;
- уменьшаться перерывы в работе, так как механизаторы будут меньше уставать;
- увеличится концентрация внимания трактористов, а значит, впоследствии уменьшаться аварии и несчастные случаи. [1]

Бесспорно, такие изменения увеличат качество работы трактористов. Будет перевод классов условий труда по вредности из 3.2 в 3.1 или 2 по общей вибрации, а это значит, что санитарно-гигиенические показатели улучшатся.

Литература

1. Р 2.2.2006-05.2.2. Гигиена труда. Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда (утв. Главным государственным санитарным врачом РФ 29.07.2005) / Федеральная служба по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека. М: Изд-во стандартов, 2006.
2. Трудовые ресурсы АПК. URL: <http://docs.cntd.ru/document/902263414> (дата обращения 05.02.2019).
3. Поливаев О.И., Юшин А.Ю. Снижение воздействия транспортной вибрации на операторов мобильных энергетических средств. Воронеж, 2008. С. 103–107.
4. Мякишев А.А., Ушкова О.Ю. Безопасность труда при ремонте и обслуживании техники: учебное

пособие. Ижевская государственная сельскохозяйственная академия, 2012. 87 с.

5. Мякишев А.А., Тюбина С.Н. Специальная оценка условий труда в сельскохозяйственном производстве: учебное пособие. Ижевская государственная сельскохозяйственная академия, 2014. 49 с.

References

1. Р 2.2.2006-05.2.2. Gigena truda. Rukovodstvo po gigenicheskoj ocenke faktorov rabochej sredy i trudovo-go processa. Kriterii i klassifikaciya uslovij truda (utv. Glavnym gosudarstvennym sanitarnym vrachom RF 29.07.2005). Federal'naya sluzhba po nadzoru v sfere zashchity prav potrebitelej i blagopoluchiya cheloveka [Occupational health. Guidelines for hygienic assessment of working environment and labor process factors. Criteria and classification of working conditions (approved by the Chief State Sanitary Doctor of the Russian Federation on July 29, 2005) / Federal Service for Supervision of Consumer Rights Protection and Human Well-Being]. Moscow: Izd-vo standartov Publ., 2006.
2. Trudovye resursy APK [The labor resources of the agro-industrial complex]. URL: <http://docs.cntd.ru/document/902263414> (05.02.2019)
3. Polivaev O.I., YUshin A.YU. Reducing the effects of vehicle vibration on mobile energy operators. Voronezh, 2008. 103–107 p.
4. Myakishev A.A., Ushkova O.YU. Bezopasnost' truda pri remonte i obsluzhivanii tekhniki: uchebnoe posobie [Safety at equipment repair and maintenance: training manual]. Izhevskaya gosudarstvennaya sel'skohozyajstvennaya akademiya Publ., 2012. 87 p.
5. Myakishev A.A., Tyubina S.N. Special'naya ocenka uslovij truda v sel'skohozyajstvennom proizvodstve: uchebnoe posobie [Special assessment of working conditions in agricultural production: training manual]. Izhevskaya gosudarstvennaya sel'skohozyajstvennaya akademiya Publ., 2014. 49 p.

ВЛИЯНИЕ УГЛОВОЙ ДЕМПФИРУЮЩЕЙ СВЯЗИ НА КОЛЕБАНИЯ ТРЕХОСНОЙ ДВУХСЕКЦИОННОЙ БЕСПОДВЕСОЧНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

INFLUENCE OF ANGULAR DAMPING COUPLING ON THE VIBRATIONS OF A TRIAXIAL TWO-SECTION NON-SUSPENSION WHEELED VEHICLE

В.В. НОВИКОВ, д.т.н.
А.В. ПОЗДЕЕВ, к.т.н.

Волгоградский государственный технический университет,
Волгоград, Россия, pozdeev.vstu@gmail.com

V.V. NOVIKOV, DSc in Engineering
A.V. POZDEEV, PhD in Engineering
Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia,
pozdeev.vstu@gmail.com

Статья посвящена исследованию влияния угловой демпфирующей связи (УДС) на колебания трехосной двухсекционной бесподвесочной колесной машины. Для оценки влияния демпфера в узле сочленения на колебания такой машины в работе рассматриваются три варианта сочетания параметров системы поддрессирования и УДС: колесная сочлененная машина с подвеской и без УДС; колесная сочлененная машина без подвески и без УДС; колесная сочлененная машина без подвески и с УДС. На основе общепринятых допущений линейной теории поддрессирования приведены расчетная схема и математическая модель угловых колебаний трехосной двухсекционной бесподвесочной колесной машины с УДС в узле сочленения. В ходе аналитического решения найдены выражения коэффициента усиления колебаний для угла складывания одинаковых секций и определены их максимальные значения в резонансе. Также для рассматриваемых вариантов определены отношения коэффициентов усиления угловых колебаний в резонансе и выражения для относительного коэффициента затухания колебаний по углу складывания секций. Представлены расчетные амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) угла складывания секций для различных сочетаний параметров УДС при наличии и отсутствии поддрессирования секций машины. Установлено, что введение УДС для колесной бесподвесочной машины позволяет уменьшить амплитуду угловых колебаний в резонансе в 10 раз. А при применении колес, жесткость которых равна жесткости подвески, для бесподвесочных сочлененных машин возможно еще большее уменьшение угловых колебаний до коэффициента динамичности, равного 1,7. При этом угловой демпфер для бесподвесочной машины, неупругое сопротивление которого равно суммарной мощности всех 8 амортизаторов поддрессированной машины, обеспечивает более малые угловые колебания во всем частотном диапазоне кинематического возмущения со стороны дороги. Предложенную сочлененную схему компоновки бесподвесочных машин с УДС целесообразно использовать для разработки перспективной колесной техники, например тракторов и большегрузных автомобилей, имеющих колеса большого диаметра.

Ключевые слова: бесподвесочная колесная машина, сочлененная схема, угловая демпфирующая связь, амплитудно-частотная характеристика, плавность хода.

This article is devoted to the study of the influence of angular damping coupling (ADC) on the vibrations of a triaxial two-section non-suspension wheeled vehicle. To assess the effect of the damper in the articulation unit on the vibrations of such a vehicle, three options for combining the parameters of the suspension system and the ADC are considered: wheeled articulated vehicle with suspension and without ADC; wheeled articulated vehicle without suspension and without ADC; wheeled articulated vehicle without suspension and with ADC. Based on the generally accepted assumptions of the linear theory of suspension, a calculation scheme and a mathematical model of the angular oscillations of a triaxial two-section non-suspension wheeled vehicle with ADC in the articulation unit are presented. During finding analytical solution, expressions for the gain of oscillations for the folding angle of identical sections were found and their maximum values in resonance were determined. For the considered options, the ratios of the amplification coefficients of the angular oscillations in resonance and the expressions for the relative damping coefficient of the oscillations along the folding angle of the sections are determined. The calculated amplitude-frequency characteristics (AFC) of the folding angle of the sections for various combinations of ADC parameters in the presence and absence of suspension of the vehicle sections are presented. It is established that the introduction of ADC for a wheeled non-suspension vehicle allows one to reduce the amplitude of angular oscillations in resonance by 10 times. And, when using wheels, the rigidity of which is equal to the stiffness of the suspension, for non-suspension articulated vehicles, an even greater decrease in angular oscillations to a dynamic coefficient of 1,7 is possible. At the same time, the angular damper for the non-suspension vehicle, the inelastic resistance of which is equal to the total power of all 8 shock absorbers of the sprung vehicle, provides smaller angular oscillations in the entire frequency range of the kinematic disturbance on the side of the road. It is advisable to use the proposed articulated layout arrangement of non-suspension vehicle with UDS for developing promising wheeled vehicles, for example, tractors and heavy vehicles with large-diameter wheels.

Keywords: suspensionless wheeled vehicle, articulated circuit, angular damping coupling, frequency response, smoothness.

Введение

В транспортной технике имеется большой класс колесных машин, не имеющих основной системы поддрессоривания. Такие бесподвесочные машины проще по конструкции, однако их плавность хода значительно хуже, чем у машин с традиционным поддрессориванием, включающим упругий и демпфирующие элементы. Последнее связано с тем, что шины колес обеспечивают слабое гашение колебаний, поскольку имеют более высокую жесткость упругой характеристики и значительно меньшее неупругое сопротивление. Поэтому относительный коэффициент затухания колебаний бесподвесочных колесных машин составляет всего 0,03...0,05, что в 5...10 раз меньше, чем у современных автомобилей.

Одним из наиболее эффективных способов повышения плавности хода вездеходных гусеничных и колесных машин, в том числе бесподвесочных колесных машин, является применение сочлененных схем компоновки рамы машины с введением угловой демпфирующей связи (УДС) секций [1–30].

Цель исследований

Оценка влияния угловой демпфирующей связи на колебания трехосной двухсекционной бесподвесочной колесной машины.

Методы и средства проведения исследований

Для оценки влияния демпфера в узле сочленения на колебания такой машины ниже рассмотрены три варианта сочетания параметров системы поддрессоривания и УДС:

- 1) поддрессоренная колесная сочлененная машина без УДС;
- 2) бесподвесочная колесная сочлененная машина без УДС;
- 3) бесподвесочная колесная сочлененная машина с УДС.

Поставленная цель достигается в результате исследования математической модели сочлененной колесной машины с УДС, при разработке которой за исходную более общую колебательную расчетную модель принималась трехосная двухсекционная сочлененная 6-и колесная поддрессоренная машина с УДС (рис. 1).

Для данной расчетной схемы справедливы следующие допущения:

- 1) корпус двухсекционной машины состоит из двух абсолютно жестких тел с одинаковыми массами M и моментами инерции J относительно осей, проходящих через центр масс каждого тела;
- 2) расстояния l от центра масс каждой секции до передних и задних колес одинаковы для каждой секции и при колебаниях корпуса не меняются;
- 3) расстояния L от узла сочленения секций до центра масс каждой секции при колебаниях корпуса не меняются;
- 4) на крайних осях машины с каждого борта установлены по одному колесу, а на средней оси – сдвоенные колеса;
- 5) коэффициенты жесткости шин одинаковы для всех колес и постоянны ($c = \text{const}$);
- 6) коэффициенты сопротивления шин одинаковы для всех колес и постоянны ($r = \text{const}$);
- 7) в узле сочленения на плече $h_{\text{ш}}$ установлен амортизатор, имеющий постоянный коэффициент сопротивления шарнира $r_{\text{ш}}$;

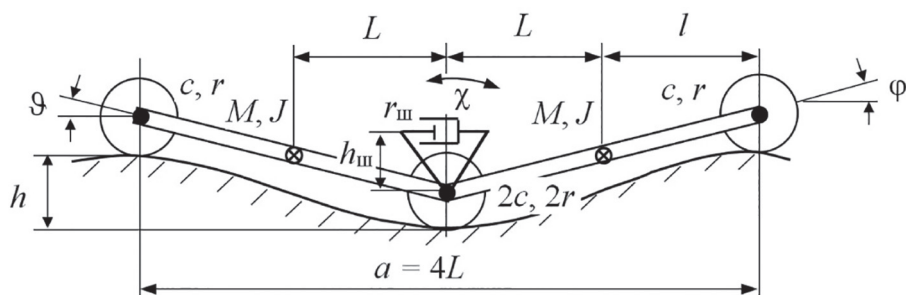


Рис. 1. Расчетная схема трехосной двухсекционной сочлененной машины с УДС:

M – масса каждой секции; J – момент инерции каждой секции; l – расстояние от центра масс каждой секции до передних и задних колес; L – расстояние от центра масс каждой секции до узла сочленения секций; c – приведенная жесткость упругой характеристики подвески колеса; r – приведенный коэффициент сопротивления подвески колеса; $h_{\text{ш}}$ – плечо амортизатора в узле сочленения; $r_{\text{ш}}$ – приведенный коэффициент углового сопротивления в узле сочленения; χ – угол складывания секций; θ – угол поворота первой секции; φ – угол поворота второй секции; h – высота (сдвоенная амплитуда) синусоидального кинематического возмущения со стороны дороги

8) скорость узла сочленения в направлении движения постоянна ($v = \text{const}$);

9) профили местности под левой и правой колесей движения машины одинаковы, т.е. профиль дороги симметричен и имеет гармонический вид;

10) связь колес с грунтом не нарушается.

Для изучения свойств данной расчетной схемы воспользуемся результатами аналитического исследования колебаний более сложной двухсекционной многоопорной подрессоренной машины с угловой упругодемпфирующей связью (УУДС), приведенными в работах [1, 8], которые получены для случая симметричности линейной системы подрессоривания и одинаковости собственных частот и коэффициентов демпфирования по угловым координатам каждой секции.

В общем виде для колебательной системы на рис. 1 дифференциальное уравнение и его решение для угла складывания секций χ имеют следующий вид:

$$\ddot{\chi} + 2\varepsilon_{\chi j} \dot{\chi} + k_{\chi j}^2 \chi = \frac{hQ_{\chi j}}{2} \sin(\omega t + \gamma_{\chi j}), \quad (1)$$

$$\chi_j = A_{\chi j} \sin(\omega t + \gamma_{\chi j} + \delta_{\chi j}), \quad (2)$$

$$A_{\chi j} = \frac{hQ_{\chi j}}{2\sqrt{(k_{\chi j}^2 - \omega^2)^2 + 4\varepsilon_{\chi j}^2 \omega^2}}, \quad (3)$$

где j – индекс сравниваемых вариантов ($j = 1, 2$ и 3); $\varepsilon_{\chi j}$ – коэффициент затухания угловых колебаний по координате χ для j -го варианта; $k_{\chi j}$ – собственная частота угловых колебаний машины по углу χ ($\chi = \varphi - \vartheta$) для j -го варианта; $hQ_{\chi j}/2$ – амплитуда силовой функции для j -го варианта; $\gamma_{\chi j}$ – фазовый сдвиг функции $Q_{\chi j}$ относительно профиля дороги для j -го варианта; $\delta_{\chi j}$ – фазовый сдвиг колебаний машины по углу χ относительно функции $Q_{\chi j}$ для j -го варианта; ω – угловая частота колебаний.

Для получения аналитических соотношений, позволяющих сравнивать перечисленные выше варианты, рассмотрим частный случай (рис. 1), когда в пределах каждого варианта осевые моменты инерции, собственные частоты и коэффициенты затухания угловых колебаний секций по координатам φ , ϑ и χ одинаковы:

$$J_1 = J_2 = J;$$

$$k_{\chi j} = k_{\varphi j} = k_{\vartheta j} = k_j = 4c_j l^2 / J,$$

$$2\varepsilon_{\varphi j} = 2\varepsilon_{\vartheta j} = 2\varepsilon_j = 4r_j l^2 / J,$$

$$2\varepsilon_{\chi j} = 2\varepsilon + 2r_{\text{ш}j} / J, \quad (4)$$

где J_1, J_2 – осевые моменты инерции первой и второй секций, равные J ; $k_{\varphi j}, k_{\vartheta j}$ – собственные частоты колебаний первой и второй секций машины по углам φ и ϑ , равные k_j для j -го варианта; $\varepsilon_{\varphi j}, \varepsilon_{\vartheta j}$ – коэффициенты затухания угловых колебаний по координатам φ и ϑ , равные ε_j для j -го варианта; c_j – приведенная жесткость упругой характеристики подвески и шины для одного колеса для j -го варианта; r_j – приведенный коэффициент неупругого сопротивления подвески и шины для одного колеса для j -го варианта; l – расстояние от центра масс секции до осей колес и шарнира; $r_{\text{ш}j}$ – приведенный коэффициент углового неупругого сопротивления в шарнире, создаваемого амортизатором, установленным на плече $h_{\text{ш}}$, для j -го варианта.

Для *первого варианта* трехосной двухсекционной сочлененной подрессоренной машины при $c_j = c, r_j = r$ и отсутствии УДС ($r_{\text{ш}} = 0$):

$$k_{\chi 1} = k_1 = 4c_1 l^2 / J,$$

$$2\varepsilon_{\chi 1} = 2\varepsilon_1 = 4r_1 l^2 / J,$$

$$Q_{\chi 1} = \frac{2}{l} \sqrt{k_1^4 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2},$$

$$A_{\chi 1} = \frac{h}{2} \sqrt{\frac{k_1^4 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2}{(k_1^2 - \omega^2)^2 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2}}. \quad (5)$$

Обозначим: ν_1 – относительная частота, $\nu_1 = \omega / k_1$; σ_1 – относительный коэффициент затухания, $\sigma_1 = 2\varepsilon_1 / k_1$; $\beta_{\chi 1}$ – коэффициент динамичности, $\beta_{\chi 1} = \frac{A_{\chi 1}}{h/2}$.

Тогда для первого варианта трехосной двухсекционной сочлененной подрессоренной машины и при отсутствии УДС коэффициент динамичности:

$$\beta_{\chi 1} = \sqrt{\frac{1 + \nu_1^2 \sigma_1^2}{(1 - \nu_1^2)^2 + \nu_1^2 \sigma_1^2}}, \quad (6)$$

а его максимальное значение в резонансе ($\nu_1 = 1$):

$$\beta_{\chi 1 \text{max}} = \sqrt{\frac{1 + \sigma_1^2}{\sigma_1^2}} \approx \frac{1}{\sigma_1}. \quad (7)$$

Для *второго варианта* трехосной двухсекционной сочлененной колесной бесподвесочной машины жесткость шины больше приведенной

жесткости подвески по первому варианту в b раз, а коэффициент неупругого сопротивления шины, наоборот, в a раз меньше приведенного коэффициента сопротивления подвески поддрессоренной машины, т.е.

$$c_2 = b \cdot c_1, \text{ где } b > 1, \\ r_2 = a \cdot c_1, \text{ где } a < 1.$$

С учетом последних обозначений для сочлененной бесподвесочной колесной машины без УДС ($r_{\text{ш}} = 0$):

$$k_{\chi 2}^2 = bk_1^2, \quad 2\varepsilon_{\chi 2} = a2\varepsilon_1, \\ Q_{\chi 2} = \frac{2}{l} \sqrt{b^2 k_1^4 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2 a^2}, \\ A_{\chi 2} = \frac{h}{2} \sqrt{\frac{b^2 k_1^4 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2 a^2}{(bk_1^2 - \omega^2)^2 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2 a^2}}. \quad (8)$$

Тогда для второго варианта трехосной двухсекционной сочлененной бесподвесочной машины без УДС коэффициент динамичности:

$$\beta_{\chi 2} = \sqrt{\frac{b^2 + v_1^2 \sigma_1^2 a^2}{(b - v_1^2)^2 + v_1^2 \sigma_1^2 a^2}}, \quad (9)$$

а его максимальное значение в резонансе ($v_1 = \sqrt{b}$):

$$\beta_{\chi 2 \max} = \sqrt{\frac{b + \sigma_1^2 a^2}{\sigma_1^2 a^2}} \approx \frac{\sqrt{b}}{\sigma_1 a}. \quad (10)$$

В *третьем варианте* установка амортизатора в узле сочленения секций приводит к увеличению гашения угловых колебаний, поскольку он в соответствии с формулой (4) работает параллельно с неупругим сопротивлением шин. Предположим, что амортизатор узла сочленения обеспечивает в n раз более мощное сопротивление, чем амортизатор подвески одного колеса в первом варианте. Тогда:

$$r_{\text{ш}} = r_1 n h_{\text{ш}}^2, \\ 2\varepsilon_{\chi 3} = a2\varepsilon_1 + \frac{2r_1 n h_{\text{ш}}^2}{J} = a2\varepsilon_1 + \frac{2r_1 n h_{\text{ш}}^2 \varepsilon_1}{2r_1 l^2} = \\ = a2\varepsilon_1 + \frac{n h_{\text{ш}}^2 \varepsilon_1}{l^2} = 2\varepsilon_1 \left(a + \frac{n h_{\text{ш}}^2}{2l^2} \right).$$

Обозначим: $A = a + \frac{n h_{\text{ш}}^2}{2l^2}$. С учетом этого обозначения для трехосной двухсекционной сочлененной бесподвесочной машины с УДС:

$$k_{\chi 3}^2 = bk_1^2, \quad 2\varepsilon_{\chi 3} = A2\varepsilon_1, \\ Q_{\chi 3} = \frac{2}{l} \sqrt{b^2 k_1^4 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2 a^2},$$

$$A_{\chi 3} = \frac{h}{2} \sqrt{\frac{b^2 k_1^4 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2 a^2}{(bk_1^2 - \omega^2)^2 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2 a^2}}. \quad (11)$$

Тогда для третьего варианта трехосной двухсекционной сочлененной бесподвесочной машины с УДС коэффициент динамичности:

$$\beta_{\chi 3} = \sqrt{\frac{b^2 + v_1^2 \sigma_1^2 a^2}{(b - v_1^2)^2 + v_1^2 \sigma_1^2 a^2}}, \quad (12)$$

а его максимальное значение в резонансе ($v_3 = \sqrt{b}$):

$$\beta_{\chi 3 \max} = \sqrt{\frac{b + \sigma_1^2 a^2}{\sigma_1^2 a^2}} \approx \frac{\sqrt{b}}{\sigma_1 a}. \quad (13)$$

Для сравнения трех рассмотренных выше вариантов сочетаний параметров поддрессоривания и сочленения секций найдем отношения максимальных коэффициентов усиления угловых колебаний в резонансах:

$$\mu_{\chi 21} = \frac{\beta_{\chi 2 \max}}{\beta_{\chi 1 \max}} = \sqrt{\frac{b + \sigma_1^2 a^2}{(\sigma_1^2 + 1)a^2}} \approx \frac{1}{a} \sqrt{\frac{b}{\sigma_1^2 + 1}}, \quad (14)$$

$$\mu_{\chi 23} = \frac{\beta_{\chi 2 \max}}{\beta_{\chi 3 \max}} = \frac{A}{a} = 1 + \frac{n h_{\text{ш}}^2}{2l^2 a^2}, \quad (15)$$

$$\mu_{\chi 31} = \frac{\beta_{\chi 3 \max}}{\beta_{\chi 1 \max}} = \frac{1}{A} \sqrt{\frac{b + \sigma_1^2 a^2}{\sigma_1^2 + 1}} \approx \frac{1}{A} \sqrt{\frac{b}{\sigma_1^2 + 1}}. \quad (16)$$

Из последней зависимости можно найти условие равенства коэффициентов усиления колебаний в резонансах для сочлененной поддрессоренной колесной машины без УДС и сочлененной бесподвесочной колесной машины с УДС. При $\mu_{\chi 31} = 1$ и известных параметрах $l, h_{\text{ш}}, b, a, \sigma_1$ в узле сочленения бесподвесочной трехосной колесной машины должен быть установлен демпфер, эквивалентный следующему числу амортизаторов подвески поддрессоренной сочлененной машины без УДС:

$$n = \frac{2l^2}{h_{\text{ш}}^2} \left[\sqrt{\frac{b + \sigma_1^2 a^2}{\sigma_1^2 + 1}} - a \right] \approx \frac{2l^2}{h_{\text{ш}}^2} \left[\sqrt{\frac{b}{\sigma_1^2 + 1}} - a \right]. \quad (17)$$

Например, если $\sigma = 0,5, b = 4, a = 0,2, l = h_{\text{ш}}$, то $n = 3,2$; если же $l = 1,5h_{\text{ш}}$, то $n = 7,2$.

Таким образом, в обоих случаях мощность демпфера в узле сочленения двухсекционной бесподвесочной трехосной колесной машины с УДС оказалась меньше суммарной мощности неупругого сопротивления подвесок 8 колес сочлененной подрессоренной машины. И эта мощность тем меньше, чем больше плечо $h_{\text{ш}}$ установки демпфера в узле сочленения.

Относительные коэффициенты затухания колебаний по углу χ для трех рассмотренных вариантов определяются по следующим зависимостям:

$$\Psi_{\chi 1} = \frac{\varepsilon_1}{k_1}, \quad \Psi_{\chi 2} = \Psi_{\chi 1} \frac{a}{\sqrt{b}}, \quad \Psi_{\chi 3} = \Psi_{\chi 1} \frac{A}{\sqrt{b}},$$

где $\Psi_{\chi 1} = \sigma_1 / 2$ – коэффициент аperiodичности для первого варианта расчета.

Результаты и обсуждение

На рис. 2 представлены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) угловых колебаний трехосной двухсекционной сочлененной колесной машины с разным сочетанием параметров УДС (кривые 3, 4, 5 и 6). Для сравнения здесь также показаны АЧХ угловых колебаний подрессоренной сочлененной машины без УДС (кривые 1 и 2).

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы.

1. Введение УДС для колесной бесподвесочной машины позволяет уменьшить амплитуду угловых колебаний в резонансе в 10 раз (кривая 5). Причем эта амплитуда оказывается даже несколько меньше, чем амплитуда угловых колебаний у сочлененной подрессоренной машины без УДС (кривая 1) при одинаковых относительных коэффициентах затухания ($\Psi_{\chi} = 0,25$).

2. Увеличение коэффициента затухания за счет введения УДС уменьшает колебания не только в дорезонансной и резонансной зонах, но и в зарезонансной зоне.

3. Применение сочлененной схемы рамы машины с УДС особенно целесообразно для колесных тракторов и большегрузных автомобилей, шины которых имеют большие диаметр и высоту профиля, а значит, обеспечивают низкие частоты собственных колебаний (1,5...2,5 Гц), близкие к частотам собственных колебаний современных грузовых автомобилей.

4. При применении колес, жесткость которых будет равна жесткости подвески, для бесподвесочных сочлененных машин возможно еще большее уменьшение угловых колебаний, которые будут ниже во всем частотном диапазоне (кривая 6).

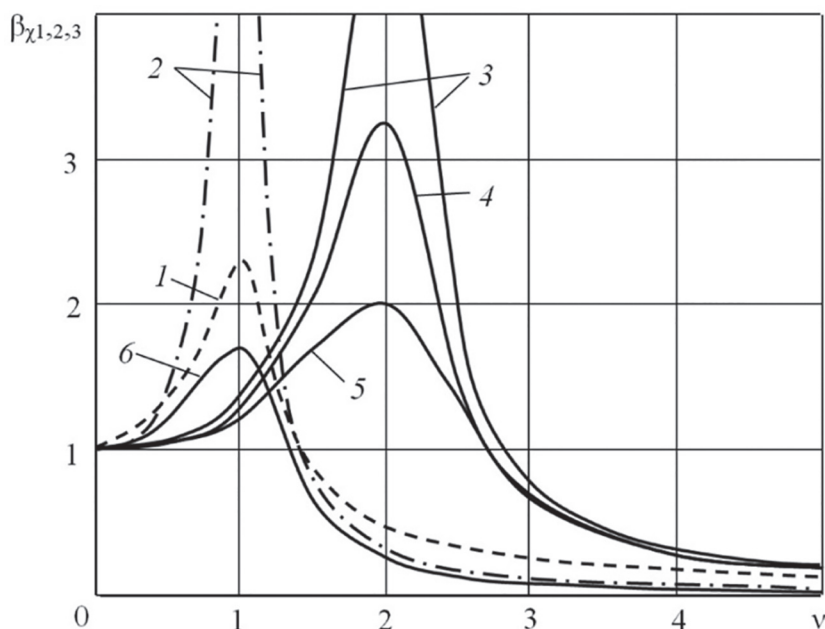


Рис. 2. АЧХ угловых колебаний трехосной двухсекционной сочлененной подрессоренной и неподдресоренной колесной машины с угловой демпфирующей связью и без нее:

- 1 – с подвеской без УДС при $\Psi_1 = 0,25$; 2 – с подвеской без УДС при $\Psi_1 = 0$; 3 – без подвески и без УДС при $\Psi_{\chi 2} = 0,025$ ($b = 4, a = 0,2$); 4 – без подвески с УДС при $\Psi_{\chi 3} = 0,15$ ($b = 4, a = 0,2, l = 2 \text{ м}; h_{\text{ш}} = 1 \text{ м}, n = 8$); 5 – без подвески с УДС при $\Psi_{\chi 3} = 0,25$ ($b = 4, a = 0,2, l = 1,5 \text{ м}; h_{\text{ш}} = 1 \text{ м}, n = 8$); 6 – без подвески с УДС при $\Psi_{\chi 3} = 0,3$ ($b = 1, a = 0,2, l = 2 \text{ м}; h_{\text{ш}} = 1 \text{ м}, n = 8$)

5. У колесных бесподвесочных сочлененных машин с УДС нет высокочастотного резонанса колес, что выгодно их отличает от поддресоренных автомобилей.

Заключение

Разработка трехосных двухсекционных бесподвесочных колесных машин с угловой демпфирующей связью в узле сочленения безусловно является перспективным и инновационным направлением создания машин такого класса. Данную колесную бесподвесочную технику целесообразно применять при выполнении сельскохозяйственных работ и в дорожном строительстве, а также они могут существенно упростить целый класс карьерных автосамосвалов типа БелАЗ, имеющих сложную пневмогидравлическую подвеску.

Литература

1. Котельников В.Н. Исследование колебаний двухзвенных сочлененных машин с угловой упруго-демпфирующей связью секций: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Волгогр. политехн. ин-т. Волгоград, 1978. 112 с.
2. Котельников В.Н., Колмаков В.И. Дифференциальные уравнения колебаний двухсекционной транспортной машины // Известия вузов. Машиностроение. 1978. № 6. С. 83–89.
3. Шмаков А.Ю. Прогнозирование характеристик криволинейного движения сочлененных машин: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Моск. гос. техн. ун-т им. Н.Э. Баумана. Москва, 2000. 200 с.
4. Осолков К.В. Первые отечественные сочлененные гусеничные машины – двухзвенные транспортеры «Витязь». Уфа: Слово, 2005. 280 с.
5. Лабзин В.А., Холопов В.Н. Лесные сочлененные гусеничные машины. СибГТУ. Красноярск, 2006. 246 с.
6. Лабзин В.А., Невзоров В.Н., Холопов В.Н. Теоретическое обоснование сцепного устройства сочлененной гусеничной машины // Вестник КрасГАУ. 2006. № 10. С. 222–228.
7. Лабзин В.А., Невзоров В.Н., Холопов В.Н. Анализ криволинейного движения сочлененной гусеничной машины // Вестник КрасГАУ. 2006. № 10. С. 228–231.
8. Колмаков В.И. Динамика сухопутных систем специального назначения. ВолГТУ. Волгоград, 2009. 324 с.
9. Сарач Е.Б. Разработка научных методов создания комплексной системы поддресоривания высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин: дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.03 / Моск. гос. техн. ун-т им. Н.Э. Баумана. Москва, 2010. 327 с.
10. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддресоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.
11. Баженов Е.Е. Разработка научных методов прогнозирования эксплуатационных свойств сочлененных наземных транспортно-технологических машин: дисс. ... докт. техн. наук: Нижегород. гос. техн. ун-т. Екатеринбург, 2011. 315 с.
12. Холопов В.Н., Лабзин В.А. Продольная устойчивость сочлененной машины для транспортировки пищевой продукции леса // Вестник КрасГАУ. 2012. № 8. С. 150–156.
13. Волосунов М.В., Шоль Н.Р., Будевич Е.А. Модель нового механизма поворота модульной сочлененной лесотранспортной машины, теоретическое и практическое обоснование конструкции // Вестник ПГТУ. Серия: Лес. экология. Природопользование. 2013. № 1. С. 57–62.
14. Портнова А.А., Котыкин С.В., Щербаков В.С. Результаты теоретических исследований математической модели автогрейдера с шарнирно-сочлененной рамой // Омский научный вестник. 2014. № 2 (130). С. 118–121.
15. Полетайкин В.Ф., Холопов В.Н., Лабзин В.А. Некоторые параметры движения сочлененной машины через выступающую неровность // Вестник КрасГАУ. 2014. № 9. С. 195–201.
16. Макуев В.А., Клубничкин В.Е., Клубничкин Е.Е., Шняков А.В. Переходный режим при повороте колесной шарнирно-сочлененной лесозаготовительной машины // Лесной вестник. 2015. № 1. С. 107–110.
17. Макуев В.А., Клубничкин В.Е., Клубничкин Е.Е., Шняков А.В. К вопросу оценки устойчивости шарнирно-сочлененного колесного шасси лесозаготовительной машины // Лесной вестник. 2015. № 1. С. 111–115.
18. Дубинин Е.А. Экспериментальная оценка устойчивости положения шарнирно-сочлененных колесных средств транспорта // Автомобильный транспорт (Украина). ХНАДУ. 2015. Вып. 36. С. 86–92.
19. Макаров В.С., Зезюлин Д.В., Зубов П.П., Беляков В.В., Колотилин В.Е., Куркин А.А. Обзор существующих конструкций сочлененных гусеничных машин и рекомендации по выбору их параметров // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2015. № 2 (109). С. 170–176.
20. Макаров В.С., Зезюлин Д.В., Беляков В.В., Куркин А.А., Клубничкин В.Е., Клубничкин Е.Е.

Анализ параметров сочлененных гусеничных машин // Беспилотные транспортные средства: проблемы и перспективы: сборник материалов 94 международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров. НГТУ им. Р.Е. Алексеева. Нижний Новгород, 2016. С. 195–198.

21. Карташов А.Б., Газизуллин Р.Л. Разработка вездеходных транспортных средств с шарнирно сочлененной несущей системой на базе серийного грузового автомобиля // Инженерный вестник. 2016. № 12. С. 97–108. URL: <http://engsi.ru/doc/852072.html> (дата обращения 25.02.2019).
 22. Степанов А. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости (начало) // Техника и вооружение. 2003. № 5. С. 37–40.
 23. Степанов А. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости (продолжение) // Техника и вооружение. 2003. № 8. С. 31–36.
 24. Степанов А., Уланов Р. О двухзвенных танках и тяжелых боевых машинах пехоты // Техника и вооружение. 2003. № 9. С. 25–29.
 25. Степанов А. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости (продолжение) // Техника и вооружение. 2003. № 9. С. 30–32.
 26. Степанов А. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости (продолжение) // Техника и вооружение. 2003. № 10. С. 42–44.
 27. Степанов А. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости (продолжение) // Техника и вооружение. 2003. № 11. С. 18–21.
 28. Степанов А. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости (продолжение) // Техника и вооружение. 2003. № 12. С. 34–39.
 29. Степанов А. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости (окончание) // Техника и вооружение. 2004. № 1. С. 40–44.
 30. Куртц Д.В., Николенко А.И., Усов О.А. Отечественные гусеничные транспортеры. Краткий обзор // Техника и вооружение. 2015. № 2. С. 7–17.
- References**
1. Kotel'nikov, V.N. Issledovanie kolebanij dvuhzvennyh sochlenennyh mashin s uglovoj uprugodempfiruyushchej svyaz'yu sekcij: diss. ... kandidata tekhnicheskikh nauk [Study of oscillations of two-link articulated machines with angular elastic-damping coupling of sections: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]: 05.05.03. Volgogr. politekhn. in-t. Volgograd, 1978. 112 p.
 2. Kotel'nikov V.N., Kolmakov V.I. Differential equations of oscillations of a two-section transport vehicle. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*. 1978. No 6, pp. 83–89.
 3. SHmakov A.YU. Prognozirovanie karakteristik krivolijnogo dvizheniya sochlenennyh mashin: diss. ... kandi-data tekhnicheskikh nauk [Prediction of the characteristics of the curved motion of articulated vehicles: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]: 05.05.03. Mosk. gos. tekhn. un-t im. N.E. Baumana. Moskva, 2000. 200 p.
 4. Oskolkov K.V. Pervye otchestvennye sochlenennyye gusenichnye mashiny – dvuhzvennyye transportery «Vityaz» [The first domestic articulated tracked vehicles – “Vityaz” two-link conveyors]. Ufa: Slovo, 2005. 280 p.
 5. Labzin V.A., Holopov V.N. Lesnye sochlenennyye gusenichnye mashiny [Forest articulated tracked vehicles]. Sib-GTU. Krasnoyarsk, 2006. 246 p.
 6. Labzin V.A., Nevzorov V.N., Holopov V.N. The theoretical rationale for the hitch articulated tracked vehicle. *Vestnik KrasGAU*. 2006. No 10, pp. 222–228.
 7. Labzin V.A., Nevzorov V.N., Holopov V.N. Analysis of the curved motion of an articulated tracked vehicle. *Vestnik KrasGAU*. 2006. No 10, pp. 228–231.
 8. Kolmakov, V.I. Dinamika suhoputnyh sistem special'nogo naznacheniya [Dynamics of special purpose land systems]. VolgGTU. Volgograd, 2009. 324 p.
 9. Sarach, E.B. Razrabotka nauchnyh metodov sozdaniya kompleksnoj sistemy podressorivaniya vysokopodviznyh dvuhzvennyh gusenichnyh mashin: diss. ... doktora tekhnicheskikh nauk [Development of scientific methods for creating an integrated suspension system for highly mobile two-link tracked vehicles: Dissertation for Degree of Dr.Eng.): 05.05.03. Mosk. gos. tekhn. un-t im. N.E. Baumana. Moscow, 2010. 327 p.
 10. Kotiev G.O., Sarach E.B. Kompleksnoe podressorivanie vysokopodviznyh dvuhzvennyh gusenichnyh mashin [Integrated suspension of highly mobile two-link tracked vehicles]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2010. 184 p.
 11. Bazhenov E.E. Razrabotka nauchnyh metodov prognozirovaniya ekspluatatsionnyh svoystv sochlenyonnyh nazemnyh transportno-tekhnologicheskikh mashin: diss. ... doktora tekhnicheskikh nauk [Development of scientific methods for predicting the

- operational properties of articulated ground transportation and technological vehicles: Dissertation for Degree of Dr.Eng.]: Nizhegor. gos. tekhn. un-t. Ekaterinburg Publ., 2011. 315 p.
12. Holopov V.N., Labzin V.A. Longitudinal stability of an articulated machine for transporting forest food products. *Vestnik KrasGAU*. 2012. No 8, pp. 150–156.
 13. Volosunov M.V., SHol' N.R., Budevich E.A. Model of a new turning mechanism for a modular articulated forest transport machine, theoretical and practical justification of the design. *Vestnik PGU. Seriya: Les. Ekologiya. Pri-rodopol'zovanie*. 2013. No 1, pp. 57–62.
 14. Portnova A.A., Kot'kin S.V., SHCHerbakov V.S. The results of theoretical studies of the mathematical model of a grader with articulated frame. *Omskij nauchnyj vestnik*. 2014. No 2 (130), pp. 118–121.
 15. Poletajkin V.F., Holopov V.N., Labzin V.A. Some parameters of the movement of an articulated vehicle through a protruding unevenness. *Vestnik KrasGAU*. 2014. No 9, pp. 195–201.
 16. Makuev V.A., Klubnichkin V.E., Klubnichkin E.E., SHnyakov A.V. Transitional mode when turning a wheel articulated forestry machine. *Lesnoj vestnik*. 2015. No 1, pp. 107–110.
 17. Makuev V.A., Klubnichkin V.E., Klubnichkin E.E., SHnyakov A.V. Assessing the stability of an articulated wheel chassis of a forestry machine. *Lesnoj vestnik*. 2015. No 1, pp. 111–115.
 18. Dubinin E.A. Experimental assessment of the stability of the position of articulated wheeled vehicles. *Avtomobil'nyj transport (Ukraina)*. HNADU. 2015. Vyp. 36, pp. 86–92.
 19. Makarov V.S., Zezyulin D.V., Zubov P.P., Belyakov V.V., Kolotilin V.E., Kurkin A.A. Overview of existing designs of articulated tracked vehicles and recommendations for choosing their parameters. *Trudy NGTU im R.E. Alekseeva*. 2015. No 2 (109), pp. 170–176.
 20. Makarov V.S., Zezyulin D.V., Belyakov V.V., Kurkin A.A., Klubnichkin V.E., Klubnichkin E.E. Analysis of the parameters of articulated tracked vehicles // *Unmanned vehicles: problems and prospects: proceedings of the 94th International scientific and technical conference of the Association of Automotive Engineers*. NGTU im. R.E. Alekseeva. Nizhnij Novgorod. 2016, pp. 195–198.
 21. Kartashov A.B., Gazizullin R.L. Development of cross-country vehicles with articulated carrier system based on a production truck. *Inzhenernyj vestnik*. 2016. No 12, pp. 97–108. URL: <http://engsi.ru/doc/852072.html>. (accessed 25.02.2019).
 22. Stepanov A. Articulated tracked and wheeled vehicles of high cross-country passability (the beginning). *Tekhnika i vooruzhenie*. 2003. No 5, pp. 37–40.
 23. Stepanov A. Articulated tracked and wheeled vehicles of high cross-country passability (the continuation). *Tekhnika i vooruzhenie*. 2003. No 8, pp. 31–36.
 24. Stepanov A., Ulanov R. Two-link tanks and heavy infantry fighting vehicles. *Tekhnika i vooruzhenie*. 2003. No 9, pp. 25–29.
 25. Stepanov A. Articulated tracked and wheeled vehicles of high cross-country passability (the continuation). *Tekhnika i vooruzhenie*. 2003. No 9, pp. 30–32.
 26. Stepanov A. Articulated tracked and wheeled vehicles of high cross-country passability (the continuation). *Tekhnika i vooruzhenie*. 2003. No 10, pp. 42–44.
 27. Stepanov A. Articulated tracked and wheeled vehicles of high cross-country passability (the continuation). *Tekhnika i vooruzhenie*. 2003. No 11, pp. 18–21.
 28. Stepanov A. Articulated tracked and wheeled vehicles of high cross-country passability (the continuation). *Tekhnika i vooruzhenie*. 2003. No 12, pp. 34–39.
 29. Stepanov A. Articulated tracked and wheeled vehicles of high cross-country passability (the continuation). *Tekhnika i vooruzhenie*. 2004. No 1, pp. 40–44.
 30. Kurtc D.V., Nikolenko A.I., Usov O.A. Domestic tracked conveyors. Short review. *Tekhnika i vooruzhenie*. 2015. No 2, pp. 7–17.

ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ МОТОРНЫХ МАСЕЛ ПО КРАЕВОМУ УГЛУ СМАЧИВАНИЯ

PERFORMANCE ASSESSMENT OF MOTOR OILS BY THE WETTING ANGLE

**В.В. ВАХРУШЕВ
С.О. ЧЕРЕПАХИН**

Сибирский научно-исследовательский институт
механизации и электрификации сельского хозяйства
СФНЦА РАН, пос. Краснообск, Новосибирский р-н,
Новосибирская обл., Россия, my-disk21@yandex.ru

**V.V. VAHRUSHEV
S.O. CHEREPAHIN**

Siberian Research Institute of Mechanization and Electrification
of Agriculture of the Siberian Federal Scientific Center
for Agrobiotechnology of the Russian Academy of Sciences,
Krasnoobsk, Russia, my-disk21@yandex.ru

Проблемы, связанные с повышением надежности и долговечности двигателей внутреннего сгорания в значительной степени зависят от качества используемых топливно-смазочных материалов. Одним из показателей качества работающего моторного масла является краевой угол смачивания. Он позволяет оценить загрязненность масла нерастворимыми продуктами и способность масел их диспергировать. Метод заключается в определении диспергирующе-стабилизирующих свойств работающего моторного масла, степени загрязнения масла по краевому углу смачивания масла на поверхности субстрата. Моторное масло является коллоидной жидкостью, которая делится на слои. В верхней части капли находится присадка, которая коагулирует твердые загрязнители, в нижней части – базовое масло с жидким загрязнителем. Такой способ обеспечивает однозначную оценку диспергирующих и стабилизирующих свойств работающих масел, поскольку учитывается угол смачивания в разных слоях капли моторного масла. Загрязненности моторного масла механическими примесями, характеризующие диспергирующие свойства работающего моторного масла, определяются углом в верхнем слое моторного масла. Оценка краевого угла смачивания заключается в определении границ растекания моторного масла по поверхности субстрата. Экспериментальные исследования показали, что: угол смачивания работоспособного моторного масла на поверхностях изменяется в пределах: на стальном субстрате – от 5,36 до 20,62°; на медном субстрате – от 7,45° до 20,39°; на субстрате подшипника скольжения – от 6,62° до 11,73°. Однако по результатам исследования было выявлено, что субстрат, изготовленный из подшипника скольжения, смачивается при любом содержании загрязнителей. Из этого следует, что за критерий краевого угла смачивания необходимо принимать субстраты на основе стали (чугуна) и меди, поскольку они в большей мере отражают диагностический признак.

Ключевые слова: краевой угол смачивания, охлаждающая жидкость, тосол, моторное топливо, субстрат, масляная пленка.

The problems associated with improving the reliability and durability of internal combustion engines largely depend on the quality of the fuel and lubricants used. One of the indicators of the quality of working engine oil is the wetting angle. It allows to assess the contamination of the oil with insoluble products and the ability of oils to disperse them. The method consists in determining the dispersing-stabilizing properties of a working engine oil, the degree of oil pollution by the contact angle of oil wetting on the surface of the substrate. Motor oil is a colloidal fluid that is layered. At the top of the drop is an additive that coagulates solid pollutants, at the bottom there is the base oil with a liquid pollutant. This method provides an unambiguous assessment of the dispersing and stabilizing properties of working oils, since the wetting angle in different layers of a drop of motor oil is taken into account. Contamination of engine oil with mechanical impurities, characterizing the dispersing properties of working engine oil, is determined by the angle in the upper layer of engine oil. Assessment of the wetting angle is to determine the boundaries of the spreading of motor oil on the surface of the substrate. Experimental studies have shown that: the wetting angle of a working motor oil on surfaces varies within: on a steel substrate from 5,36 to 20,62°; on a copper substrate from 7,45 to 20,39°; on a plain bearing substrate from 6,62 to 11,73 °. However, according to the results of the study, it was revealed that the substrate made of a plain bearing is wetted at any content of contaminants. From which it follows that substrates based on steel (cast iron) and copper should be taken as a criterion for the wetting angle, since they more closely reflect the diagnostic feature.

Keywords: wetting angle, coolant, antifreeze, engine fuel, substrate, oil film.

Введение

Проблемы, связанные с повышением надежности и долговечности двигателей внутреннего сгорания, в значительной степени зависят от качества используемых топливо-смазочных материалов.

Одним из показателей качества работающего моторного масла является краевой угол смачивания. Он позволяет оценить загрязненность масла нерастворимыми продуктами и способность масел их диспергировать.

Цель исследования

Повышение однозначности оценки показателей качества работающего моторного масла путем измерения краевого угла смачивания, который позволяет оценить загрязненность масла нерастворимыми продуктами, а также способность масла их диспергировать.

Материалы и методы

Метод заключается в определении диспергирующе-стабилизирующих свойств работающего моторного масла, степени загрязнения масла по краевому углу смачивания масла на поверхности субстрата.

Краевой угол смачивания Θ или $\cos\Theta$ является характеристикой гидрофильности (гидрофобности) поверхности. Он определяется, как угол между касательной AB , проведенной к поверхности смачивающей жидкости, и смачиваемой поверхностью твердого тела AA , при этом всегда отсчитывается от касательной в сторону жидкой фазы. Касательную проводят через точку соприкосновения трех фаз: твердой фазы (мембраны), жидкости (дистиллированная вода) и газа (воздух) [1, 2].

В соответствии с теорией, краевой угол определяется конкуренцией двух действующих сил. Одна сила – это притяжение молекул жидкости к ближайшим молекулам жидкости на поверхности капли. Другая сила – сила адгезии, которая создается притяжением молекул к ближайшим молекулам на поверхности твердого тела и молекулам газа. Эта сила направлена вдоль поверхности твердого тела во внешнюю сторону [1, 3].

Краевой угол смачивания находят из условия механического равновесия по основным параметрам капли моторного масла, нанесенного на поверхность субстрата:

$$\cos\theta = \frac{(d/2)^2 - h^2}{(d/2)^2 + h^2}, \quad (1)$$

где d – диаметр основания капли, мм (рис. 1);
 h – высота капли, мм.

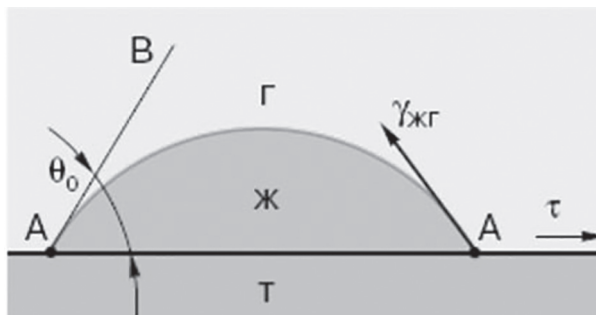


Рис. 1. Измерение краевого угла смачивания

Работоспособным состоянием для моторного масла является состояние, характеризующееся высокой энергией поверхностного натяжения, которая обеспечивает неразрывность масляной пленки и ее стабильное температурное состояние.

Моторное масло – коллоидная жидкость, которая разделяется на слои. В верхней части капли находится присадка, которая коагулирует твердые загрязнители, в нижней части – базовое масло с жидким загрязнителем. Такой способ обеспечивает однозначную оценку диспергирующих и стабилизирующих свойств работающих масел, поскольку учитывается угол смачивания в разных слоях капли моторного масла [4, 5].

Острый угол в нижнем слое является показателем адсорбционной активности базового масла либо свидетельствует о наличии высокой концентрации моторного топлива в работающем моторном масле [6].

Относительно большой угол в нижнем слое свидетельствует о наличии высокой концентрации охлаждающей жидкости в работающем моторном масле.

Загрязненности моторного масла механическими примесями, характеризующие диспергирующие свойства работающего моторного масла, определяются углом в верхнем слое моторного масла. С целью точного определения угла смачивания предлагается использование персонального компьютера с программным обеспечением.

Для поддержания ДВС в работоспособном состоянии необходимо периодически контро-

лизовать показатели качества работающего моторного масла и при необходимости проводить мероприятия по устранению причин, приводящих к исчерпанию служебных свойств [7].

Из проведенного анализа следует:

– принятая в настоящее время методика оценки ДСС работающего моторного масла не учитывает иннервационные и адсорбционные процессы, что снижает точность постановки диагноза [8];

– на основании анализа недостатков методов оценки работоспособности работающих моторных масел в рамках настоящей работы предлагается в качестве диагностического параметра рассмотреть применение оценки работоспособности работающего моторного масла по краевому углу смачивания [9].

Частные методики экспериментальных исследований

Исследования состояния моторных масел проводили на масле под брендом Mobil 10W40 API SM. Эти масла всесезонные и предназначены для эксплуатации в бензиновых двигателях, разработанных и введенных в эксплуатацию после 2004 г.

Схема устройства для измерения краевого угла смачивания представлено на рис. 2.

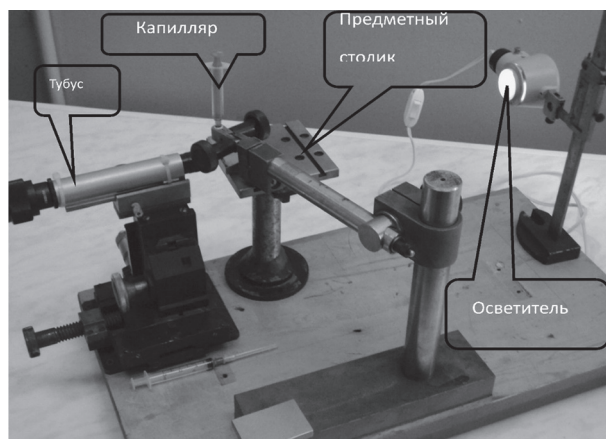


Рис. 2. Схема устройства для измерения краевого угла смачивания

Устройство состоит из плиты, на которой установлены: тубус на стойке; осветитель с подобранным светофильтром; предметный столик на котором располагаются субстрат и капилляр установленный на стойке.

Образцы субстратов изготовлены из стали и меди с 11 качеством шероховатости.

Проба масла отбиралась из картера сразу же после остановки двигателя транспортного средства. В противном случае проба не будет отражать фактическое состояние работающего масла, исправность систем агрегатов и режим функционирования узлов трения.

В капилляр набирают отобранное из картера двигателя моторное масло объемом 0,2 см³. После этого из капилляра, установленного над субстратом и прогретого до температуры 92,7 °С, наносят каплю масла заданного объема и выдерживают в течении 1 минуты. При этом в окуляре тубуса наблюдают каплю моторного масла, вид которой показан на рис. 3.

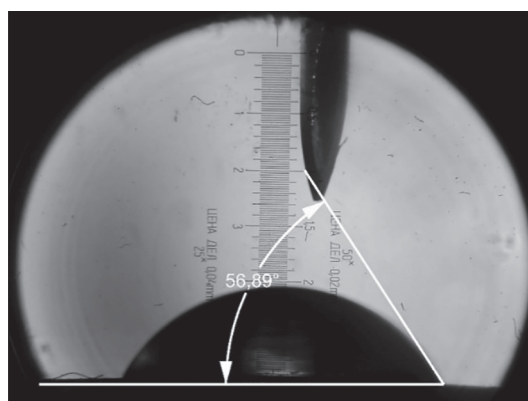


Рис. 3. Капля моторного масла в окуляре тубуса

Для оценки краевого угла смачивания производили цифровую фотосъемку (цифровая камера Sony Alpha 58 с разрешением 24 мегапикселя) субстрата с находящейся на нем каплей работающего моторного масла. После проведения экспериментов массив фотографий обрабатывался в специально написанной программе для определения краевого угла смачивания.

Программа позволяет, анализируя графический файл микрофотографии, определять краевой угол смачивания и производить обработку результатов. Пример обработанной в программе микрофотографии моторного масла приведен на рис. 4.

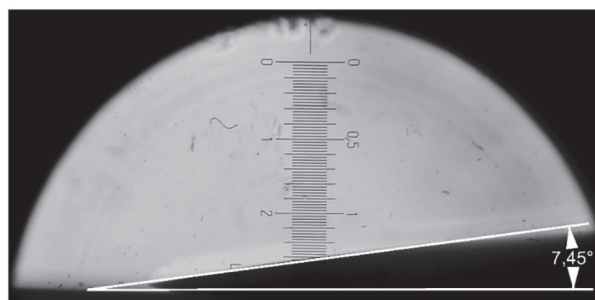


Рис. 4. Обработанная фотография

Результаты и обсуждение

Процессы, протекающие в моторном масле, сказываются на способности смачивать поверхности пар трения. Поэтому краевой угол смачивания даст возможность судить о работоспособности моторного масла.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что в зависимости от служебных свойств и марки моторного масла, со-

держания охлаждающей жидкости и топлива изменяется краевой угол смачивания.

Приведенные ниже фотографии отличаются значением угла смачивания на поверхности. Характерные значения углов смачивания на различных поверхностях субстрата с постановкой диагноза о работоспособности моторного масла приведены в таблицах 1–4.

Таблица 1

Сравнительная характеристика краевых углов смачивания загрязнителей

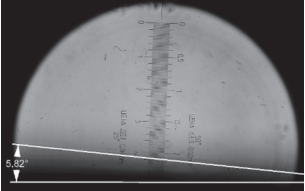
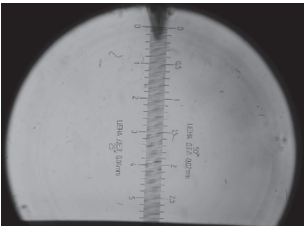
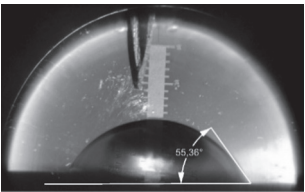
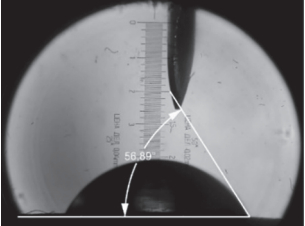
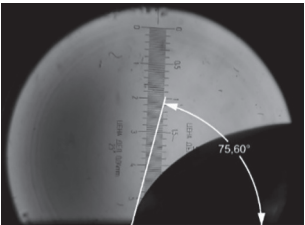
Общий вид	Значение краевого угла смачивания, град.	Загрязнитель
	5,82	Моторное топливо АИ-92. Медная пластина
	0	Моторное топливо АИ-92. Стальная пластина
	55,36	Вода дистиллированная. Медная пластина
	56,89	Вода дистиллированная. Стальная пластина
	75,60	Охлаждающая жидкость – тосол А-40 ГОСТ 28084-89. Стальная пластина

Таблица 2

**Характерные краевые углы смачивания синтетического сезонного моторного масла
фирмы Mobil API SM на стальной поверхности**

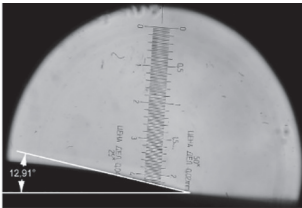
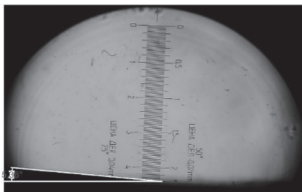
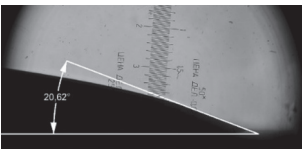
Общий вид	Значение краевого угла смачивания, град.	Содержание загрязнителей в моторном масле	Диагноз
	12,91	Товарное моторное масло. Чистое работоспособное моторное масло	Работоспособно
	5,36	Предельное состояние моторного масла по моторному топливу (концентрация – 1 %)	Не работоспособно
	20,62	Предельное состояние моторного масла по наличию воды (концентрация – 0,1 %)	Не работоспособно

Таблица 3

**Характерные краевые углы смачивания синтетического сезонного моторного масла
фирмы Mobil API SM на медной поверхности**


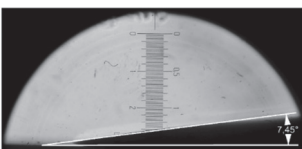
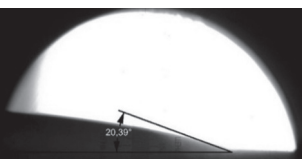

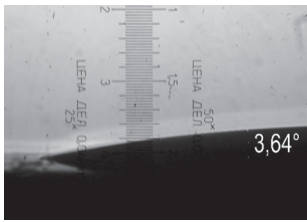
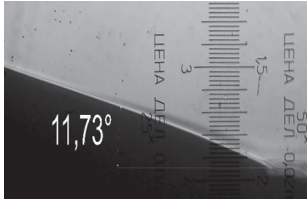
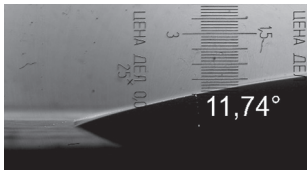
Общий вид	Значение краевого угла смачивания, град.	Содержание загрязнителей в моторном масле, в процентах	Диагноз
	11,46	Чистое работоспособное моторное масло	Работоспособно
	7,45	Предельное состояние моторного масла по моторному топливу (концентрация – 1 %)	Не работоспособно
	20,39	Предельное состояние моторного масла по наличию воды (концентрация – 0,1 %)	Не работоспособно

Таблица 4

**Характерные краевые углы смачивания синтетического сезонного моторного масла
фирмы Mobil API SM на поверхности субстрата из АСМ9**

Общий вид	Значение краевого угла смачивания, град.	Содержание загрязнителей в моторном масле	Диагноз
	6,33	Чистое работоспособное моторное масло	Работоспособно
	3,64	Предельное состояние моторного масла по моторному топливу (концентрация – более 5 %)	Не работоспособно
	11,73	Предельное состояние моторного масла по наличию воды (концентрация – 0,1 %)	Не работоспособно
	11,74	Масло без загрязнителей	Не работоспособно

Экспериментально установлено, что для достоверного анализа однозначного определения краевого угла смачивания необходима выдержка капли моторного масла на поверхности субстрата в течение 1 минуты.

Таким образом, оптимальное время для анализа хроматограммы и постановки диагноза должно составлять не менее 1 минуты.

Выбор субстратов обусловлен материалами, из которых изготовлены детали двигателя внутреннего сгорания [3].

Наличие охлаждающей жидкости и моторного топлива существенно влияют на краевой угол смачивания. Диапазон изменения краевого угла смачивания зависит от шероховатости температуры и поверхности субстрата и материала из которого он изготовлен.

Анализ показал, что краевой угол смачивания работоспособного моторного масла на поверхностях изменяется в пределах:

– на стальном субстрате – от 5,36° до 20,62°;

– на медном субстрате – от 7,45° до 20,39°;

– на субстрате подшипника скольжения – от 6,62° до 11,73°.

Однако по результатам исследования было выявлено, что субстрат, изготовленный из подшипника скольжения, смачивается при любом содержании загрязнителей. Из этого следует, что за критерий краевого угла смачивания необходимо принимать субстраты на основе стали (чугуна) и меди, поскольку они в большей мере отражают диагностический признак.

Таким образом, при существенном превышении концентрации охлаждающей жидкости и моторного топлива краевой угол смачивания изменится в незначительных пределах, вследствие чего поставленный диагноз может быть ложным.

Для предотвращения постановки ложного диагноза исследование краевого угла смачивания на поверхности субстрата, изготовленного из подшипника скольжения, проводить нецелесообразно.

Выводы

Диагностическим признаком наличия предельной концентрации охлаждающей жидкости является увеличение краевого угла смачивания до 20°.

Предельное значение краевого угла смачивания:

- на стальном субстрате – от 5,36 до 20,62°;
- на медном субстрате – от 7,45 до 20,39°;
- на субстрате – подшипника скольжения от 6,62 до 11,73°.

При превышении концентрации моторного топлива угол смачивания уменьшается в среднем до 5,36° (что является граничным диагностическим признаком по концентрации моторного топлива).

Моторное масло считается работоспособным при краевом угле смачивания от 6 до 20° на стальных и медных субстратах.

Литература

1. Химическая энциклопедия. Т. 1–4. М.: Советская энциклопедия, Большая Российская энциклопедия, 1988–1995.
2. Балтенас Р. Моторные масла. М.: СПб.: Альфа-Лаб, 2000. 272 с.
3. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1982. 420 с.
4. Мышкин Н.К. Петроковец М.И. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии. М.: Физматлит. 2007. 368 с.
5. Анисимов А.Г., Бадыштова К.М. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: справочник / под ред. В.М. Школьников. М.: Издательский центр «Техинформ». 1999. 596 с.
6. Авдудевский В.С., Дроздов Ю.Н. Трибология и надежность машин. М.: Наука, 1990. 144 с.
7. Гаркунов Д.Н. Триботехника: пособие для конструкторов. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1999. 329 с.
8. Сафонов А.С. Автомобильные эксплуатационные материалы. СПб.: Гидрометеиздат, 1998. 223 с.
9. Кламанн Д. (Esso AG) Смазки и родственные продукты. Синтез. Свойства. Применение. Международные стандарты.: пер с англ. / под ред. Ю.С. Заславского. М.: «Химия», 1988. 488 с.

References

1. Himicheskaya enciklopediya [Chemical encyclopedia]. Vol. 1–4. Moscow: Sovetskaya enciklopediya, Bol'shaya Rossijskaya enciklopediya, 1988–1995.
2. Baltenas R. Motornye masla [Motor oils]. Moscow: SPb.: Alfa-Lab Publ., 2000. 272 p.
3. Kragel'skij I.V. Trenie i iznos [Friction and wear]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 420 p.
4. Myshkin N.K. Petrokovec M.I. Trenie, smazka, iznos. Fizicheskie osnovy i tekhnicheskie prilozheniya tribologii [Friction, lubrication, wear. Physical foundations and technical applications of tribology]. Moscow: Fizmatlit Publ.. 2007. 368 p.
5. Anisimov A.G., Badyshtova K.M. Topлива, smazochnye materialy, tekhnicheskie zhidkosti. Assortiment i prime-nenie: Spravochnik [Fuels, lubricants, technical fluids. Assortment and application: Reference]. Pod red. V.M. SHkol'nikova. Moscow: Izdatel'skij centr «Tekhinform» Publ.. 1999. 596 p.
6. Avduevskij V.S., Drozdov YU.N. Tribologiya i nadezhnost' mashin [Tribology and machine reliability]. Moscow: Nauka Publ., 1990. 144 p.
7. Garkunov D.N. Tribotekhnika: Posobie dlya konstrukturov [Tribotechnology: Handbook for designers]. 3-e izd., pererab. i dop. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1999. 329 p.
8. Safonov A.S. Avtomobil'nye ekspluatacionnye materialy [Automotive maintenance materials]. SPb.: Gidromete-oizdat Publ., 1998. 223 p.
9. Klamann D. (Esso AG) Smazki i rodstvennye produkty. Sintez. Svoystva. Primenenie. Mezhdunarodnye standarty. [Lubricants and related products. Synthesis. Properties. Application. International standards]: per s angl. Pod red. YU.S. Zaslavskogo. Moscow: «Himiya» Publ., 1988. 488 p.

ПРИМЕНЕНИЕ ТВЕРДОМЕТРИИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТОПЛИВОПРОВОДОВ СИСТЕМ COMMON RAIL

THE USE OF HARDNESS TESTING TO ASSESS THE TECHNICAL CONDITION OF COMMON RAIL FUEL LINES

В.О. СВЕЩИНСКИЙ, к.т.н.

Алтайский завод прецизионных изделий, Барнаул,
Россия, sveschinsky@yandex.ru

V.O. SVESHCHINSKIY, PhD in Engineering

Altai Precision Components Plant, Barnaul, Russia,
sveschinsky@yandex.ru

Топливопроводы высокого давления являются одним из важнейших компонентов систем топливоподачи двигателей внутреннего сгорания. Развитие в России собственного производства и системы технического обслуживания двигателей с топливной аппаратурой типа Common Rail пока еще происходит в условиях недостаточной нормативно-технической базы. До настоящего времени разработаны только одни технические условия на поставку проката и ГОСТ, являющийся, по сути, аутентичным переводом международного стандарта ИСО, которые регламентируют технические требования к стальным бесшовным трубам. Отсутствуют стандартизованные требования непосредственно к изделиям, в том числе к методам их испытаний и диагностике. При этом топливопроводы высокого давления систем Common Rail имеют существенные отличия от своих предшественников – топливопроводов механических систем. Однако пока не разработаны методические основы оценки технического состояния и ресурса компонентов Common Rail. В то же время имеется большой научно-технический задел в области исследований трубопроводов топливно-энергетического комплекса, в том числе, нефте-, газотранспортных систем. Достаточно эффективно действуют многочисленные стандарты, разработанные, например, в ПАО «ГАЗПРОМ», и регламентирующие важные вопросы проектирования, диагностики и оценки технического состояния нефте-, газопроводов. Представляется логичным и обоснованным использование с соответствующим изменением и доработкой опыта специалистов в этой области для создания нормативной базы по топливопроводам высокого давления систем Common Rail. Обязательным условием диагностики топливопроводов систем Common Rail в эксплуатации является сохранение целостности топливопроводов, то есть неразрушающий контроль. С учетом доступности технических средств наиболее эффективным методом контроля должна стать твердометрия. В работе сделана попытка обзора известных работ по применению твердометрии для исследования трубопроводов топливно-энергетического комплекса с оценкой их возможного применения для трубопроводов Common Rail.

Ключевые слова: твердометрия, топливопровод, техническое состояние.

High pressure fuel lines are one of the most important components of the fuel supply systems of internal combustion engines. The development in Russia of its own production and maintenance system for engines with fuel equipment such as Common Rail is still taking place in conditions of insufficient regulatory and technical base. To date, only one technical specification has been developed for the supply of rolled products and GOST, which is, in fact, an authentic translation of the ISO international standard that regulates the technical requirements for seamless steel pipes. There are no standardized requirements directly on products, including methods for their testing and diagnostics. At the same time, the high pressure fuel lines of Common Rail systems have significant differences from their predecessors – the fuel lines of mechanical systems. However, the methodological foundations for assessing the technical condition and durability of Common Rail components have not yet been developed. At the same time, there is a great scientific and technical reserve in the field of research of pipelines of the fuel and energy complex, including oil and gas transportation systems. Numerous standards, developed, for example, at PJSC GAZPROM, and regulating important issues of design, diagnostics, and assessment of the technical condition of oil and gas pipelines, are quite effective. It seems logical and reasonable to use, with appropriate modification and refinement, the experience of specialists in this field to create a regulatory framework for high pressure fuel pipelines of Common Rail systems. A prerequisite for the diagnosis of common rail fuel lines in operation is to maintain the integrity of the fuel lines, i.e. non-destructive testing. Taking into account the availability of technical equipment, the most effective control method should be hardness testing. An attempt is made to review the well-known works on the use of hardness measurement for studying pipelines of the fuel and energy complex with an assessment of their possible application for common rail pipelines.

Keywords: solidometry, fuel line, technical condition.

Введение

Исследования объектов газотранспортных систем позволили А.С. Кузьбожеву сделать вывод о том, что «надежность трубопровода зависит от своевременного выявления повреждений в структуре материала или возможности их прогнозирования. Эта задача решается путем отслеживания физических параметров, контролируемых повреждения, методами неразрушающего контроля без вырезки образцов» [1].

Неразрушающий контроль (далее – НК) обязателен для объектов, находящихся в эксплуатации, поскольку вырезка образцов для определения механических свойств требует последующего восстановительного ремонта [2].

Измерение твердости – твердометрия – является эффективным способом «сравнения друг с другом однотипных материалов и способом контроля качества» [3] и широко применяется при исследовании технического состояния (далее – ТС) трубопроводов различного назначения. В работе К.Н. Сафарова [4] отмечается, что «доступность способов измерения твердости ... не влияющих на микроструктуру и свойства контролируемого объекта, позволяет создать систему контроля состояния основного металла труб от начала эксплуатации и до наступления предельного состояния».

Твердометрия представляет большой практический интерес еще и потому, что относится, как раз, к методам НК: «В широком понимании, твердометрия – неразрушающий контроль конструкций и приспособлений, из которых без нарушения их функциональности нельзя вырезать образцы для отправки в лабораторию... Она совершенно незаменима при эксплуатации трубо- и нефтепроводов» [5].

До последнего времени твердометрия применялась в основном к трубопроводам систем топливно-энергетического комплекса (далее – ТЭК). Сегодня можно говорить о появлении нового класса объектов применения твердометрии – топливопроводов высокого давления (далее – ТВД) систем Common Rail двигателей внутреннего сгорания. Такие системы становятся доминирующими в мировом двигателестроении. При этом их ТВД имеют существенные отличия от топливопроводов механических систем, что связано с особенностями работы современной топливной аппаратуры [6].

Развитие в России производства и технического обслуживания топливной аппаратуры типа Common Rail приводит к необходимости разработки методов оценки ТС ТВД. Представляется целесообразным привлечение имеющегося научно-технического задела из смежных отраслей, в том числе связанных с перекачкой и транспортировкой газа и нефти.

На повестке дня стоят следующие вопросы:

- насколько и в какой форме применима твердометрия ТВД систем типа Common Rail для оценки ТС и прогнозирования ресурса;
- что может быть заимствовано в этих направлениях из опыта специалистов ТЭК.

Цель исследования

Обзор известных работ по применению твердометрии в отношении трубопроводов объектов ТЭК и анализ возможности переноса имеющегося опыта в область ТВД двигателей внутреннего сгорания.

Методы и результаты проведенных исследований

Предпосылки применения твердометрии для оценки ТС трубопроводов

В общем случае, свойствами детали, определяющими ее способность к противостоянию воздействию контактируемого тела или среды, являются прочность и пластичность. Прочность определяется твердостью, пределом текучести и пределом прочности, а пластичность – удлинением, относительным сужением и ударной вязкостью [7].

В процессе эксплуатации происходит деформационное старение материала – деградиционные изменения, связанные, в том числе, с накоплением дефектов кристаллического строения [2]. Эти процессы сопровождаются изменением механических свойств [8], при этом, как правило, наблюдается увеличение твердости и снижение пластичности – сближение величин предела текучести и прочности.

Отношение предела текучести к пределу прочности принято обозначать как коэффициент пластичности. Интересно, что величина, обратная коэффициенту пластичности, представляет собой показатель аппроксимации кривой упрочнения [7].

Тридцать лет назад считалось, что «отношение предела текучести к временному сопротивлению должно быть не больше 0,75 для углеродистых сталей, 0,8 – для низколегированных,

0,85 – для термически упрочненной стали» [9]. В настоящее время, в соответствии с руководящими документами ПАО «ГАЗПРОМ», для класса материалов, близкого к сталям, из которых изготавливаются ТВД, коэффициент пластичности не должен превышать 0,9. В украинском стандарте, касающемся трубопроводов для транспортировки пара и горячей воды, величина коэффициента пластичности ограничена значением 0,7 [10].

В стандартах ПАО «ГАЗПРОМ» [11, 12] отмечается, что, с учетом принятых критериев предельного состояния и условий эксплуатации объекта, в качестве параметров ТС трубопроводов могут быть использованы предел текучести, предел прочности и твердость. Тем не менее, расчет механических свойств по величине твердости специалисты ПАО «ГАЗПРОМ» рекомендуют как исключение [13], а некоторые авторы вообще отвергают [3]. В стандарте Технического комитета по стандартизации «Трубопроводная арматура и сильфоны» ТК259 приведены таблицы определения механических свойств: предела прочности, предела текучести, относительного удлинения и относительного сужения для шести марок сталей по измеренным значениям твердости НВ [14].

Очевидно, что прямое измерение пределов текучести и прочности материала ТВД в эксплуатации невозможно, так как требует разрушения образцов. Однако при наличии известной корреляции между величиной твердости топливопровода и механическими свойствами его материала оценка ТС и определения остаточного ресурса топливопровода, вероятно, может быть сведена к некоему алгоритму действий, которые реально выполнить в условиях станций технического обслуживания.

Возможная последовательность задач в отношении ТВД может быть представлена в следующем виде:

1) установление корреляции между твердостью в продольном и поперечном сечениях и поверхностной твердостью, далее – между поверхностной твердостью и механическими свойствами, в частности пределом текучести в зависимости от величины наработки ТВД. Задача будет решена в отношении образцов ТВД, подвергнутых разрушению. Интерес представляет также взаимосвязь твердостей в различных сечениях (направлениях испытаний) с так называемой мембранной твердо-

стью, то есть с твердостью, осредненной по сечению трубопровода [15];

2) выбор метода определения поверхностной твердости ТВД в эксплуатации, исходя, во-первых, из условий создания минимальных, с точки зрения риска последующего разрушения конструкции, концентраторов напряжения и, во-вторых, обеспечения достаточной точности.

Сходство и различие трубопроводов ТЭК и ТВД двигателей внутреннего сгорания

Целесообразно оценить сходство и различие между трубопроводами, применяемыми для транспортировки газа и нефти и ТВД.

В табл. 1 и 2 сведены некоторые показатели, характеризующие условия работы и материал трубопроводов ТЭК (газопроводы и нефтепроводы) и ТВД.

Видно, что ТВД отличаются более высокой нагруженностью и меньшим сроком эксплуатации. Коэффициент пластичности для ТВД хотя и не нормируется непосредственно, но при пересчете нормированных значений пределов прочности и текучести составляет от 0,66 до 0,91, то есть несколько превышает диапазон значений для материалов газопроводов. Существенно меньше значение относительного удлинения.

Общим для ТВД и трубопроводов ТЭК является критерий соответствия установленным требованиям: «выполнение совокупности ограничений, установленных в нормативной документации, удовлетворение которых обеспечивает поддержание объекта в исправном и/или работоспособном состоянии» [8].

Однако, если для трубопроводов ТЭК существует обширная нормативная база [11–13, 16, 17, 19, 23 и др.], содержащая «совокупность ограничений... удовлетворение которых обеспечивает поддержание объекта в исправном и/или работоспособном состоянии», для ТВД такой базы на государственном уровне пока не существует.

Критерием предельного состояния ТВД, начиная со времен механических топливных систем, остается состояние уплотнительного профиля высаженного наконечника – элемента, отвечающего за герметичность соединения в паре «топливопровод – ответная деталь (например, штуцер форсунки или топливного насоса)».

Тем не менее, наблюдаемый рост номинального давления в топливных системах – в настоящее время существуют двигатели с дав-

Таблица 1

Эксплуатационные (функциональные) показатели

№ п/п	Эксплуатационные показатели	Газопроводы	Нефтепроводы	ТВД механических топливных систем	ТВД систем типа Common Rail
1	Размещение	Надземное, подземное	Надземное, подземное	На двигателях внутреннего сгорания	На двигателях внутреннего сгорания
2	Перекачиваемая среда (агент)	Газ, сжиженные углеводородные газы	Сырая нефть	Дизельное топливо	Дизельное топливо
3	Номинальное внутреннее давление, МПа	До 32 [3]	До 10 [11]	30–40	25–160
4	Характер нагружения внутренним давлением	Постоянное (пульсации незначительные)	Постоянное (пульсации незначительные)	Переменное (пульсирующее)	Переменное (пульсирующее)
5	Коэффициент запаса прочности	10–15 [18]	≈1,6 [11]	4–5	1,8–2,5
6	Средний срок эксплуатации, лет	20–40	10 и более	3–4	3–4

Таблица 2

Материал трубопроводов и ТВД

№ п/п	Материалы и механические свойства	Газопроводы [18, 19]	Нефтепроводы [20]	ТВД механических систем [21]	ТВД систем типа Common Rail [22]
1	Материалы	Малоуглеродистые и низколегированные стали	Среднеуглеродистые и низколегированные стали	Углеродистая нелегированная сталь	Нелегированная или аналогичная сталь, процесс производства которой обеспечивает получение однородной структуры
2	Предел прочности, МПа	255–530	333–588	392–510	310–850
3	Предел текучести, МПа	174–323	206–412	–	205–770
4	Относительное удлинение, %	21–33	16–24	не менее 21	8–30
5	Коэффициент пластичности	0,55–0,70	–	–	0,66–0,91

лениями впрыска топлива свыше 2500 кг/см² – и соответствующий рост рисков, связанный с повышением нагруженности гидравлических компонентов внутренним давлением, делают необходимым разработку нормативной базы с установленными требованиями и ограничениями. В первую очередь, это должно коснуться вопросов надежности и безопасности эксплуатации ТВД.

В целом, выводы, сделанные авторами многих работ [1, 2, 24, 25 и др.] относительно роли НК для оценки ТС трубопроводов ТЭК, вероятно, могут быть применены к ТВД систем типа Common Rail.

Изменение твердости материала в процессе эксплуатации

По мнению некоторых исследователей, большое значение имеет не столько мгновенное значение твердости, сколько именно изменение во времени.

Изменение твердости материала трубопроводов описано в ряде работ. Е.В. Пояркова и И.Р. Кузеев обнаружили увеличение твердости в поперечных сечениях трубопроводов из стали 12X18H10T [26]. А.С. Кузьбожев отмечает увеличение твердости на трубопроводах из стали типа 17Г1С [1]. В работе В.О. Свещинского и др. [27] показано увеличение твердо-

сти материала ТВД, изготовленных из стали Т22 (заводское обозначение марки стали ОАО «Первоуральский новотрубный завод»).

Важным обстоятельством является то, что изменение механических свойств материалов нефтегазопроводов в эксплуатации происходит неравномерно. В частности, В.И Брюшко указывает на то, что «прочностные характеристики – предел текучести... и временное сопротивление ... стали 17ГС практически не изменяются в интервале времени эксплуатации газопровода до 24 лет. Тогда как относительное удлинение... и относительное сужение... имеют некоторую тенденцию к снижению с последующим ускоренным уменьшением пластичности материала в диапазоне до 15 лет эксплуатации газопровода» [28].

До настоящего времени не удалось обнаружить в литературе информации о характере изменения механических свойств и, в частности, твердости ТВД в зависимости от длительности эксплуатации. Данные, приведенные в работе [27], не охватывают достаточно большой период эксплуатации. Очевидно, что исследования в этом направлении должны быть продолжены.

Причины малой распространенности твердомерии ТВД

Твердомерия ТВД пока не получила широкого распространения. Причины этого, по видимому, следующие.

Во-первых, существующее мнение о достаточности такого критерия предельного состояния, как состояния уплотнительного профиля высаженных наконечников ТВД. Следствием этого мнения является отсутствие на станциях технического обслуживания приборов для измерения твердости и специалистов, умеющих пользоваться этими приборами. Изготовители ТВД и вслед за ними изготовители двигателей дают рекомендации о принудительной замене топливопроводов, например, после определенного количества снятий-установок. Так, ПАО «Автодизель» рекомендует замену ТВД в случаях их трехкратного и более демонтажа на двигателях [29].

Вторая причина – отсутствие регламентированной методологии применения твердомерии для оценки ТС и ресурса, как полного, так и остаточного.

Третья причина связана с предполагаемой опасностью создания концентраторов напряже-

ний на наружной поверхности трубы – следов контакта с индентором. В настоящее время можно считать такие опасения безосновательными. Испытания, проведенные на Алтайском заводе прецизионных изделий на безмоторном стенде, показали сохранение работоспособности ТВД с поверхностными дефектами в форме треугольных забоин глубиной не менее 1 мм с радиусом при вершине порядка 0,2 мм. Испытания проводили при номинальном давлении 1600 кг/см². Нарботка ТВД к моменту осмотра составляла около $1,4 \times 10^8$ циклов, что позволяет говорить о многоцикловой нагрузке и, соответственно, о хорошем запасе сопротивления многоцикловой усталости.

В условиях двигателя стойкость ТВД с концентраторами напряжений в виде поверхностных дефектов, возможно, иная, чем при испытаниях ТВД на безмоторных стендах. Отличный характер вибраций и отличный температурный режим в совокупности создадут другие, возможно, более жесткие условия нагружения топливопровода. В количественном отношении этот вопрос может быть разрешен проведением длительных моторных испытаний на стенде и (или) ходовых испытаний на транспортном средстве, если речь идет о двигателе транспортного назначения.

Дискуссия относительно опасности применения поверхностной твердомерии, с точки зрения нанесения ТВД опасных поверхностных дефектов, может быть разрешена проведением сравнительных испытаний различных методов измерений, например твердость при малой нагрузке, по Лейбу и т.д. Но, как указывалось выше, поверхностные дефекты в виде забоин глубиной не менее 1 мм и радиусом при вершине порядка 0,2 мм не оказали значимого влияния на сопротивление многоцикловой усталости при номинальном внутреннем давлении 1600 кг/см² в процессе испытаний на безмоторном стенде.

Второй причиной, препятствующей применению твердости в качестве критерия оценки ТС ТВД, можно считать отсутствие в настоящее время известной корреляции между поверхностной твердостью топливопровода и его ТС.

Установление такой корреляции связано с необходимостью разработки метода измерения твердости, который будет обеспечивать допустимые погрешности измерений в эксплуатации.

При этом необходимо учитывать следующие обстоятельства. На заводе-изготовителе двигатель, как правило, красят вместе с ТВД. При этом топливопроводы уже имеют химическое или гальваническое покрытие, чаще всего – цинковое или фосфатное. Кроме того, на наружной поверхности ТВД часто существует обезуглероженный слой, что связано с дефектами термообработки при производстве трубы. Наличие обезуглероженного слоя непосредственно не регламентируется действующими государственными стандартами [21, 22], техническими условиями [29]. На практике условие, записанное в нормативных документах – термообработка в защитной атмосфере, – часто выполняется с отклонениями от требований: могут быть нарушены как состав защитной атмосферы, так и температура отжига.

Измерение твердости должно выполняться после зачистки поверхности ТВД, причем, с одной стороны, зачистка должна обеспечивать удаление лакокрасочного и гальванического покрытия, а с другой стороны, не создавать концентраторов напряжений в виде рисок от инструмента. Обезуглероженный слой, наличие которого, как указывалось выше, является весьма вероятным на трубах отечественного производства, должен быть также удален.

Необходимо проведение дополнительных исследований для установления значимости влияния указанных поверхностных слоев на точность измерения твердости.

Системы Common Rail применяются для двигателей различного назначения, в том числе в исполнениях, соответствующих требованиям Российских морского и речного регистров судоходства и, соответственно, Конвенции SOLAS в мире. ТВД в этом случае выполняются двухстеночными. Понятно, что это увеличивает количество проблем, связанных с измерением твердости топливопроводов.

Методы измерения твердости – перспективные, с точки зрения применения для НК ТВД

Описанию методов измерения (испытания) твердости посвящена обширная литература, в частности [1, 3, 5, 26, 31–34 и др.]. Авторы многих работ, например [32, 33], рассматривают различные методы измерения твердости с точки зрения применимости для стальных газопроводов. Поскольку речь идет о НК, твердомерия в эксплуатации может и должна опираться на из-

вестные данные о корреляции поверхностной твердости и твердости по сечениям трубы, но реализовываться практически только в виде измерений поверхностной твердости.

Широко распространенными для объектов ТЭК являются: динамический метод, называемый также методом Лейба [32, 36], метод ультразвукового контактного импеданса [4, 35] и метод измерения твердости с малой нагрузкой (далее – ТМН) [33].

Динамический метод или, точнее, семейство методов называют также методом упругого отскока.

По методу упругого отскока определяется значение твердости НЛ по Либу (в некоторых переводах – Лейбу). Эта величина, введенная в практику измерений в 1978 г., является частным величины скорости отскока ударника к величине скорости удара, умноженным на 1000. Скорость отскока пропорциональна твердости материала – чем больше твердость, тем выше скорость.

Разработаны кривые, позволяющие сравнивать полученные значения со стандартными статистическими (по Бринелю, Роквеллу) и переводить их в эти системы. Метод напоминает метод Шора, только определяется не высота отскока ударника, а отношение величины скорости отскока ударника к величине скорости удара [2].

Метод упругого отскока имеет ограничения в применении для труб определенной размерности и требует определения и учета корреляции между результатами измерений и способом упрочнения образцов. В настоящее время наиболее распространенными размерностями труб, применяемых для изготовления ТВД автомобильных дизельных двигателей, являются 8×вн.3 и 8×вн.3,6 с толщиной стенки 2,5 и 2,2 мм, соответственно. Согласно результатам, полученным авторами работы [32], измерения твердости оболочек радиусом менее 125 мм и толщинами стенки 1–3 мм сопряжено со значительными погрешностями. В.А. Шуваев [36] отмечает, что измерения твердости динамическим методом не обеспечивают необходимой точности для оболочек диаметром от 65 мм и толщиной стенки менее 3 мм. При фиксированных пределах прочности и текучести величина твердости по Лейбу может различаться для разных степеней упрочнения образцов на величину до 30 %. Очевидно, что предположения авторов работ [32, 36] должны быть пе-

репроверены для диаметров труб сортамента, применяемого ряда для дизельных двигателей, то есть, в первую очередь – от 8 до 14 мм.

К динамическим методам относится способ измерения твердости, в котором используется скорость отскока бойка после удара о стенку трубопровода. При этом применяются переносные твердомеры типа «ТДМ» [37]. Авторы работы [37] отмечают, что показания твердомеров при динамическом исследовании трубопроводов из сталей, чувствительных к наклепу, а также при ненадлежащей зачистке места испытания твердости не вполне корректны.

Суть метода ультразвукового контактного импеданса: при калиброванной нагрузке алмазная пирамидка, закрепленная на металлическом стержне, колеблющемся на резонансной частоте, внедряется в материал изделия. Частота колебаний стержня пропорциональна площади отпечатка на объекте контроля, то есть твердости материала. Площадь отпечатка оценивается без снятия нагрузки, то есть совместно с упругой составляющей деформации. Фиксация датчика на объекте осуществляется рукой. При этом величина рабочей нагрузки составляет около 10 Н. При такой нагрузке и, соответственно, таком размере отпечатка метод занимает, по локальности воздействия на объект, промежуточное положение между измерениями по Виккерсу и методом микротвердости [35]. Ультразвуковые приборы для измерения твердости, например, «МЕТ-1У», можно использовать как в лабораторных, так и в полевых условиях [35]. Ограничений по применению ультразвукового метода в литературе не отмечается, кроме того что, как и во всех случаях испытания твердости, большое значение имеет подготовка поверхности исследуемого трубопровода.

Авторы работы [35] приводят интересные сравнительные данные о применимости переносных твердомеров различных моделей (см. табл. 3).

Основываясь на данных авторов работы [34], и с учетом того, что, как отмечалось выше,

в настоящее время наиболее распространенными размерностями труб, применяемых для изготовления ТВД автомобильных дизельных двигателей, являются 8×вн.3 и 8×вн.3,6, можно заключить, что приборы, перечисленные в табл. 3, для НК ТВД непригодны.

Применение метода оценки ТС трубопровода измерением твердости с малой нагрузкой подробно описано в работах [1, 33]. Препятствием или, по крайней мере, неудобством для использования такого метода для оценки ТС ТВД может быть то, что обычно делают большое количество измерений: по данным авторов работ [1, 33] – сто замеров. На топливопроводах с наружным диаметром Ø8 мм разместить 100 точек замеров в ограниченной локальной области на поверхности проблематично – придется либо уменьшать расстояние между точками замеров, либо размеры области.

Прогнозирование ресурса

Прогнозирование остаточного ресурса трубопроводов ТЭК регламентируется несколькими стандартами, в частности [23]. Известны также многочисленные научные исследования и патенты на разработку методов прогнозирования остаточного ресурса, например [18, 24, 25, 27, 33, 38]. Специфика трубопроводов ТЭК состоит, как отмечалось выше, еще и в том, что полный ресурс объектов составляет десятилетия. Это делает возможным весьма приблизительные прогнозы с диапазоном значений остаточного ресурса, измеряемым в годах. Например, в работе [33], приводится блок-схема, в которой, в качестве результата прогнозирования, даны три варианта (значения) остаточного ресурса: 30–45 лет, 15–35 лет и менее 25 лет. Очевидно, что решение задачи прогнозирования ресурса ТВД должно иметь точность выше хотя бы на два порядка. Возможно ли обеспечить такую точность расчетов и, если – да, то как – отдельный вопрос.

Очевидно, что стоимость трубопроводов ТЭК многократно превышает стоимость комплекта ТВД автомобильного дизеля, даже

Таблица 3

Паспортные границы применимости твердомеров

Марка твердомера	Шероховатость поверхности, Ra, мкм	Минимальный радиус кривизны, мм	Минимальная масса объекта контроля, кг	Минимальная толщина объекта контроля, мм	Поправка на положение датчика
МЕТ-УД	3,2	10	3,0	12	нет
ТЭМП-3	2,5	15	1,5	6	есть
ТДМ-2	2,5	15	3,0	10	есть

с системой Common Rail. Для автомобильных двигателей речь, скорее, должна идти не об остаточном ресурсе, а о полном, определяемом на стадии проектирования. Исключения могут составить ТВД судовых дизелей, стоимость которых (для многоцилиндровых установок) может достигать десятков тысяч евро.

Представляется, что наиболее вероятным и, возможно, основным критерием оценки ресурса станет период достижения критического значения коэффициента пластичности. Можно предположить, что в среднесрочной перспективе критическая величина коэффициента пластичности будет регламентирована. То, что это не произошло до сих пор, связано с неразвитостью в России нормативной базы, касающейся систем Common Rail. Пока что существуют только отдельные государственные стандарты, в частности упоминавшийся выше ГОСТ Р ИСО 8535-1-2017 [39]. Методика определения ресурса ТВД механических систем, насколько известно автору, не регламентировалась. В советском двигателестроении негласно доминировала точка зрения, согласно которой ТВД являлись своего рода расходным материалом. Соотношения твердостей высаженных концов ТВД и ответных деталей – штуцеров форсунок и насосов высокого давления, а также материал подбирались из условия замены именно топливопроводов, а не форсунки и насосов.

В настоящее время ситуация изменилась. Изготовители электроуправляемых форсунок и топливных аккумуляторов заинтересованы в расширении поставок своей продукции на вторичный рынок. Становится более выгодным повышать ресурсные показатели ТВД с тем, чтобы из строя выходили дорогие компоненты двигателя. Хорошей иллюстрацией этого факта может служить изменившееся, по сравнению с эпохой механических топливных систем, соотношение твердостей высаженных концов ТВД и ответных деталей (см. табл. 4).

Безусловно, определение корреляции между поверхностной твердостью, определяемой способом, не создающим критических дефектов на ТВД, и коэффициентом пластичности ма-

териала позволит получать объективную информацию о ТС топливопровода и может стать основой для прогнозирования ресурса, в том числе остаточного. Если метод окажется достаточно эффективным, можно ожидать его применения, по крайней мере, для одностеночных топливопроводов.

Выводы

В России существует комплекс нормативно-технических документов, регламентирующих цели, условия и методы применения твердомерии для объектов топливно-энергетического комплекса.

Развитие собственного производства систем типа Common Rail делает необходимым создание соответствующей нормативной базы, в том числе в отношении топливопроводов высокого давления.

Основой для развития такой базы могут стать нормативно-технические документы, разработанные для трубопроводов топливно-энергетического комплекса.

Литература

1. Кузьбожев А.С. Материаловедческие критерии оценки надежности металла, методы прогнозирования ресурса газотранспортных систем: автореф. дис. ... докт. техн. наук. М., 2008. 46 с.
2. Сигаилов М.В. и др. Оценка свойств металла по твердости при диагностировании технического состояния стальных газопроводов // Молодой ученый. 2016. № 3. С. 206–208.
3. Колмаков А.Г., Терентьев В.Ф., Бакиров М.Б. Методы измерения твердости: справ. изд. М.: Интернет Инжиниринг, 2005. 150 с.
4. Сафарова К.Н. Структурно-энергетическое состояние основного материала сварных труб газопроводов и долговечность // Всероссийская научно-техническая конференция студентов Студенческая научная весна 2012: Машиностроительные технологии. URL: http://studvesna.ru/db_files/articles/572/thesis.pdf.
5. Твердометрия металлов. URL: <http://дефектоскопия.рф/tverdometriya-materialov/>.

Таблица 4

№	Компонент системы	Твердость
1	Высаженный конец ТВД механической системы	223 НВ
2	Высаженный конец ТВД системы Common Rail	(36–42) HRC
3	Штуцер форсунки механической системы	(32–36) HRC
4	Штуцер аккумулятора системы Common Rail	(26–29) HRC

6. Свещинский В.О. О некоторых особенностях топливопроводов высокого давления систем Common Rail // Журнал автомобильных инженеров. 2017. № 6. С. 10–11.
7. Лысов М.И. Теория и расчет процессов изготовления деталей методами гибки. М.: Машиностроение, 1966. 236 с.
8. Хлыбов А.А. Оценка накопления повреждений в конструкционных металлических материалах акустическими методами для обеспечения безопасной эксплуатации технических объектов: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Нижний Новгород, 2011. 34 с.
9. Р.А. Алиев и др. Трубопроводный транспорт нефти и газа: учеб. для вузов. М.: Недра, 1988. 368 с.
10. Эксплуатация магистральных нефтепроводов. URL: <http://www.kaztransoil.kz/?id=221>.
11. СТО Газпром 2-2.3-095-2007. Методические указания по диагностическому обследованию линейной части магистральных газопроводов. М., 2007.
12. СТО Газпром 2-2.3-253-2009. Методика оценки технического состояния и целостности газопроводов. М., 2009.
13. РД 12-411-01. Инструкция по диагностированию технического состояния подземных стальных газопроводов. М., 2002.
14. СТ ЦКБА 091-2011. Арматура трубопроводная. Определение механических свойств стали на основе измерения твердости. Санкт-Петербург: ЗАО «НПФ «ЦКБА», 2011.
15. Гетман А.Ф., Козин Ю.Н. Неразрушающий контроль и безопасность эксплуатации сосудов и трубопроводов давления. М.: Энергоатомиздат, 1997. 288 с.
16. ГОСТ Р 55990-2014. Месторождения нефтяные и газонефтяные. Промысловые трубопроводы. Нормы проектирования. М.: Стандартинформ, 2015.
17. РД 153-39.4-113-01. Нормы технологического проектирования магистральных нефтепроводов.
18. Зубаилов Г.И. Обеспечение безопасности длительно эксплуатируемых стальных трубопроводов газораспределительных систем: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2007. 28 с.
19. ГОСТ 20295-85. Трубы стальные сварные для магистральных газонефтепроводов. Технические условия. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2001.
20. Трубы для нефтепровода. Режим доступа: http://www.uralpsk.ru/truby_dlya_nefteprovoda.html.
21. ГОСТ 11017-80. Трубы стальные бесшовные высокого давления.
22. ГОСТ Р ИСО 8535-1-2017. Двигатели дизельные. Стальные трубы для топливопроводов высокого давления. Часть 1. Требования к бесшовным холоднодеформируемым трубам. М.: Стандартинформ, 2017. 16 с.
23. ГОСТ 153-39.4-010-2002. Методика определения остаточного ресурса нефтегазопромысловых трубопроводов и трубопроводов головных сооружений. М., 2002. 110 с.
24. Пужайло А.Ф. и др. Способ определения ресурса металла трубопроводов: пат. № 2536783 Российская Федерация. / заявитель и патентообладатель ОАО «Гипрогазцентр»; заявл. 06.08.2013; опубл. 27.12.2014, Бюл. № 36.
25. Иванов А.Р., Большаков А.М. Способ оценки остаточного ресурса по изменению потери пластичности конструкционной стали: пат. № 2555508 Российская Федерация / заявитель и патентообладатель ФГБУН Институт физико-технических проблем Севера им. В.П. Ларионова; заявл. 19.02.2014; опубл. 10.07.2015, Бюл. № 19.
26. Пояркова Е.В., Кузеев Е.Р. Макромасштабные уровни диагностики механического состояния металла высокотемпературных трубопроводов // Электронный научный журнал «Нефтегазовое Дело». 2015. № 4. С. 283–312.
27. Свещинский В.О. и др. Некоторые предварительные результаты исследования влияния многоциклового нагружения на твердость топливопровода высокого давления // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 2. С. 54–58.
28. Брюшко В.И. Оценка состояния металла магистральных и технологических трубопроводов: дис. ... канд. техн. наук. Тольятти, 2006. 149 с.
29. Двигатель ЯМЗ-6582.10. Дополнение к руководству по эксплуатации 238ДЕ-3902150 РЭ «Силовые агрегаты ЯМЗ-238БЕ2, ЯМЗ-238БЕ, ЯМЗ-238ДЕ2, ЯМЗ-238ДЕ». Ярославль: ОАО «Автодизель» (ЯМЗ), 2010. 40 с.
30. ТУ 24.20.13.140-388-00186619-2017. Трубы стальные бесшовные высокого давления для топливопроводов двигателей внутреннего сгорания. Технические условия. Первоуральск: ОАО «ПНТЗ», 2017. 12 с.
31. Ефименко Л.А., Прыгаев А.К. Определение фактических механических свойств металла трубопроводов на основе измерения твердости. Уч. пособие для практической работы в условиях полигона. М.: РГУ нефти и газа, 2007. 18 с.
32. Казанцев А.Г. и др. Об измерении твердости переносными твердомерами ударного действия // Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. 2010, № 4. С. 70–76.

33. Михалев А.Ю. Разработка метода оценки остаточного ресурса основного металла труб нефтегазопроводов на основе измерения твердости с малой нагрузкой: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ухта, 2012, 23 с.
34. Стоев П.И., Мошенко В.И. Определение механических свойств металлов и сплавов по твердости // Вестник Харьковского научного университета им. Каразина. 2003 Т. 601, № 2 (22). С. 106–112.
35. Струтынский А.В., Худяков С.А. Сравнение характеристик малогабаритных твердомеров. URL: <http://www.armada-ndt.ru/articles/8444/>.
36. Шуваев В.А. Определение границ применимости динамического метода измерения твердости переносными твердомерами ударного действия: дис. ... канд. техн. наук. М., 2006. 115 с.
37. Балицкий О.І., Ріпсї І.В., Еліаш Я. Оцінка стану металу згинів високотемпературних трубопроводів за результатами вимірювання твердості // Вестник ХНАДУ. 2011. Вып. 54. С. 18–22.
38. Способ определения ресурса металла трубопровода или сосуда: пат. № 2529444 Российская Федерация / Запорожец Е.П. и др.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО КубГТУ; заявл. 04.07.2013; опубл. 27.09.2014. Бюл. № 27.
5. Tverdometriya metallov [Hardness of metals]. URL: <http://defektoskopiya.rf/tverdometriya-materialov/>.
6. Sveshchinskij V.O. Features of Common Rail high pressure fuel lines. ZHurnal avtomobil'nyh inzhenerov. 2017. No 6, pp. 10–11.
7. Lysov M.I. Teoriya i raschet processov izgotovleniya detalej metodami gibki [Theory and calculation of processes for manufacturing parts by bending methods]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1966. 236 p.
8. Hlybov A.A. Ocenka nakopleniya povrezhdenij v konstrukcionnyh metallicheskih materialah akusticheskimi metodami dlya obespecheniya bezopasnoj ekspluatatsii tekhnicheskikh ob'ektov: avtoref. dis. ... dokt. tekhn. nauk [Assessment of damage accumulation in structural metal materials by acoustic methods to ensure the safe operation of technical objects: Abstract to Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Nizhnij Novgorod, 2011. 34 p.
9. Aliev R.A. i dr. Truboprovodnyj transport nefti i gaza [Pipeline transport of oil and gas]: Ucheb. dlya vuzov. Moscow: Nedra Publ., 1988. 368 p.
10. Ekspluatatsiya magistral'nyh nefteprovodov [...]. URL: <http://www.kaztransoil.kz/?id=221>.
11. STO Gazprom 2-2.3-095-2007 Guidelines for the diagnostic examination of the linear part of gas pipelines. Moscow, 2007.
12. STO Gazprom 2-2.3-253-2009 Methodology for assessing the technical condition and integrity of gas pipelines. Moscow, 2009.
13. RD 12-411-01 Instructions for diagnosing the technical condition of underground steel gas wires. Moscow, 2002.
14. ST CKBA 091-2011 Pipe fittings. Determination of mechanical properties of steel based on hardness measurement. Sankt-Peterburg: ZAO «NPF «CKBA» Publ., 2011.
15. Getman A.F., Kozin YU.N. Nerazrushayushchij kontrol' i bezopasnost' ekspluatatsii sudosudov i truboprovodov davleniya [Non-destructive testing and operation safety of pressure vessels and pipelines]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1997. 288 p.
16. GOST R 55990-2014 Oil and gas fields. Field pipelines. Design Standards. Moscow: Standartinform Publ., 2015.
17. RD 153-39.4-113-01 Norms of technological design of oil trunk pipelines.
18. Zubailov G.I. Obespechenie bezopasnosti dlitel'no ekspluatiruemyh stal'nyh truboprovodov gazoraspredeitel'nyh sistem: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Ensuring the safety of long-running steel pipelines of gas distribution systems: Abstract to Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Ufa, 2007. 28 p.

References

1. Kuz'bozhev A.S. Materialovedcheskie kriterii ocenki nadezhnosti metalla, metody prognozirovaniya resursa gazotransportnyh sistem: avtoref. dis. ... dokt. tekhn. nauk [Material science criteria for assessing the reliability of metal, methods for predicting the durability of gas transmission systems: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow, 2008. 46 p.
2. Sigajlov M.V. i dr. Evaluation of the properties of metal by hardness in diagnosing the technical condition of steel gas pipelines. Molodoj uchenyj. 2016. No 3, pp. 206–208.
3. Kolmakov A.G., Terent'ev V.F., Bakirov M.B. Metody izmereniya tverdosti [Hardness measurement methods]: sprav. izd. Moscow: Internet Inzhiniring, 2005. 150 p.
4. Safarova K.N. Structural and energy state of the main material of welded pipes of gas pipelines and durability. Vserossijskaya nauchno-tekhnicheskaya konferenciya studentov Studencheskaya nauchnaya vesna 2012: Mashinostroitel'nye tekhnologii [All-Russian scientific and technical students conference Student Scientific Spring 2012: Mechanical Engineering Technologies]. URL: http://studvesna.ru/db_files/articles/572/thesis.pdf.

19. GOST 20295-85 Welded steel pipes for gas and oil pipelines. Technical specifications. Moscow: IPK Izd-vo standartov Publ., 2001.
20. Truby dlya nefteprovoda [Pipes for the oil pipeline]. URL: http://www.uralpsk.ru/truby_dlya_nefteprovoda.html.
21. GOST 11017-80 Steel seamless high pressure pipes.
22. GOST R ISO 8535-1-2017 Diesel engines. Steel pipes for high pressure fuel lines. Part 1. Requirements for seamless cold forming pipes. Moscow: Standartinform Publ., 2017. 16 p.
23. OST 153-39.4-010-2002 Methodology for determining the residual life of oil and gas pipelines and pipelines of head structures. Moscow, 2002. 110 p.
24. Sposob opredeleniya resursa metalla truboprovodov [The method for determining the durability of metal pipelines]: pat. No 2536783 Rossijskaya Federaciya / Puzhajlo A.F. i dr.; zayavitel' i patentoobladatel' OAO «Giprogazcentr»; zayavl. 06.08.2013; opubl. 27.12.2014. Byul. No 36.
25. Sposob ocenki ostatochnogo resursa po izmeneniyu poteri plastichnosti konstrukcionnoj stali [A method for assessing the residual life by changing the loss of ductility of structural steel]: pat. No 2555508 Rossijskaya Federaciya. / Ivanov A.R., Bol'shakov A.M.; zayavitel' i patentoobladatel' FGBUN Institut fiziko-tekhnicheskikh problem Severa im. V.P. Laronova; zayavl. 19.02.2014; opubl. 10.07.2015. Byul. No 19.
26. Poyarkova E.V., Kuzeev E.R. Macro-scale levels of diagnostics of the mechanical state of metal of high-temperature pipelines. Elektronnyj nauchnyj zhurnal «Neftegazovoe Delo». 2015. No 4, pp. 283–312.
27. Sveshchinskij V.O. i dr. Some preliminary results of the study of the influence of a multi-cycle load on the hardness of a high pressure fuel line. Traktory i sel'hozmashiny. 2018. No 2, pp. 54–58.
28. Bryushko V.I. Ocenka sostoyaniya metalla magistral'nyh i tekhnologicheskikh truboprovodov: dis. ... kand. tekhn. nauk [Assessment of the state of metal of main and technological pipelines: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Tol'yatti, 2006. 149 p.
29. Dvigatel' YAMZ-6582.10. Dopolnenie k rukovodstvu po ekspluatatsii 238DE-3902150 RE «Silovye agregaty YAMZ-238BE2, YAMZ-238BE, YAMZ-238DE2, YAMZ-238DE» [Supplement to the operation manual 238DE-3902150 RE “Power units YaMZ-238BE2, YaMZ-238BE, YaMZ-238DE2, YaMZ-238DE”]. YAroslav': OAO «Avtodizel'» (YAMZ), 2010. 40 p.
30. TU 24.20.13.140-388-00186619-2017 Seamless high-pressure steel pipes for fuel lines of internal combustion engines. Technical specifications. Pervoural'sk: OAO «PNTZ» Publ., 2017. 12 p.
31. Efimenko L.A., Prygaev A.K. Opredelenie faklicheskih mekhanicheskikh svojstv metalla truboprovodov na osnove izmereniya tverdosti [Determination of actual mechanical properties of pipeline metal based on hardness measurement]. Uch. posobie dlya prakticheskoy raboty v usloviyah poligona. Moscow: RGU nefti i gaza Publ., 2007. 18 p.
32. Kazancev A.G. i dr. Measuring hardness by portable impact hardness testers. Vestnik MGTU im. G.I. Nosova. 2010. No 4, pp. 70–76.
33. Mihalev A.YU. Razrabotka metoda ocenki ostatochnogo resursa osnovnogo metalla trub neftegazoprovodov na osnove izmereniya tverdosti s maloj nagruzkoj: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Development of a method for assessing the residual resource of the base metal of oil and gas pipelines based on measurements of hardness with a low load: Abstract to Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Uhta, 2012, 23 p.
34. Stoev P.I., Moshenok V.I. Determination of the mechanical properties of metals and alloys by hardness. Vestnik Har'kovskogo nauchnogo universiteta im. Karazina. 2003 Vol. 601. No 2(22), pp. 106–112.
35. Strutynskij A.V., Hudyakov S.A. Sravnenie harakteristik malogabaritnyh tverdomerov [Comparison of the characteristics of compact hardness testers]. URL: <http://www.armada-ndt.ru/articles/8444/>.
36. SHuvaev V.A. Opredelenie granic primenimosti dinamicheskogo metoda izmereniya tverdosti perenosnymi tverdomerami udarnogo dejstviya: dis. ... kand. tekhn. nauk [Determination of the limits of applicability of the dynamic method of measuring hardness by portable impact hardness testers: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. M., 2006. 115 p.
37. Balic'kij O.I., Ripej I.V., Eliash YA. Estimation of the state of bending metal of high-temperature pipelines according to the results of hardness measurement. Vestnik HNADU. 2011. Vyp. 54, pp. 18–22.
38. Sposob opredeleniya resursa metalla truboprovoda ili sosuda [A method for determining the durability of a metal pipeline or vessel]: pat. No 2529444 Rossijskaya Federaciya. / Zaporozhec E.P.i dr.; zayavitel' i patentoobladatel' FGBOU VPO KubGTU; zayavl. 04.07.2013; opubl. 27.09.2014. Byul. No 27.

ПОВЫШЕНИЕ КОРРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН ПРИ ХРАНЕНИИ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НОВОЙ ЗАЩИТНОЙ СМАЗКИ

INCREASE IN RUST RESISTANCE OF FARM VEHICLES AT STORAGE DUE TO USE OF NEW PROTECTIVE LUBRICANT

Н.В. СТЕПАНОВ, к.т.н.

С.Н. ШУХАНОВ, д.т.н.

Иркутский ГАУ, Иркутск, Россия, Shuhanov56@mail.ru

N.V. STEPANOV, PhD in Engineering

S.N. SHUKHANOV, DSc in Engineering

Irkutsk State Agrarian University named after Alexander A. Ezhovsky, Irkutsk, Russia, Shuhanov56@mail.ru

Инновационное развитие агропромышленного комплекса предполагает не только совершенствование существующих технических средств и технологий механизации сельского хозяйства, но и создание новых, отвечающих современным требованиям. Ключевая роль в производстве продукции села отводится его техническому обеспечению. Особое значение придается отлаженной работе сельскохозяйственных машин. Из-за сезонного характера работ в аграрном секторе немаловажное место отводится хранению техники, особенно – на открытых площадках. Задача исследования заключалась в расширении возможностей повышения коррозионной стойкости металлических деталей сельскохозяйственных машин при хранении на открытых площадках за счет использования новых добавок, а именно использование отработанных моторных масел автотракторных двигателей; омыленного таллового пека – отхода, образованного при производстве бумаги и картона. Указанная задача достигается тем, что предлагается смазка, содержащая следующие компоненты, мас. %: отработанное моторное масло – 20–40; омыленный талловый пек – 2,0–4,0; азотная кислота – 0,15–0,45; вода – остальное. Проведенные испытания подтвердили, что применение смазки данного состава исключает коррозию металлических деталей сельскохозяйственной техники при хранении на открытых площадках за счет высокой адгезии. Данная смазка не требует подогрева. Использование отработанных моторных масел позволяет отказаться от применения для смазок дорогостоящих масляных нефтяных соединений.

Ключевые слова: защитная смазка, сельскохозяйственные машины, хранение, металлические детали.

Innovative development of agro-industrial complex assumes not only perfecting of the existing technical means and technologies of mechanization of agriculture, but also creation new devices, which meet modern requirements. The key part in manufacturing of the village products is assigned to its hardware. Particular importance has the smooth operation of farm vehicles. Because of seasonal nature of work in the agrarian sector the important place is taken by storage of vehicles, which usually happens at the open areas. The objective of the study was to expand the ability to increase the corrosion resistance of metal parts of agricultural machines when stored in open areas through the use of new additives. The use of used engine oils of autotractor engines; the saponified tall pitch – the waste formed by production of paper and cardboard. This problem is achieved by the fact that the proposed lubricant containing used engine oil, emulsifier, additive and water contains saponified tall pitch as an emulsifier, nitric acid as an additive in the following ratio, wt. %: Used engine oil – 20–40; saponified tall pitch – 2,0–4,0; nitric acid – 0,15–0,45; water is the rest Tests have confirmed that the use of a lubricant of this composition eliminates the corrosion of metal parts of agricultural machinery when stored in open areas due to high adhesion. This lubricant doesn't demand heating. The use of used motor oils eliminates the use of expensive oil-based petroleum compounds for lubricants.

Keywords: protective lubricant, farm vehicles, storage, metal details.

Введение

Инновационное развитие агропромышленного комплекса предполагает не только совершенствование существующих технических средств и технологий механизации сельского хозяйства, но и создание новых, отвечающим современным требованиям [1–9]. Ключевая роль в производстве продукции села отводится его техническому обеспечению. Особое значение придается отлаженной работе сельскохозяйственных машин. Из-за сезонного характера работ в аграрном секторе немало важное место отводится хранению техники и, нередко на открытых площадках.

Цель исследования

Получение новой смазки для покрытия металлических частей сельскохозяйственной техники, в частности, при хранении на открытых площадках для повышения коррозионной стойкости на уровне патентопригодности.

Материалы и методы

Проведен литературный обзор, патентный поиск, изучен практический опыт по использованию разных смазок. Выполнены ускоренные испытания защитных свойств смазок в камере везерометра, а также в производственных условиях хранения на открытых площадках.

Для защиты сельскохозяйственной техники от атмосферной коррозии применяются различные консервационные масла и смазки высоковязких минеральных масел и твердых углеводородов. Многие смазки содержат различные присадки, улучшающие их защитные свойства. Механизм действия большинства защитных смазок сводится к созданию на поверхности детали слоя, который препятствует проникновению атмосферной влаги к поверхности металла.

Известны консервационные масла и смазки, полученные на базе отработанных моторных масел, которые используются для межсезонной защиты от коррозии сельскохозяйственной техники, запасных частей и т.д. [10].

Недостатком таких смазок является то, что отработанные масла не обладают достаточной липкостью при контакте с покрываемой поверхностью детали (адгезией) и поэтому легко смываются атмосферными осадками в период хранения сельскохозяйственной техники на открытых площадках.

Задача исследования заключалась в расширении возможностей повышения коррозионной стойкости металлических деталей сельскохозяйственных машин при хранении на открытых площадках за счет использования новых добавок, а именно – использование отработанных моторных масел автотракторных двигателей; омыленного таллового пека – отхода, образованного при производстве бумаги и картона.

Указанная задача достигается тем, что предлагаемая смазка, содержащая следующие компоненты, мас. %:

- отработанное моторное масло – 20–40;
- омыленный талловый пек – 2,0–4,0;
- азотная кислота – 0,15–0,45;
- вода – остальное.

Для приготовления смазки использовали отработанное моторное масло, омыленный талловый пек (ОТП) – отход сульфитно-целлюлозного производства Селенгинского ЦКК, являющийся поверхностно-активным веществом. Введение омыленного таллового пека в состав смазки обеспечивает получение стабильной эмульсии за счет наличия в составе пека смоляных и жирных кислот. В результате реакции компонентов омыленного таллового пека с отработанным моторным маслом и азотной кислотой образуются натриевые мыла, которые являются гидрофильными эмульгаторами и дают эмульсию типа «масло в воде».

Смазку готовили путем эмульгирования расчетных компонентов в отработанном масле при комнатной температуре механическим перемешиванием в лопадном смесителе до получения однородной пасты; ориентировочно продолжительность составляет 20–30 мин. Смазка на основе отработанных моторных масел по консистенции представляет собой пасту серовато-коричневого цвета, легко наносимую на поверхность металлических деталей кистью или разбрызгиванием под давлением. Смазка обладает высокой адгезией к поверхности металлических деталей и обеспечивает нанесение смазки равномерным, тонким слоем как в холодном, так и в горячем состояниях.

Примеры вариантов смазки, позволяющие исключить коррозию на металлических деталях сельскохозяйственной техники при хранении на открытых площадках при следующем соотношении компонентов, мас. %:

- отработанное моторное масло – 20–30–40;
- омыленный талловый пек – 2,0–3,0–4,0;

- азотная кислота – 0,15–0,30–0,45;
- вода – остальное.

Все компоненты, кроме отработанного масла, используются в виде водных растворов.

При изготовлении смазки рекомендуется следующая последовательность загрузки составляющих компонентов: отработанное масло, омыленный талловый пек, азотная кислота, вода. Азотная кислота вводится с расчетным количеством воды. Для ускорения растворения омыленного таллового пека воду рекомендуется подогреть до 30–40 °С. После длительного хранения смазку желательно перемешать в течение 1 мин.

Перед производственными испытаниями смазки были проведены лабораторные испытания. Исследования защитных свойств смазок проводились в везерометре, где образцы подвергались циклическому воздействию искусственных факторов, имеющих место при длительном хранении машин на открытых площадках. Для выбора эффективных средств защиты были приняты следующие смазки:

- 1) отработанное моторное масло;
- 2) смазка К-17;
- 3) смазка НГ-204;
- 4) смазка: отработанное моторное масло + омыленный талловый пек + серная кислота + вода;
- 5) отработанное моторное масло + омыленный талловый пек + азотная кислота + вода.

На поверхность образцов (сталь 10) смазки наносили тонким слоем.

Результаты и обсуждение

Результаты ускоренных испытаний защитных свойств смазок приведены в табл. 1.

Из табл. 1 видно, что сравнительный коррозионный износ в камере везерометра составил за 720 ч испытаний: с азотной кислотой – 0,17 г/дм², а с серной – 0,23 г/дм². Это говорит о том,

что при нанесении на металлические детали смазки с азотной кислотой имеют более высокую плотность и адгезию к поверхности металлических деталей. Технические возможности защитной смазки с азотной кислотой значительно увеличены по долговечности использования. Срок смывания при ускоренных испытаниях в везерометре составил 1050 ч смазки с азотной кислотой, а смазки с серной кислотой – 530 ч.

При проведении производственных испытаний смазок на открытых площадках в учебном хозяйстве «Окское» детали сельскохозяйственной техники были покрыты опытными образцами смазок, и одновременно на площадках были установлены контрольные образцы из стали 10 (размером 100×150 мм), на поверхность которых были нанесены те же смазки.

Результаты производственных испытаний защитных свойств смазок контрольных образцов в условиях хранения на открытых площадках приведены в табл. 2.

Результаты производственных испытаний (см. табл. 2) подтверждают, что коррозионный износ контрольных образцов смазки с азотной кислотой – 0,023 г/дм², значительно ниже чем с серной кислотой – 0,036 г/дм².

Результаты ускоренных и производственных испытаний защитных свойств смазок дают основание считать, что замена серной кислоты на азотную дают технический результат. Состав смазки, имеющий коэффициент защитной способности $K = 0,91–0,93$ (см. табл. 1), может быть рекомендован и использован для защиты от коррозии наружных поверхностей деталей сельскохозяйственной техники при хранении на открытых площадках.

Процессом торможения электродного механизма является введение в отработанные масла пассивирующих веществ. В предлагаемом составе смазки в качестве пассивирующего вещества использовали омыленный талловый пек.

Таблица 1

Результаты ускоренных испытаний защитных свойств смазок в камере везерометра

№	Наименование покрытия	Коррозионный износ за 720 ч испытания, г/дм ²	Коэффициент защитной способности смазки, К	Срок смывания покрытия, ч
1	Отработанное моторное масло	0,87	0,12–0,35	120
2	Смазка К-17	0,70	0,47–0,51	145
3	Смазка НГ-204	0,55	0,65–0,71	236
4	ОММ + ОТП + H ₂ SO ₄ + H ₂ O	0,23	0,92–0,97	530
5	ОММ + ОТП + HNO ₃ + H ₂ O	0,17	0,91–0,93	1050

Таблица 2

Результаты производственных испытаний защитных свойств смазок в условиях хранения на открытых площадках

№	Наименование покрытия	Коррозионный износ, г/дм ²			Средний коррозионный износ, г/дм ²
		май–июль	август–октябрь	ноябрь–январь	
1	Отработанное моторное масло	0,346	0,891	0,649	0,628
2	Смазка К-17	0,218	0,672	0,723	0,537
3	Смазка НГ-204	0,101	0,324	0,216	0,213
4	ОММ + ОТП + H ₂ SO ₄ + H ₂ O	0,027	0,034	0,048	0,036
5	ОММ + ОТП + HNO ₃ + H ₂ O	0,015	0,021	0,034	0,023

Вывод

Применение смазки данного состава позволит исключить коррозию металлических деталей сельскохозяйственной техники при хранении на открытых площадках за счет высокой адгезии к поверхности металлических деталей. Данная смазка не требует подогрева. Использование отработанных моторных масел позволит отказаться от применения для смазок дорогостоящих масляных нефтяных соединений.

Литература

1. Алтухов И.В., Очиров В.Д., Федотов В.А. Экспериментальная ИК – установка для сушки плодов и овощей // Вестник ИрГСХА, 2017. № 81–2. С. 90–96.
2. Болоев П.А., Шуханов С.Н. Разработка ресурсосберегающих технологий эксплуатации и диагностики транспортных машин в условиях Восточной Сибири. Монография. Иркутск: Изд-во ИрНИТУ, 2016. 148 с.
3. Бутенко А.Ф., Асатуриян А.В., Чепцов С.М. Экспериментальное определение параметров активного питателя ленточного метателя зерна // Вестник АПК Ставрополя, 2015. № 1 (17). С. 17–21.
4. Бутенко А.Ф., Асатуриян А.В., Чепцов С.М. Результаты экспериментальных исследований комбинированного ленточного метателя зерна // Научное обозрение, 2016. № 10. С. 79–83.
5. Бутенко А.Ф., Асатуриян А.В. К обоснованию эффективности использования комбинированного ленточного метателя зерна // Международный технико-экономический журнал, 2018. № 1. С. 80–86.
6. Кузьмин А.В., Шуханов С.Н. Технический сервис транспортно-технических машин и комплексов. Учебное пособие. Иркутск: Изд-во ИрНИТУ, 2016. 166 с.

7. Раднаев Д.Н., Калашников С.С., Шуханов С.Н. Оптимизация технологического комплекса машин в растениеводстве // Аграрная наука, 2015. № 8. С. 28–30.
8. Шуханов С.Н., Ханхасаев Г.Ф. Технология современного производства. Учебное пособие. Улан-Удэ: Изд-во Бурятского госуниверситета, 2006. 50 с.
9. Шуханов С.Н. Автоматическое регулирование работы молотильных аппаратов при уборке зерновых культур // Вестник АПК Верхневолжья, 2016. № 4 (36). С. 75–78.
10. Лазаренко В.И., Тишина Е.А., Ермолов Ф.Н. Защитные свойства отработанных моторных масел // Нефтепереработка и нефтехимия, 1982. № 2. С. 16–18.

References

1. Altukhov I.V., Ochirov V.D., Fedotov V.A. The experimental IK – installation for drying of fruits and vegetables // Messenger of IrGSHA, 2017. No 81–2, pp. 90–96.
2. Boloyev P.A., Shukhanov S.N. Development of resource-saving technologies of operation and diagnostics of transport vehicles in the conditions of Eastern Siberia. Monograph. Irkutsk: Publishing house of IRNITU, 2016. 148 p.
3. Butenko A.F., Asaturyan A.V., Cheptsov S.M. Experimental determination of parameters of the fissile feeder of the tape thrower of grain // Messenger of agrarian and industrial complex of Stavropol Territory, 2015. No. 1 (17), pp. 17–21.
4. Butenko A.F., Asaturyan A.V., Cheptsov S.M. Results of the pilot studies of the combined tape thrower of grain // The Scientific review, 2016. No 10, pp. 79–83.
5. Butenko A.F., Asaturyan A.V. To justification of effectiveness of use of the combined tape thrower of grain // The International technical and economic magazine, 2018. No 1, pp. 80–86.

6. Kuzmin A.V., Shukhanov S.N. Technical service of transport and technical cars and complexes. Manual. Irkutsk: Publishing house of IRNITU, 2016. 166 pages.
7. Radnaye D.N., Kalashnikov S.S., Shukhanov S.N. Optimization of a technological complex of cars in crop production // Agrarian science, 2015. No 8, pp. 28–30.
8. Shukhanov S.N., Hankhasayev G.F. Technology of the modern production. Manual. Ulan-Ude: Publishing house of the Buryat State University, 2006. 50 p.
9. Shukhanov S.N. Automatic control of operation of molotilny devices when cleaning grain crops // The Messenger of agrarian and industrial complex of the Upper Volga, 2016. No 4 (36), pp. 75–78.
10. Lazarenko V.I., Tishina E.A., Yermolov F.N. Protective properties of used engine oils // Oil processing and petrochemistry, 1982. No 2, pp. 16–18.

ПРИМЕНЕНИЕ КОНВЕЙЕРНОЙ КОМБИНИРОВАННОЙ КОНВЕКТИВНО-МИКРОВОЛНОВОЙ ОБРАБОТКИ ДЛЯ СУШКИ ФРУКТОВ И ОВОЩЕЙ

THE USE OF COMBINED CONVECTION-MICROWAVE PROCESSING LINE FOR DRYING FRUITS AND VEGETABLES

А.А. КОРОЛЕВ^{1,2}
А.В. ПРОКОПЕНКО¹

¹ Всероссийский научно-исследовательский институт технологии консервирования – Филиал Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Федеральный научный центр пищевых систем им. В.М. Горбатова» РАН, г. Видное, Московская обл., Россия, process@vniitek.ru

² НИИ Пищеконцентратной промышленности и специальной пищевой технологии – филиал ФГБУН «ФИЦ питания и биотехнологии», Московская область, Ленинский район, поселок Измайлово, д. 22, gnuniipspt@gmail.com

A.A. KOROLEV^{1,2}
A.V. PROKOPENKO¹

¹ All-Russian Research Institute of Conservation Technology – Branch of the Federal State Budget Scientific Institution «Federal Scientific Center for Food Systems named after Valeriy M. Gorbатов» of RAS, Vidnoe, Russia, process@vniitek.ru

² Research Institute of Food Concentrate Industry and Special Food Technology – Branch of the Federal State Budgetary Institution for Nutrition and Biotechnology, Izmaylovo, Russia, gnuniipspt@gmail.com

В статье представлен опыт эксплуатации микроволновых сушильных установок, применяемых в технологии переработки сельскохозяйственного сырья. Предложены технологические решения, касающиеся разработки и использования конвейерных микроволновых сушильных установок для сушки растительного сырья. Полученные параметры энергопотребления и динамики процесса сушки позволяют определить близкую к оптимальной границу перехода энергоподводов. Определено оптимальное значение переходной влажности (на границе микроволнового и конвективного модулей), которое должно находиться в диапазоне от 28 до 35 %. Применение метода комбинированного энергоподвода в технологиях сушки фруктов и овощей позволяет снизить энергопотребление процесса на 20–30 %. Приводятся примеры успешного внедрения предложенного способа сушки в пищевой промышленности.

Ключевые слова: СВЧ, растительное сырье, сушка, сушеные овощи, сушеные фрукты, снеки, фруктовые чипсы.

The article presents the experience of operating microwave drying plants, which are used in the technology of processing agricultural raw materials. The technological solutions for the development and use of microwave conveyor drying plants for drying plant materials were proposed. The obtained parameters of energy consumption and dynamics of the drying process allowed to determine close to the optimal transition boundary of the energy supply. The optimum value of transient humidity (at the boundary of the microwave and convective modules) is determined to be in the range from 28 to 35 %. The use of the combined energy supply method in drying technologies for fruits and vegetables allows to reduce the energy consumption of the process by 20–30 %. The examples of successful implementation of the proposed drying method in the food industry are given.

Keywords: SHF, vegetable raw materials, drying, dried vegetables, dried fruits, snacks.

Введение

Сушка – наиболее выгодный способ консервирования растительных материалов, позволяющий достаточно полно сохранить нативные свойства плодов, овощей, ягод, зеленных культур при минимальных материальных затратах на обезвоживание, упаковку и хранение сушеных продуктов.

Для переработки продукции сельского хозяйства применяются различные технологии сушки: естественная, аэрационная, конвективная, сушка в псевдокипящем слое, инфракрасная, сублимационная, микроволновая. Способы сушки различаются организацией процесса отъема влаги из материала и характеризуются использованием одного или нескольких процессов, определяющих всю специфику сушки. Применение способа микроволновой сушки, в том числе и комбинированной находит широкое распространение в мире [1, 2, 3]. Так, микроволновую сушку применяют для сушки древесины [4], зерна [5], овощей, фруктов [6, 1].

В настоящее время в России разработано большое количество СВЧ-установок волноводного и лучевого типа с конвективным и вакуумным удалением влаги. Более пяти организаций выпускают установки для сушки с использованием микроволновой энергии. Все установки имеют модульную конструкцию с мощностью магнетронного модуля до 1 кВт на частоте 2450 МГц. Равномерность нагрева пищевых продуктов достигается расположением модулей, очередностью подачи питающего напряжения и выбором системы передачи СВЧ-энергии. Созданные установки по микроволновой сушке рыбы, мяса, грибов, круп, овощей и фруктов характеризуются небольшим временем и относительно низкой температурой процесса. Особенно это справедливо для вакуумной сушки, когда на начальной стадии температура определяется давлением. Согласно современным тенденциям, для увеличения производительности и равномерности сушки перспективным представляется применение мощных магнетронных генераторов с частотой 915 МГц [7, 8, 9, 10], к недостаткам такого оборудования относится стоимость и сложность его эксплуатации.

Использование СВЧ-энергии для сушки веществ имеет ряд преимуществ: объемный характер выделения энергии при облучении объектов электромагнитными волнами; селек-

тивность энерговыделения, что обеспечивает высокую конечную однородность объектов сушки по влажности; малое время и относительно низкая температура процесса сушки, что применительно к пищевым продуктам, а также позволяет обеспечить очень высокую (до 96–98 %) сохраняемость полезных веществ и витаминов [6].

Цель исследования

Представить на обсуждение опыт эксплуатации микроволновых сушильных установок, применяемых в технологии переработки сельскохозяйственного сырья, а также предложить технологические решения, касающиеся разработки и использования конвейерных микроволновых сушильных установок для сушки растительного сырья.

Методы и средства

В ООО «НПФ ЭТНА», г. Саратов, разработан ряд промышленных установок УСК конвейерного типа различной производительности и суммарной потребляемой мощности от 16,8 до 48 кВт. Принцип работы установок основан на комплексном воздействии на объекты сушки СВЧ-энергии магнетронов мощностью 800 Вт, работающих на частоте на 2450 МГц, и конвективного потока горячего воздуха при непрерывном перемешивании в рабочем канале. Такая комбинация позволяет обеспечивать равномерный нагрев всего объема обрабатываемого продукта.

Приготовление образцов и их обработка

Исследования по совмещению конвективно-го и микроволнового методов сушки на разных стадиях сушки проводили на корнеплодах моркови и яблоках. Морковь мыли и очищали от кожуры, из яблок удаляли сердцевину. Для нарезки на шайбы толщиной 3–4 мм использовали промышленную резку KSM 100 (Kronen gmbh.).

Нарезанную морковь пробланшировали в кипящей воде в течение 10 мин. Порезанные на поперечные шайбы яблоки выдерживали в 0,5%-м растворе лимонной кислоты при температуре 40 °С в течение 5 мин.

Для конвективной сушки использовали камеру сушилку с тепловентилятором мощностью 7,7 кВт. Досушку в микроволновом поле проводили в лабораторной сушильной установке УСК-2м (ЭТНА, г. Саратов).

Процесс сушки проводили при следующих режимах: температуру в конвективной сушилке поддерживали в пределах 70–75 °С, СВЧ-сушилке – в пределах 50–55 °С. Насыпная масса сырья на технологические поддоны в обоих случаях составила 5 кг/м².

На рис. 1 представлена схема конвейерной СВЧ-установки. Установка оснащена транспортером, поглощающими камерами, гарантирующими безопасный ввод продукта в электродинамическую систему и вывод из нее, снабженной электродинамической системой собственной вытяжной вентиляции водяного пара. Электродинамическая система установки выполнена на базе совокупности желобковых волноводов, объединенных в модули, которые последовательно установлены в зависимости от производительности и назначения сушилки. Нагреваемый объект слоем толщиной не более 35 мм располагается у поверхности центрального проводника желобкового волновода, что позволяет в режиме бегущей волны обеспечить высокую степень равномерности нагрева продукта. Продукт транспортируется через установку на фторопластовых технологических поддонах. Безопасность по СВЧ-облучению обеспечивают системами из четвертьволновых дросселей и экранирующими элементами, расположенными на входе и выходе продуктопровода.

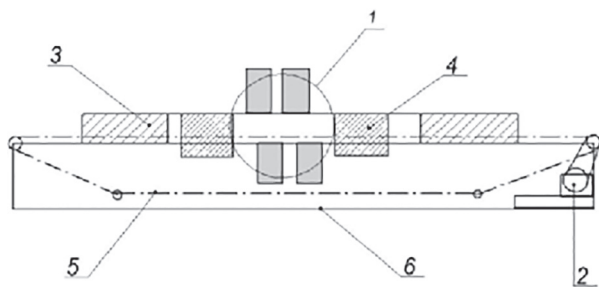


Рис. 1. Принципиальная компоновка модульной СВЧ-установки:

- 1 – СВЧ модуль, 2 – мотор редуктор,
- 3 – СВЧ-дроссель, 4 – камера конвективной продувки, 5 – конвейерная цепь, 6 – рама

Согласованная работа магнетронных генераторов при заполнении рабочего канала сушильной установки объектами сушки обеспечивает режим бегущей волны, при котором плотность СВЧ-энергии равномерна по длине рабочей камеры, что позволяет использовать широкую транспортерную ленту для подачи образцов обрабатываемых материалов. Указанный способ подачи СВЧ-мощности обеспечива-

ет более равномерный нагрев, чем при использовании одного СВЧ-источника. Убыль массы при СВЧ-досушке определяли через 2 минуты.

Принцип и применение технологии комбинированной конвективно-микроволновой сушки

При конвективном методе суммарная энергоемкость процесса с учетом рециркуляции теплоносителя составляет ~2 кВт×ч/кг. Для микроволновой сушки при прохождении полного диапазона влажностей эта величина составляет 1,55 кВт×ч/кг. При оптимальном же сочетании методов удастся достичь величины порядка 1,15 кВт×ч/кг. Так, при значении переходной влажности 200 % суммарная энергоемкость $R\Sigma$ составляет 1,22 кВт×ч/кг, а при значении переходной влажности 70 % $R\Sigma$ – 1,28 кВт×ч/кг.

На начальных этапах процесса сушки идет равномерный прогрев и постоянный перенос влаги от внутренних к поверхностным слоям материала. Влага с поверхности объекта сушки удаляется равномерно с постоянной скоростью, влагосодержание уменьшается линейно, при этом температура поверхности постоянна и равна температуре мокрого термометра. На данном этапе сушки эффективен конвективный энергоподвод. Однако по мере высыхания продукта и связанного с этим снижения его тепло- и массопроводящих характеристик все большая доля тепловой энергии не проникает вглубь высушиваемых продуктов, а переизлучается в пространство. Энергоемкость процесса возрастает, время сушки многократно увеличивается, возникают локальные перегревы продукта.

Микроволновая сушка имеет преимущество в скорости и энергоемкости процесса на последних стадиях сушки, когда процесс масспереноса влаги замедляется. Это связано с объемным характером нагрева при облучении объектов микроволновыми электромагнитными волнами, микроволновое излучение поглощается селективно в тех областях, которые характеризуются самыми высокими диэлектрическими параметрами ϵ и $\text{tg}\delta$, то есть в тех областях, в которых имеет место наибольшее содержание влаги. При использовании микроволнового энергоподвода процесс масспереноса влаги от внутренних слоев к верхним идет постоянно и скорость сушки выше по сравнению с конвективным способом сушки.

Учитывая вышесказанное, эффективно совмещение двух механизмов сушки (конвективного и микроволнового) на различных стадиях процесса сушки.

Ход кривых изменения энергоёмкости $R = R(w)$ и скорости сушки представлен на рис. 2 и 3. По этим кривым можно выбрать близкую к оптимальной величину переходной влажности (на границе микроволнового и конвективного модулей) – порядка 28–35 %. Для таких продуктов, как яблоки, это означает, что примерно 80–85 % всей содержащейся в исходном продукте влаги следует удалить конвективным методом и лишь оставшиеся 15–20 % – микроволновым [11, 10]. Средняя энергоёмкость процесса составляет 1,5–1,6 кВт×ч/кг, что в 1,8–2,0 раза ниже значений допускаемых в промышленности при конвективной сушке.

На рис. 4 представлены кривые досушки порезанных на шайбы яблок и моркови, предварительно высушенных конвективным способом до 30 % влажности. На графиках видно,

что досушка в СВЧ-поле проходит быстрее более чем в 3 раза по сравнению с конвективным способом. Досушка яблок идет медленнее моркови из-за более высокого содержания сахаров, затрудняющих процесс сушки. Кроме того, более длительная и интенсивная предварительная гидро-термообработка моркови способствует разрушению клеточных стенок и повышению проводимости влаги от внутренних слоев к внешним в сырье [7]. Процесс микроволновой досушки осуществляется на относительно низких температурах сушки 45–55 °С, что способствует сохранению качества готовой продукции и снижению количества брака.

Оборудование для комбинированной сушки может дополнять и интенсифицировать работу технологических линий производства сушеной продукции (сушеных фруктов, корнеплодов, овощей), экструдатов пищевых концентратов, а также при производстве экструдированных кормов [13].

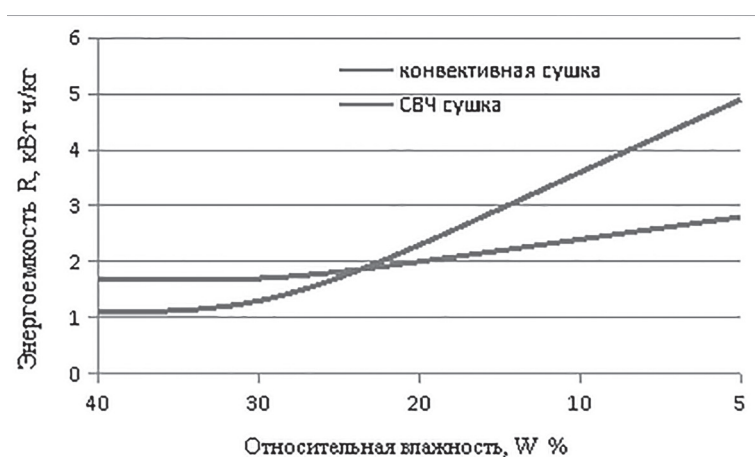


Рис. 2. Зависимость энергоёмкости $R(w)$ для конвективного и микроволнового механизмов сушки

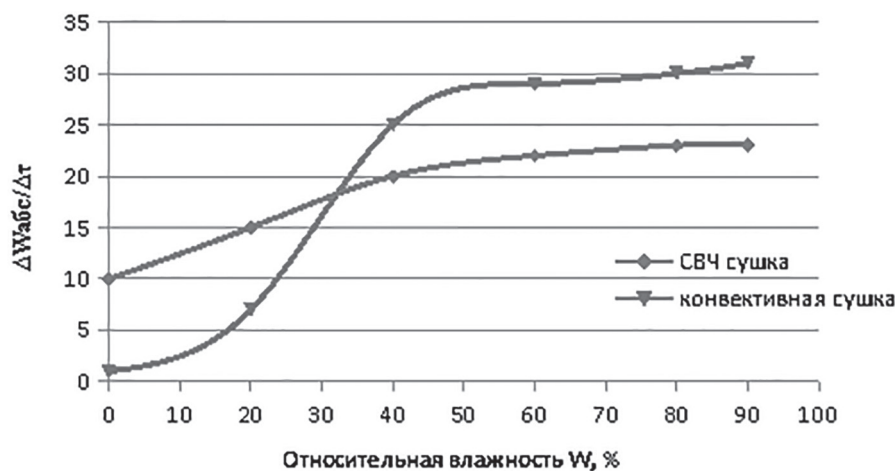


Рис. 3. Зависимость скорости сушки для конвективного и микроволнового механизмов сушки

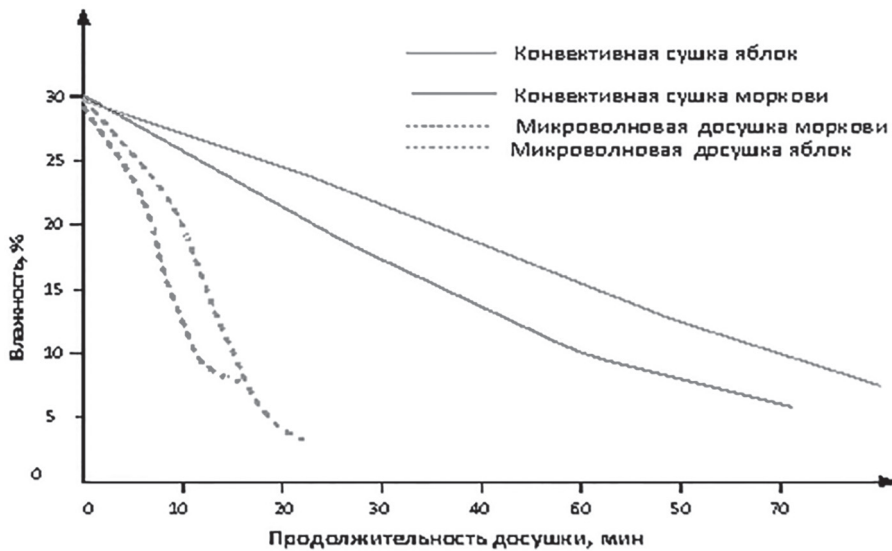


Рис. 4. Кривые скорости досушки резаных яблок и моркови для конвективного и микроволнового механизмов сушки

При экспериментальной проверке на начальной стадии сушки использовалась одноленточная сушилка СК-500 (Шебекинский машзавод, Россия) с последующей досушкой в СВЧ-установке. Технология и оборудование апробированы на предприятиях по производству сушеных корнеплодов (ИК № 1 г. Мариинск, Кемеровская область) и яблочных чипсов «Донфрукт» (Волгоградская обл., г. Дубовка).

Таким образом, использование конвективной микроволновой сушки на финальной стадии приготовления продукта позволит существенно ускорить процесс сушки и улучшить органолептические характеристики сырья.

Выводы

На основании проведенного анализа применения микроволнового энергоподвода разработана технология комбинированной сушки плодов и овощей. На начальной стадии сушки использовалась одноленточная сушилка СК-500 (Шебекинский машзавод, Россия) с последующей досушкой в СВЧ-установке. Технология и оборудование апробированы на предприятиях по производству сушеных корнеплодов (ИК № 1 г. Мариинск, Кемеровская область) и яблочных чипсов «Донфрукт» (Волгоградская обл., г. Дубовка).

Определено оптимальное значение переходной влажности (на границе микроволнового и конвективного модулей), которое должно на-

ходиться в диапазоне от 28 до 35 %. Применение метода комбинированного энергоподвода в технологиях сушки фруктов и овощей позволяет снизить энергопотребление процесса на 20–30 %.

Литература

1. Hao Feng, Yun Yin, Juming Tang. Microwave Drying of Food and Agricultural Materials: Basics and Heat and Mass Transfer Modeling Received: 24 October 2011 / Accepted: 4 January 2012 Springer Science+Business Media, LLC 2012 Food Eng Rev DOI 10.1007/s12393-012-9048-x.
2. Mermelstein N.H. Microwave and radiofrequency drying. Food Technol. 1998. Vol. 52, No 11. P. 84–86.
3. Pappas C., Tsami E., Marinos D. Drying Technol. 1999. 17. 1–2. С. 157–174.
4. Guanben Du, Siqun Wang, Zhiyong Cai Microwave Drying of Wood Strands Drying Technology, 23: 1–16, 2005 Copyright Q 2005 Taylor & Francis, Inc. ISSN: 0737-3937 print/1532-2300 online. DOI: 10.1080/07373930500340494.
5. Vadivambal R., Jayas D.S., Chelladurai V., White N.D.G. Preliminary study of surface temperature distribution during microwave heating of cereals and oilseed Biosystems Engg. 2009. Vol. 51, No ann. P. 3.45–3.52.
6. Королев А.А. Разработка технологии плодово-овощных чипсов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. 05.18.01. М.: ФГБОУ ВПО МГУТУ. 2013. 24 с.
7. Гинзбург А.С. Технология сушки пищевых продуктов. М.: Пищевая промышленность, 1976. 248 с.

8. Королев А.А., Пенто В.Б., Прокопенко А.В., Явчуновский В.Я. Разработка и применение конвейерной СВЧ-установки в пищевой промышленности в сборнике: лазерные, плазменные исследования и технологии ЛАПЛАЗ-2017. Сборник научных трудов III Международной конференции. 2017. С. 74.
9. Лыков А.В. Теория сушки. М: Энергия, 1968. 472 с.
10. Явчуновский В.Я. Микроволновая и комбинированная сушка: физические основы, технологии и оборудование. Саратов: Изд-во Саратов. ун-та, 1999. 213 с.
11. Королев А.А., Пенто В.Б., Явчуновский В.Я. Сравнительный анализ современных технологий и оборудования для сушки плодовоовощных продуктов // Консервная промышленность сегодня: технологии, маркетинг, финансы. № 5–6, 2011. С. 6–11.
12. Orikasa T., Koide S., Sawada M., Sanka T., Sasaki K., Watanabe T., Ando Y., Nakamura N., Muramatsu Y., Shiina T. Tagawa A. Influence of Different Blanching Conditions on Changes in Several Quality Parameters and Physiological Properties of Carrot for Determination of Optimum Blanching Conditions. *Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery and Food Engineers*, 2017. Vol. 79, No 2. P. 122–130.
13. Darvishi H., Hadi Khoshtaghaza M., Najafi G., Zarein M. Characteristics of sunflower seed drying and microwave energy consumption *Intern. Agrophysics*. 2013. Vol. 27, No 2. P. 127–132.
5. Vadivambal R., Jayas D.S., Chelladurai V., White N.D.G. Preliminary study of surface temperature distribution during microwave heating of cereals and oilseed *Biosystems Engg.* 2009. Vol. 51. No ann. P. 3.45–3.52.
6. Korolev, A.A. Razrabotka tekhnologii plo-doovoshchnyh chipsov. Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk [Development of technology for fruit and vegetable chips: Abstract to dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. 05.18.01. Moscow: FGBOU VPO MGUTU Publ. 2013 24 p.
7. Ginzburg A.S. Tekhnologiya sushki pishchevyh produktov [Food drying technology]. Moscow: Pishchevaya promyshlennost' Publ., 1976. 248 p.
8. Korolev A.A., Pento V.B., YAvchunovskij V.YA. Comparative analysis of modern technologies and equipment for drying fruit and vegetable products. *Konservnaya promyshlennost' segodnya: tekhnologii, marketing, finansy*. 2011. No 5–6, pp. 6–11.
9. Lykov A.V. Teoriya sushki [Theory of drying]. Moscow: Energiya Publ., 1968. 472 p.
10. YAvchunovskij V.YA. Mikrovolnovaya i kombinirovannaya sushka: fizicheskie osnovy, tekhnologii i oborudovanie [Microwave and combined drying: physical foundations, technologies and equipment]. Saratov: Izd-vo Sarat. Un-ta Publ., 1999. 213 p.
11. Korolev A.A., Pento V.B., Prokopenko A.V., YAvchunovskij V.YA. Development and application of microwave conveyor systems in the food industry in the collection: laser, plasma research and technology LAPLAZ-2017. *Sbornik nauchnyh trudov III Mezhdunarodnoj konferencii* [Collection of scientific papers of the III International Conference]. 2017, pp. 74.

References

1. Hao Feng, Yun Yin, Juming Tang. Microwave Drying of Food and Agricultural Materials: Basics and Heat and Mass Transfer Modeling Received: 24 October 2011 / Accepted: 4 January 2012 Springer Science+Business Media, LLC 2012 *Food Eng Rev* DOI 10.1007/s12393-012-9048-x.
2. Mermelstein N.H. Microwave and radiofrequency drying. *Food Technol.* 1998. Vol. 52, No 11, pp. 84–86.
3. Pappas S., Tsami E., Marinos D. *Drying Technol.* 1999. 17. 1–2, pp. 157–174.
4. Guanben Du, Siqun Wang, Zhiyong Cai Microwave Drying of Wood Strands *Drying Technology*, 23: 1–16, 2005 Copyright Q 2005 Taylor & Francis, Inc. ISSN: 0737-3937 print/1532-2300 online. DOI: 10.1080/07373930500340494.
12. Orikasa T., Koide S., Sawada M., Sanka T., Sasaki K., Watanabe T., Ando Y., Nakamura N., Muramatsu Y., Shiina T. Tagawa A. Influence of Different Blanching Conditions on Changes in Several Quality Parameters and Physiological Properties of Carrot for Determination of Optimum Blanching Conditions. *Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery and Food Engineers*, 2017. Vol. 79, No 2, pp. 122–130.
13. Darvishi H., Hadi Khoshtaghaza M., Najafi G., Zarein M. Characteristics of sunflower seed drying and microwave energy consumption *Intern. Agrophysics*. 2013. Vol. 27. No 2, pp. 127–132.

