



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Шарипов В.М.

Издается с февраля 1930 г.

10•2017

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Годжаев З.А.

Горбачёв И.В.

Городецкий К.И.

Ерохин М.Н.

Жалнин Э.В.

Измайлов А.Ю.

Ковалёв М.М.

Котиев Г.О.

Ксенович Т.И.

Кутьков Г.М.

Лачуга Ю.Ф.

Ляшенко М.В.

Предигер В.

Фомин В.М.

Щельцын Н.А.

Учредитель

- Редакция

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

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

Издатель

Московский Политех

Адрес редакции:

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

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ	ENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT
Фомин В.М., Абу-Ниджим Р.Х. К проблеме эффективного использования биоуглеводородных топливных композиций в сфере энергетического комплекса АПК	Fomin V.M., Abu-Nidzhim R.Kh. Effective use of biohydrocarbon fuel compositions in the energy complex of the agroindustrial complex
	3
НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ	NEW MACHINES AND EQUIPMENT
Дунин А.Ю., Голубков Л.Н., Мальчук В.И., Душкин П.В., Иванов И.Е. Новые возможности совершенствования процесса подачи топлива аккумуляторной топливной системой	Dunin A.Yu., Golubkov L.N., Mal'chuk V.I., Dushkin P.V., Ivanov I.E. New opportunities to improve the fuel supply system with a battery fuel system
	13
ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ	THEORY, DESIGN, TESTING
Андриянов С.М., Никишин В.Н., Куликов А.С. Анализ и разработка маслоотделителя системы вентиляции картера высокофорсированного автомобильного дизеля	Andriyanov S.M., Nikishin V.N., Kulikov A.S. Analysis and development of the oil separator of the crank- case ventilation system of a highly-boosted diesel engine
	20
Гапич Д.С., Фомин С.Д., Ширяева Е.В. Динамика движения упруго закрепленного рабочего органа культиваторного МТА	Gapich D.S., Fomin S.D., Shiryayeva E.V. Dy-namics of the movement of the elastically fixed working body of the cultivator machine-tractor aggregates
	28
Самсонов В.А., Лачуга Ю.Ф. Расчет максимальной энергонасыщенности сельскохозяйственного трактора	Samsonov V.A., Lachuga Yu.F. Calculation of the maximum energy saturation of an agri-cultural tractor
	33
Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Гаев С.В., Трошкин О.В. Энергетический анализ двухпоточных гидромеханических передач	Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Gaev S.V., Troshkin O.V. Energy analysis of dual-flow hydromechanical gears
	39
ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА	ECONOMICS, ORGANIZATION AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING
Алатырев С.С., Кручинкина И.С., Алатырев А.С., Юркин А.П. Моделирование процесса отгрузки и укладки кочанов в контейнеры при щадящем режиме машинной уборки капусты	Alatyrev S.S., Kruchinkina I.S., Alatyrev A.S., Yurkin A.P. Simulation of the process of shipping and stowing cabbage in containers with gentle machine-harvesting regime of cabbage
	50
Горячев Ю.О., Бурьянов А.И., Дмитренко А.И. К обоснованию рациональных составов машинно-тракторного парка на базе универсального энергетического средства	Goryachev Yu.O., Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I. Rational compositions of the machine and tractor fleet on the basis of a universal power facility
	55

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.

К ПРОБЛЕМЕ ЭФФЕКТИВНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БИОУГЛЕВОДОРОДНЫХ ТОПЛИВНЫХ КОМПОЗИЦИЙ В СФЕРЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА АПК

EFFECTIVE USE OF BIOHYDROCARBON FUEL COMPOSITIONS IN THE ENERGY COMPLEX OF THE AGROINDUSTRIAL COMPLEX

В.М. ФОМИН¹, д.т.н.
Р.Х. АБУ-НИДЖИМ², к.т.н.

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

² Российский университет дружбы народов, Москва,
Россия, abu_nidzhim_ryu@pfur.ru

V.M. FOMIN¹, DSc in Engineering
R.KH. ABU-NIDZHIM², PhD in Engineering

¹ Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,
mixalichDM@mail.ru

² Peoples' Friendship University of Russia, Moscow, Russia,
abu_nidzhim_ryu@pfur.ru

Обсуждается проблема поиска альтернативных путей энергетического обеспечения транспортно-технологического комплекса АПК. Обосновывается эколого-экономическая целесообразность перевода с/х мобильной техники (в основном дизельной) на питание топливом, произведенным из биомассы. При этом отмечается, что широкомасштабное использование биологических энергоносителей в качестве основного моторного топлива для дизелей сдерживается существенным отличием их физико-химических свойств от свойств традиционных углеводородных топлив. Одним из альтернативных вариантов решения проблемы является использование энергетических биологических продуктов в качестве добавки к базовому углеводородному топливу. При этом, наиболее приемлемые физико-химические свойства двухкомпонентного топлива, отвечающие требованиям эффективной организации рабочего процесса дизельного двигателя, обеспечиваются соответствующим выбором величины этой добавки. В работе предложена методика оптимизации компонентного состава бинарного топлива, при котором обеспечивается предельно возможное улучшение экономических и экологических показателей двигателя, работающего на этом топливе. Методически обоснован способ совершенствования показателей сгорания биоуглеводородных топлив на основе применения средств химической активации. Приведены результаты опытной апробации комплекса предложенных мер по совершенствованию показателей бинарного топлива в условиях натурных испытаний на двигателе. По результатам проведенного исследования делается вывод, что предложенную концепцию метода, направленного на совершенствование показателей бинарных биоуглеводородных топлив, можно отнести к одному из перспективных направлений в сфере активно развивающейся биоэнергетики. Использование подобных топлив позволяет преобразовывать практически любой серийный двигатель в конкурентоспособную энергетическую установку с более высокими эколого-экономическими показателями по сравнению с двигателями, работающими на традиционных нефтяных топливах. В своей ключевой основе метод направлен на оперативное и рентабельное решение актуальных проблем энергосбережения и повышения уровня экологической и топливно-энергетической безопасности в среде сельскохозяйственного производства.

Ключевые слова: биоэнергетика, энергообеспечение, энергопотребление, биотопливо, биоуглеводородная топливная композиция, средства химической активации.

The problem of searching for alternative ways of power supply for the transport and technological complex of the agroindustrial complex is discussed. The ecological and economic expediency of the transfer of agricultural machinery (mainly diesel) to supply by fuel produced from biomass is substantiated. It is noted that the large-scale use of biological energy as the main motor fuel for diesel engines is hampered by a significant difference in their physicochemical properties from the properties of traditional hydrocarbon fuels. One of the alternative solutions to the problem is the use of energy biological products as an additive to the base hydrocarbon fuel. At the same time, the most acceptable physicochemical properties of a two-component fuel, meeting the requirements of efficient organization of the working process of a diesel engine are provided by appropriate choice of the value of this additive. The paper suggests a technique for optimizing the component composition of binary fuel, which provides the utmost possible improvement of the economic and environmental performance of an engine running on this fuel. A method for improving the combustion performance of biohydrocarbon fuels based on the use of chemical activation agents is methodologically substantiated. Results of experimental approbation of a set of proposed measures for improving binary fuel parameters in conditions of full-scale tests on the engine are presented. Based on the results of the conducted study, it is concluded that the proposed concept of the method aimed at improving the indicators of binary biohydrocarbon fuels can be attributed to one of the promising directions in the field of actively developing bioenergy. The use of such fuels makes it possible to convert almost any serial engine into a competitive power plant with higher environmental and economic performance compared to engines running on traditional petroleum fuels. In its key basis, the method is aimed at an efficient and cost-effective solution of urgent problems of energy conservation and raising the level of environmental and fuel and energy security in the environment of agricultural production.

Keywords: bioenergy, energy supply, energy consumption, biofuel, bio-hydrocarbon fuel composition, chemical activation resources.

Введение

Ограниченность природных источников органического топлива и возрастающая проблема экологической безопасности являются началом наблюдаемого во всем мире нового периода в области развития энергетики, наиболее характерной чертой которого является возрастание сферы альтернативного энергопотребления на основе экологически чистой биоэнергетики.

Область эксплуатации сельскохозяйственной техники, в частности, на базе колесных тракторов часто затрагивает локальные зоны с ограниченным воздухообменом (парники, фермы и т.д.), для которых проблема экологической безопасности стоит наиболее остро. Введение в России европейского стандарта – Правил ЕЭК ООН № 96 в качестве ГОСТ Р41.96-2005 – предъявило повышенные требования к экологическому уровню дизелей сельскохозяйственной техники в связи с установлением более жестких норм на выброс вредных веществ. На этом фоне одновременно прослеживается и острота проблемы энергообеспечения данного вида техники.

В этих условиях многократно возрастает роль биоэнергетики, основными преимуществами которой являются ее неисчерпаемость и экологическая чистота, что принципиально отличает ее от традиционной энергетики. При этом развитие биоэнергетики повсеместно считается наиболее перспективным путем решения проблем энергообеспечения как в сфере постоянно растущего энергопотребления в целом, так и в направлении перспективного развития энергетики АПК. Энергетический потенциал ежегодно произрастающей биомассы значительно превышает суммарную энергию годового потребления всех видов углеводородного сырья. Современные технологии производства биотоплив позволяют потенциально удовлетворить все энергетические потребности национального с/х производства, используя лишь незначительные посевные площади.

Если проанализировать биоэнергетику как относительно молодую сферу деятельности, то можно с уверенностью сказать, что она как нельзя лучше способствует решению проблемы энергообеспечения при сохранении устойчивости биосферных процессов поскольку:

- способствует сокращению потребления органических не возобновляемых ресурсов;
- создает устойчивые предпосылки для оздоровления окружающей среды;

- позволяет привлекать внеземной ресурс для своего развития, так как основана на стратегии аккумулирования солнечной энергии;

- не требует значительных материальных и финансовых затрат для своей крупномасштабной реализации;

- решает задачи энергообеспечения как на региональном, так и местном уровнях.

О заметном возрастании интереса к моторным топливам растительного происхождения в последнее время свидетельствует тот факт, что в ряде зарубежных стран приняты национальные программы и реализуются крупные проекты по развитию альтернативной биоэнергетики.

Основными условиями широкомасштабного энергетического применения биомассы в качестве моторного топлива являются наличие соответствующей базы для ее выращивания и производства из нее топлива с экономически оправданной стоимостью. Россия обладает по сравнению с другими странами обширными площадями для выращивания биологической массы и, следовательно, большими потенциальными возможностями ее воспроизводства. Существующие апробированные технологии переработки отдельных видов биомассы позволяют получать дешевое и экологически чистое топливо практически для всех типов транспортно-технологических машин АПК. Важно и то, что развитие биоэнергетики является мощным дополнительным стимулом для подъема национального агропромышленного комплекса.

Цель исследования

Следует заметить, что проблема использования биологических продуктов в качестве основного топлива для дизелей сельскохозяйственной техники на данном этапе обуславливает необходимость решения ряда серьезных задач. С учетом существенного отличия физико-химических свойств данного вида топлива от традиционных топлив необходимо проведение большого объема исследовательских работ, связанных с поиском рациональной организации процессов смесеобразования и сгорания с последующей разработкой двигателей на основе принципиально новых способов организации рабочего процесса. К проблеме широкого внедрения биологических источников энергии на транспорте следует дополнительно отнести необходимость существенных финансовых затрат. Они связаны с переобо-

рудованием существующей технологической базы, которая ориентирована на выпуск новых видов двигателей, адаптированных к работе на данном топливе. Поэтому на ближайший период широкомасштабное непосредственное использование биологических продуктов в качестве основного моторного топлива в сфере отечественного транспортно-технологического комплекса АПК достаточно проблематично.

Более предпочтительной представляется разработка топливных композиций – смесей традиционного углеводородного топлива и энергетического биологического продукта. При соответствующем выборе компонентов для смесевых топливных композиций и оптимальном варьировании их составом возможно достижение наиболее приемлемых физико-химических свойств, отвечающим требованиям эффективной организации рабочего процесса серийного дизеля для мобильных машин сельскохозяйственного производства.

Благодаря высокой экологической эффективности, проявляемой биологическим компонентом в составе бинарного топлива, он может рассматриваться как средство физико-химического воздействия на процессы рабочего цикла двигателя. С учетом этого предлагается интерпретировать биологическую составляющую бинарного топлива как «физико-химическое средство». Подобная терминология достаточно редко используется в теории ДВС. В данном случае предполагается, что по смысловой значимости этот термин определяет биологическую добавку к рабочему телу двигателя как обладающую совокупной способностью проявлять свои свойства в физических и химических актах, лежащих в основе организации рабочего цикла.

Свойства биологического компонента как физического средства воздействия обусловлены такими его показателями, как плотность, динамическая вязкость и поверхностное натяжение. По результатам математического моделирования установлено, что отличие в указанных показателях биологического топлива проявляется в характере процесса смесеобразования, в первую очередь в организации его распыливания и формировании геометрии и дисперсной структуры топливного факела.

Вследствие повышенных показателей плотности, поверхностного натяжения и вязкости для биологического топлива размеры капель топливной струи при ее впрыскивании увеличиваются, что должно отразиться на возраста-

нии не только периода задержки воспламенения, но и его температурной чувствительности к процессу воспламенения в дизеле. При этом угол раскрытия топливной струи и ее боковая поверхность уменьшаются, что приведет к снижению количества испарившегося топлива за период задержки воспламенения.

Повышенные показатели плотности и динамической вязкости биотоплива способствуют возрастанию дальнобойности топливного факела, увеличению доли менее активного пленочного смесеобразования и более медленному изменению давления в цилиндре двигателя в фазе диффузионного сгорания, что сказывается на увеличении длительности процесса сгорания в цикле и соответствующем снижении его эффективности.

Свойства биологического компонента как химического средства воздействия проявляются в изменении химических свойств горючей смеси благодаря присутствию кислорода в составе биологического соединения (свыше 10 %). Согласно известным положениям химической кинетики, в условиях избыточного содержания кислорода в реагирующей среде скорости окислительных реакций смеси повышаются. В этом смысле биологический компонент можно рассматривать как средство изменения реакционной способности реагирующей среды, что очевидно является одним из характерных свойств, проявляемых химически активными средствами.

Таким образом, изложенное выше позволяет интерпретировать биологическую добавку к углеводородному топливу как средство, обладающее совокупной способностью физического и химического воздействий на отдельных этапах протекания рабочего цикла двигателя. При этом следует отметить, что характер каждого из этих воздействий не однозначен по условию их проявления в показателях рабочего цикла двигателя.

С одной стороны, отмеченные свойства биологического компонента как химического средства воздействия способствуют повышению реакционной способности смеси, ускорению скоростей окислительных реакций и, как результат, снижают содержание в отработавших газах (ОГ) продуктов неполного сгорания (СО, СН и дисперсных частиц). Но по этой же причине инициируются реакции окисления азота воздуха, что приводит к повышению содержания в продуктах сгорания оксидов азота.

С другой стороны, присутствие биологического компонента в составе смесового топлива как физического средства воздействия оказывает негативное влияние на изменение характера смесеобразования, которое, в частности, может отразиться на снижении эффективности рабочего цикла двигателя.

Понятно, что отмеченные противоречия обуславливают необходимость системного поиска их наиболее рационального разрешения, что и предопределило целевую направленность данного исследования.

Методика оптимизации компонентного состава смесового топлива

Достижение наиболее приемлемых физико-химических свойств, отвечающим требованиям эффективной организации рабочего процесса двигателя, могут быть обеспечены соответствующим выбором компонентного состава бинарного топлива.

Учитывая сложный характер влияния доли биологического компонента в составе смесового топлива на такие параметры двигателя, как расход топлива, концентрации токсичных веществ в ОГ, в данном случае задача выбора состава подобного топлива ставилась как оптимизационная. Понятно, что задача оптимизации должна быть увязана с эффективностью рабочего цикла данного двигателя, а также с нормируемыми экологическими показателями его ОГ. Для ее решения использовался методологический принцип, предложенный проф. В.А. Марковым [1], который построен на одном из наиболее эффективных методов оптимизации – методе свертки, где обобщенный критерий оптимальности J_0 формируется в виде суммы:

$$J_0 = \sum_{i=1}^k \alpha_i J_i,$$

где J_i – частные критерии оптимальности, α_i – весовые коэффициенты.

В качестве частных критериев оптимальности выбраны эффективный КПД двигателя η_e и массовые выбросы нормируемых токсичных компонентов ОГ – оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO , несгоревших углеводородов CH .

Однако в этой методике при решении оптимизационной задачи из состава частных критериев оптимальности исключен важнейший

критерий – эмиссия дисперсных частиц (ДЧ). Подобный паллиативный подход объясняется тем, что оценка эмиссии дисперсных частиц затруднена из-за отсутствия в отечественной исследовательской практике необходимого инструментария для определения реальных выбросов этих частиц.

В то же время, ДЧ являются одним из главных нормируемых компонентов дизельного выхлопа и относятся к наиболее опасным веществам, так как содержат в своем составе ряд известных мутагенов и канцерогенов.

Предлагается альтернативный выход из подобной ситуации. Для построения корректной оптимизационной модели была использована научно обоснованная методика [2], позволяющая определять выбросы ДЧ по уровню экспериментально замеренной дымности ОГ и концентрации в них несгоревших углеводородов. Это позволяет осуществлять поиск решения многокритериальной оптимизационной задачи с использованием уточненного обобщенного критерия оптимальности, в который был включен необходимый частный критерий оптимальности $J_{\text{ДЧ}}$, отражающий выбросы дисперсных частиц:

$$J_0 = a_{\eta_e} J_{\eta_e} + a_{\text{NO}_x} J_{\text{NO}_x} + a_{\text{CO}} J_{\text{CO}} + a_{\text{CH}} J_{\text{CH}} + a_{\text{ДЧ}} J_{\text{ДЧ}},$$

где J_{η_e} , J_{NO_x} , J_{CO} , J_{CH} , $J_{\text{ДЧ}}$ – частные критерии оптимальности соответственно по эффективному КПД η_e , выбросам NO_x , CO , CH и ДЧ; a_{η_e} , a_{NO_x} , a_{CO} , a_{CH} и $a_{\text{ДЧ}}$ – весовые коэффициенты частных критериев оптимальности.

Таким образом, в структуре оптимизационного поиска учтены все нормируемые компоненты ОГ двигателя, что, очевидно, должно способствовать повышению достоверности процедуры оптимизации. Частные критерии оптимальности определялись из соотношений:

$$J_{\eta_e} = \frac{\eta_{e,\text{ДТ}}}{\eta_{e,i}}; J_{\text{NO}_x} = \frac{e_{\text{NO}_x,i}}{e_{\text{NO}_x,\text{ДТ}}}; J_{\text{CO}} = \frac{e_{\text{CO},i}}{e_{\text{CO},\text{ДТ}}};$$

$$J_{\text{CH}} = \frac{e_{\text{CH},i}}{e_{\text{CH},\text{ДТ}}}; J_{\text{ДЧ}} = \frac{e_{\text{ДЧ},i}}{e_{\text{ДЧ},\text{ДТ}}},$$

где $\eta_{e,i}$, $e_{\text{NO}_x,i}$, $e_{\text{CO},i}$, $e_{\text{CH},i}$, $e_{\text{ДЧ},i}$ – параметры двигателя, работающего на i -м двухкомпонентном топливе; $\eta_{e,\text{ДТ}}$, $e_{\text{NO}_x,\text{ДТ}}$, $e_{\text{CO},\text{ДТ}}$, $e_{\text{CH},\text{ДТ}}$, $e_{\text{ДЧ},\text{ДТ}}$ – параметры двигателя, работающего на дизельном топливе.

При разработке любого метода оптимизации важным фактором, обуславливающим его

достоверность, является принятый принцип выбора весовых коэффициентов, определяемых значимостью того или иного частного критерия. В разработанной методике значимость частных критериев, характеризующих токсичность, определяется по соответствию исследуемого двигателя действующим нормам на токсичность ОГ.

С целью реализации установленного принципа выбора весовых коэффициентов, согласно рекомендациям [1], предлагается весовой коэффициент $a_{\text{пе}}$ принять равным единице, а весовые коэффициенты a_{NOx} , a_{CO} , a_{CH} и $a_{\text{дч}}$ определять в виде отношений действительной эмиссии токсичных компонентов ОГ дизеля, работающего на дизельном топливе ($e_{\text{NOx,дт}}$, $e_{\text{CO,дт}}$, $e_{\text{CH,дт}}$, $e_{\text{дч,дт}}$), к предельным величинам эмиссии, определяемым нормативными требованиями на токсичность ОГ ($e_{\text{NOx,пр}}$, $e_{\text{CO,пр}}$, $e_{\text{CH,пр}}$, $e_{\text{дч,пр}}$), то есть:

$$a_{\text{NOx}} = \frac{e_{\text{NOx,дт}}}{e_{\text{NOx,пр}}}; a_{\text{CO}} = \frac{e_{\text{CO,дт}}}{e_{\text{CO,пр}}};$$

$$a_{\text{CH}} = \frac{e_{\text{CH,дт}}}{e_{\text{CH,пр}}}; a_{\text{дч}} = \frac{e_{\text{дч,дт}}}{e_{\text{дч,пр}}}.$$

Сравнительный анализ показателей по токсичности ОГ и топливной экономичности дизелей, работающих на смесевых топливах, целесообразно проводить с использованием относительного обобщенного критерия оптимальности \hat{J}_0 , который представляет собой отношение критерия J_0 , полученного для данного смесевого топлива, к значению этого критерия $J_{0,дт}$, соответствующему работе на дизельном топливе, то есть:

$$\hat{J}_0 = \frac{J_0}{J_{0,дт}}.$$

Минимум относительного обобщенного критерия \hat{J}_0 отражает оптимальный компонентный состав бинарного топлива, при котором обеспечивается предельно возможное улучшение топливно-экономических и экологических показателей двигателя, работающего на этом топливе.

Разработанная методика выбора оптимизационного компонентного состава смесевого биоуглеводородного топлива позволяет решать целый ряд задач по совершенствованию экологических и топливно-экономических качеств дизелей, работающих на этом топливе. Однако для окончательного решения пробле-

мы в целом потребуется разработка дополнительных мер, в частности, для повышения эффективности сгорания смесевого топлива и снижения эмиссии оксидов азота, что является характерной проблемной задачей, связанной с применением практически любого вида биологического топлива. Ее решение является методом самостоятельного исследования.

Совершенствование показателей сгорания биоуглеводородных топливных композиций применением средств химической активации

Эффективной мерой, улучшающей кинетические показатели процесса сгорания биологического компонента смесевого топлива, может оказаться применение средств химической активации [3]. Химические средства активации общеизвестны и относительно давно применяются, например, в виде коммерческих присадок к топливу. Особое место среди этих средств занимает водород. Высокая эффективность водорода как химического активатора подтверждена данными многочисленных экспериментов.

В контексте обсуждаемой проблемы, с учетом известной высокой реакционной активности водорода, проявляемой в снижении эмиссии токсичных веществ, предложено и сформулировано терминологическое обоснование словосочетания «водородный химический реагент», которое в теории ДВС используются крайне редко.

В общеизвестном варианте использования водорода его значительная по величине добавка к базовому топливу выполняет функции энергетически полноценного компонента топливной смеси, который вносит существенные изменения в протекание рабочего цикла двигателя: повышаются уровни максимальных давления и температуры.

В данном исследовании, с учетом его целевой направленности, водород предлагается применять лишь в виде незначительной по величине присадки, оптимизированной по условию наибольшего ее проявления в механизме химической кинетики образования токсичных веществ. В итоге эмиссия вредных веществ уменьшается практически без повышения исходных максимальных уровней температуры и давления в рабочем цикле двигателя.

В рамках принятого условия аналитически обоснован алгоритм корректного дозирова-

ния водородосодержащего реагента в структуре системы питания двигателя смесевым топливом. Установлено, что оптимальное содержание водорода как химического реагента для каждого режима его работы должно соответствовать (по энергетическому эквиваленту) 0,6 % от химической энергии потребляемого смесевого топлива. Отсюда следует, что необходимая доза реагента должна варьироваться не только по мере изменения нагрузки (расхода смесевого топлива) двигателя, но и с учетом его компонентного состава вследствие различия в показателях теплоты сгорания углеводородной и биологической составляющих этого топлива.

Результаты многочисленных исследований дают основание предположить, что водородный реагент является на сегодняшний день наиболее эффективным «реакционно-химическим инструментом», способным активно воздействовать на процессы образования токсичных веществ и догорания продуктов неполного сгорания углеводородных и биологических компонентов топлива, повышая эффективность использования его химической энергии.

Детальный механизм, обуславливающий столь высокую активность водорода в указанных процессах, до настоящего времени остается малоизученным в теории ДВС. В общем виде в теоретической химии детально исследована уникальная способность водорода, которая проявляется в кинетике протекания актов разветвления в реакциях окисления H_2 в смеси с O_2 . С учетом этого положения для условий протекания рабочего процесса дизеля можно предположить [3], что в зоне высокотемпературного реагирования топлива молекула водорода диссоциирует с образованием двух атомов, которые, как известно, являясь активными радикалами, играют роль центров при зарождении химических реакций горения. Каждый из этих центров может инициировать новое реакционное звено с образованием еще большего числа активных центров реакций. Именно уникальной способностью водорода генерировать активные центры и проявлением цепочного механизма развития реакций и можно объяснить необычайно высокую эффективность воздействия даже небольших доз этого газа на процессы реагирования рабочей смеси в дизеле.

Кинетические особенности системы активированного горения смесевого топлива в дизеле

Массовое использование водорода в двигателях сдерживается отсутствием инфраструктуры его производства и распределения, высокой стоимостью, низким уровнем эксплуатационной безопасности. Выход из подобной ситуации может быть найден, если аккумулятивное хранение (хранение) водорода на борту мобильного средства осуществлять в химически связанном состоянии в виде жидкого соединения [4, 5]. Такой способ аккумуляирования водорода, использованный в данном исследовании, наиболее экономически оправдан и безопасен по сравнению с любым известным способом (компримированным или криогенным) бортового хранения этого газа.

В качестве жидкого соединения – носителя водорода был использован метиловый спирт (метанол, CH_3OH), который, пройдя стадию термохимической переработки (конверсии) в бортовом реакторе, преобразовывался в газовую смесь с содержанием водорода 12 %. Другим целевым продуктом конверсии являлся монооксид углерода (87 %) с небольшим содержанием (в пределах 1 %) побочных продуктов [4, 5].

Учитывая то, что в состав продуктов конверсии метанола (ПКМ) входят два основных соединения с различными физико-химическими свойствами, проведено дополнительное исследование кинетических особенностей системы горения смесевого топлива в условиях рабочего цикла дизеля с участием ПКМ.

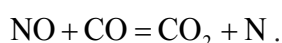
Детальный механизм воздействия водородосодержащих ПКМ на процессы окисления (сгорания) смесевых топлив до настоящего времени остается еще малоисследованным. Однако уже сейчас, опираясь на известные положения теории химической кинетики и катализа, в рамках рабочей гипотезы можно указать на ряд характерных свойств ПКМ, влияющих на протекание процессов горения смесевого топлива.

В общем случае весь процесс сгорания смесевого топлива с добавленными к нему ПКМ условно разделим на три характерные фазы, отличающиеся по характеру и эффективности проявляемых ПКМ свойств.

В самом начале возникновения очагов самовоспламенения топлива скорость пламени близка к скорости ламинарного горения. В соответствии с этим процесс сгорания в на-

чальной (кинетической) фазе в основном подчиняется закономерностям мелкомасштабного турбулентного горения, скорость которого обусловлена величиной нормальной скорости пламени. В этих условиях, с учетом повышения реакционной способности горючей смеси, благодаря присутствию водородного реагента и биологического средства (источник избыточного кислорода) ее сгорание должно инициироваться, увеличивая скорость ламинарного горения.

Скорость распространения пламени в последующей – диффузионной – фазе сгорания подчиняется законам крупномасштабного турбулентного горения, мало зависит от реакционных свойств горючей смеси и практически почти целиком определяется скоростями крупных турбулентных пульсаций. В этой фазе происходит основное тепловыделение и достигается максимальная температура цикла, предопределяющая выход окислов азота. Несколько большая температура горения водорода – 2449К, в сравнении с топливом – 2330К, не может существенным образом повлиять на увеличение содержания в продуктах сгорания оксидов азота вследствие малой доли содержания реагента в заряде. Вместе с тем, высокая концентрация в ПКМ оксида углерода обуславливает определенное снижение максимальной температуры цикла (теплота сгорания соединения СО в 4 раза ниже этого показателя для углеводородов), дополнительно способствуя разложению NO, протекающему по реакции:



В итоге результирующие выбросы оксидов азота при применении присадки к рабочему телу ПКМ могут быть снижены.

В пристеночных зонах камеры сгорания дизеля концентрируется значительное количество топлива. В этих зонах скорости и масштабы турбулентных пульсаций существенно меньше, чем в основном объеме камеры, в связи с чем скорости распространения пламени по мере приближения к стенкам уменьшаются. Это приводит к тому, что сгорание в завершающей, третьей, фазе – фазе догорания снова, как и в начальной фазе, начинает подчиняться законам мелкомасштабного турбулентного горения, скорость которого существенно зависит от реакционной способности горючей смеси и наличия в ней активирующих средств.

В обычных условиях (без активаторов) с уменьшением скорости сгорания фаза догорания в дизеле протекает в значительной доле рабочего заряда, и весь процесс горения существенно затягивается в такте расширения, что уменьшает эффективность использования выделяющейся при сгорании теплоты. Более того, в непосредственной близости от сравнительно холодных стенок камеры сгорания происходит гашение пламени. Это приводит к прекращению реакций горения в части горючей смеси, находящейся в зоне гашения, и концентрация продуктов неполного сгорания резко возрастает. Толщина зоны гашения для традиционных топливно-воздушных смесей составляет 2 мм, для водородно-воздушных смесей толщина зоны гашения не превышает 0,6 мм.

Водородный реагент как источник генерирования активных частиц совместно с биологической добавкой как источником избыточного кислорода способствуя повышению реакционных свойств реагирующей среды, обуславливает значительно больший объем сгоревшей смеси в зоне гашения; полнота сгорания топлива повышается, а эмиссия несгоревших компонентов топлива и дисперсных частиц (ДЧ) уменьшается.

Результаты проведенного анализа дают основание предположить, что использование указанных реагентов является эффективным реакционно-активирующим фактором, способным активно воздействовать на процессы выгорания компонентов топлива, повышая полноту их сгорания.

В заключение следует отметить, что снижение уровня эмиссии продуктов неполного сгорания топлива и ДЧ благодаря активирующему эффекту указанных реагентов связано не только с экологическими, но и с экономическими показателями рабочего цикла дизеля. Из теории сгорания известно, что существует «обратная» связь между актами неполного догорания топлива и частиц и процессами, которые непосредственно влияют на тепловые потери и термодинамическую эффективность цикла. Благодаря использованию активирующих реагентов обеспечивается снижение энергетических потерь, связанных с недогоранием части топлива и ДЧ, что в итоге обуславливает повышение эффективности использования химической энергии смесевое топлива в рабочем цикле двигателя.

Описанное выше проявление отмеченных эффектов реакционного воздействия на про-

цессы выгорания смесового топлива в дизеле, безусловно, не является исчерпывающим. Тем не менее, предварительный анализ позволяет в первом приближении прогнозировать качественные изменения в исследуемых процессах рабочего цикла дизеля благодаря реакционно-му влиянию реагентов. Выявленные при этом кинетические изменения в процессах, формирующих рабочий цикл дизеля, и послужили научно-методической основой при разработке концепции предлагаемого метода.

Формулирование концепции метода

Концепция в своей основе базируется на трех основных положениях, которые в общем виде по результатам исследования могут быть сформулированы следующим образом.

1. Учитывая, что проблема создания высокоэффективного рабочего цикла дизеля при переводе его на питание биологическим топливом сопряжена с необходимостью реализации целого ряда сложных технических решений, требует внесения серьезных изменений базовой конструкции двигателя и его топливной аппаратуры, предлагается частичное разбавление биологического компонента дизельным топливом. При применении подобной топливной смеси частично решаются задачи, связанные с отличием физико-химических свойств биологического топлива от традиционного нефтяного.

2. Учитывая сложный, а в ряде случаев, неоднозначный характер влияния доли биологического компонента в составе бинарного топлива на экологические и топливно-экономические показатели двигателя, выбор рационального компонентного состава смесового топлива осуществляется на основе обобщенного критерия оптимальности, который позволяет интегрально оценить оптимальную величину этой доли. При этом прогнозируется достижение предельно возможного улучшения указанных показателей двигателя.

3. Одной из ключевых сопутствующих проблем, возникающей при использовании биологических добавок к углеводородному топливу, является проблема повышения эмиссии оксидов азота, без успешного решения которой разработка конкурентоспособного двигателя, работающего на биоуглеводородном топливе, остается проблематичной. С целью снижения эмиссии с ОГ токсичных веществ, в первую очередь, оксидов азота, в состав свежего заряда дизеля вводится строго дозированная порция

химически активного реагента. Благодаря применению реагента дополнительно прогнозируется также повышение кинетических показателей сгорания и эффективности использования энергии смесового топлива.

Таким образом, предложенная концепция метода может быть интерпретирована как «комплексная», которая отображает скоординированное, совокупное воздействие на показатели работы биодизеля одновременно двух физико-химических факторов, один из которых привнесен оптимизацией компонентного состава смесового топлива, а другой – применением химических реагентов.

Результаты исследования

Результаты аналитического исследования, их достоверность, а также правомерность предложенной концепции в целом оценивались путем опытной апробации на моторном испытательном стенде с тракторным дизелем типа 4Ч 10,5/12 (Д-144). Для его питания использовалась смесь дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла (МЭРМ) в качестве биологического компонента. С использованием предложенной методики для исследуемого дизеля проведена оптимизация компонентного состава смесового топлива, по результатам которой оптимальное содержание в нем биологического компонента соответствовало 40 %. Для генерирования водородосодержащего реагента (ПКМ) разработан опытный образец реактора конверсии метанола, функциональные параметры которого были адаптированы к условиям работы тракторного дизеля. В структурную схему штатной системы питания дизеля встраивалась опытная подсистема ввода и дозирования ПКМ. Для измерения компонентного состава ОГ стенд оборудован газоаналитической аппаратурой и дымомером модели 415S, входящих в состав стандартного измерительного комплекса VISA-4000 (Италия). Логика опытной апробации строилась в русле стандартного регламента 8-режимного испытательного цикла Правил ЕЭК ООН № 96 (ГОСТ Р41.96-2005 для дизелей с/х назначения).

Результаты испытаний исследуемого дизеля при его работе на дизельном топливе (исходный вариант), на бинарном (двухкомпонентном) биоуглеводородном топливе оптимизированного компонентного состава, а также на бинарном топливе с активирующим химическим реагентом приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Показатели работы дизеля Д-144 с различными способами организации рабочего процесса
по регламенту 8-режимного испытательного цикла Правил ЕЭК ООН R 96**

Показатели двигателя	Способ организации рабочего процесса		
	Работа на ДТ (исходный вариант)	Работа на бинарном топливе (ДТ+МЭРМ)	Работа на бинарном топливе (ДТ+МЭРМ) с H ₂ -реагентом
Интегральный эффективный КПД, η_e	0,332	0,331	0,343
Интегральный удельный выброс монооксида углерода e_{CO} , г/(кВт·ч)	3,46	3,38	3,071
Интегральный удельный выброс углеводородов e_{CH} , г/(кВт·ч)	1,52	1,282	1,021
Интегральный удельный выброс дизельных частиц $e_{дч}$, г/(кВт·ч)	0,70	0,494	0,364
Интегральный удельный выброс оксидов азота e_{NOx} , г/(кВт·ч)	7,40	7,53	6,52

Из табл. 1 видно, что средне интегральные за 8-режимный испытательный цикл удельные массовые выбросы нормируемых компонентов ОГ (СО, СН и ДЧ) исследуемого дизеля при его работе на бинарном топливе с оптимизированным компонентным составом были снижены. Однако при этом выбросы оксидов азота, как и ожидалось, возросли по отношению к исходному варианту (работа на дизельном топливе).

При работе дизеля на бинарном топливе с использованием водородосодержащего реагента средне интегральные за цикл удельные массовые выбросы монооксида углерода уменьшились на 11,2 %, углеводородов – на 32,8 %, дисперсных частиц – на 48 %.

При этом, выбросы оксидов азота оказались ниже уровня выбросов этого компонента ОГ не только для дизеля, работающего на бинарном топливе, но и для его исходного варианта (на 11,9 %). А эффективность использования энергии биоуглеводородного смесового топлива, как и прогнозировалось, возросла, о чем свидетельствует повышение результирующего за испытательный цикл эффективного КПД двигателя на 3,3 %.

Заключение

По результатам проведенного исследования можно заключить, что предложенную в данной работе концепцию метода, направленного на повышение эффективности использования в дизелях бинарных биоуглеводородных топлив, можно отнести к одному из перспективных направлений в сфере активно

развивающейся биоэнергетики. Использование подобных топлив позволяет преобразовать практически любой серийный дизельный двигатель в конкурентоспособную энергетическую установку с более высокими эколого-экономическими показателями по сравнению с двигателями, работающими на традиционных нефтяных топливах.

Стратегия реализации метода основана на принципе скоординированного и совокупного воздействия на показатели работы дизеля одновременно двух физико-химических факторов, один из которых привнесен оптимизацией доли биологической добавки в составе смесового топлива, а другой – применением химических реагентов, что может быть отнесено к числу новых, еще не изученных подходов к решению обозначенной проблемы.

Важно отметить, что в структуре комплекса средств для реализации метода использован способ бортового аккумулирования водорода в химически связанном состоянии в жидкой среде, который обеспечивает высокую эксплуатационную безопасность; для генерирования этого реагента может быть использован достаточно компактный, конструктивно простой и дешевый в производстве реактор. Стоимость генерируемого в бортовой системе водорода на два порядка ниже стоимости этого газа, произведенного промышленным способом.

Для производственных условий двигателестроительной отрасли предложенный метод обуславливает дополнительный ряд преимуществ. При его практической реализации от-

падает необходимость изменения базовой конструкции серийного двигателя, существенного переоснащения всей технологической структуры, связанной с его производством. Благодаря простоте предложенных технических и функциональных средств, необходимых для реализации метода, его практическое внедрение в двигателестроении не связано с серьезными финансовыми затратами.

В своей ключевой основе метод направлен на оперативное и рентабельное решение актуальных проблем энергосбережения и повышения экологической и топливно-энергетической безопасности в среде национального сельскохозяйственного производства.

Литература

1. Марков В.А., Гайворонский А.И., Грехов Л.В., Ивашченко Н.А. Работа дизелей на нетрадиционных топливах. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2008. 464 с.
2. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе топливно-экологического критерия. Харьков: Изд. центр НТУ «ХПИ», 2003. 244 с.
3. Фомин В.М. Системы химического воздействия на параметры рабочего цикла дизеля // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2004. № 6. С. 34–38.
4. Фомин В.М., Апельинский Д.В., Каменев В.Ф. Генерирование водородосодержащего газа на борту транспортного средства // Известия МГТУ «МАМИ». 2013. № 1 (15). Т. 1. С. 204–212.
5. Fomin V.M., Makunin A.V. Thermo chemical recovery of heat contained in exhaust gases of internal combustion engines (a general approach to the problem of recovery of heat contained in exhaust gases) // Theoretical foundations of chemical engineering. Vol. 43. No 5. 2009, pp. 834–840.

References

1. Markov V.A., Gayvoronskiy A.I., Grekhov L.V., Ivashchenko N.A. Rabota dizeley na netraditsionnykh toplivakh [The work of diesel engines on unconventional fuels]. Moscow: Izd-vo «Legion-Avtodata» Publ., 2008. 464 p.
2. Parsadanov I.V. Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizeley na osnove toplivno-ekologicheskogo kriteriya [Improving the quality and competitiveness of diesel engines based on the fuel and environmental criteria]. Khar'kov: Izd. tsentr NTU «KhPI» Publ., 2003. 244 p.
3. Fomin V.M. Systems of chemical effect on the parameters of the working cycle of a diesel engine. Traktory i sel'skokhozyaystvennye mashiny. 2004. No 6, pp. 34–38.
4. Fomin V.M., Apelinskiy D.V., Kamenev V.F. Generation of hydrogen-containing gas on board of a vehicle. Izvestiya MGTU «MAMI». 2013. No 1 (15). Vol. 1, pp. 204–212.
5. Fomin V.M., Makunin A.V. Thermo chemical recovery of heat contained in exhaust gases of internal combustion engines (a general approach to the problem of recovery of heat contained in exhaust gases). Theoretical foundations of chemical engineering. Vol. 43. No 5. 2009, pp. 834–840.

НОВЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССА ПОДАЧИ ТОПЛИВА АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМОЙ

NEW OPPORTUNITIES TO IMPROVE THE FUEL SUPPLY SYSTEM WITH A BATTERY FUEL SYSTEM

А.Ю. ДУНИН, К.Т.Н.
Л.Н. ГОЛУБКОВ, Д.Т.Н.
В.И. МАЛЬЧУК, К.Т.Н.
П.В. ДУШКИН, К.Т.Н.
И.Е. ИВАНОВ, Д.Т.Н.

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Россия, dvs@madi.ru

A.YU. DUNIN, PhD in Engineering
L.N. GOLUBKOV, DSc in Engineering
V.I. MAL'CHUK, PhD in Engineering
P.V. DUSHKIN, PhD in Engineering
I.E. IVANOV, DSc in Engineering

Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia, dvs@madi.ru

В статье показано воздействие повышения давления впрыскивания (до $p_{ак} = 250$ МПа) на динамику развития топливной струи. Повышение давления в аккумуляторе привело к уменьшению угла пограничного слоя струи. Показано уменьшение колебаний пограничного слоя струи относительно ее оси. Наибольшие колебания зарегистрированы при $p_{ак} = 50$ МПа. Затем, с увеличением $p_{ак}$ колебания ядра уменьшаются и становятся практически незаметными при 250 МПа. Предложен способ управления формой дифференциальной характеристики впрыскивания электрическим импульсом, который подается на электромагнит управляющего клапана электрогидравлической форсунки аккумуляторной топливной системы. Импульс состоит из предварительного, основного и следующего за ним дополнительного. Длительность предварительного импульса определяет амплитуду начального этапа характеристики впрыскивания, а интервал между предварительным и основным импульсом – амплитуду между начальным и основным этапами характеристики впрыскивания. Интервал между основным и дополнительным электрическими импульсами подбирается таким образом, чтобы последующий этап характеристики впрыскивания начинался после окончания основного, но без интервала между ними. Подбором длительностей управляющих электрических импульсов и интервалов между ними можно получить заданную форму дифференциальной характеристики впрыскивания – от ступенчатой до характеристики с наклонным передним фронтом. В распылителях с двумя группами отверстий (корректирующий распылитель) коэффициент расхода отверстий в подыгольном объеме и на запирающем конусе существенно отличаются и зависят от положения иглы. Это создает предпосылки к коррекции подачи топлива по распыливающим отверстиям и, следовательно, по зонам камеры сгорания с учетом режима работы дизеля.

Ключевые слова: дизель, аккумуляторная топливная система, давление впрыскивания, управление формой характеристики впрыскивания, коррекция подачи топлива по зонам камеры сгорания.

The article shows the effect of increasing the injection pressure (up to $p = 250$ MPa) on the dynamics of the development of the fuel jet. An increase in the pressure in the accumulator led to a decrease in the angle of the boundary layer of the jet. A decrease in the oscillations of the boundary layer of the jet about its axis is shown. The greatest variations were recorded at $p_{ак} = 50$ MPa. Then, as the $p_{ак}$ increases, the vibrations of the nucleus decrease and become practically imperceptible at 250 MPa. A method for controlling the shape of the differential injection characteristic by an electric pulse, which is applied to an electromagnet of the control valve of the electrohydraulic injector of battery fuel system, is provided. The impulse consists of the preliminary, the main and the following additional one. The duration of the preliminary impulse determines the amplitude of the initial stage of the injection characteristic, and the interval between the preliminary and main pulse is the amplitude between the initial and main stages of the injection characteristic. The interval between the main and additional electric pulses is selected in such a way that the subsequent stage of the injection characteristic begins after the termination of the main, but without an interval between them. By selecting the durations of the control electric pulses and the intervals between them, it is possible to obtain a predetermined shape of the differential injection characteristic from stepped to a characteristic with an inclined leading edge. In nozzles with two groups of holes (correction sprayer), the flow rate of the holes in the sub-head volume and on the locking cone is significantly different and depends on the position of the needle. This creates the prerequisites for correcting the fuel supply through the spray holes and, consequently, along the zones of the combustion chamber, taking into account the mode of operation of the diesel engine.

Keywords: diesel, battery fuel system, injection pressure, control of the shape of the injection characteristic, correction of fuel supply to the combustion chamber zones.

Введение

Современные исследования по совершенствованию конструкции и рабочего процесса аккумуляторных топливных систем (АТС) направлены на повышение энергоэффективности дизелей и их соответствие ужесточающимся требованиям к составу отработавших газов. Большое внимание уделяется организации процессов смесеобразования и сгорания двигателей в условиях их форсирования увеличением давления наддува и номинальной частоты вращения коленчатого вала. В этой связи одними из перспективных направлений совершенствования АТС являются: повышение давления впрыскивания до 300 МПа и выше [1, 2]; организация двух и более кратной подачи топлива за цикл; управление формой характеристики впрыскивания [3, 4] и распределением топлива по зонам камеры сгорания дизеля в соответствии с режимом его работы (зональное смесеобразование).

Цель исследований

Цель экспериментальных исследований заключалась в оценке влияния повышения давления впрыскивания на форму и строение струи впрыскиваемого топлива. Полученные сведения необходимы для дальнейшего уточнения существующих математических моделей, описывающих процессы истечения топлива из распылителя электрогидравлической форсунки (ЭГФ).

Поскольку впрыскивание топлива вызывает существенные колебания давления на входе в форсунку, была проведена расчетная оценка влияния управляемых параметров впрыскивания на колебательный процесс в каналах ЭГФ.

Расположение входных кромок распыливающих отверстий в сочетании с управлением движением запирающей иглы распылителя ЭГФ обеспечивает управление распределением топлива по зонам камеры сгорания дизеля в соответствии с режимом его работы. Цель проведенных исследований – оценка влияния положения входных кромок на параметры, определяющие процесс впрыскивания топлива.

Объект и результаты исследований

Для проведения исследований были отобраны два варианта ЭГФ с электромагнитным приводом управляющего клапана (рис. 1). Вторая форсунка ЭГФ № 2 (рис. 1, б) отличается от первой ЭГФ № 1 (рис. 1, а) наличием то-

пливного аккумулятора, встроенного в корпус, и конструкцией управляющего клапана, разгруженного от силы давления топлива [1, 2].

Расходные характеристики (зависимость количества цикловой подачи топлива от продолжительности управляющего импульса, подаваемого от блока управления на электромагнит клапана ЭГФ), определялись взвешиванием порции топлива, собранной за контрольное число циклов.

Расходная характеристика ЭГФ № 1 показана на рис. 2.

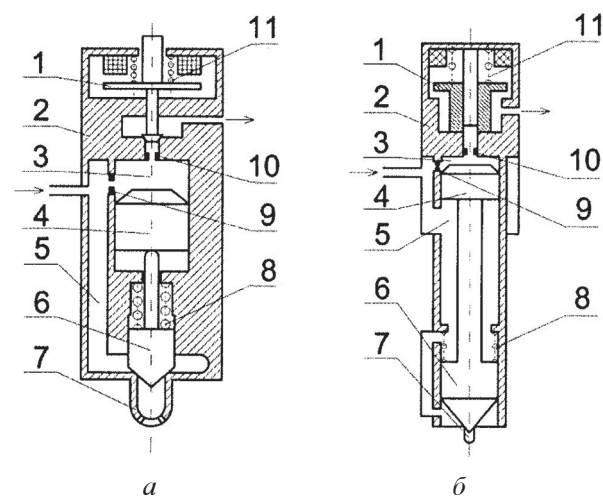


Рис. 1. Схемы электрогидравлических форсунок № 1 (а) и 2 (б), отобранных для проведения экспериментального обоснования выбора конструктивных решений разрабатываемой топливной системы:

- 1 – якорь управляющего клапана; 2 – корпус форсунки; 3 – управляющая камера; 4 – поршень мультипликатора; 5 – внутренняя полость форсунки; 6 – игла распылителя; 7 – подыгольный объем; 8 – пружина иглы; 9 – наполнительный жиклер; 10 – выпускной жиклер; 11 – пружина клапана

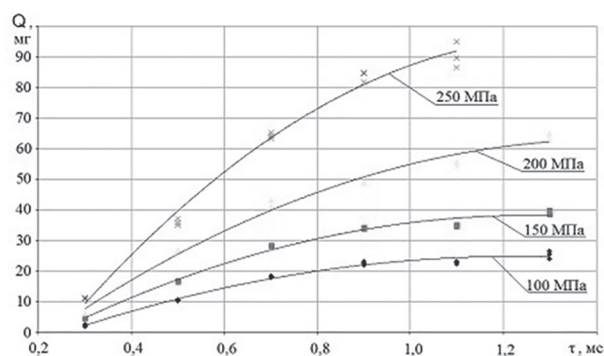


Рис. 2. Зависимость цикловой подачи Q ЭГФ № 1 от длительности управляющего импульса τ и давления топлива в аккумуляторе $p_{ак}$

Несмотря на устойчивую работу ЭГФ № 1 при $p_{ак} = 200$ МПа дальнейшее повышение давления в топливном аккумуляторе вызвало отклонения от нормальной работы форсунки:

- при давлении $p_{ак} = 250$ МПа и выше у ЭГФ наблюдается увеличение расхода топлива на управление;

- повышенный расход вызывает сильный нагрев топлива, самой форсунки и ТНВД. Температура корпуса в зоне управляющего клапана, в котором происходит дросселирование топлива, достигает $130\text{ }^{\circ}\text{C}$;

- работа форсунки становится нестабильной (низкая межцикловая стабильность) и требуется высокая мощность на привод ТНВД (более $7,5$ кВт).

Одной из причин описанных отклонений данных является создание давлением топлива осевой нагрузки на клапан в направлении обратном действию пружины, прижимающей клапан к седлу. При $p_{ак} = 250$ МПа и выше усилие пружины становится недостаточным для преодоления давления и, как следствие, нарушается герметичность закрытого клапана и процесс его посадки на седло.

При работе ЭГФ № 2 в диапазоне давлений $p_{ак} = 100...300$ МПа нарушения ее рабочего процесса не наблюдались. Расходная характеристика ЭГФ № 2 приведена на рис. 3. По сравнению с ЭГФ № 1 привод данной форсунки оказался более быстродействующим.

Для ЭГФ № 1 изготовлен опытный одноструйный распылитель с диаметром распы-

ливающего отверстия $0,12$ мм для проведения видеорегистрации струй топлива.

На рис. 4 показаны результаты обработки фотографий топливных струй, полученных при открытии электромагнитного клапана ЭГФ № 1 одинаковым управляющим импульсом длительностью $\tau = 0,7$ мс. Представленные результаты получены при впрыскивании топлива в воздушную среду без противодействия. Видеорегистрация струй проводилась в проходящем через нее свете высокоскоростной видеокамеры с частотой 5000 Гц.

При давлении в аккумуляторе 50 МПа угол конуса ядра струи, состоящего из распадающихся на капли макрообъемов топлива, составляет $3...6^{\circ}$ (рис. 4, а) и коррелируется с результатами, полученными ранее в МАДИ – $3...5^{\circ}$ [5]. При увеличении давления впрыскива-

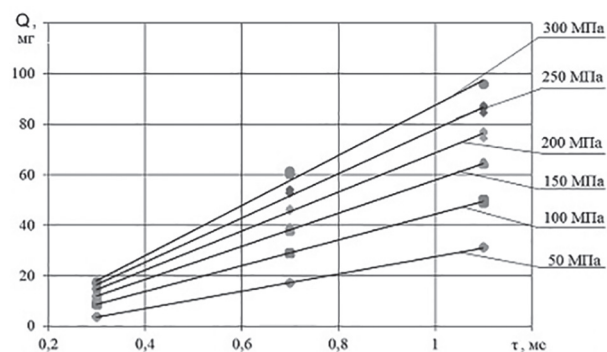


Рис. 3. Зависимость цикловой подачи Q ЭГФ № 2 от длительности управляющего импульса τ и давления топлива в аккумуляторе $p_{ак}$

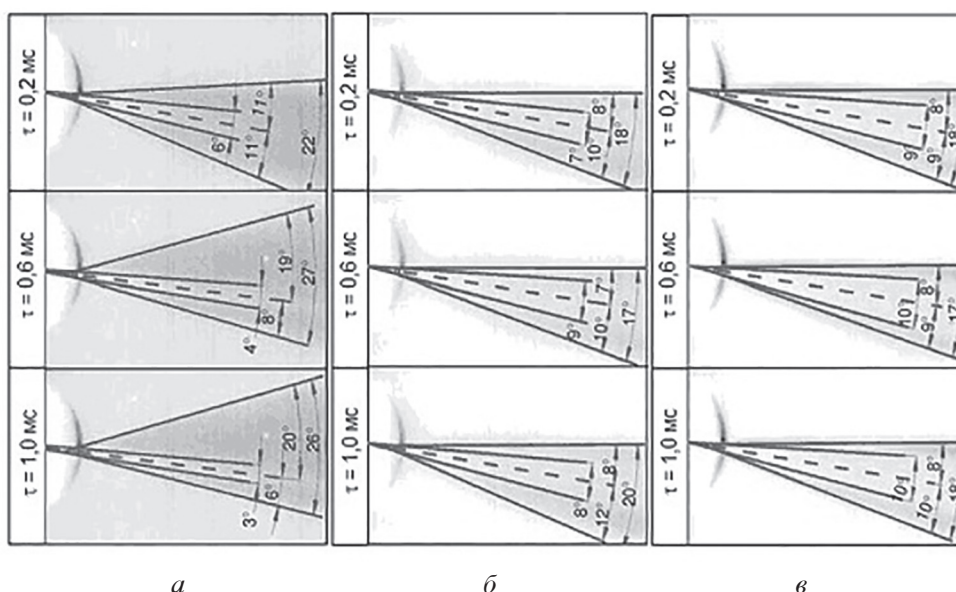


Рис. 4. Фотографии топливных струй при различных значениях давления $p_{ак}$: а – $p_{ак} = 50$ МПа; б – $p_{ак} = 150$ МПа; в – $p_{ак} = 250$ МПа; τ – время с момента начала впрыскивания

ния угол конуса ядра растёт: так, при 150 МПа он составляет 7...9° (рис. 4, б), а при 250 МПа – 9...10° (рис. 4, в).

Повышение давления в аккумуляторе способствует снижению угла пограничного слоя струи, содержащего смесь воздуха и капель топлива, – с 22...27° при 50 МПа (рис. 4, а) до 17...18° при 250 МПа (рис. 4, в).

В процессе впрыскивания наибольшие колебания пограничного слоя струи относительно ее оси зарегистрированы при $p_{ак} = 50$ МПа (рис. 4, а), их можно приблизительно оценить в пределах 10°. Затем, с увеличением $p_{ак}$ колебания ядра уменьшаются и становятся практически незаметными при 250 МПа (рис. 4, в).

Впрыскивание топлива вызывает существенные колебания давления топлива в форсунке. В результате наложения волн при многократном впрыскивании возможно как усиление, так и гашение колебательного процесса. Если вторую подачу осуществлять на заднем (увеличение давления) фронте волны или в зоне минимума, происходит гашение колебаний. При второй подаче на переднем (падающем) фронте волны или в зоне максимума колебания усиливаются.

Для оценки влияния интервала Δt между управляющими импульсами двукратного впрыскивания на величину цикловой подачи второй порции при давлениях 200...300 МПа проведены расчетные исследования.

Расчетный анализ рабочего процесса ЭГФ № 2 проведен с применением программного комплекса, разработанного в МАДИ.

Моделировались два одинаковых управляющих импульса длительностями $\tau_1 = \tau_2$. При этом τ_1 выбирался из условия обеспечения величины количества топлива $Q_1 \approx 3...4$ мг, поданного за первое впрыскивание.

Результаты расчета работы ЭГФ № 2 представлены на рис. 5.

С увеличением давления $p_{ак}$ волновой процесс и его влияние на топливоподачу усиливаются. При давлении $p_{ак} = 200$ МПа разброс цикловых подач второй порции составляет $Q_2 = 2,36...4,62$ мг, а при $p_{ак} = 300$ МПа – $Q_2 = 1,58...6,63$ мг.

Проведены исследования предложенного способа изменения формы характеристики впрыскивания воздействием на управляющие импульсы, подаваемые на управляющий электромагнитный клапан электрогидравлической форсунки.

Длительность предварительного импульса определяет амплитуду предварительного этапа характеристики впрыскивания, а интервал между предварительным и основным импульсом – амплитуду между предварительным и основным этапами характеристики впрыскивания (рис. 6).

Интервал между основным и дополнительным импульсами тока подбирается таким образом, чтобы дополнительный этап характеристики впрыскивания начинался после окончания основного, но без интервала между ними.

Технический результат предлагаемого изобретения – обеспечение управления формой характеристики впрыскивания при одновременном упрощении и удешевлении конструкции электрогидравлической форсунки по сравнению с существующими аналогами.

Применение предлагаемого способа обеспечило формирование как предварительных (режим 7, рис. 7), так и последующих (за основным) впрыскиваний (режимы 7 и 8).

С помощью формирования управляющих импульсов тока возможно получение ступенчатой характеристики впрыскивания (режим 9).

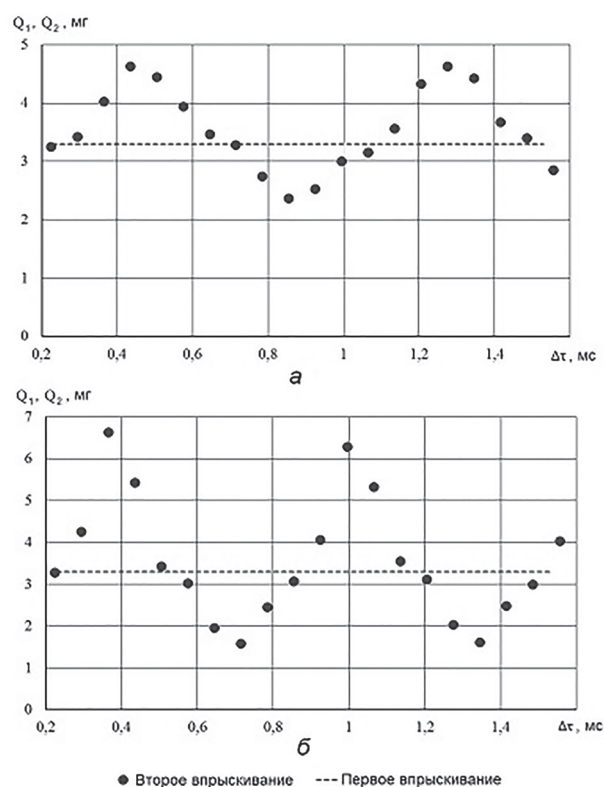


Рис. 5. Количество топлива Q_2 , подаваемое за второе впрыскивание при двухфазном впрыскивании ($Q_1 = 3,3$ мг): а – $p_{ак} = 200$ МПа; б – $p_{ак} = 300$ МПа

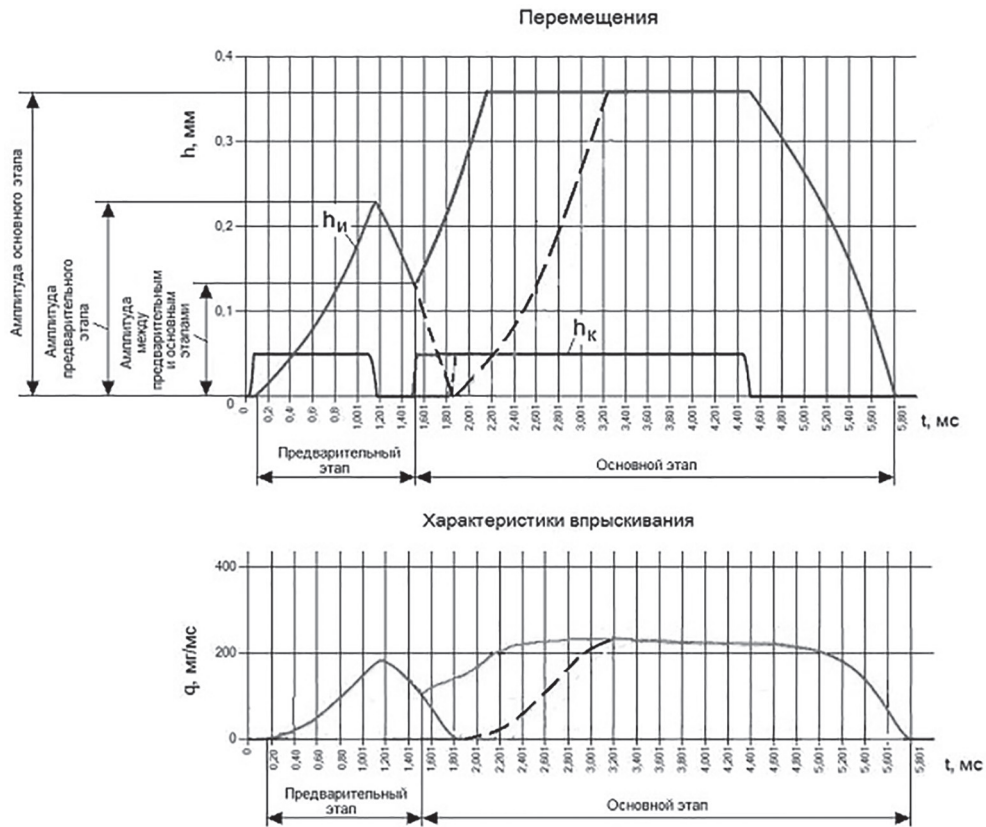


Рис. 6. Влияние изменения начала основного управляющего импульса на подъем управляющего клапана h_k , ход иглы h_n распылителя электрогидравлической форсунки и формирование характеристики впрыскивания $q(t)$ (t – время)

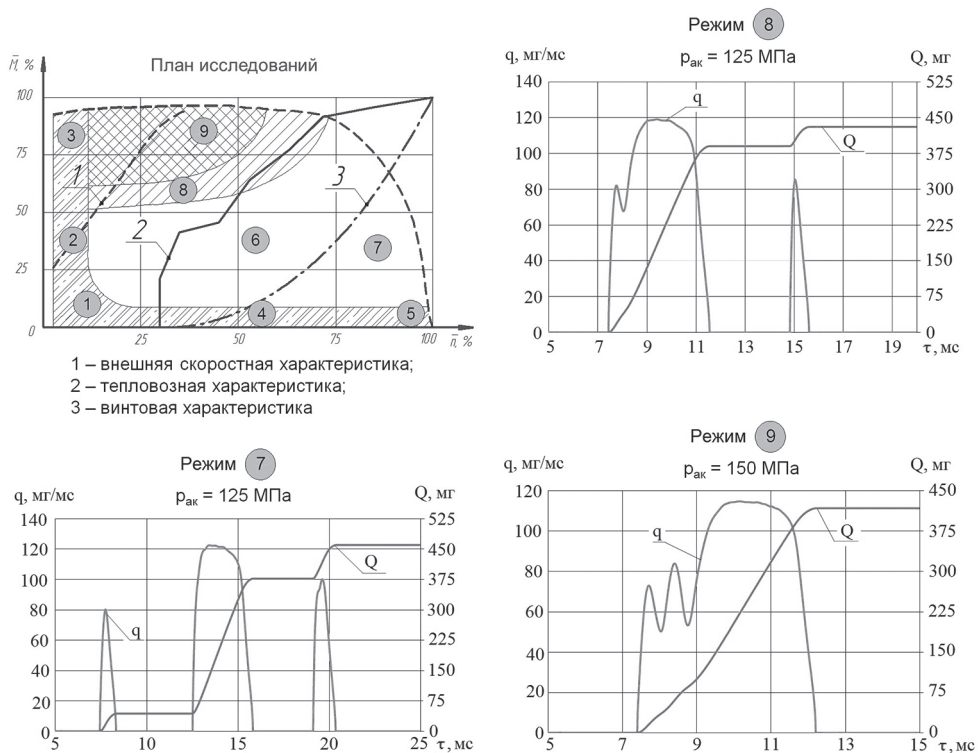


Рис. 7. Возможности управления характеристикой впрыскивания

Для оценки влияния положения входных кромок на параметры, определяющие процесс впрыскивания топлив проведена серия экспериментов с различными вариантами конструкции распылителей (рис. 8). Вариант № 1 отличался расположением входных кромок 4 распыляющих отверстий 3 на поверхности колодца распылителя в подыгольном объеме 5. Характерная особенность варианта № 2: входные кромки распыляющих отверстий расположены на запирающем конусе 6. У обоих вариантов распылителей одинаковые диаметры распыляющих отверстий.

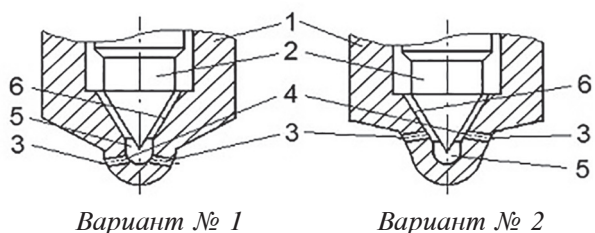


Рис. 8. Схемы вариантов исследуемых распылителей:

- 1 – корпус распылителя; 2 – игла;
- 3 – распыляющие отверстия; 4 – входные кромки распыляющих отверстий; 5 – подыгольный объем; 6 – запирающий конус корпуса распылителя

С увеличением высоты подъема иглы у наименьшее значение коэффициента расхода μ_c топлива через распыляющие отверстия при всех y было у варианта № 2 (рис. 9).

Полученные результаты объясняются следующим. У распылителя варианта № 2 поток топлива при втекании в распыляющие отверстия совершает большой поворот (на 30°) на высокой скорости. Это создает большую энергию турбулентных пульсаций потока, что обеспечивает более мелкое распыливание топлива.

Ниже представлен вариант опытного распылителя (рис. 10), выполненный на базе серийного изделия Ногинского завода топливной аппаратуры. Этот распылитель корректирует подачу топлива по зонам камеры сгорания с учетом режима работы дизеля, особенностей его конструкции и рабочего цикла.

Конструкция распылителя предусматривает отверстия двух групп – 3 и 4. Входные кромки 5 отверстий первой группы с коэффициентом расхода μ_{c1} расположены в подыгольном объеме 6, а входные кромки 7 отверстий второй группы (коэффициент расхода μ_{c2}) – на запирающей конической поверхности 8 корпуса распылителя.

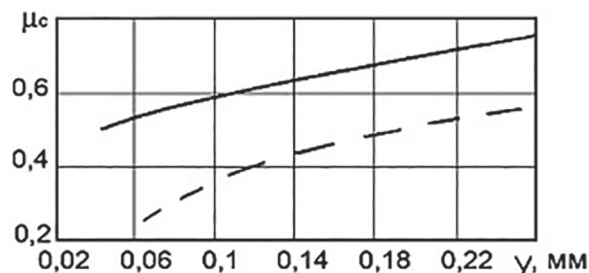


Рис. 9. Коэффициенты расхода топлива через распыляющие отверстия распылителей: — вариант № 1; - - - вариант № 2

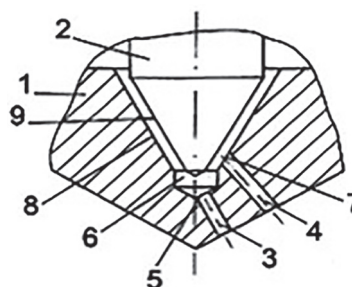


Рис. 10. Схема корректирующего распылителя:

- 1 – корпус; 2 – запирающая игла;
- 3, 4 – распыляющие отверстия; 6 – подыгольный объем; 8, 9 – запирающие конуса корпуса и иглы; 5, 7 – входные кромки распыляющих отверстий

Результаты сопоставления значений μ_{c1} и μ_{c2} показаны на рис. 11. Сравнение проведено для двух значений числа кавитации КС (отношение разности давлений на входе и выходе из канала распыляющего отверстия к давлению на выходе из канала) при различных подъемах иглы y .

Коэффициенты расхода μ_{c1} и μ_{c2} , соответствующие отверстиям 3 и 4, существенно от-

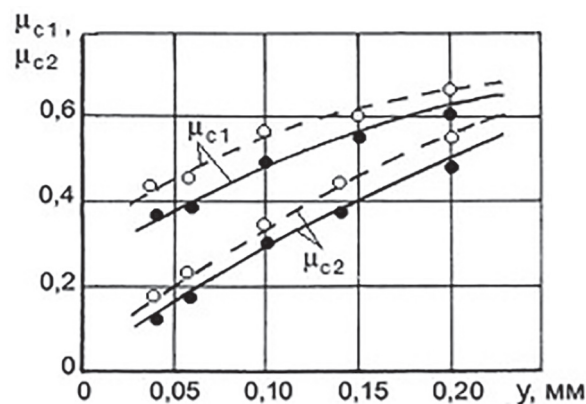


Рис. 11. Влияние положения иглы и числа кавитации на коэффициент расходов распыляющих отверстий: - - - КС = 3; — КС = 60

личаются и зависят от положения иглы. При $y > 0,2$ мм $\mu_{c1} > \mu_{c2}$ на 10 ... 20 %, при $y < 0,1$ мм $\mu_{c1} > \mu_{c2}$ в 2...3 раза. Это создает предпосылки к коррекции подачи топлива по распыливающим отверстиям и, следовательно, по зонам камеры сгорания с учетом режима работы дизеля.

Показанная на рис. 10 конструкция распылителя дает возможность более эффективно использовать весь воздух, находящийся в камере сгорания. Отверстия первой группы с μ_{c1} ориентируются на дальние стенки камеры сгорания, расположенной в поршне, а отверстия второй группы с μ_{c2} – на ближние.

Выводы

1. При увеличении давления впрыскивания угол конуса ядра струи, состоящего из распающихся на капли макрообъемов топлива, растет: так, при 50 МПа он составляет 3...6°, а при 250 МПа – 9...10°. Повышение давления в аккумуляторе способствует снижению угла пограничного слоя струи, содержащего смесь воздуха и капель топлива, с 22...27° при 50 МПа до 17...18° при 250 МПа.

2. С увеличением давления в аккумуляторе $p_{ак}$ волновой процесс и его влияние на топливоподачу усиливаются. Так, изменение интервала между впрыскиваниями при работе форсунки ЭГФ № 2 с давлением $p_{ак} = 200$ МПа привело к разбросу цикловых подач второй порции $Q_2 = 2,36...4,62$ мг, а при $p_{ак} = 300$ МПа – $Q_2 = 1,58...6,63$ мг.

3. Предложенный способ изменения формы характеристики впрыскивания воздействием на управляющие импульсы, подаваемые на электромагнитный клапан форсунки, обеспечивает формирования как предварительных, так и последующих (за основным) впрыскиваний. С помощью формирования управляющих импульсов тока возможно получение ступенчатой характеристики впрыскивания.

4. В распылителях с двумя группами отверстий (корректирующий распылитель) коэффициенты расхода отверстий в подыгольном объеме μ_{c1} и на запирающем конусе μ_{c2} существенно отличаются и зависят от положения иглы. При $y > 0,2$ мм $\mu_{c1} > \mu_{c2}$ на 10 ... 20 %, при $y < 0,1$ мм $\mu_{c1} > \mu_{c2}$ в 2...3 раза. Это создает предпосылки к коррекции подачи топлива по распыливающим отверстиям и, следовательно, по зонам камеры сгорания с учетом режима работы дизеля.

Литература

1. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.U., Yakovenko A.L., Dushkin P.V. Influence of high injection pressure on fuel injection performances and diesel engine working process // *Thermal science*. 2015. Vol. 19. No. 6. P. 2245–2253. DOI: 10.2298/TSCI151109192S.
2. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.U., Yakovenko A.L., Dushkin P.V. Research of the injection pressure 2000 bar and more on diesel engine parameters // *International Journal of Applied Research*. 2015. Vol. 10. No. 20. P. 41098–41102.
3. Leonhard R., Parche M., Alvarez-Avila C., Krauß J., Rosenau B. Pressure-amplified common rail system for commercial vehicles // *MTZ worldwide*. 2009. Vol. 70. No. 5. P. 10–15.
4. Wiartalla A., Ruhkamp L., Koerfer T. Future Emission Demands for Ship and Locomotive Engines – Challenges, Concepts and Synergies from HD-Applications // *CIMAC Congress 2010*. No. 174. P. 10.
5. Астахов И.В., Голубков Л.Н., Трусов В.И., Хачиян А.С., Рябикин Л.М. Топливные системы и экономичность дизелей. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.

References

1. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.U., Yakovenko A.L., Dushkin P.V. Influence of high injection pressure on fuel injection performances and diesel engine working process // *Thermal science*. 2015. Vol. 19. No. 6. P. 2245–2253. DOI: 10.2298/TSCI151109192S.
2. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.U., Yakovenko A.L., Dushkin P.V. Research of the injection pressure 2000 bar and more on diesel engine parameters // *International Journal of Applied Research*. 2015. Vol. 10. No. 20. P. 41098–41102.
3. Leonhard R., Parche M., Alvarez-Avila C., Krauß J., Rosenau B. Pressure-amplified common rail system for commercial vehicles // *MTZ worldwide*. 2009. Vol. 70. No. 5. P. 10–15.
4. Wiartalla A., Ruhkamp L., Koerfer T. Future Emission Demands for Ship and Locomotive Engines – Challenges, Concepts and Synergies from HD-Applications // *CIMAC Congress 2010*. No. 174. P. 10.
5. Astakhov I.V., Golubkov L.N., Trusov V.I., Khachiyanyan A.S., Ryabikin L.M. *Toplivnyye sistemy i ekonomichnost' dizeley* [Fuel systems and efficiency of diesel engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1990. 288 p.

АНАЛИЗ И РАЗРАБОТКА МАСЛООТДЕЛИТЕЛЯ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ КАРТЕРА ВЫСОКОФОРСИРОВАННОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

ANALYSIS AND DEVELOPMENT OF THE OIL SEPARATOR OF THE CRANKCASE VENTILATION SYSTEM OF A HIGHLY-BOOSTED DIESEL ENGINE

С.М. АНДРИЯНОВ¹
В.Н. НИКИШИН¹, д.т.н.
А.С. КУЛИКОВ²

¹ Набережночелнинский институт Казанского федерального университета, Набережные Челны, Россия
² Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны, Россия, z-sergei-z@mail.ru

S.M. ANDRIYANOV¹,
V.N. NIKISHIN¹, DSc in Engineering
A.S. KULIKOV²

¹ Naberezhnye Chelny Institute of Kazan Federal University, Naberezhnye Chelny, Russia
² The Scientific and Technical Center of PJSC «KAMAZ», Naberezhnye Chelny, Russia, z-sergei-z@mail.ru

Рассматриваются актуальные на сегодняшний день проблемы, связанные с разработкой системы вентиляции картера высокофорсированных дизельных двигателей. Во избежание возникновения в картерном пространстве значительного избыточного давления, отрицательно влияющего на герметичность уплотнений в двигателе, картерные газы эвакуируются в атмосферу. Выделяются и описываются основные процессы, протекающие в системе вентиляции картера дизельного двигателя, а также проблемы и пути их решения. Представлена информация о преимуществах и недостатках открытых и закрытых систем вентиляции картера двигателя. Значительное внимание уделяется основному элементу системы вентиляции картера любого двигателя – маслоотделителю. Имеется информация по анализу существующих систем вентиляции картера и маслоотделителей. Рассмотрена оценка работоспособности системы вентиляции картера. Имеются критерии: по оценке расхода масла, попадаемого непосредственно в систему вентиляции картера; по относительному содержанию масла в картерных газах; по эффективности системы вентиляции картера. Представлена установка для проведения стендовых безмоторных испытаний открытой и закрытой систем вентиляции картера, подробно изложена методика по результатам испытаний запатентованного опытного маслоотделителя специалистами НТЦ ПАО «КАМАЗ». Имеются данные по моторным испытаниям открытой системы вентиляции картера с запатентованным маслоотделителем современного дизельного двигателя 8ЧН 12/13. Экспериментальными стендовыми безмоторными и моторными исследованиями подтверждена высокая эффективность системы вентиляции картера с опытным маслоотделителем. Установлено, что в результате стендовых моторных испытаний открытой системы вентиляции картера с применением опытного маслоотделителя предел работоспособности с наименьшей эффективностью (не ниже 97,5 %) определен значениями расхода картерных газов 360 л/мин.

Ключевые слова: автомобильный дизель, система вентиляции картера, маслоотделитель, эффективность, картерные газы.

Current problems, related to the development of the crankcase ventilation system for high-powered diesel engines, are considered. To avoid the occurrence of significant excess pressure in the crankcase, which negatively affects the tightness of the seals in engine, the crankcase gases are evacuated to the atmosphere. The main processes that take place in the ventilation system of the crankcase of the diesel engine are singled out and described, as well as the problems and ways of their solution. Information on the advantages and disadvantages of open and closed crankcase ventilation systems is presented. Considerable attention is paid to the main element of the crankcase ventilation system of any engine – oil separator. There is information on the analysis of existing crankcase ventilation systems and oil separators. The evaluation of the efficiency of the crankcase ventilation system is considered. There are criteria for: estimating the flow of oil directly into the crankcase ventilation system; relative oil content in crankcase gases; efficiency of the crankcase ventilation system. The installation for carrying out benchless motorless testing of open and closed crankcase ventilation systems is presented, the technique is described in detail on the results of tests of the patented pilot oil separator by specialists of STC PJSC «KAMAZ». There are data on motor tests of the open crankcase ventilation system with the patented oil separator of the modern diesel engine 8ChN 12/13. Experimental benchless motorless and motor studies confirmed the high efficiency of the crankcase ventilation system with an oil separator. It is established that as a result of bench motor tests of an open crankcase ventilation system with the use of an experimental oil separator, the limit of efficiency with the least efficiency (not lower than 97,5 %) is determined by the values of the consumption of crankcase gases 360 l/min.

Keywords: automobile diesel, crankcase ventilation system, oil separator, efficiency, crankcase gases.

Введение

В целях защиты окружающей среды от загрязнения продуктами сгорания во многих странах действуют как национальные, так и международные стандарты, ограничивающие предельно допустимое содержание вредных веществ в отработавших газах (ОГ) дизелей. Однако в процессе сгорания топлива в двигателе часть продуктов сгорания проникает через зазор между поршнем и цилиндром и попадает в картер двигателя, где смешивается с масляной аэрозолью, превращаясь в картерные газы. Во избежание возникновения в картерном пространстве значительного избыточного давления, отрицательно влияющего на герметичность уплотнений в двигателе, картерные газы эвакуируются в атмосферу. Обычно применяют открытые системы вентиляции картера, что наносит дополнительный (неучтенный) вред окружающей среде.

В 1990-х выбросы вредных веществ с отработавшими газами дизелей были существенно уменьшены за счет использования каталитических нейтрализаторов ОГ и систем рециркуляции ОГ, совершенствования рабочего процесса, применения противосажевых фильтров, а уровень выброса картерных газов в дизельных двигателях остался относительно постоянным. Поэтому доля выбросов из картера стала более весомой и может составлять от 10 до 25 % всех выбросов из двигателя, в зависимости от его состояния и режима работы [1].

Экологические показатели дизельных двигателей регламентируются в Европе Правилами ООН с соответствующими поправками и дополнениями. В России дополнительно действуют различные технические регламенты и ГОСТы, требующие выполнение требований Правил российскими производителями дизелей.

Подобные требования влияют на облик самих дизелей, требуют введения новых конструктивных элементов, реализующих тот или иной способ снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами двигателей. Последнее касается и систем вентиляции картерных газов. В частности, ГОСТ Р 51998-2002 «Дизели автомобильных транспортных средств. Общие технические условия» [2] требует применения в конструкции дизельных двигателей закрытой системы вентиляции картера.

Контакт внутрицилиндровых высокотемпературных газов с маслом, в связи с их прорывом в картерную часть, вызывает образование

токсичных веществ. Поэтому открытые системы вентиляции картера отходят в прошлое. Требуется разработка так называемых замкнутых (закрытых) систем.

Цель исследования

Целью исследования является разработка маслоотделителя системы вентиляции картера высокофорсированного автомобильного дизеля.

Основные процессы в системе вентиляции картера

Система вентиляции картера и картерное пространство в двигателе взаимосвязаны. В картерном пространстве картерные газы (КГ) собираются и в виду имеющихся процессов неизбежно смешиваются с маслом. Выход из картерного пространства является входом в систему вентиляции картера. Картерное пространство – объем пространства внутри двигателя, ограниченный внутренними поверхностями деталей двигателя. Правильно сформированное и организованное картерное пространство значительно снижает нагруженность системы вентиляции картера. Система может представлять собой совокупность элементов для приема КГ, маслоотделения, слива осажденного масла в картер двигателя, отвода отсепарированных КГ [3].

Работоспособность системы вентиляции картера определяется следующими характеристиками:

- эффективность – способность системы наиболее полно осаждать масло;
- исправность – обеспечение заданных параметров и герметичности системы;
- нагруженность – определяется фактическим количеством масла, попадаемого на вход в систему с КГ в единицу времени, и соотношением масла к количеству КГ.

На работоспособность системы вентиляции картера влияет количество образующихся КГ (расход КГ, определяющий их скорость в системе), а также количество масла в картерном пространстве на входе в систему, находящегося во взвешенном состоянии в каждый момент времени. Значение давления КГ свидетельствует о гидравлическом сопротивлении системы вентиляции картера (для открытой системы). Увеличение расхода КГ повышает вероятность попадания масла в систему вентиляции картера (в виде мелких частиц – «масляного

тумана»). Вследствии этого растет нагруженность системы вентиляции картера, что влияет на процесс маслоотделение. При работе системы вентиляции картера масло из взвешенного состояния переходит в осажденное. Масло в осажденном состоянии должно сливаться через элементы системы в картер двигателя. Температура КГ также влияет на процесс осаждения масла в системе (фактическая температура КГ при работе двигателя на эксплуатационных режимах достигает 125 °С, температура кипения масла в двигателе составляет порядка 300 °С).

Существуют два типа систем вентиляции картера:

- открытая – с отводом КГ из картерного пространства в атмосферу;

- закрытая – с подачей отводимых КГ из картерного пространства во впускной тракт.

К основным преимуществам открытой системы вентиляции картера следует отнести:

- простоту конструктивной схемы;
- простоту компоновки;
- отсутствие негативного воздействия на систему впуска и наддува;
- отсутствие влияния на рабочий процесс в цилиндре двигателя и, как следствие, на выбросы вредных веществ;
- меньшую конструктивную массу;
- меньшие затраты на изготовление, обслуживание и ремонт;
- меньшее количество деталей системы.

Наряду с этим открытая система вентиляции картера имеет существенный недостаток – это наличие выбросов вредных веществ с КГ в атмосферу, что увеличивает общее экологическое воздействие двигателя на окружающую среду в целом.

Основные преимущества закрытой системы вентиляции картера:

- процесс сепарации КГ от масляного аэрозоля более эффективен;
- отсутствие выбросов вредных веществ в атмосферу из системы.

К основным недостаткам закрытой системы вентиляции картера следует отнести:

- достаточно сложную компоновку и конструктивную схему;
- большое количество деталей системы;
- большую конструктивную массу;
- необходимость строгого, регулярного обслуживания маслоотделителя, т.к. в случае засорения фильтра у большинства маслоотде-

лителей открывается перепускной клапан и неочищенные КГ поступают напрямую во впускной тракт;

- влияние на рабочий процесс в цилиндре двигателя (при неисправности системы);

- необходимость установки редуктора на линии, соединяющей маслоотделитель и впускную систему, с целью исключения создания разряжения в картерной полости при значительном засорении воздушного фильтра.

По принципу отделения масла система вентиляции картера может быть:

- с приводным маслоотделителем – сепаратором;

- с использованием воздействия на поток КГ (поворот, изменение скорости) за счет конструктивных мероприятий.

Привод сепарирующих элементов может быть осуществлен как по принципу привода центрифуги, так и другим (например, электрическим). В зависимости от того, с каким составом смеси КГ и масла приходится работать системе вентиляции картера, маслоотделитель может располагаться по-разному. В нижней части картера с входом в систему чуть выше оси вращения коленчатого вала маслоотделитель работает со значительным содержанием масла в смеси. В верхней части картера с входом в систему вентиляции картера работает с наименьшим содержанием масла в смеси. Система вентиляции картера для увеличения эффективности маслоотделения может иметь также конструктивные мероприятия по снижению температуры КГ как на входе в маслоотделитель, так и непосредственно внутри него.

Оценка состояния и работы системы вентиляции картера

При оценке состояния системы вентиляции картера приняты критерии, приведенные ниже [4].

1. Расход попадаемого масла непосредственно в систему вентиляции картера (г/мин):

$$G_n = G_y + G_o = \frac{m_y + m_o}{t}, \quad (1)$$

где G_y , G_o – расход унесенного и осажденного масла маслоотделителем, г/мин; m_o – масса отделенного масла (сливаемого из маслоотделителя), г; m_y – масса унесенного (осевшего в фильтре) масла за фактическое время измерения, г; t – фактическое время измерения, мин.

2. Относительное содержание масла в КГ (г/л):

$$a = \frac{G_n}{G}, \quad (2)$$

где G – расход КГ, г/мин.

3. Эффективность системы вентиляции картера (%):

$$E = \frac{m_o}{m_y + m_o} \cdot 100. \quad (3)$$

Все вышесказанное влечет за собой создание таких качественно новых элементов системы вентиляции картера, которые бы подходили для данной системы и обладали при этом хорошей эффективностью и работоспособностью. В данном случае это запатентованный маслоотделитель [5] с сопловым аппаратом для открытой и закрытой систем вентиляции картера (рис. 1 и 2).

Проведение испытаний

Требуется разработка так называемых замкнутых (закрытых) систем. Отработка так называемых замкнутых (закрытых) систем вентиляции картера в натурных условиях непосредственно на двигателях – достаточно дорогостоящий процесс. Подобная задача может быть решена посредством их отработки на специальных безмоторных стендах.

При испытаниях использовались устройство для создания разрежения и установка испытаний системы вентиляции картера. Схема установки представлена на рис. 3.

Программа испытаний, измеряемые величины, метрологический анализ

1. Испытания маслоотделителя проводились на индустриальном масле ИЛС-10 ГОСТ 17479.4-87, имеющем кинематическую вязкость 24,55 мм²/с при температуре 20 °С.

2. Испытания проводились при температуре окружающего воздуха в диапазоне от 15 до 25 °С.

3. Испытания проводились с подачей сжатого воздуха (имитация КГ) и одновременной подачей масла.

Порядок проведения испытаний

1. Осуществлено подключение маслоотделителя к установке испытаний системы вентиляции картера, при этом обеспечивались:

- подвод сжатого воздуха (имитирующего КГ);
- подача подготовленной масляно-воздушной смеси (для имитации подачи масла в систему);

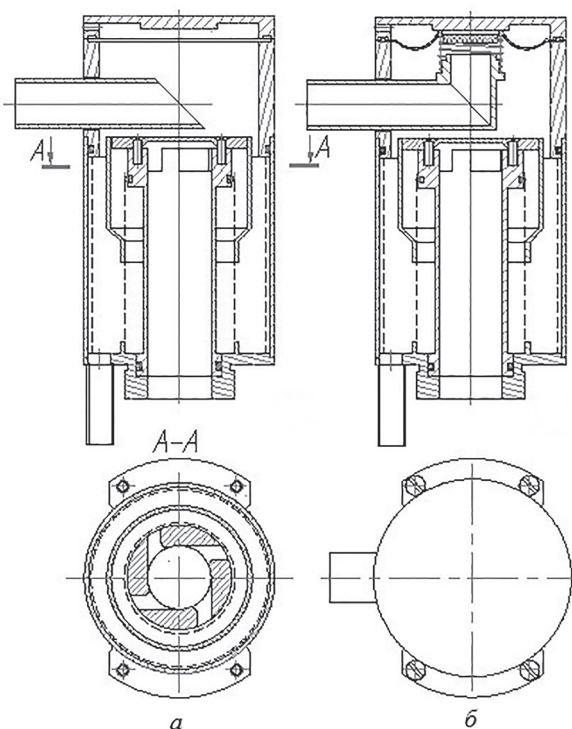


Рис. 1. Опытный маслоотделитель:
а – открытая система; б – закрытая система

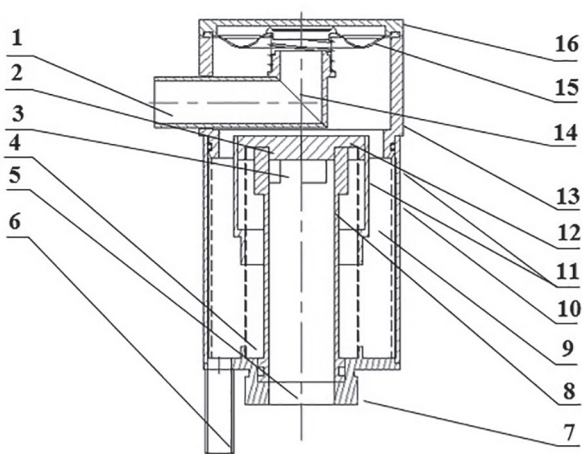


Рис. 2. Основные конструктивные элементы
маслоотделителя для закрытой системы
вентиляции картера:

- 1 – выход для выпуска отсепарированных газов;
- 2 – сопловой аппарат центральной втулки; 3 – окна соплового аппарата; 4 – успокоитель; 5 – вход для приема маслогазовой смеси от двигателя;
- 6 – выпускной патрубок для отвода и слива масла; 7 – нижняя часть корпуса; 8 – центральная втулка; 9 – направляющая втулка; 10 – корпус маслоотделителя; 11 – маслоотделительная сетка; 12 – торцевая крышка; 13 – верхняя часть корпуса; 14 – отводящий патрубок отсепарированных КГ; 15 – следящий клапан с пружиной; 16 – крышка

– отвод газов из маслоотделителя и их фильтрация (для определения уноса масла из маслоотделителя);

– сбор осажденного масла маслоотделителем с последующим взвешиванием (для определения подачи масла и эффективности маслоотделителя);

– разряжение на выходе из маслоотделителя для испытаний закрытой системы.

2. Проведены испытания по определению эффективности маслоотделителя открытой и закрытой СВК.

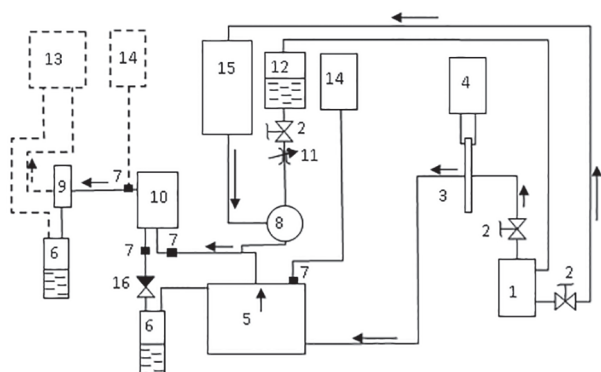


Рис. 3. Принципиальная схема установки испытаний системы вентиляции картера:

пунктирными линиями обозначены дополнительные элементы стенда, необходимые для испытания закрытой системы; стрелками указано направление движения потока сжатого воздуха и его смеси с маслом; 1 – источник сжатого воздуха с постоянным давлением; 2 – кран регулирования подачи сжатого воздуха; 3 – диафрагма с фланцевым способом отбора давления (для определения расхода сжатого воздуха стандартным сужающим устройством по ГОСТ 8.586.2-2005); 4 – микроманометр типа МИН-240(5)-1.0; 5 – имитатор картерного пространства; 6 – емкость для сбора масла; 7 – места измерения давления в системе (четыре точки – обозначены черным квадратом); 8 – эжектор (устройство смещения воздуха и масла); 9 – фильтр улавливания уноса масла; 10 – маслоотделитель; 11 – зажим, регулирующий подачу масла в систему; 12 – емкость подачи масла; 13 – устройство для создания разряжения; 14 – водяной пьезометр; 15 – ротаметр с местными показаниями типа РМ ГОСТ 13045-67; 16 – обратный клапан (лепесткового типа)

Последовательность проведения испытаний

Испытания открытой системы вентиляции картера включали следующее.

1. Произведено подсоединение маслоотделителя с испытательной установкой.

2. Проведены испытания по определению сопротивления маслоотделителя (по давлению в емкости имитирующее картерное пространство), давлений на сливе и перед маслоотделителем при подаче сжатого воздуха от 100 до 500 л/мин с шагом 100 л/мин.

3. Определено сопротивление маслоотделителя (по давлению в емкости, имитирующей картерное пространство), масса уноса и отделение масла за фактический период времени с отрегулированной подачей масла при расходах воздуха от 100 до 500 л/мин с шагом 100 л/мин. Подача сжатого воздуха производилась в имитатор картерного пространства. Расход воздуха определен по значению перепада на диафрагме с использованием номограммы.

4. Определен расход подаваемого масла непосредственно в маслоотделитель на установке по испытаниям системы вентиляции картера (косвенным методом – как сумма расходов унесенного и осажденного масла в системе), рассчитан по формуле (1).

5. Определено относительное содержание масла в КГ по формуле (2).

Испытания закрытой системы вентиляции картера идентичны испытаниям открытой системы вентиляции картера.

Для создания разряжения на выходе из маслоотделителя к установке испытаний системы вентиляции картера подключалось устройство создания разряжения через улавливающий фильтр (по весу фильтрующего элемента определялся расхода унесенного масла).

Результаты испытаний

1. Величины отделения, уноса масла маслоотделителем и эффективности открытой системы вентиляции картера по результатам испытаний НТЦ ПАО «КАМАЗ» представлены в табл. 1.

2. Величины отделения, уноса масла маслоотделителем и эффективности закрытой системы вентиляции картера по результатам испытаний НТЦ ПАО «КАМАЗ» приведены в табл. 2.

Стендовые моторные испытания маслоотделителя для открытой системы вентиляции картера

Были проведены стендовые моторные испытания опытного маслоотделителя на автомобильном дизеле 8ЧН12/13 с имитацией расхода КГ до 400 л/мин (рис. 4).

Таблица 1

Результаты испытаний маслоотделителя открытой системы вентиляции картера

Расход КГ, л/мин	Расход подаваемого масла в систему, г/мин (1)	Относительное содержание масла в КГ, г/л (2)	Расход унесенного масла, г/мин	Давление в картере, мм вод. ст.	Эффективность маслоотделителя, % (3)
100	34	0,340	0,005052	28	99,985
200	28	0,14	0,001208	81	99,996
300	35	0,117	0,0007	150	99,998
400	37	0,093	0,000684	240	99,998
500	34	0,068	0,48055	390	98,606

Таблица 2

Результаты испытаний маслоотделителей закрытой системы вентиляции картера

Расход КГ, л/мин	Расход подаваемого масла в систему, г/мин (1)	Относительное содержание масла в КГ, г/л (2)	Давление в картере, мм вод. ст.	Разряжение, мм вод. ст.	Расход унесенного масла, г/мин	Эффективность маслоотделителя, % (3)
100	29	0,29	-170	300	0,000773	99,997
200	35	0,175	-68		0,0016	99,995
300	27	0,09	-39		0,00032	99,998
400	30	0,075	60		0,000545	99,998
500	32	0,064	274		0,000476	99,998

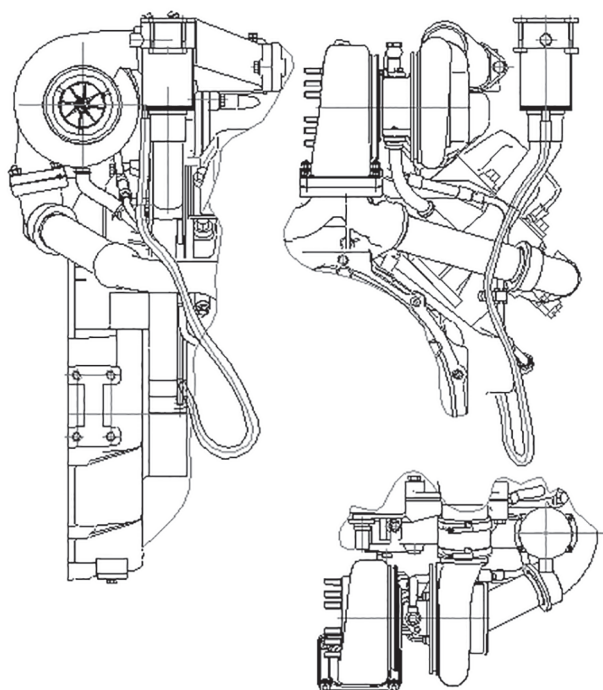


Рис. 4. Установка маслоотделителя на двигатель

Условия проведения испытаний

1. Стендовые моторные испытания системы вентиляции картера двигателя проводились на испытательной станции двигателей НТЦ ПАО «КАМАЗ».

2. Двигатель перед испытаниями укомплектован в соответствии с приложением 2 ГОСТ 14846–81.

3. Испытания проводились на испытательном стенде для испытаний двигателей фирмы «ХОРИБА-ШЕНК» (Германия). Испытательный стенд оборудован измерительными приборами согласно разделу 2 ГОСТ 14846–81.

4. В качестве охлаждающей жидкости в системе охлаждения двигателя использовалась вода. Испытания проводились на моторном масле «ЛУКОЙЛ СУПЕР» SAE 15W/40 (ТУ 0253-075-00148636-99).

5. Условия проведения испытаний – в соответствии с ГОСТ 12.1.005.

6. Испытания системы вентиляции картера двигателя КАМАЗ-740.63-400 при горизонтальном положении двигателя проводились в режиме номинальной мощности ($N_e = 294$ кВт, $n = 1900$ мин⁻¹).

7. При стендовых моторных испытаниях двигателя производились замеры:

- давления и температуры масла в главной масляной магистрали (ГММ);
- температуры воды на выходе из двигателя;
- расхода КГ;
- давления КГ;
- количества масла, содержащегося в КГ;
- количества масла, выброшенного с КГ после системы вентиляции картера.

При испытаниях обеспечивались:

- температура масла в ГММ – 90...105 °С;
- температура воды в системе охлаждения двигателя – 82...85 °С.

Методика проведения испытаний

1. Перед испытаниями общая наработка двигателя составляла около 500 моточасов.

2. Испытания системы вентиляции картера (опытного маслоотделителя) проводились в следующей последовательности:

2.1. В масляный картер заливалось моторное масло (по верхнюю метку шупа при горизонтальном положении двигателя).

2.2. Двигатель прогревался до достижения маслом температуры 90...105 °С.

2.3. Определялось количество масла, выброшенное с КГ. Замер проводился с отсоединенным расходомером КГ в отдельной емкости, пригодной для взвешивания на весах. Время замера в режиме номинальной мощности – 10 мин.

3. Собранное масло взвешивалось на технических весах модели Т-1000 с набором гирь Г-4-1111.10 и Г-2-21.105 с пределами измерений 0–500 г и ценой деления 0,01 г.

4. Давление КГ замерялось в клапанной крышке второго цилиндра с помощью водяного пьезометра с пределами измерений плюс 600 мм вод. ст.

5. Расход КГ замерялся с помощью расходомера фирмы AVL (тип DVM 607S) с пределами измерений 0–500 л/мин.

Результаты испытаний в НТЦ ПАО «КАМАЗ» системы вентиляции картера при работе двигателя КАМАЗ-740.63-400 в режиме номинальной мощности приведены в табл. 3. Количество отделенного масла определено по формуле (1), а эффективность маслоотделителей рассчитана по формуле (3).

Выводы

1. При испытаниях относительное содержание масла в КГ снижается с повышением расхода КГ от 0,34 до 0,023 г/л. Данное значение выше, чем при работе двигателя. Это объясняется тем, что расход КГ изменяется от 100 до 500 л/мин, а количество подаваемого масла остается постоянным.

2. При заданных условиях испытаний (температуре масла и подаваемого воздуха) паробразование в маслоотделителе маловероятно, в двигателе температура КГ значительно выше. Для получения данных максимально приближенных к моторным испытаниям, необходим подогрев масла и воздуха в системе.

3. При увеличении расхода КГ увеличивается и гидравлическое сопротивление маслоотделителя, которое определяется значением давления в емкости, имитирующей картерное пространство. Давление при подаче на выход разряжения может быть отрицательным, что связано с работой клапана маслоотделителя.

4. Анализ проведенных испытаний показал, что предел работоспособности с наихудшей эффективностью [3] (E_m не ниже 98,606 %) определен значениями расхода КГ 500 л/мин. При значениях расхода КГ от 400 л/мин величины расхода подаваемого масла составляют 30...37 г/мин.

5. Экспериментальными стендовыми безмоторными и моторными исследованиями подтверждена высокая эффективность системы вентиляции картера с опытным маслоотделителем. Установлено, что в результате

Таблица 3

Результаты стендовых моторных испытаний

Расход КГ, л/мин	Давление в картере, мм вод. ст.	Расход унесенного масла G_y , г/10 мин	Расход подаваемого масла в маслоотделитель G_n , г/10 мин	Эффективность маслоотделителя E , % [3]
64	3	0	0	100
84	18	0	0	100
90	20	0	0,5	100
130	31	0	2,1	100
180	44	0	6	100
230	59	0	3,9	100
280	77	0,05	3	98,33
330	97	0,05	2,1	97,62
360	107	0,05	2	97,5
400	142	0,1	34,6	99,71

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

стендовых моторных испытаний открытой системы вентиляции картера с применением опытного маслоотделителя предел работоспособности с наименьшей эффективностью (не ниже 97,5 %) определен значениями расхода КГ 360 л/мин.

Литература

1. Волков М.Ю. Совершенствование системы вентиляции картера двухцилиндрового дизеля: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Владимир, 2008. 16 с.
2. ГОСТ Р 51998-2002. Дизели автомобильных транспортных средств. Общие технические условия. М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. 6 с.
3. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 720 с.
4. Андриянов С.М., Башегуров С.В. Анализ формирования требований к системам картера дизелей // Развитие дорожно-транспортного и строительного комплексов и освоение стратегически важных территорий Сибири и Арктики: вклад науки: материалы Международной научно-практической конференции. Омск: СибАДИ, 2014. Кн. 3. С. 241–242.
5. Башегуров С.В., Андриянов С.М., Ямаев А.С. Маслоотделитель системы вентиляции картера двигателя внутреннего сгорания: патент на полезную модель № 111582, Российская Федерация. Опубликовано 20.12.2011.

References

1. Volkov M.Yu. Sovershenstvovanie sistemy ventilyatsii kartera dvukhtsilindrovogo dizelya: avtoref. dis. ...kand. tekhn. nauk [Development of the crankcase ventilation system of a two-cylinder diesel engine: abstract for Degree of Candidate of Technical Sciences]. Vladimir, 2008. 16 p.
2. GOST R 51998-2002. Diesel engines of motor vehicles. General specifications. Moscow: IPK Izdatel'stvo standartov Publ., 2003. 6 p.
3. Kavtaradze R.Z. Teoriya porshnevyykh dvigateley. Spetsial'nye glavy [Theory piston engines. Special chapters.]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2008. 720 p.
4. Andriyanov S.M., Bashegurov S.V. Analysis of the formation of requirements for diesel engine crankcase systems. Razvitie dorozhno-transportnogo i stroitel'nogo kompleksov i osvoenie strategicheskii vazhnykh territoriy Sibiri i Arktiki: vklad nauki: materialy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii [Development of road and transport and construction complexes and development of strategically important territories of Siberia and the Arctic: the contribution of science: materials of the International Scientific and Practical Conference]. Omsk: SibADI Publ., 2014. Kn. 3, pp. 241–242.
5. Bashegurov S.V., Andriyanov S.M., Yamaev A.S. Maslootdelitel' sistemy ventilyatsii kartera dvigatelya vnutrennego sgoraniya [Oil separator of crankcase ventilation system]: patent na poleznuyu model' No 111582, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 20.12.2011.

ДИНАМИКА ДВИЖЕНИЯ УПРУГО ЗАКРЕПЛЕННОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА КУЛЬТИВАТОРНОГО МТА

DYNAMICS OF THE MOVEMENT OF THE ELASTICALLY FIXED WORKING BODY OF THE CULTIVATOR MACHINE-TRACTOR AGGREGATES

Д.С. ГАПИЧ, д.т.н.
С.Д. ФОМИН, к.т.н.
Е.В. ШИРЯЕВА, к.т.н.

Волгоградский государственный аграрный университет,
Волгоград, Россия, gds-08@mail.ru; fsd_58@mail.ru;
el.shirjaeva@gmail.com

D.S. GAPICH, DSc in Engineering
S.D. FOMIN, PhD in Engineering
E.V. SHIRYAEVA, PhD in Engineering

Volgograd State Agricultural University, Volgograd, Russia,
gds-08@mail.ru; fsd_58@mail.ru; el.shirjaeva@gmail.com

Почвообрабатывающие машины, имеющие в своей конструкции упругие звенья в креплении рабочих органов, при определенных условиях могут генерировать действующие незатухающие колебания рабочих органов за счет особенности процесса резания почвенного пласта, что позволяет снижать общий уровень силового нагружения и динамичность функционирования всей системы. При этом актуальным становится вопрос о влиянии колебаний рабочего органа на агротехнические показатели работы МТА, в частности на отклонение глубины обработки от среднего значения. В статье рассматривается математическая модель, описывающая динамику движения упруго закрепленного рабочего органа культиваторного МТА, учитывающая силовые, упругие и диссипативные характеристики звеньев системы. Анализ автокорреляционной функции горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа культиватора, полученной по экспериментальной осциллограмме, показал наличие в процессе скрытой периодической составляющей, что позволило аппроксимировать экспериментальные данные рядом Фурье; относительная разность средних значений аппроксимации и экспериментальных данных составила 0,3 %. Диссипативные свойства почвы в работе характеризуются коэффициентом затухания почвенной среды. Жесткость упругого элемента в креплении рабочего органа определялась из условия равенства частоты собственных колебаний системы и частоты возмущающей силы, что соответствует резонансному режиму работы. Расчет по данной математической модели позволил в итоге определить среднеквадратическое отклонение глубины обработки и сравнить его значение со значением разработанного технологического допуска на изменение жесткости упругого элемента в креплении рабочего органа, в результате чего были сделаны следующие выводы: использование режима автоколебаний рабочих органов может существенно влиять на устойчивость хода рабочего органа в вертикальной плоскости, особенно это сказывается на почвах со слабыми диссипативными свойствами, также можно предположить, что значительные амплитуды колебания рабочего органа в горизонтальной плоскости могут приводить к повышенному истиранию почвенного фона рабочим органом и, как следствие, к повышению количества эродирующих частиц в почве и развитию ветровой эрозии.

Ключевые слова: упругий элемент, рабочий орган культиватора, почвенный фон, глубина обработки, тяговое сопротивление.

Tillage machines that have in their design elastic links in the fastening of working organs, under certain conditions, can generate active undamped oscillations of working bodies due to the peculiarity of the cutting process of the soil layer, which allows to reduce the overall level of force loading and the dynamism of the functioning of the entire system. At the same time, the question of the effect of vibrations of the working organ on the agrotechnical indices of the operation of machine-tractor aggregates, in particular on the deviation of the processing depth from the mean value, becomes topical. The mathematical model describing dynamics of movement of the elastically fixed working body of the cultivator machine-tractor aggregates, taking into account the force, elastic and dissipative characteristics of the links of the system is considered in the article. Dissipative properties of soil in the work are characterized by the coefficient of attenuation of the soil environment. The rigidity of the elastic element in the attachment of the working member was determined from the condition that the frequency of the natural oscillations of the system and the frequency of the disturbing force be equal, which corresponds to a resonant mode of operation. Calculation of this mathematical model allowed to determine the root-mean-square deviation of the treatment depth and compare its value with the value of the developed technological tolerance for the change in the rigidity of the elastic element in the fastening of the working member, as a result of which the following conclusions were made: the use of the self-oscillation mode of the working organs can significantly influence on the stability of the working body in the vertical plane, especially this affects the soils with weak dissipative properties, It can be assumed that significant amplitude oscillations of the working element in the horizontal plane can lead to an increased abrasion of the soil background by the working organ and, as a consequence, to an increase in the number of eroding particles in the soil and the development of wind erosion.

Keywords: elastic element, working body of the cultivator, soil background, processing depth, traction resistance.

Введение

Почвообрабатывающие машины, имеющие в своей конструкции упругие звенья в креплении рабочих органов, при определенных условиях могут генерировать действующие незатухающие колебания рабочих органов за счет особенности процесса резания почвенного пласта, что позволяет снижать общий уровень силового нагружения и динамичность функционирования всей системы [1]. При этом актуальным становится вопрос о влиянии колебаний рабочего органа на агротехнические показатели работы МТА [2], в частности на отклонение глубины обработки от среднего значения [3].

Цель исследования

Изучить влияние резонансного режима работы рабочего органа культиватора, имеющего упругий элемент в креплении, на отклонение глубины обработки почвы от среднего значения.

В качестве объекта исследования выбран культиватор BOURGAULT 8810.

Дифференциальное уравнение движения рабочего органа культиватора с упругим креплением к раме почвообрабатывающего орудия представлено в виде [4]:

$$\ddot{\varphi} + 2\varepsilon\dot{\varphi} + k^2\varphi = \frac{1}{m}R(t), \quad (1)$$

где $2\varepsilon = h/m$; $k^2 = c_{\text{пр}}/m$; h – коэффициент линейного вязкого сопротивления почвы, Нс/м; $c_{\text{пр}}$ – приведенная жесткость системы, Н/м; m – масса рабочего органа, кг; k^2 – частота собственных колебаний рабочего органа относительно оси подвеса, с⁻¹; φ – угол поворота культиваторной стойки относительно вертикальной

оси, рад; $R(t)$ – горизонтальная составляющая тягового сопротивления в функции времени, Н.

Рассмотрим описание силовых, упругих и диссипативных характеристик звеньев, входящих в уравнение (1).

Описание возмущающих воздействий от сопротивления почвы обработке

Анализ автокорреляционной функции горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа (рис. 1) показывает, что с ростом k корреляционная связь между ординатами процесса ослабевает. При некотором значении $k = k_0$ кривая $r(k)$ пересекает ось абсцисс, и далее наблюдается затухание колебаний кривой относительно этой оси. Такой характер протекания кривой $r(k)$ свидетельствует о наличии в процессе скрытой периодической составляющей, что позволяет использовать гармонический анализ для аппроксимации экспериментальных данных [5].

Аппроксимация экспериментальных данных представлена рядом Фурье вида:

$$Y_i = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cos \frac{2n\pi t}{\lambda} + \beta_n \sin \frac{2n\pi t}{\lambda} \right),$$

где n – число гармоник; a_n , β_n – коэффициенты гармоник; λ – длина волны основной гармоники.

Результаты аппроксимации горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа культиваторного МТА представлены на рис. 2.

Статистические показатели полученного ряда Фурье близки по значениям к экспериментальным данным: относительная разность средних значений составила 0,3 %, а среднеквадратических отклонений – 3,8 %.

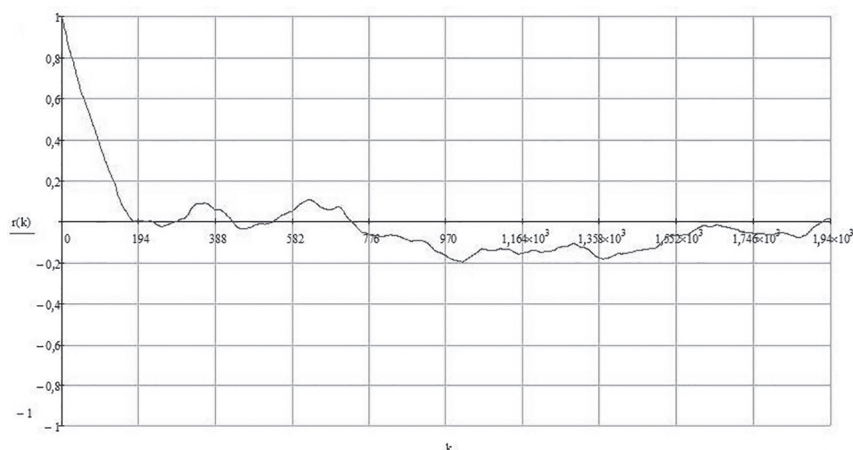


Рис. 1. Автокорреляционная функция горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа культиваторного МТА

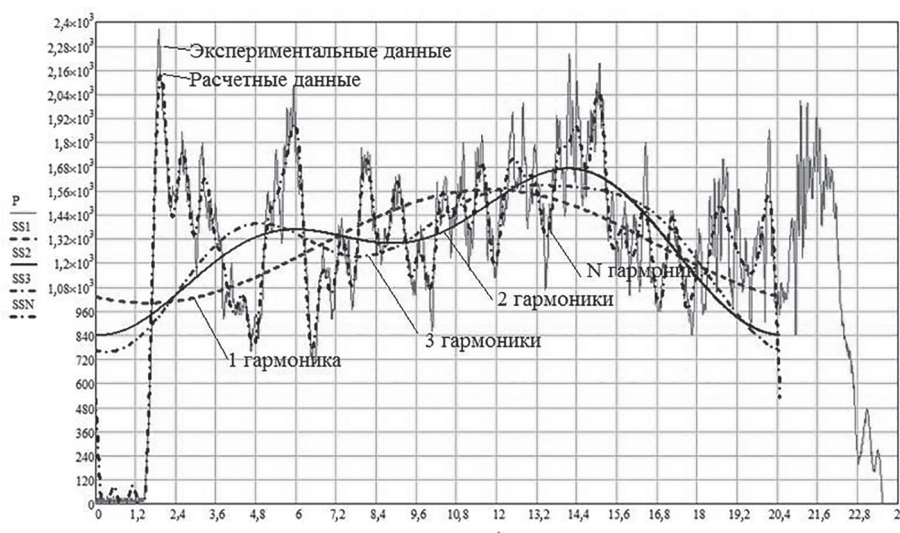


Рис. 2. Экспериментальная и расчетная осциллограмма тягового сопротивления рабочего органа культиваторного МТА

Определение собственной частоты колебательной системы

Для определения частоты собственных колебаний рассматриваемой системы составлены дифференциальные уравнения собственных колебаний в форме уравнений Лагранжа:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi \end{cases}, \quad (2)$$

где Q_x, Q_φ – обобщенные силы системы; T – кинетическая энергия системы; $\dot{x}, \dot{\varphi}$ – обобщенные скорости; x, φ – обобщенные координаты.

На основании системы (2) дифференциальное уравнение свободных колебаний стойки культиватора получено в виде:

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0,$$

где k – круговая частота малых колебаний стойки, Гц.

В нашей задаче жесткость упругого элемента выбиралась из условия равенства частоты собственных колебаний системы и частоты возмущающей силы:

$$k = \lambda,$$

где λ – господствующая частота колебаний горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа, Гц.

Жесткость упругого элемента определена выражением:

$$c = \frac{\lambda^2 (J_z - ma^2) - mga}{h^2}. \quad (3)$$

Подставив в формулу (3) числовые значения: $\lambda = 14,8$ Гц – частота вынужденных колебаний,

определенная по спектральной плотности горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа [3]; $J_z = 2,7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент инерции культиваторной стойки относительно оси подвеса; $a = 0,4$ м; $m = 16,5$ кг, получим $c = 140 \text{ кН}/\text{м}$.

Определение диссипативных свойств почвы

В качестве основной величины, характеризующей диссипативные свойства почвы, может служить удельное внутреннее сопротивление ψ . Определяется данная величина экспериментально по диаграммам нагружения-разгружения и представляет собой отношение площади петли гистерезиса к полной энергии колебаний (рис. 3).

Обработка экспериментальных кривых в пакете «Microsoft Excel» позволила аппроксимировать их полиномами третьей степени. Для почвенного фона – стерня кривая нагружения описывается уравнением:

$$y = 54x^3 - 219,5x^2 + 475,75x - 1,66,$$

кривая разгружения:

$$y = -1389x^3 + 6012x^2 - 7635x + 3014,3.$$

Площадь петли гистерезиса:

$$S_{ABDA} = S_{ABCA} - S_{DBCD} = 354,13 - 83,78 = 266,35.$$

Относительное внутреннее сопротивление светло-каштановых почв для заданного почвенного фона и заданных условий эксперимента определено как:

$$\psi = S_{ABDA} / S_{ABCA} = 0,75.$$

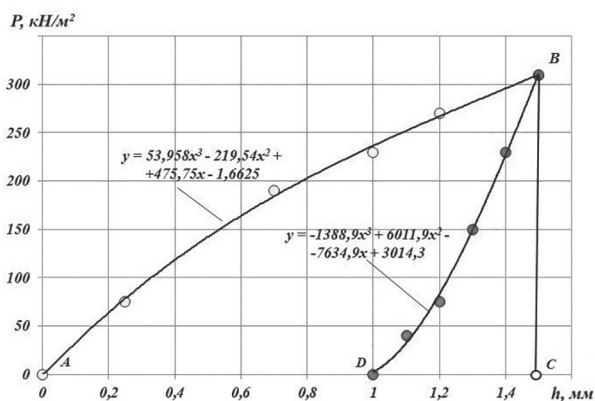


Рис. 3. Экспериментальная диаграмма нагружения-разгружения светло-каштановых почв, фон – стерня

Тогда коэффициент затухания исследуемой почвенной среды составит:

$$\varepsilon = \psi k^2 / 4\pi\lambda = 5,55,$$

для почвенного фона пар значение коэффициента затухания составило 2,45.

Почвенные фоны можно условно разделить на фоны, обладающие сильными диссипативными свойствами, $- 2\varepsilon/\lambda > 0,5$, и почвенные фоны, обладающие слабыми диссипативными свойствами, $- 2\varepsilon/\lambda < 0,5$. Значение данного параметра для почвенного фона – стерня составило 0,75, для почвенного фона – пар – 0,43.

Интегрирование дифференциальных уравнений вынужденных колебаний стойки культиватора

Полное решение дифференциального уравнения (1), в случае малого сопротивления, было получено в виде:

$$\begin{aligned} \varphi = & \frac{a_0}{k^2 m} + e^{-\varepsilon t} \left(\left(-A_0 - \sum_{n=1}^{\infty} A_n \right) \cos kt + \right. \\ & \left. + \left(\frac{\sum_{n=1}^{\infty} B_n n \rho - \varepsilon \left(A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \right)}{\cos kt} \right) \sin kt \right) + \\ & + \sum_{n=1}^{\infty} \left(A_n \cos \frac{2\pi n}{\lambda} t + B_n \sin \frac{2\pi n}{\lambda} t \right), \end{aligned}$$

где $A_0 = \frac{a_0}{k^2 m}$, $A_n = \frac{(k^2 - n^2 \rho^2) a_n + 2\varepsilon n \rho \beta_n}{m((k^2 - n^2 \rho^2)^2 + 4\varepsilon^2 n^2 \rho^2)}$,

$B_n = \frac{(k^2 - n^2 \rho^2) \beta_n - 2\varepsilon n \rho a_n}{m((k^2 - n^2 \rho^2)^2 + 4\varepsilon^2 n^2 \rho^2)}$ – постоянные

коэффициенты; $\rho = \frac{2\pi}{\lambda}$.

Расчет по данной математической модели позволил, в конечном счете, получить расчетную осциллограмму угла поворота культиваторной стойки относительно шарнира (рис. 4), последующая математическая обработка которой позволила определить среднее квадратическое отклонение глубины обработки и сравнить его значение со значением разработанного технологического допуска на изменение жесткости упругого элемента в креплении рабочего органа. Результаты расчетов представлены на рис. 5.

Анализ данных графических зависимостей говорит о том, что использование резонансных и дорезонансных режимов работы рабочего органа на полях со слабыми диссипативными свойствами может приводить к нарушению агротехнических требований, предъявляемых к культивации. Наблюдаются повышенные значения отклонения глубины обработки, а следовательно, и достаточно большие перемещения рабочего органа в горизонтальной плоскости

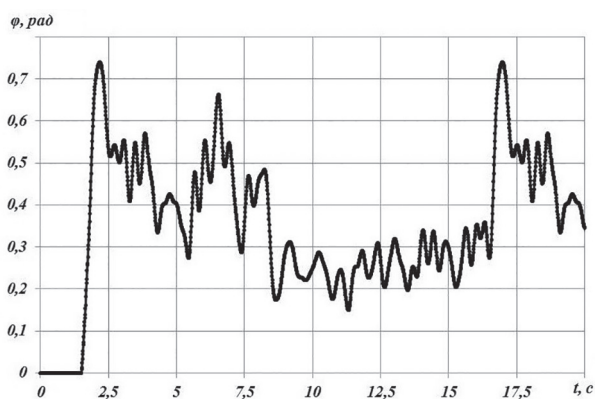


Рис. 4. Расчетная осциллограмма угла поворота стойки культиватора

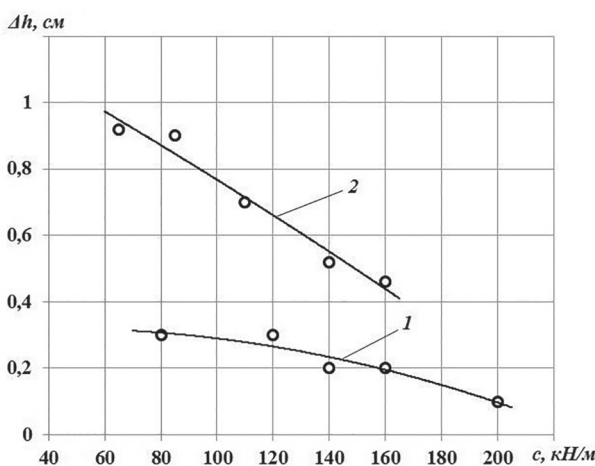


Рис. 5. Расчетные зависимости среднее квадратического отклонения глубины обработки в функции жесткости упругого элемента в креплении рабочего органа культиватора: 1 – фон – стерня; 2 – фон – пар

при колебательном характере движения. Значительные амплитуды колебания рабочего органа в горизонтальной плоскости могут приводить к повышенному истиранию почвенного фона рабочим органом и, как следствие, к повышению количества эродирующих частиц в почве.

Результаты, полученные по математической модели, хорошо согласуются с экспериментальными данными, что подтверждается графическими зависимостями отклонения глубины обработки рабочего органа от среднего значения в функции жесткости упругого элемента в креплении (рис. 6).

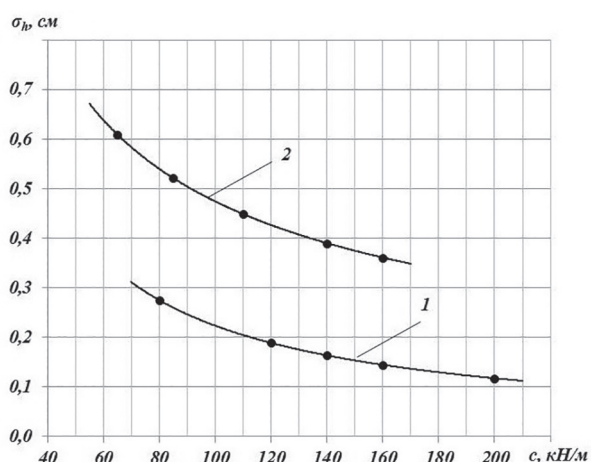


Рис. 6. Отклонение глубины обработки от среднего значения в зависимости от жесткости упругих элементов в креплении рабочих органов культиватора:
1 – фон – стерня; 2 – фон – пар

Выводы

Использование режима автоколебаний рабочих органов может существенно влиять на устойчивость хода рабочего органа в вертикальной плоскости, особенно это сказывается на почвах со слабыми диссипативными свойствами.

Степень проявления диссипативных свойств почвы оценивается отношением двойного коэффициента затухания исследуемой почвенной среды к частоте колебаний горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа – $2\varepsilon/\lambda$. К почвам со слабыми диссипативными свойствами, относятся почвы, для которых указанное отношение меньше 0,5.

Значительные амплитуды колебания рабочего органа в горизонтальной плоскости могут приводить к повышенному истиранию почвенного фона рабочим органом и, как следствие, к повышению количества эродирующих частиц в почве и развитию ветровой эрозии.

Литература

1. Гапич Д.С., Фомин С.Д., Денисова О.А. Энергетические и качественные показатели работы культиваторного МТА в режиме автоколебаний рабочих органов // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. Т. 1. № 4 (26). С. 17–20.
2. Гапич Д.С., Денисова О.А. Экологические особенности использования резонансных режимов работы рабочих органов культиваторного машинно-тракторного агрегата // Научное обозрение. 2015. № 10-1. С. 40–44.
3. Кузнецов Н.Г., Гапич Д.С., Назаров Е.А. Устойчивость движения рабочего органа культиватора BOURGAULT 8810 в зависимости от жесткости упругих элементов в его креплении // Научное обозрение. 2011. № 6. С. 103–108.
4. Кузнецов Н.Г., Гапич Д.С., Назаров Е.А. Оптимизация жесткости упругого элемента в креплении рабочего органа культиватора BOURGAULT 8810 // Научное обозрение. 2010. № 6. С. 89–93.
5. Гапич Д.С., Ширяева Е.В., Денисова О.А. Фурье-анализ экспериментальных осциллограмм тягового сопротивления рабочего органа культиваторного МТА // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. 2015. № 3 (39). С. 151–154.

References

1. Gapich D.S., Fomin S.D., Denisova O.A. Energy and quality indicators of cultivator machine-tractor aggregates operation in the mode of auto-oscillations of working bodies. *Izvestiya MG TU «MAMI»*. 2015. Vol. 1. No 4 (26), pp. 17–20.
2. Gapich D.S., Denisova O.A. Ecological features of the use of resonant operating modes of the working bodies of the cultivator machine and tractor unit. *Nauchnoe obozrenie*. 2015. No 10-1, pp. 40–44.
3. Kuznetsov N.G., Gapich D.S., Nazarov E.A. Stability of the movement of the working body of the cultivator BOURGAULT 8810, depending on the rigidity of the elastic elements in its bracing. *Nauchnoe obozrenie*. 2011. No 6, pp. 103–108.
4. Kuznetsov N.G., Gapich D.S., Nazarov E.A. Optimization of the rigidity of the elastic element in the mounting of the working body of the cultivator BOURGAULT 8810. *Nauchnoe obozrenie*. 2010. No 6, pp. 89–93.
5. Gapich D.S., Shiryayeva E.V., Denisova O.A. Fourier analysis of experimental oscillograms of the traction resistance of the cultivator machine-tractor unit. *Izvestiya Nizhnevolzhskogo agrouniversitetskogo kompleksa: Nauka i vysshee professional'noe obrazovanie* [*Izvestiya of the Nizhnevolzhsk Agro-University Complex: Science and Higher Vocational Education*]. 2015. No 3 (39), pp. 151–154.

РАСЧЕТ МАКСИМАЛЬНОЙ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

CALCULATION OF THE MAXIMUM ENERGY SATURATION OF AN AGRICULTURAL TRACTOR

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

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

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

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

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

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

Производительность машинно-тракторного агрегата увеличивается с повышением энергонасыщенности трактора. Поэтому представляет интерес определение максимальной энергонасыщенности и соответствующих ей показателей тяговой характеристики трактора с оценкой его эффективности по производительности и расходу топлива при сравнении с аналогом. С ростом энергонасыщенности увеличиваются рабочая скорость трактора и тяговое сопротивление рабочего органа агрегата, следовательно, повышается расход топлива. Это обстоятельство необходимо учитывать при расчете. Определение максимальной энергонасыщенности трактора с учетом ограничений по скорости и буксованию – актуальная задача теории трактора. Цель исследования заключается в разработке методики и алгоритмов расчета максимальной энергонасыщенности трактора и соответствующих ей показателей тяговой характеристики при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя. Объект исследования – колесный трактор общего назначения. Исходный материал: показатели двигателя и трактора; коэффициенты, характеризующие тягово-сцепные свойства трактора; уравнение баланса мощности трактора; функция буксования; функции расхода топлива двигателем и его крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала. Метод исследования – расчет по основным формулам теории трактора при изменении частоты вращения коленчатого вала на один оборот. Используются передаточные числа трансмиссии, рассчитанные с учетом заданных значений номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя и коэффициента его приспособляемости по крутящему моменту. Основные выводы: предложен критерий оптимальности знаменателя ряда передач с учетом коэффициента приспособляемости двигателя по крутящему моменту; в тяговую характеристику трактора введены дополнительные показатели: коэффициенты погектарного расхода топлива, производительности и крюковой расход топлива на единицу производительности; критерием для расчета максимальной энергонасыщенности служит максимум тягового КПД при максимуме тяговой мощности и коэффициента приспособляемости на соответствующей передаче с принятой на ней теоретической скоростью.

Ключевые слова: сельскохозяйственный трактор, энергонасыщенность, тяговая характеристика, знаменатель ряда передач, расход топлива.

The efficiency of the machine-tractor unit increases with the increase of the energy saturation of the tractor. Therefore, it is of interest to determine the maximum energy saturation and the corresponding traction characteristics of the tractor with an estimate of its efficiency in terms of productivity and fuel consumption when compared with the analog. With increasing energy saturation, the working speed of the tractor and the traction resistance of the working element of the unit increase, hence the fuel consumption is increased. This circumstance must be taken into account in the calculation. Determination of the maximum energy saturation of the tractor, taking into account speed limits and skidding, is an actual task of the tractor theory. The purpose of the study is to develop a methodology and algorithms for calculating the maximum energy saturation of the tractor and its corresponding traction performance when the engine speed is changed. The object of investigation is a general purpose wheeled tractor. Source material: engine and tractor performance characteristics; coefficients that characterize the traction and coupling properties of the tractor; the tractor power balance equation; slipping function; the function of fuel consumption of the engine and its torque from the speed of the crankshaft. The method of investigation is the calculation by the basic formulas of the theory of the tractor when the rotational speed of the crankshaft is changed by one turnover. Gear ratios of the transmission, calculated taking into account the set values of the nominal engine speed and the coefficient of its adaptability for torque, are used. Main conclusions: a criterion for the optimality of the denominator of a number of gears is proposed, taking into account the coefficient of adaptability of the engine for the torque; in the traction characteristics of the tractor introduced additional indicators: the coefficients of per-hectare fuel consumption, productivity and hook consumption of fuel per unit of productivity; the criterion for calculating the maximum energy saturation is the maximum traction efficiency at the maximum tractive power and the efficiency factor in the corresponding gear with the theoretical speed assumed on it.

Keywords: agricultural tractor, energy saturation, traction characteristics, denominator of a number of gears, fuel consumption.

Введение

В работе В.А. Самсонова и Ю.Ф. Лачуги [1] найдены интервалы изменения энергонасыщенности тракторов общего назначения по минимуму удельных энергозатрат. С ростом энергонасыщенности увеличивается производительность трактора. Максимальная производительность трактора достигается при максимальной энергонасыщенности, расчет которой с учетом принятых ограничений по скорости и буксованию – актуальная задача теории трактора.

Цель исследования

Целью исследования является разработка методики и алгоритмов расчета максимальной энергонасыщенности трактора и соответствующих ей показателей тяговой характеристики при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Материалы и методы исследования

Методика расчета рассмотрена на примере колесного трактора К-424 («Кировец») тягового класса 4 [2].

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

Метод исследования – расчет по основным формулам теории трактора при изменении частоты вращения коленчатого вала на один оборот.

Результаты и обсуждение

У трактора К-424 необходимо отметить два существенных положительных свойства, повышающие его эффективность по сравнению с аналогами в тяговом классе 4: более экономичный двигатель (удельный расход топлива

$g_c = 197 \text{ г/(кВт·ч)}$ при номинальной частоте вращения $n_n = 2300 \text{ мин}^{-1}$), высокий коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту $k_m = 1,3$ [2].

Исходными данными служат основные показатели трактора К-424 (табл. 1) [2]. Теоретическая скорость принята с учетом рекомендаций Г.М. Кутькова [3].

На примере К-424 рассмотрим решение следующих задач:

- расчет тяговой характеристики при энергонасыщенности $\Theta = N_n/m = 176,5/10,6 = 16,65 \text{ кВт/т}$ (обозначим ТХ1);
- расчет максимальной энергонасыщенности Θ_m ;
- расчет тяговой характеристики при Θ_m (обозначим ТХ2);
- оценка эффективности трактора с ТХ2 и ТХ1.

Показатели, необходимые для расчета тяговой характеристики: N_n – номинальная мощность двигателя, Вт; m – эксплуатационная масса трактора, кг; n_n, n_m, n_x – соответственно, частота вращения коленчатого вала двигателя номинальная, при максимальном крутящем моменте, холостого хода, мин^{-1} ; k_m – коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту; M_n, M_m – соответственно, номинальный и максимальный крутящий момент двигателя, Н·м; $\varepsilon_n, \varepsilon_m$ – соответственно, коэффициент загрузки двигателя по мощности и моменту; n – количество рабочих передач; q – знаменатель геометрического ряда передач; $P_{кр1} \dots P_{крn}$ – диапазон тягового усилия трактора на передачах 1... n , Н; $v_{т1} \dots v_{тn}$ – диапазон теоретической скорости на передачах 1... n , км/ч; η_m – КПД трансмиссии; δ – буксование; f – коэффициент сопротивления качению трактора; $i_{т1} \dots i_{тn}$ – диапазон передаточных чисел трансмиссии на передачах 1... n ; r_k – радиус качения колеса.

Таблица 1

Исходные данные для расчета

Показатели	Значение	Показатели	Значение
N_n , кВт [2] (двигатель ЯМЗ-53625)	176,5	r_k , м [2] (шина 23,1R26)	0,8
m , т [2]	10,6	$v_{т1}$, км/ч [3]	10
k_m [2]	1,3	$v_{тn}$, км/ч [3]	17
n_n , мин^{-1} [2]	2300	η_m [4]	0,9
n_m , мин^{-1} [2]	1600	f [3, 4]	0,12
n_x , мин^{-1} [2]	2500	–	–

Расчет функции $q(n, k_m)$. Для определения знаменателя скоростного ряда с n рабочими передачами используем условие согласованности работы двигателя и трансмиссии [3]:

$$q \geq 1/k_m, \quad (1)$$

откуда:

$$q - 1/k_m \geq 0, \quad (2)$$

где

$$q = n \cdot \sqrt{v_{т1} / v_{тn}}. \quad (3)$$

С увеличением n при $k_m = \text{const}$ возрастает q и увеличивается левая часть выражения (2). При каком-то значении n она достигнет максимума. В этом случае критерий оптимальности для расчета q и n запишем как, %:

$$F_n = 100(q - 1/k_m)/(n - 1) \rightarrow \max. \quad (4)$$

Алгоритм расчета функции $q(n, k_m)$: при изменении в цикле n для каждого задаваемого значения k_m рассчитываем (3) и (4). Результаты расчета при $k_m = 1,3$ представлены в табл. 2. Максимум $F_n = 2,6633$ определяет оптимальные значения $n \geq 5$ и $q = 0,8757$. При этом выполняется ограничение (1): $0,8757 > 1/1,3 = 0,7518$.

Расчет передаточных чисел трансмиссии и теоретической скорости на передачах.

Исходное передаточное число находим при $v_{т1} = 10$ км/ч:

$$i_{т1} = (\omega n r_k / 30) / v_{т1} = (3,14 \cdot 2300 \cdot 0,8 / 30) / (10 / 3,6) = 69,3312.$$

Передаточные числа и теоретические скорости на передачах:

$$i_{тj} = i_{т1} q^{j-1} = 69,3312 q^{j-1};$$

$$v_{тj} = v_{т1} / q^{j-1} = 10 / q^{j-1},$$

где $j = 2 \dots n$; $q = 0,8757$.

Результаты расчета представлены в табл. 3.

Функции $M_c(n)$. Для расчета необходимы функции текущего крутящего момента $M_c(n_c)$

от частоты вращения коленчатого вала на корректорном и регуляторном участках скоростной характеристики двигателя. По аналогии с двигателями ЯМЗ-53622, ЯМЗ-53622-10, ЯМЗ-53622-30 [5] их принимаем прямыми:

– на корректорном участке

$$M_c = M_n + (M_m - M_n)(n_n - n_c)/(n_n - n_c); \quad (5)$$

– на регуляторном участке

$$M_c = M_n(n_x - n_c)/(n_x - n_n). \quad (6)$$

Функция буксования $\delta(\varphi_{кр})$. Ее находим аппроксимацией кривой $\delta(\varphi_{кр})$, полученной по осредненным данным для колесных тракторов [3]:

$$\delta = 0,02879397 + 0,1489948\varphi_{кр} - 0,6006476\varphi_{кр}^2 + 1,929105\varphi_{кр}^3. \quad (7)$$

Используем (7) для расчета максимального тягового КПД. Алгоритм расчета (изменяем $\varphi_{кр}$ в цикле с шагом 0,01): функция (7); $\eta_\delta = 1 - \delta$ – коэффициент, учитывающий потери энергии на буксование; $\eta_f = \varphi_{кр} / (\varphi_{кр} + f)$ – коэффициент, учитывающий потери энергии на качение трактора; $\eta_t = \eta_m \eta_\delta \eta_f$ – тяговый КПД.

Результаты расчета: максимальный тяговый КПД $\eta_{тм} = 0,612545$ при $\delta = 10,9$ %. Полученное значение $\eta_{тм}$ используем далее для определения максимальной энергонасыщенности.

Функция $g_c(n)$ удельного расхода топлива двигателем. Используем данные из руководства [5]: у двигателей ЯМЗ-53622, ЯМЗ-53622-10, ЯМЗ-53622-30 с $n_n = 2300$ мин⁻¹ функция $g_c(n_c)$ по всей скоростной характеристике – прямая линия, г/(кВт·ч):

$$g_c = 155 + 0,025n_c.$$

По аналогии с этой формулой, учитывая что у двигателя ЯМЗ-53625 при $n_n = 2300$ мин⁻¹ $g_c = 197$ г/(кВт·ч), найдем функцию $g_c(n_c)$ у трактора К-424:

$$g_c = 139,5 + 0,025n_c. \quad (8)$$

Таблица 2

Функция $q(n, k_m)$ при $k_m = 1,3$

n	4	5	6	7
q	0,8378	0,8757	0,8993	0,9153
F_n	2,2884	2,6633 max	2,6016	2,4354

Таблица 3

Расчетные передаточные числа трансмиссии и теоретические скорости

i_{mj}	69,3312	60,7133	53,1666	46,5580	40,7709
v_{mj} , км/ч	10,00	11,42	13,04	14,89	17,00

Дополнительные показатели тяговой характеристики. В работе [1] показано, что эквивалентом производительности служит коэффициент (мощность для ее достижения), кВт:

$$k_{\text{п}} = N_{\text{кр}} / \mu, \quad (9)$$

где $N_{\text{кр}}$ – тяговая мощность, кВт; $\mu = 0,052v^2 + 0,9$ – безразмерный коэффициент, учитывающий увеличение удельного тягового сопротивления при повышении рабочей скорости (на стерне).

Производительности с коэффициентом $k_{\text{п}}$ соответствует определенный погектарный расход топлива, эквивалентом которого служит безразмерный коэффициент [1]:

$$g_{\text{г}} = \mu / \eta_{\text{т}}. \quad (10)$$

Двигатель трактора расходует на единицу тяговой мощности $N_{\text{кр}}$, кВт, (на создание единицы полезной энергии в единицу времени) топливо в количестве $g_{\text{кр}} = g_{\text{г}} / \eta_{\text{т}}$, г/(кВт·ч), – расход топлива (полезный) на единицу тяговой мощности (или крюковой расход топлива). Это количество топлива обеспечивает производительность с коэффициентом $k_{\text{п}}$.

Показатель эффективности трактора по полезному расходу топлива, г/(кВт·ч)/кВт:

$$g_{\text{кпо}} = g_{\text{кр}} / k_{\text{п}}. \quad (11)$$

Физический смысл $g_{\text{кпо}}$: полезный расход топлива на единицу производительности (относительный расход топлива или стоимость единицы производительности). Показатель $g_{\text{кпо}}$ – обобщенный критерий эффективности трактора по производительности и расходу топлива: чем меньше $g_{\text{кпо}}$, тем эффективнее трактор по сравнению с аналогом.

Показатели $k_{\text{п}}$, $g_{\text{г}}$, $g_{\text{кпо}}$ включаем в тяговую характеристику трактора в качестве основных. Используя их, можно рассчитать производительность, га/ч, погектарный расход топлива, кг/га, и стоимость единицы производительности, кг/(га·ч) или р./(га·ч), на выполняемой трактором технологической операции.

Расчет максимальной энергонасыщенности. Максимальную энергонасыщенность $\mathcal{E}_{\text{м}}$ определяем на передаче, на которой достигается

максимальный тяговый КПД $\eta_{\text{тм}} = 0,612545$ при максимальной тяговой мощности.

Алгоритм расчета (алгоритм 1; в программу вводим $i_{\text{тj}}$ из табл. 3, \mathcal{E} , $n_{\text{н}}$, $n_{\text{м}}$, $n_{\text{х}}$, $m = 10\ 600$ кг, f): $N_{\text{н}} = \mathcal{E}m$; $M_{\text{н}} = 30N_{\text{н}}/\omega n_{\text{н}}$; $M_{\text{м}} = k_{\text{м}}M_{\text{н}}$; если двигатель работает на регуляторном участке скоростной характеристики – формула (6); при работе двигателя на корректорном участке скоростной характеристики – формула (5); $\varepsilon_{\text{м}} = M_{\text{с}}/M_{\text{н}}$; $\varepsilon_{\text{н}} = \varepsilon_{\text{м}}n_{\text{с}}/n_{\text{н}}$; $P_{\text{к}} = \eta_{\text{м}}\varepsilon_{\text{м}}M_{\text{н}}i_{\text{тj}}/r_{\text{к}}$; $v_{\text{т}} = \eta_{\text{м}}\varepsilon_{\text{н}}N_{\text{н}}/P_{\text{к}}$; $P_{\text{кр}} = P_{\text{к}} - mgf$; $\varphi_{\text{кр}} = P_{\text{кр}}/mg$; δ – по формуле (7); $\eta_{\delta} = 1 - \delta$; $v = v_{\text{т}}\eta_{\delta}$; $N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}}v$; $\eta_{\text{т}} = N_{\text{кр}}/\varepsilon_{\text{н}}N_{\text{н}}$.

По алгоритму 1 методом подбора определили, что максимальный тяговый КПД $\eta_{\text{тм}} = 0,612544$ достигается на передаче с $i_{\text{т}} = 46,558$ при $\mathcal{E}_{\text{м}} = 22,6$ кВт/т и выполнении ограничений по скорости и буксованию. Результаты расчета приведены в табл. 4.

Номинальная мощность двигателя трактора К-424 при $\mathcal{E}_{\text{м}} = 22,6$ кВт/т составляет $N_{\text{н}} = 22,6 \cdot 10,6 = 239,56$ кВт.

Расчет тяговых характеристик ТХ1 и ТХ2. Показатели тяговых характеристик рассчитываем по максимуму $k_{\text{п}}$ при максимуме $N_{\text{кр}}$, $n_{\text{с}}$ изменяем в цикле с шагом 1 мин⁻¹. Алгоритм расчета (алгоритм 2; в программу вводим $i_{\text{тj}}$ из табл. 3, $N_{\text{н}}$, $n_{\text{н}}$, $n_{\text{м}}$, $n_{\text{х}}$, $m = 10\ 600$ кг, f): $M_{\text{н}} = 30N_{\text{н}}/\omega n_{\text{н}}$; $M_{\text{м}} = k_{\text{м}}M_{\text{н}}$; если двигатель работает на регуляторном участке скоростной характеристики – формула (6); при работе двигателя на корректорном участке скоростной характеристики – формула (5); $\varepsilon_{\text{м}} = M_{\text{с}}/M_{\text{н}}$; $\varepsilon_{\text{н}} = \varepsilon_{\text{м}}n_{\text{с}}/n_{\text{н}}$; $P_{\text{к}} = \eta_{\text{м}}\varepsilon_{\text{м}}M_{\text{н}}i_{\text{тj}}/r_{\text{к}}$; $v_{\text{т}} = \eta_{\text{м}}\varepsilon_{\text{н}}N_{\text{н}}/P_{\text{к}}$; $P_{\text{кр}} = P_{\text{к}} - mgf$; $\varphi_{\text{кр}} = P_{\text{кр}}/mg$; δ – по формуле (7); $\eta_{\delta} = 1 - \delta$; $v = v_{\text{т}}\eta_{\delta}$; $N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}}v$; $\eta_{\text{т}} = N_{\text{кр}}/\varepsilon_{\text{н}}N_{\text{н}}$; $g_{\text{с}}$ – по формуле (8); $g_{\text{кр}} = g_{\text{с}}/\eta_{\text{т}}$; $\mu = 0,052v^2 + 0,9$; $k_{\text{п}}$ – по формуле (9); $g_{\text{г}}$ – по формуле (10); $g_{\text{кпо}}$ – по формуле (11).

Результаты расчета по алгоритму 2 представлены в табл. 5: верхние строки – ТХ1 при $\mathcal{E} = 16,65$ кВт/т; нижние строки – ТХ2 при $\mathcal{E}_{\text{м}} = 22,6$ кВт/т. Из таблицы следует, что трактор при $\mathcal{E}_{\text{м}} = 22,6$ кВт/т существенно эффективнее по производительности (больше $k_{\text{п}}$) и по относительному расходу топлива (меньше $g_{\text{кпо}}$). Буксование на передачах 1 и 2 соизмеримо с буксованием на стерне других колесных

Таблица 4

Результаты расчета тягового КПД при $\mathcal{E}_{\text{м}} = 22,6$ кВт/т ($i_{\text{т}} = 46,558$, $v_{\text{т}} = 14,87$ км/ч, $\delta = 10,6$ %)

$n_{\text{с}}$, мин ⁻¹	2294	2295	2296	2297	2298
$N_{\text{кр}}$, Вт	146 736,3	146 736,7	146 737,1	146 737,3	146 737,4
$\eta_{\text{т}}$	0,612551	0,612548	0,612544 max	0,612541	0,612537

Таблица 5

Расчетные тяговые характеристики ТХ1 (верхние строки, $\mathcal{E} = 16,65$ кВт/т) и ТХ2 (нижние строки, $\mathcal{E}_m = 22,6$ кВт/т)

Показатели	i , номер передачи					
	69,3312 1	60,7133 2	53,1666 3	46,5580 4	40,7709 5	35,7031 6
	Значения показателей					
n_c , мин ⁻¹	2300 2319	2255 2300	2148 2300	2078 2214	2030 2097	1852 2055
ε_N	1,000 0,912	0,999 1,000	0,995 1,000	0,989 1,000	0,985 0,996	0,960 0,987
ε_m	1,000 0,905	1,019 1,000	1,065 1,000	1,095 1,002	1,116 1,05	1,192 1,105
$P_{кр}$, кН	44,708 57,765	38,565 55,491	34,231 46,779	29,577 39,502	25,042 35,651	22,625 31,493
v_T , км/ч	10,00 10,08	11,20 11,42	12,18 13,04	13,45 14,87	15,01 15,98	15,64 17,35
v , км/ч	8,52 7,49	9,93 8,79	11,03 11,09	12,44 13,31	14,22 14,50	14,81 16,09
$N_{кр}$, кВт	105,791 120,221	106,324 135,464	104,273 144,050	102,246 146,076	98,914 144,524	93,095 140,792
η_T	0,5994 0,5500	0,6028 0,5655	0,5973 0,6040	0,5855 0,6125	0,5621 0,6087	0,5495 0,5979
δ , %	14,8 25,7	11,1 23,0	9,4 15,0	7,5 10,4	5,3 8,7	5,0 7,2
$g_{кр}$, г/(кВт·ч)	329 359	325 348	323 326	327 321	334 318	338 319
g_T	1,987 2,046	2,149 2,140	2,324 2,306	2,599 2,630	3,007 2,883	3,240 3,243
$k_{п}$, кВт	88,813 106,841	82,087 111,964	75,553 103,403	67,205 90,670	57,800 82,371	52,288 72,601
$g_{кпро}$, (г/кВт·ч)/кВт	3,701 3,361	3,959 3,112	4,281 3,154	4,866 3,545	5,784 3,861	6,466 4,397
g_e , г/(кВт·ч)	197,000 197,475	195,875 197,000	193,200 197,000	191,450 196,900	190,250 193,550	185,800 190,875
Π , га/ч	1,776 2,136	1,641 2,239	1,511 2,078	1,344 1,823	1,156 1,652	1,045 1,457
G_T , кг/га	19,517 20,145	21,202 21,019	22,386 22,640	24,809 25,790	28,524 27,892	30,015 30,941
$G_{пн}$, (кг/га)/(га/ч)	10,989 9,431	12,920 9,587	14,815 10,895	18,459 14,147	24,674 16,883	28,722 21,236

тракторов [6]: МТЗ-82 – 25 %, Т-150К – 23,5 %, К-701 – 23,9 %.

При $\mathcal{E}_m = 22,6$ кВт/т на передачах 1 и 2 трактор может работать с номинальным тяговым усилием. По алгоритму 2 находим показатели режимов:

– передача 1 – $n_c = 2352$ мин⁻¹; $\varepsilon_N = 0,757$; $P_{кр} = 44,959$ кН; $v_T = 10,23$ км/ч; $N_{кр} = 110,233$ кВт; $\eta_T = 0,6088$; $\delta = 13,7$ %; $k_{п} = 90,905$ кВт; $g_{кпро} = 3,587$ (г/кВт·ч)/кВт;
 – передача 2 – $n_c = 2351$ мин⁻¹; $\varepsilon_N = 0,856$; $P_{кр} = 44,956$ кН; $v_T = 11,57$ км/ч; $N_{кр} = 127,751$ кВт; $\eta_T = 0,6081$; $\delta = 13,7$ %; $k_{п} = 95,931$ кВт; $g_{кпро} = 3,390$ (г/кВт·ч)/кВт.

На этих режимах трактор работает с недогрузкой по мощности, но его производитель-

ность больше (больше $k_{п}$) и относительный расход топлива меньше (меньше $g_{кпро}$), чем при работе с тяговой характеристикой ТХ1.

Показатели эффективности К-424 с тяговыми характеристиками ТХ1 и ТХ2. Показатели в последних трех строках табл. 5 рассчитаны по формулам:

– производительность, га/ч:

$$\Pi = 0,36k_{п}/k_0;$$

– погектарный расход топлива, кг/га:

$$G_T = 2,77k_0g_e g_g;$$

– погектарный расход топлива на единицу производительности (относительный расход

топлива, стоимость единицы производительности), (кг/га)/(га/ч):

$$G_{\text{тп}} = G_{\text{г}}/\Pi,$$

где k_0 – удельное тяговое сопротивление плуга при скорости 5 км/ч, кН/м (при расчете приняты: удельное сопротивление почвы – 60 кН/м², глубина обработки – 0,3 м, $k_0 = 60 \cdot 0,3 = 18$ кН/м).

Показатели $g_{\text{кпо}}$ и $G_{\text{тп}}$ – эквивалентны; первый не учитывает сопротивление почвы, и его удобнее применять при проектировании, второй оценивает эффективность трактора в конкретных условиях эксплуатации. Чем меньше $G_{\text{тп}}$, тем эффективнее трактор.

Средние геометрические значения Π , $G_{\text{г}}$ и $G_{\text{тп}}$ по всему тяговому диапазону:

– характеристика ТХ1 –

$$\begin{aligned} \Pi &= 1,388 \text{ га/ч}; G_{\text{г}} = 24,117 \text{ кг/га}; \\ G_{\text{тп}} &= 17,375 \text{ (кг/га)/(га/ч)}; \end{aligned}$$

– характеристика ТХ2 –

$$\begin{aligned} \Pi &= 1,876 \text{ га/ч}; G_{\text{г}} = 24,448 \text{ кг/га}; \\ G_{\text{тп}} &= 13,075 \text{ (кг/га)/(га/ч)}. \end{aligned}$$

При незначительно большем погектарном расходе топлива трактор К-424 с ТХ2 эффективнее: по производительности – на $100 \cdot (1,876/1,388) - 1 = 35,1$ %, по относительному расходу топлива – на $100 \cdot (13,075/17,375) - 1 = -24,7$ %; за 1 ч работы при обработке 1 га расход топлива меньше на $17,375 - 13,075 = 4,3$ кг, то есть экономия топлива за 10 ч работы (одна смена) составит 43 кг.

Таким образом, для трактора К-424 с эксплуатационной массой 10,6 т максимальная энергонасыщенность, при которой существенно увеличивается производительность и уменьшается относительный расход топлива, составляет 22,6 кВт/т.

Выводы

1. Предложен критерий оптимальности знаменателя ряда передач с учетом коэффициента приспособляемости двигателя по крутящему моменту.

2. В тяговую характеристику трактора введены дополнительные показатели: коэффициенты погектарного расхода топлива, производительности и крюковой расход топлива на единицу производительности. Используя их, можно рассчитать производительность, погектарный расход топлива и стоимость единицы производительности.

3. Максимальная энергонасыщенность трактора определяется максимумом тягового КПД при максимуме тяговой мощности и коэффициента производительности на соответствующей передаче с принятой на ней теоретической скоростью.

Литература

1. Самсонов В.А., Лачуга Ю.Ф. Расчет оптимальных значений мощности и энергонасыщенности сельскохозяйственного трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 7. С. 25–32.
2. Описание основных узлов и технические характеристики трактора К-424 «Кировец». URL: http://kirovets-ptz.com/rus/i_dc1/ci_i/63/informatsiya_pro_k-4f_1_.pdf
3. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: КолосС, 2004. 504 с.
4. Скотников В.А., Машенский А.А., Солонский А.С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986. 384 с.
5. Двигатели ЯМЗ-536, ЯМЗ-5361, ЯМЗ-5362, ЯМЗ-5363, ЯМЗ-5364, их модификации и комплектации. Руководство по эксплуатации / Под ред. Н.Л. Шамалы. Ярославль: ОАО «Автодизель», 2013. 240 с.
6. Антонов А.П., Антышев Н.М., Банник А.П. и др. Тяговые характеристики сельскохозяйственных тракторов. Альбом-справочник. М.: Россельхозиздат, 1979. 240 с.

References

1. Samsonov V.A., Lachuga Yu.F. Calculation of optimum power and energy saturation of an agricultural tractor. Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 7, pp. 25–32.
2. Opisanie osnovnykh uzlov i tekhnicheskie kharakteristiki traktora K-424 «Kirovets». URL: http://kirovets-ptz.com/rus/i_dc1/ci_i/63/informatsiya_pro_k-4f_1_.pdf
3. Kut'kov G.M. Traktory i avtomobili. Teoriya i tekhnologicheskie svoystva [Tractors and automobiles. Theory and technological properties]. Moscow: KolosS Publ., 2004. 504 p.
4. Skotnikov V.A., Mashchenskiy A.A., Solonskiy A.S. Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya [The fundamentals of the theory and calculation of tractor and automobile]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1986. 384 p.
5. Dvigateli YaMZ-536, YaMZ-5361, YaMZ-5362, YaMZ-5363, YaMZ-5364, ikh modifikatsii i komplektatsii. Rukovodstvo po ekspluatatsii [Engines YMZ-536, YMZ-5361, YMZ-5362, YMZ-5363, YMZ-5364, their modifications and configurations. Manual]. Pod red. N.L. Shamalya. Yaroslavl': OAO «Avtodizel'» Publ., 2013. 240 p.
6. Antonov A.P., Antyshev N.M., Bannik A.P. i dr. Tyagovye kharakteristiki sel'skokhozyaystvennykh traktorov. Al'bom-spravochnik [Traction characteristics of agricultural tractors. Album-directory]. Moscow: Rossel'khozizdat Publ., 1979. 240 p.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДВУХПОТОЧНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

ENERGY ANALYSIS OF DUAL-FLOW HYDROMECHANICAL GEARS

В.М. ШАРИПОВ¹, д.т.н.
Ю.С. ЩЕТИНИН¹, к.т.н.
С.В. ГАЕВ²
О.В. ТРОШКИН¹

¹ Московский политехнический университет, Москва, Россия

² ООО «МИКОНТ», Чебоксары, Россия, trak@mami.ru

V.M. SHARIPOV¹, DSc in Engineering
YU.S. SHCHETININ¹, PhD in Engineering
S.V. GAEV²
O.V. TROSHKIN¹

¹ Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

² Limited Liability Company «MIKONT», Cheboksary, Russia, trak@mami.ru

Двухпоточные гидромеханические передачи получают все большее распространение в конструкциях современных наземных транспортных и тяговых машин (тракторов, автомобилей и быстроходных гусеничных машин). Это вызвано, в основном, стремлением увеличить коэффициент полезного действия передачи. Для выбора схемы двухпоточной гидромеханической передачи применительно к конкретным условиям работы надо знать преимущества и недостатки различных схем, их потенциальные возможности. Оценку работы каждой схемы можно сделать на основе их кинематического, силового и энергетического анализа. Результаты кинематического и силового анализа двухпоточных гидромеханических передач ранее разработаны авторами данной статьи. При энергетическом анализе для сравнительной оценки работы передачи использовались следующие оценочные параметры: $\eta_{ГМП}$ – коэффициент полезного действия передачи; β_M – коэффициент мощности в механической ветви передачи; β_H – коэффициент мощности на насосном колесе гидротрансформатора; β_T – коэффициент мощности на турбинном колесе гидротрансформатора. В статье рассмотрены 12 схем двухпоточных гидромеханических передач с дифференциальным звеном на входе и на выходе со смешанным зацеплением зубчатых колес, приведены результаты их энергетического анализа. Для каждой из рассматриваемых схем получены аналитические зависимости оценочных параметров от внутренних параметров гидромеханической передачи, в качестве которых использовались: характеристика k планетарного ряда, силовое передаточное число $\dot{u}_{ГТ}$ гидротрансформатора и кинематическое передаточное число $u_{ГМП}$ гидромеханической передачи. Получены и представлены в графической форме результаты расчетов, выполненных на ЭВМ, с использованием внешней характеристики конкретного гидротрансформатора. Полученные результаты могут использоваться при разработке рекомендаций по выбору схемы двухпоточной гидромеханической передачи.

Ключевые слова: двухпоточная гидромеханическая передача, гидротрансформатор, дифференциал, оценочные параметры передачи, энергетический анализ.

Two-flow hydromechanical transmissions are becoming increasingly common in the construction of modern land transport and traction machines (tractors, automobile and high-speed crawler vehicles). This is mainly due to the desire to increase the efficiency of transmission. In order to select a dual-flow hydromechanical transmission scheme in relation to specific operating conditions, it is necessary to know the advantages and disadvantages of various schemes, their potential capabilities. The evaluation of the operation of each circuit can be made on the basis of their kinematic, power, and energy analysis. The results of the kinematic and force analysis of two-flow hydromechanical gears were previously developed by the authors of this article. In energy analysis, the following estimated parameters were used to compare the performance of the transmission: $\eta_{ГМП}$ – efficiency of transmission; β_M – power factor in the mechanical branch of the transmission; β_H – power factor on the pump wheel of the torque converter; β_T – the power factor on the turbine wheel of the torque converter. The paper considers 12 schemes of two-flow hydromechanical gears with a differential link at the input and output with mixed gear coupling, the results of their energy analysis are given. For each of the schemes considered, analytical dependencies of the estimated parameters on the internal parameters of the hydromechanical transmission were obtained, which were used as the characteristic k of the planetary gear set, the power transfer ratio $\dot{u}_{ГТ}$ of the torque converter, and the kinematic gear ratio $u_{ГМП}$ of the hydromechanical transmission. The results of calculations performed on a computer using the external characteristic of a specific torque converter are obtained and presented in graphical form. The obtained results can be used in developing recommendations for the choice of a two-flow hydromechanical transmission scheme.

Keywords: double-flow hydromechanical transmission, torque converter, differential, estimated transmission parameters, energy analysis.

Введение

Двухпоточная гидромеханическая передача (ГМП) представляет собой конструкцию, состоящую из гидродинамической передачи (гидромуфта, гидротрансформатор или комплексная передача) и механических элементов, обеспечивающих передачу мощности от источника энергии к потребителю двумя параллельными потоками. Для сохранения регулирующих свойств гидродинамической передачи в конструкцию двухпоточной ГМП включают механизм с двумя степенями свободы – трехзвенный дифференциальный механизм (ТДМ). Если ТДМ расположен со стороны потребителя энергии, то имеем передачу с дифференциальным звеном на выходе, если он расположен со стороны двигателя – с дифференциальным звеном на входе. В зависимости от места установки ТДМ, от метода соединения его звеньев с остальными элементами ГМП и от передаточного числа ТДМ изменяются режимы работы и выходные параметры ГМП. Применение двухпоточных ГМП позволяет на основе одной отлаженной в производстве и проверенной в эксплуатации конструкции гидродинамической передачи – гидротрансформатора (ГТ) – получить серию передач с необходимыми характеристиками, аналогичных по характеристикам целому семейству новых ГТ. Для этого надо знать преимущества и недостатки различных схем, их потенциальные возможности. Оценку работы каждой схемы можно сделать на основе кинематического, силового и энергетического анализа. Результаты кинематического и силового анализа двухпоточных гидромеханических передач представлены в работах В.М. Шарипова [1–3]. Ниже приведены результаты энергетического анализа, полученные на основе теоретических расчетов для различных схем включения ГТ в двухпоточную ГМП.

Цель исследования

Целью исследования является оценка мощностных свойств двухпоточной ГМП при различных вариантах соединения ее звеньев. Результаты исследования позволят разработать рекомендации для выбора конструкции ГМП применительно к конкретным условиям ее эксплуатации.

Материалы и методы исследования

Данные для анализа получены в результате теоретических расчетов, выполненных на ЭВМ по разработанной программе.

Рассматриваются только схемы двухпоточной ГМП, в механической части которых отсутствуют механизмы, позволяющие изменять передаточное число (дополнительные коробки передач).

Теоретически возможны 24 варианта соединения элементов ГТ и ТДМ в двухпоточной передаче [1]. Из них только в 12 схемах при подведении крутящего момента к ведущему валу насосное колесо является ведущим элементом [3–8]. Все эти схемы при использовании в качестве дифференциала ТДМ со смешанным зацеплением шестерен представлены в табл. 1 [3]. Мощностной анализ работы двухпоточных ГМП проводился применительно только к этим схемам.

Для сравнительной оценки работы передачи при использовании различных схем соединения элементов использовались следующие параметры:

$\eta_{\text{ГМП}}$ – коэффициент полезного действия (КПД) ГМП;

$\beta_{\text{М}}$ – коэффициент мощности в механической ветви ГМП;

$\beta_{\text{Н}}$ – коэффициент мощности на насосном колесе ГТ;

$\beta_{\text{Т}}$ – коэффициент мощности на турбинном колесе ГТ.

$$\eta_{\text{ГМП}} = \frac{N_{\text{ВМ}}}{N_{\text{ВЩ}}}; \beta_{\text{М}} = \frac{N_{\text{М}}}{N_{\text{ВЩ}}}; \beta_{\text{Н}} = \frac{N_{\text{Н}}}{N_{\text{ВЩ}}}; \beta_{\text{Т}} = \frac{N_{\text{Т}}}{N_{\text{ВЩ}}},$$

где $N_{\text{ВЩ}}$, $N_{\text{ВМ}}$, $N_{\text{М}}$, $N_{\text{Н}}$ и $N_{\text{Т}}$ – мощность, соответственно, на ведущем и ведомом валах ГМП, в механической ветви замкнутого контура, на насосном и на турбинном колесах ГТ.

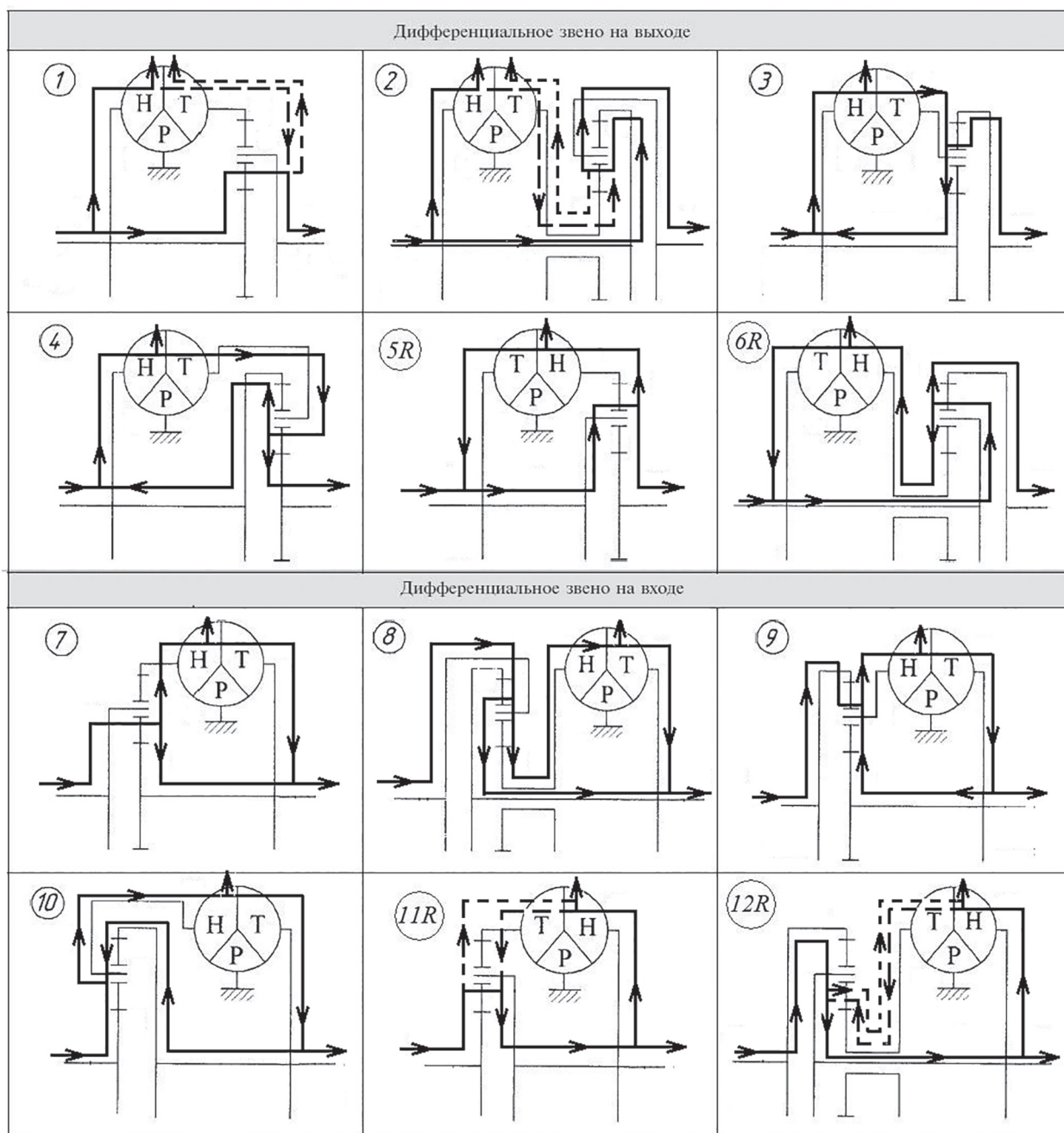
Потерями мощности в механической ветви ГМП пренебрегаем ввиду из малого значения [5, 6, 9].

Для каждой из рассматриваемых схем получены аналитические зависимости оценочных параметров от внутренних параметров ГМП. В качестве внутренних параметров использовались характеристика планетарного ряда k , силовое передаточное число $\hat{u}_{\text{ГТ}}$ ГТ и кинематическое передаточное число $u_{\text{ГМП}}$ ГМП:

$$k = Z_c / Z_a; \hat{u}_{\text{ГТ}} = M_{\text{Т}} / M_{\text{Н}}; u_{\text{ГМП}} = \omega_{\text{ВЩ}} / \omega_{\text{ВМ}},$$

где Z_c и Z_a – число зубьев, соответственно, эпициклической и солнечной шестерен ряда; $M_{\text{Т}}$ и $M_{\text{Н}}$ – крутящие моменты, соответственно, на турбинном и на насосном колесах ГТ; $\omega_{\text{ВЩ}}$ и $\omega_{\text{ВМ}}$ – угловые скорости вращения, соответственно, ведущего и ведомого валов ГМП.

Схемы двухпоточных ГМП



При выводе формул использованы известные зависимости [5]:

$$M_b = M_a(1+k); M_c = M_a k; M_T = M_H \hat{u}_{гт};$$

$$\omega_a + k\omega_c - (1+k)\omega_b = 0,$$

где M_b , M_a и M_c – крутящие моменты, соответственно, на водиле, на солнечной и на эпициклической шестернях ТДМ; ω_b , ω_a и ω_c – угловые скорости вращения, соответственно, водила, солнечной и эпициклической шестерен ТДМ.

Полученные выражения для всех схем ГМП из табл. 1 представлены в табл. 2.

При выполнении расчетов использовалась внешняя характеристика ГТ, приведенная на рис. 1 [10–12].

Результаты расчетов представлены в виде графиков изменения КПД двухпоточной ГМП (рис. 2, 3 и 4), коэффициента мощности в механической ветви ГМП (рис. 5), коэффициента мощности на насосном колесе ГТ (рис. 6) и коэффициента мощности на турбинном колесе ГТ (рис. 7) в зависимости от режима работы передачи для двух крайних значений возможного диапазона изменения характеристики k планетарного ряда ($k = 1,5$ и $k = 5,0$) в случае

Оценочные параметры схем ГМП

№ СХЕМЫ	$\eta_{ГМП}$	β_M	β_H	β_T
1	$\frac{(1+k)\hat{u}_{ГТ}}{(k+\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$	$\frac{\hat{u}_{ГТ}}{k+\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{k}{k+\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{(1+k-u_{ГМП})\hat{u}_{ГТ}}{(k+\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$
2	$\frac{(1+k)\hat{u}_{ГТ}}{(1+k\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$	$\frac{k\hat{u}_{ГТ}}{1+k\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{1}{1+k\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{(1+k-ku_{ГМП})\hat{u}_{ГТ}}{(1+k\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$
3	$\frac{k\hat{u}_{ГТ}}{(1+k-\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$	$\frac{\hat{u}_{ГТ}}{1+k-\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{1+k}{1+k-\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{(1+k/u_{ГМП})\hat{u}_{ГТ}}{1+k-\hat{u}_{ГТ}}$
4	$\frac{\hat{u}_{ГТ}}{(1+k-k\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$	$\frac{k\hat{u}_{ГТ}}{1+k-k\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{1+k}{1+k-k\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{(1/u_{ГМП}+k)\hat{u}_{ГТ}}{1+k-k\hat{u}_{ГТ}}$
5R	$\frac{1}{(1+k-k\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$	$\frac{(1+k)}{1+k-k\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{1+k-1/u_{ГМП}}{1+k-k\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{k\hat{u}_{ГТ}}{1+k-k\hat{u}_{ГТ}}$
6R	$\frac{k}{(1+k-\hat{u}_{ГТ})u_{ГМП}}$	$\frac{1+k}{1+k-\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{1+k-k/u_{ГМП}}{1+k-\hat{u}_{ГТ}}$	$\frac{\hat{u}_{ГТ}}{1+k-\hat{u}_{ГТ}}$
7	$\frac{1+k\hat{u}_{ГТ}}{(1+k)u_{ГМП}}$	$\frac{1}{(1+k)u_{ГМП}}$	$\frac{1+k-1/u_{ГМП}}{1+k}$	$\frac{k\hat{u}_{ГТ}}{(1+k)u_{ГМП}}$
8	$\frac{k+\hat{u}_{ГТ}}{(1+k)u_{ГМП}}$	$\frac{k}{(1+k)u_{ГМП}}$	$\frac{1+k-k/u_{ГМП}}{1+k}$	$\frac{\hat{u}_{ГТ}}{(1+k)u_{ГМП}}$
9	$\frac{(1+k)\hat{u}_{ГТ}-1}{ku_{ГМП}}$	$\frac{1}{ku_{ГМП}}$	$1+\frac{1}{ku_{ГМП}}$	$\frac{(1+k)\hat{u}_{ГТ}}{ku_{ГМП}}$
10	$\frac{(1+k)\hat{u}_{ГТ}-k}{u_{ГМП}}$	$\frac{k}{u_{ГМП}}$	$1+k/u_{ГМП}$	$\frac{(1+k)\hat{u}_{ГТ}}{u_{ГМП}}$
11R	$\frac{1+k-k/\hat{u}_{ГТ}}{u_{ГМП}}$	$\frac{1+k}{u_{ГМП}}$	$\frac{k}{\hat{u}_{ГТ}u_{ГМП}}$	$\frac{(1+k)}{u_{ГМП}} - 1$
12R	$\frac{1+k-1/\hat{u}_{ГТ}}{ku_{ГМП}}$	$\frac{1+k}{ku_{ГМП}}$	$\frac{1}{k\hat{u}_{ГТ}u_{ГМП}}$	$\frac{(1+k)}{ku_{ГМП}} - 1$

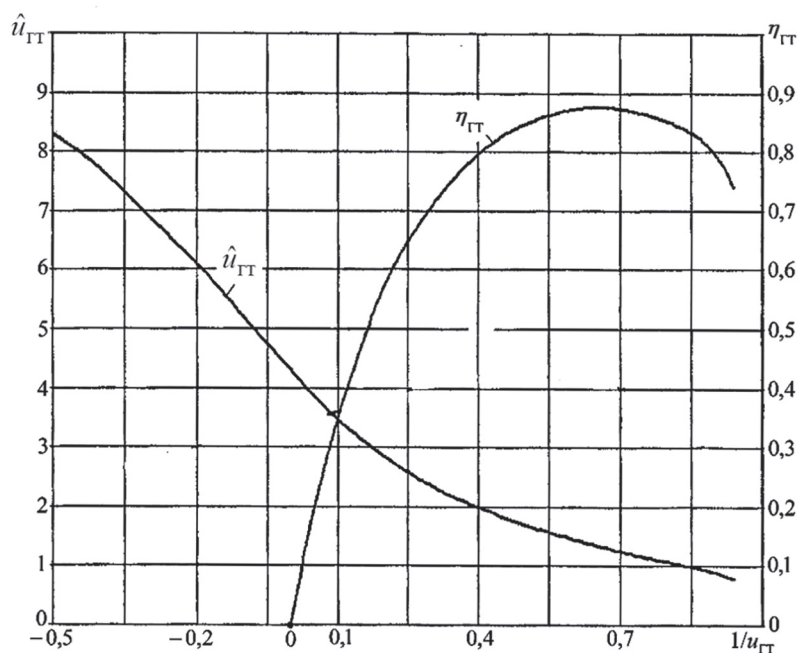


Рис. 1. Внешняя характеристика ГТ

использования дифференциального механизма со смешанным зацеплением шестерен.

Для сравнения на рис. 2, 3 и 4 изображены графики изменения КПД $\eta_{ГТ}$ ГТ (однопоточной ГМП). При выполнении расчетов было принято, что величина $1/u_{ГТ}$ изменяется в пределах от $-0,5$ до $0,92$ (см. рис. 1). Это определило граничные значения графиков.

Анализ результатов

В табл. 1 на схемах указаны направления потоков мощности, нагружающих передачу. По характеру передачи мощности в замкнутом контуре двухпоточной ГМП можно выделить три группы рассматриваемых схем.

В схемах 1, 2, 7 и 8, относящихся к первой группе, отсутствует циркуляция мощности в замкнутом контуре передачи. Мощность на

насосе и в механической ветви всегда имеет положительное направления – от источника к потребителю. Следует заметить, что в схемах 1 и 2 возможен режим, когда поток мощности, идущий через турбину, изменяет направление (см. рис. 7). Это объясняется тем, что турбина изменяет направление вращения. Для схемы 1 это происходит при $1/u_{ГМП} = 1/(k+1)$, а для схемы 2 – при $1/u_{ГМП} = k/(k+1)$.

В схемах 3, 4, 9 и 10 (вторая группа) циркулирующая мощность дополнительно нагружает гидравлическую ветвь.

В схемах 5R, 6R, 11R и 12R (третья группа) циркулирующая мощность перегружает механическую ветвь. При этом в схемах 11R и 12R также возможен режим работы, когда мощность передается на турбину (см. рис. 7) при изменении направления ее вращения. Для схемы

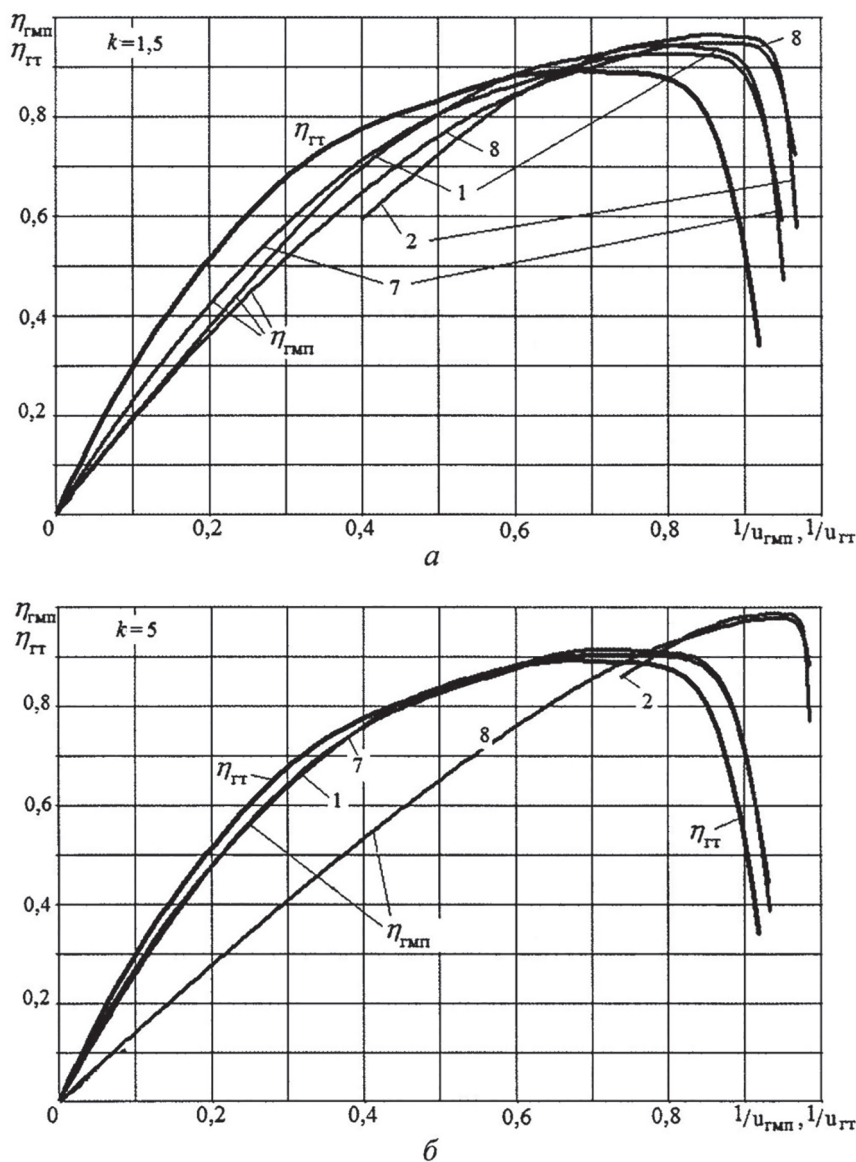


Рис. 2. Зависимость КПД ГМП для схем 1, 2, 7 и 8 от передаточного числа: а – $k = 1,5$; б – $k = 5,0$

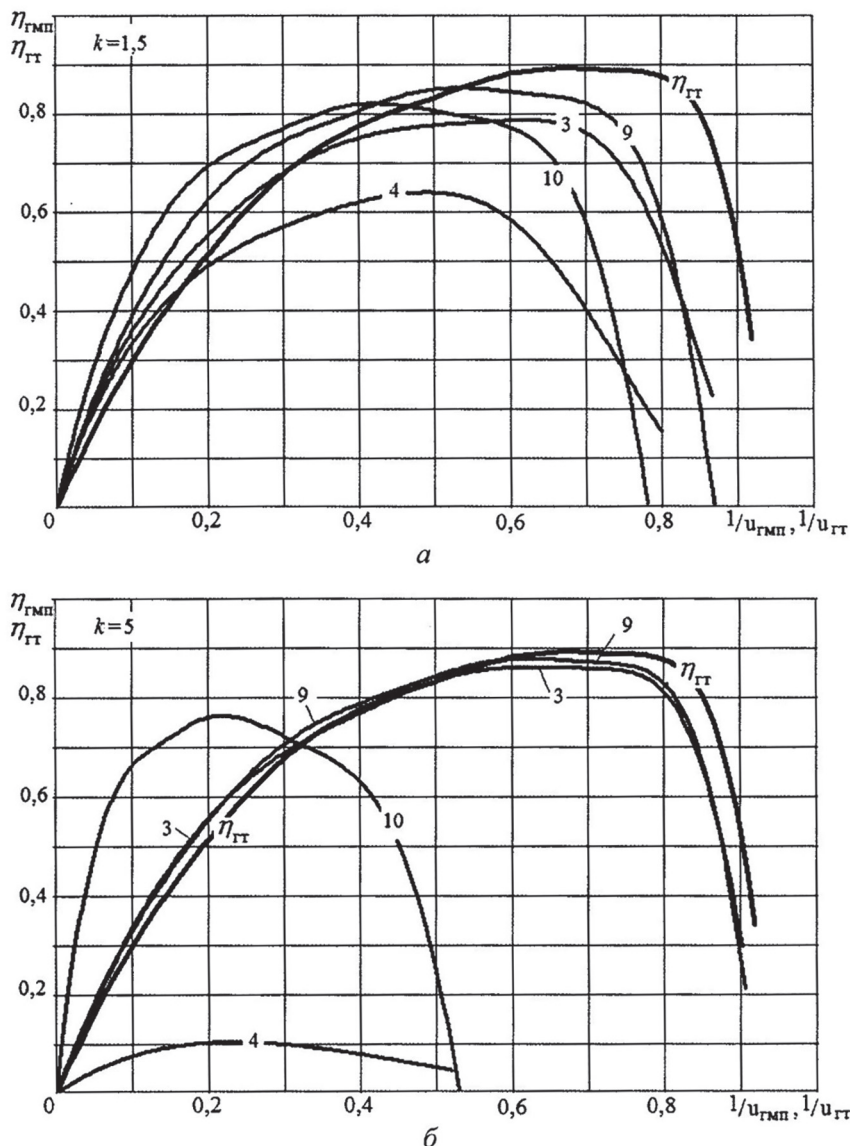


Рис. 3. Зависимость КПД ГМП для схем 3, 4, 9 и 10 от передаточного числа:
 $a - k = 1,5$; $b - k = 5,0$

$11R$ это происходит при $1/u_{ГМП} = 1/(k+1)$, а для схемы $12R$ – при $1/u_{ГМП} = k/(k+1)$.

Характеристика k планетарного ряда существенно влияет на распределение, потоков мощности в ветвях передачи. Причем это влияние неоднозначно. Для схем $1, 3, 4, 5R, 6R, 7, 9, 12R$ с увеличением k доля мощности в механической ветви передачи уменьшается, а для схем $2, 8, 10$ и $11R$ увеличивается (рис. 5). В схемах $1, 3, 7, 10, 11R$ с увеличением k доля мощности, подводимой к насосному колесу, увеличивается, а для схем $2, 8, 4, 5R, 6R, 9$ и $12R$ она уменьшается (рис. 6).

Влияние передаточного числа ГМП на распределение мощности также не однозначно для различных схем передачи. С увеличением параметра $1/u_{ГМП}$ коэффициент β_M в схемах $1,$

$2, 3, 4, 5R$ и $6R$ уменьшается, а схемах $7, 8, 9, 10, 11R$ и $12R$ увеличивается. Коэффициент β_H при этом уменьшается в схемах $3, 4, 5R, 6R, 7$ и 8 и увеличивается в схемах $1, 2, 9, 10, 11R$ и $12R$. Причем, для каждой отдельной схемы характер изменения коэффициентов β_M и β_H в зависимости от $1/u_{ГМП}$ сохраняется.

При использовании схем $3, 4, 5R, 6R, 10$ и $11R$ следует ожидать значительной перегрузки механической ветви передачи, а для схем $3, 4, 5R, 6R, 10$ и $11R$ – перегрузки гидравлической ветви.

Все это необходимо учитывать при анализе полученных результатов изменения КПД двухпоточной ГМП (рис. 2, 3 и 4). Нельзя говорить определенно, что с уменьшением доли мощности, проходящей через гидравлическую ветвь передачи, которая всегда имеет более низкое

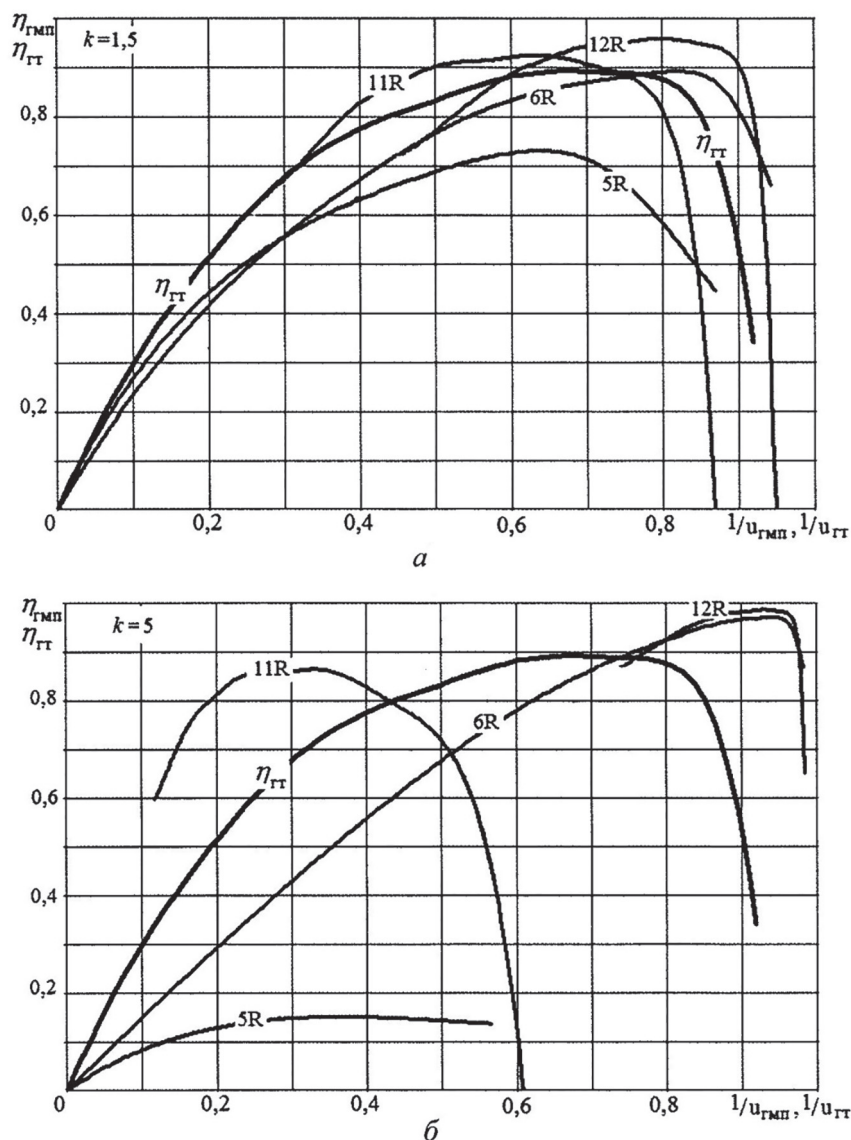


Рис. 4. Зависимость КПД ГМП для схем 5R, 6R, 11R и 12R от передаточного числа:
 $a - k = 1,5$; $b - k = 5,0$

значение КПД по сравнению с механической ветвью, КПД двухпоточной ГМП будет увеличиваться. Следует учитывать, что изменяется режим работы ГТ, а значит и его КПД.

Для схем 1, 2, 7 и 8, в которых циркуляция мощности отсутствует (рис. 2), максимальное значение КПД ГМП увеличивается по сравнению с КПД ГТ. Явное преимущество этих схем в отношении КПД по сравнению с однопоточной передачей наблюдается при работе передачи в диапазоне больших значений $1/u_{ГМП}$ (правая часть графиков на рис. 2). В диапазоне малых значений $1/u_{ГМП}$ КПД двухпоточной ГМП будет меньше КПД ГТ. Это связано с тем, что при малых значениях $1/u_{ГМП}$ ГТ двухпоточной ГМП вынужден работать в режиме низких значений КПД (для схем 1 и 2 воз-

жен режим работы, когда $\eta_{ГТ} = 0$). Для схемы 2 не получены значения КПД в левой области графика из-за принятых ограничений на изменение параметра $1/u_{ГТ}$ (здесь $1/u_{ГТ} < -0,5$).

Схемы 3, 4, 9 и 10, в которых перегружена гидравлическая ветвь, проигрывают однопоточной передаче по показателю энергозатрат (рис. 3). Только схемы 9 и 10 при малых значениях k имеют некоторые преимущества при работе в левом диапазоне значений $1/u_{ГМП}$. Схема 4 явно неэффективна из-за больших потерь, связанных со значительной перегрузкой гидравлической ветви. То же самое можно сказать в отношении схемы 5R, которая относится к третьей группе.

При больших значениях k графики КПД для схем 6R и 12R подобны графикам соответствен-

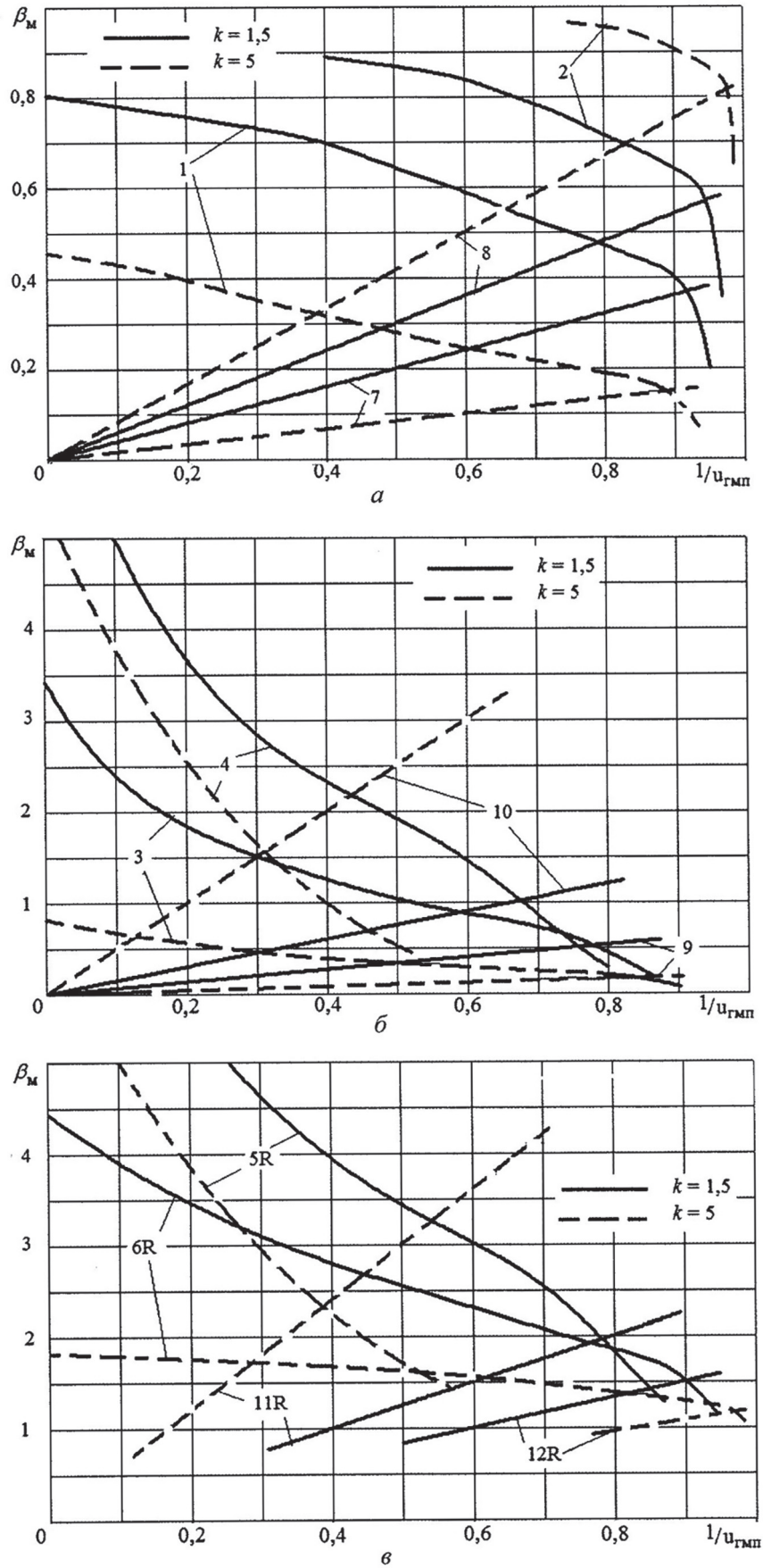


Рис. 5. Зависимость коэффициента мощности в механической ветви ГМП от передаточного числа:
 а – схемы 1, 2, 7 и 8; б – схемы 3, 4, 9 и 10; в – схемы 5R, 6R, 11R и 12R

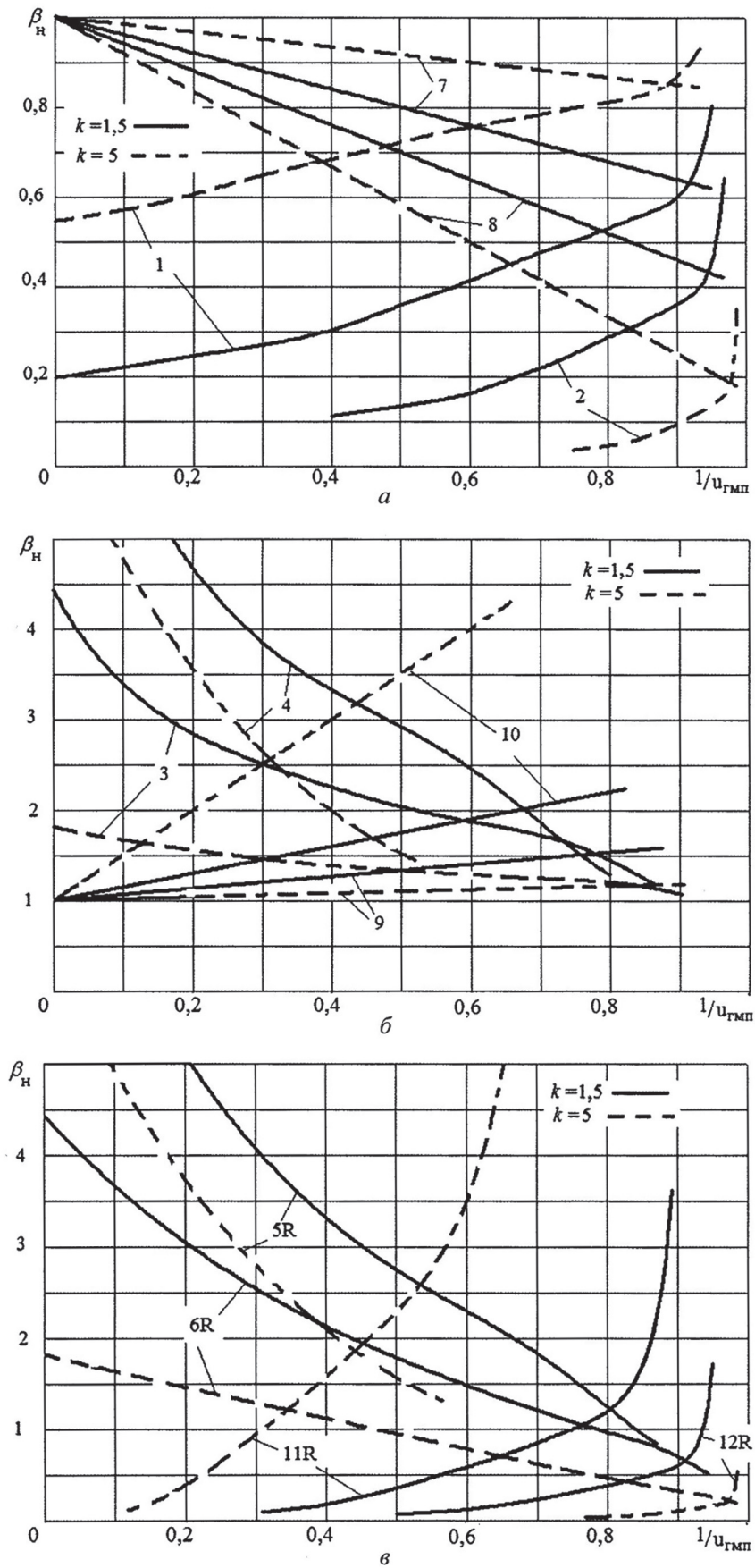


Рис. 6. Зависимость коэффициента мощности на насосном колесе ГТ от передаточного числа ГМП: а – схемы 1, 2, 7 и 8; б – схемы 3, 4, 9 и 10; в – схемы 5R, 6R, 11R и 12R

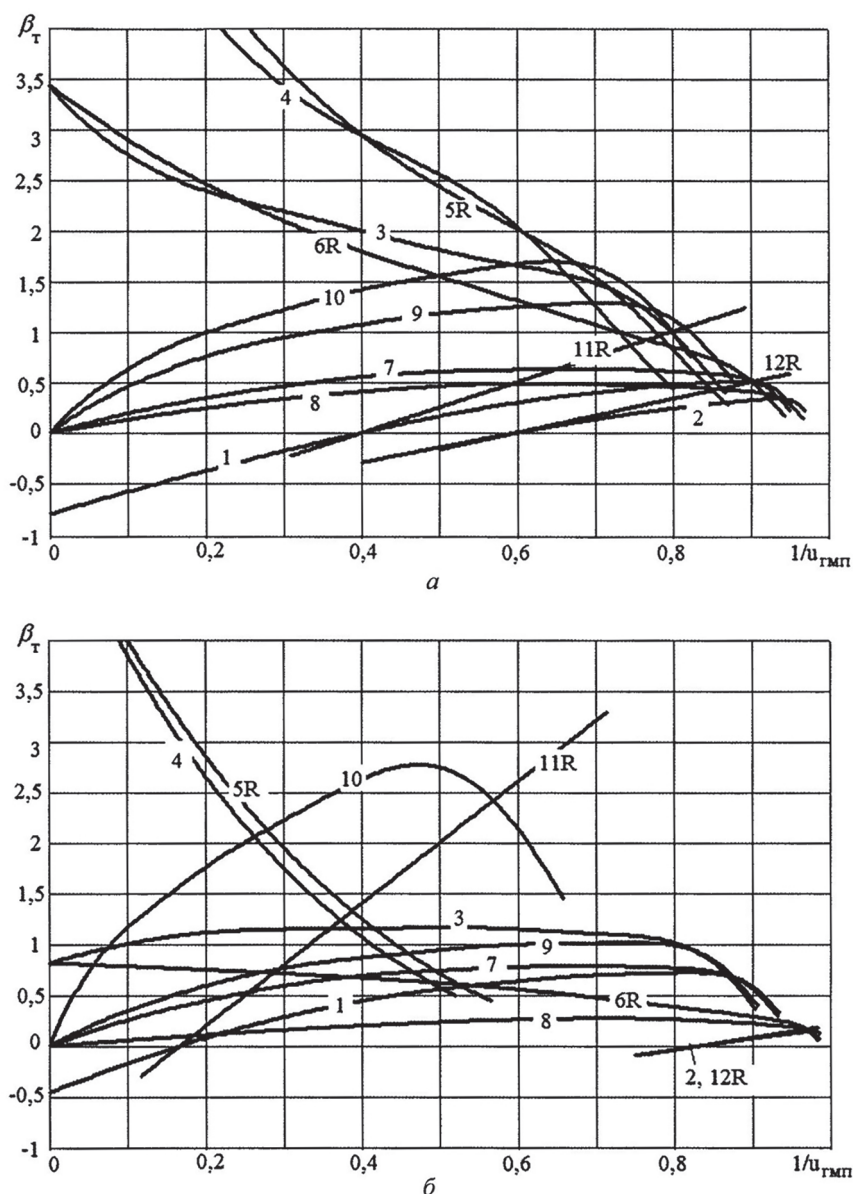


Рис. 7. Зависимость коэффициента мощности на турбинном колесе ГТ от передаточного числа ГМП:
 $a - k = 1,5$; $b - k = 5,0$

но для схем 2 и 8. При малых k схема 6R проигрывает однопоточной передаче, а схема 12R имеет по сравнению с однопоточной передачей преимущества в правой части графика. Схема 11R уступает однопоточной передаче при малых значениях характеристика k планетарного ряда, а при больших k имеет преимущество в средней области графика. Из-за принятых ограничений на изменение $1/u_{ГТ}$ не получены значения КПД в левой области графика для схем 11R и 12R. В схемах 11R и 12R может наблюдаться изменение направления вращения турбины и связанное с этим направление потока мощности на турбинном колесе. Для семы 11R это происходит при $1/u_{ГМП} = 1/(k+1)$, а для схемы 12R – при $1/u_{ГМП} = k/(k+1)$.

Выводы

1. Для 12 схем двухпоточной ГМП получены аналитические зависимости, позволяющие оценить КПД передачи и степень нагруженности отдельных ее ветвей во всем диапазоне работы в зависимости от выбранной схемы и характеристики k планетарного ряда.
2. Представлены в графической форме результаты расчетов, выполненных на ЭВМ, с использованием внешней характеристики конкретного ГТ.
3. Выполнен предварительный энергетический анализ работы двухпоточной ГМП применительно ко всем схемам.
4. Полученные результаты могут использоваться при разработке рекомендаций по выбору схемы двухпоточной ГМП.

Литература

1. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Дмитриев М.И. Кинематический анализ двухпоточных гидромеханических передач // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 12. С. 10–15.
2. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Есеновский-Лашков М.Ю. Кинематический анализ работы двухпоточных гидромеханических передач для автомобилей и тракторов // Современные тенденции развития науки и технологий. 2016. № 12-3. С. 131–138.
3. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Гаев С.В., Трошкин О.В. Силовой анализ двухпоточных гидромеханических передач // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 2. С. 35–41.
4. Носов Н.А., Гальшев В.Д., Волков Ю.П. и др. Расчет и конструирование гусеничных машин / Под ред. Н.А. Носова. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
5. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
6. Шарипов В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. М.: МГТУ «МАМИ», 2002. 300 с.
7. Петров А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1966. 385 с.
8. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С. Выбор параметров двухпоточной гидромеханической передачи для промышленных тракторов // Качество и жизнь. 2016. № 4 (12). С. 322–330.
9. Сергеев Л.В., Кадобнов В.В. Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.
10. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С. Выбор параметров двухпоточной гидромеханической передачи для колесных и гусеничных машин // Вестник машиностроения. 2017. № 7. С. 9–14.
11. Котиев Г.О., Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Вязников М.В., Гаев С.В., Розеноер М.Г. Конструирование и расчет двухпоточных гидромеханических передач // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. № 4 (26). Т. 1. С. 31–42.
12. Вязников М.В., Гаев С.В., Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Есеновский-Лашков М.Ю. Построение внешней характеристики гидротрансформатора с учетом режима противовращения турбинного колеса в двухпоточной гидромеханической передаче промышленного трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 4. С. 11–15.
- gears. Traktory i sel'khoz mashiny. 2016. No 12, pp. 10–15.
2. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Esenovskiy-Lashkov M.Yu. Kinematic analysis of the operation of dual-flow hydromechanical gears for automobiles and tractors. Sovremennye tendentsii razvitiya nauki i tekhnologii. 2016. No 12-3, pp. 131–138.
3. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Gaev S.V., Troshkin O.V. Power analysis of two-flow hydromechanical gears. Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 2, pp. 35–41.
4. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Yu.P. i dr. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Calculation and design of caterpillar machines]. Pod red. N.A. Nosova. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1972. 560 p.
5. Sharipov V.M. Konstruirovaniye i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p.
6. Sharipov V.M. Proektirovaniye mekhanicheskikh, gidromekhanicheskikh i gidroob'emnykh peredach traktorov [Design of mechanical, hydromechanical and hydrostatic gears of tractors]. Moscow: MG TU «MAMI» Publ., 2002. 300 p.
7. Petrov A.V. Planetarnye i gidromekhanicheskie peredachi kolesnykh i gusenichnykh mashin [Planetary and hydromechanical transmissions of wheeled and caterpillar vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1966. 385 p.
8. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S. Selection of parameters for a double-flow hydromechanical transmission for industrial tractors. Kachestvo i zhizn'. 2016. No 4 (12), pp. 322–330.
9. Sergeev L.V., Kadobnov V.V. Gidromekhanicheskie transmissii bystrokhodnykh gusenichnykh mashin [Hydromechanical transmissions of high-speed crawler vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 200 p.
10. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S. Choice of parameters for double-flow hydromechanical transmission for wheeled and tracked vehicles. Vestnik mashinostroeniya. 2017. No 7, pp. 9–14.
11. Kotiev G.O., Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Vyaznikov M.V., Gaev S.V., Rozenoer M.G. Design and calculation of two-flow hydromechanical gears. Izvestiya MG TU «MAMI». 2015. No 4 (26). Vol. 1, pp. 31–42.
12. Vyaznikov M.V., Gaev S.V., Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Esenovskiy-Lashkov M.Yu. Construction of the external characteristic of the torque converter taking into account the turbine wheel counter-rotating mode in the double-flow hydromechanical transmission of the industrial tractor. Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 4, pp. 11–15.

References

1. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Dmitriev M.I. Kinematic analysis of dual-flow hydromechanical

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОТГРУЗКИ И УКЛАДКИ КОЧАНОВ В КОНТЕЙНЕРЫ ПРИ ЩАДЯЩЕМ РЕЖИМЕ МАШИННОЙ УБОРКИ КАПУСТЫ

SIMULATION OF THE PROCESS OF SHIPPING AND STOWING CABBAGE IN CONTAINERS WITH GENTLE MACHINE-HARVESTING REGIME OF CABBAGE

С.С. АЛАТЫРЕВ, д.т.н.
И.С. КРУЧИНКИНА, к.т.н.
А.С. АЛАТЫРЕВ, к.т.н.
А.П. ЮРКИН

Чувашская государственная сельскохозяйственная академия, Чебоксары, Россия, if7@academy21.ru

S.S. ALATYREV, DSc in Engineering
I.S. KRUCHINKINA, PhD in Engineering
A.S. ALATYREV, PhD in Engineering
A.P. YURKIN

Chuvash State Agricultural Academy, Cheboksary, Russia, if7@academy21.ru

При традиционной машинной уборке кочаны капусты в значительной степени механически повреждаются. В этой связи предложен новый способ машинной уборки, позволяющий существенно снизить их повреждаемость. В нем, в отличие от традиционного способа, кочаны сначала отгружают в щадящем режиме на гибкий настил корытообразной формы, установленный на специальной стойке на платформе транспортного средства, а затем вручную перекалывают в контейнеры. Интенсивность процесса перекалки кочанов капусты с настила в контейнеры растет с увеличением количества обслуживающего персонала, находящегося в кузове сопровождающего транспортного средства. Однако это количество должно быть по возможности минимальным, чтобы снизить трудозатраты на выполнение данной операции. К тому же число рабочих мест в кузове сопровождающего транспортного средства ограничено его размерами. В силу указанных причин целью исследования является обоснование потребного количества рабочих, занятых перекалкой кочанов капусты с настила в контейнеры. В обоснования числа обслуживающего персонала этот процесс рассматривается как многоканальная система массового обслуживания с отказами. В результате описана суть происходящих явлений и установлена с достаточной для практики точностью количественная связь между характеристикой потока кочанов капусты, поступающих с элеватора на настил, и числом обслуживающего персонала, перекалывающего их в контейнеры. Проведено моделирование процесса отгрузки и укладки кочанов в контейнеры при щадящем режиме машинной уборки капусты на основе теории массового обслуживания. Представленные методика и результаты расчетов могут быть приняты за основу при обосновании количества обслуживающего персонала в предложенном способе машинной уборки капусты.

Ключевые слова: машинная уборка капусты, гибкий настил корытообразной формы, система массового обслуживания, число обслуживающего персонала.

During traditional machine cleaning cabbages are mechanically damaged to a considerable extent. In this regard, a new method of machine cleaning is proposed, which allows to significantly reduce their damageability. In it, unlike the traditional method, the heads are first shipped in a gentle manner to a flexible trough floor, mounted on a special rack on the vehicle platform, and then manually transferred into containers. The intensity of the process of shifting cabbage heads from the decking to the containers increases with the increase in the number of attendants on the back of the accompanying vehicle. However, the number of them should be as small as possible in order to reduce the labor costs for this operation. In addition, the number of jobs on the body of the accompanying vehicle is limited by its size. For these reasons, the purpose of the study is to justify the required number of personnel involved in rearranging the cabbage heads from the flooring into containers. In support of the number of personnel, this process is considered as a multi-channel queuing system with failures. As a result, the essence of the occurring phenomena is described and it is established with a quantitative enough connection for the practical accuracy between the characteristics of the cabbage flow coming from the elevator to the flooring and the number of maintenance personnel shifting them into containers. Modeling of the process of shipment and packing of cabbage in containers with sparing mode of machine harvesting of cabbage based on the theory of mass service is carried out. The presented methodology and results of calculations can be taken as a basis for justifying the number of personnel in the proposed method of machine harvesting of cabbage.

Keywords: machine harvesting of cabbage, flexible flooring trough-shaped, queuing system, number of personnel.

Введение

При традиционной машинной уборке капусты ее кочаны в значительной степени механически повреждаются [1], что снижает их лежкость при хранении [2]. В этой связи нами предложен новый способ машинной уборки кочанной капусты [3], позволяющий существенно снизить повреждаемость кочанов при отгрузке и закладке на хранение [4].

В нем, в отличие от традиционного способа машинной уборки, сначала кочаны отгружают на гибкий настил корытообразной формы 1, установленный на специальной стойке 2 на платформе транспортного средства 3 над съемными контейнерами 4 (рис. 1). Одновременно рабочие, находясь на платформе, достают кочаны с поверхности настила и бережно укладывают в контейнеры 4, ориентируя кочерыгами в сторону бортов [5].

При этом отгрузка кочанов производится на настил ровным слоем по всей длине. Для этого сопровождающее транспортное средство движется с переменной, плавно меняющейся скоростью, допуская периодически некоторое запаздывание или опережение относительно элеватора уборочного агрегата.

После наполнения контейнеров кочанами капусты транспортное средство отправляют в хранилище, где с помощью вилочного погрузчика груженные контейнеры заменяют порожними, оставляя гибкий настил 1 со стойкой 2 на платформе для выполнения последующего цикла работы. Далее транспортное средство с порожними контейнерами и описанным выше приспособлением отправляется на поле для сопровождения капустоуборочного комбайна.

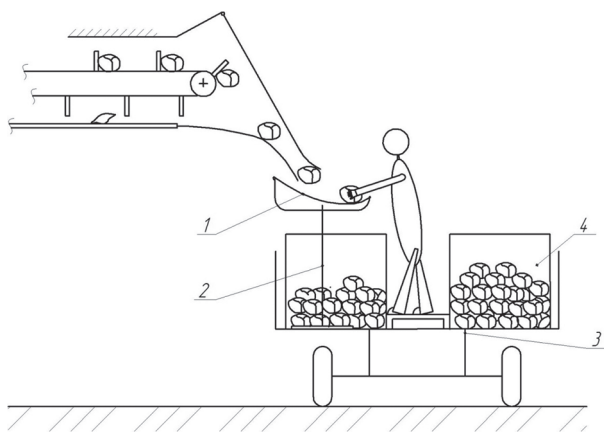


Рис. 1. Схема отгрузки кочанов с использованием гибкого настила при машинной уборке капусты в щадящем режиме

Оставленные контейнеры с кочанами капусты устанавливают в хранилище в штабелях с помощью того же вилочного погрузчика.

Цель исследования

Процесс механизированной уборки бело-кочанной капусты по данному способу будет протекать устойчиво, если обслуживающий персонал, находящийся в кузове сопровождающего транспортного средства, будет успевать перекладывать поступившие на настил кочаны капусты в контейнеры. В противном случае на настиле не останется свободных мест для вновь поступающих кочанов капусты, следовательно необходимо будет периодически останавливать уборочный агрегат, чтобы была пауза для освобождения места на настиле под вновь поступающие кочаны. Такой рабочий процесс механизированной уборки нельзя считать эффективным.

Заметим, интенсивность процесса перекладки кочанов капусты с настила в контейнеры растет с увеличением количества обслуживающего персонала, находящегося в кузове сопровождающего транспортного средства. Однако количество рабочих должно быть по возможности минимальным, чтобы снизить трудозатраты на выполнение данной операции [6]. К тому же число рабочих мест в кузове сопровождающего транспортного средства ограничено его размерами.

В силу указанных причин целью исследования является обоснование потребного количества обслуживающего персонала, занятого перекладкой кочанов капусты с настила в контейнеры.

Материалы и методы исследования

Обоснование потребного количества обслуживающего персонала, на наш взгляд, может быть успешно выполнено путем использования теории массового обслуживания операций. При этом, стоит задача в полном объеме описать суть происходящих явлений и установить с достаточной для практики точностью количественную связь между характеристикой потока поступающих с элеватора капустоуборочного комбайна кочанов капусты и числом обслуживающего персонала, а также качеством обслуживания. При этом, под качеством обслуживания понимается, насколько своевременно перекладываются кочаны капусты с настила в контейнеры.

Поступление потока кочанов капусты от элеватора на настил, процесс их перекладки обслуживающим персоналом с настила в контейнеры можно рассматривать как многократное выполнение однотипных задач, входящих в систему массового обслуживания (далее СМО). Схема такой системы изображена на рис. 2.

В данном случае поток кочанов капусты, отгружаемых элеватором на настил, называем входящим потоком заявок. Лица, перекладывающие кочаны капусты с настила в контейнеры, отнесем к каналам СМО. На рис. 1 каналы СМО показаны позициями от 1 до n .

Рассматриваемая СМО является многоканальной системой с ожиданием, так как она имеет n каналов, на которые поступает поток заявок с интенсивностью λ , интенсивность обслуживания (для одного канала) μ , кочаны капусты, не имеющие возможность обслуживания в сию минуту из-за занятости каналов, находящихся в ожидании на настиле. При этом для того, чтобы система эффективно функционировала, отказов в обслуживании практически не должно быть, режим должен быть установившимся, т.е. очередь не должна бесконечно возрастать.

Интенсивность входящего потока заявок при уборке капусты однорядным комбайном может быть определена исходя из средней рабочей скорости v_{cp} уборочного агрегата и расстояния между растениями капусты в ряду (шага посадки рассады) по формуле:

$$\lambda = \frac{q_{cp}}{a}$$

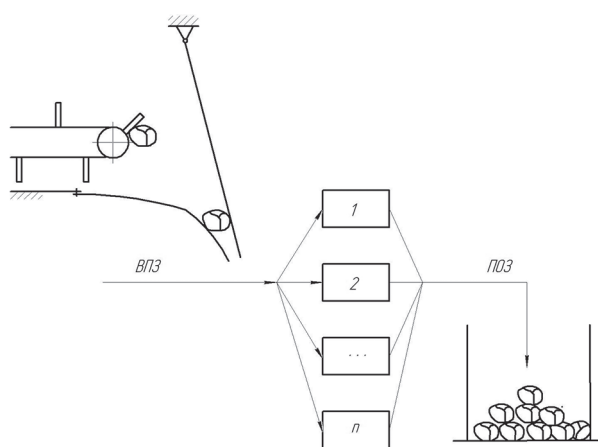


Рис. 2. Схема СМО при отгрузке кочанов капусты на настил и перекладке их в контейнеры:

ВПЗ – входящий поток заявок; ПОЗ – поток обслуженных заявок; 1, 2 ... n – каналы системы

При $v_{cp} = 0,65$ м/с интенсивность входящего потока $\lambda = 1,08$ с⁻¹.

Интенсивность обслуживающего одного канала может быть определена экспериментально исходя из времени обслуживания по формуле:

$$\mu = \frac{1}{t_{об}}$$

При $t_{об} = 2,5 \dots 2,8$ с интенсивность обслуживания $\mu = 0,33 \dots 0,4$ с⁻¹.

В рассматриваемой СМО возможны разные состояния. Эти возможные состояния системы обозначим исходя из числа занятых каналов и числа заявок в очереди: S_0 – все каналы свободны; S_1 – занят один канал, остальные свободны; S_k – заняты k каналов, остальные свободны; S_n – заняты все n каналов; S_{n+1} – заняты все n каналов, одна заявка стоит в очереди; S_{n+r} – заняты все n каналов, r заявок стоят в очереди.

Граф состояний приведен на рис. 3. Здесь у каждой стрелки показаны соответствующие интенсивности потоков событий. Заметим, по стрелкам слева направо систему переводит из одного состояния в другое всегда один и тот же поток заявок с интенсивностью λ , по стрелкам справа налево систему переводит поток обслуживаний, интенсивность которого равен μ , умноженному на число занятых каналов.

В данном случае выражения для предельных вероятностей состояний системы можно представить в виде [7]:

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= \left[1 + \frac{\rho}{1!} + \frac{\rho^2}{2!} + \dots + \frac{\rho^n}{n!} + \frac{\rho^{n+1}}{n!(n-\rho)} \right]^{-1}; \\ P_1 &= \frac{\rho}{1!} \cdot P_0; \\ P_2 &= \frac{\rho^2}{2!} \cdot P_0; \\ P_n &= \frac{\rho^n}{n!} \cdot P_0; \\ P_{n+1} &= \frac{\rho^{n+1}}{nn!} \cdot P_0; \\ P_{n+2} &= \frac{\rho^{n+2}}{n^2 n!} \cdot P_0; \\ P_{n+r} &= \frac{\rho^{n+r}}{n^r n!} \cdot P_0. \end{aligned} \right\} (1)$$

Здесь $\rho = \lambda / \mu$ – интенсивность нагрузки канала.

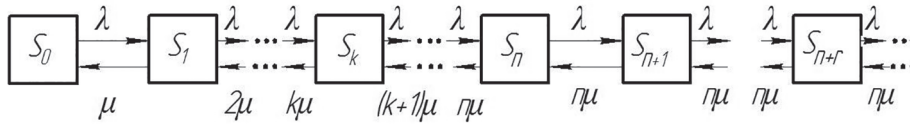


Рис. 3. Граф состояний СМО при отрезке кочанов капусты на настил и перекладке их в контейнеры

Заметим, рассматривая СМО будет функционировать в установившемся режиме при $\chi = \rho/n < 1$. При $\chi \geq 1$ очередь заявок в ожидании обслуживания будет бесконечно возрастать. Поэтому в дальнейшем будем рассматривать только варианты, при которых $\chi < 1$. В СМО в данных вариантах каждая заявка рано и поздно будет обслужена, поэтому ее характеристики соответственно будут равны:

- вероятность отказа $P_{отк} = 0$;
- относительная пропускная способность системы $q = 1$;
- абсолютная пропускная способность:

$$A = \lambda q = \lambda. \tag{2}$$

При этом среднее число заявок, ожидающих обслуживания, определяется по формуле [7]:

$$\bar{r} = \frac{\rho^{n+1} P_0}{n \cdot n! (1 - \chi)^2}, \tag{3}$$

а среднее время ожидания заявки

$$t_{ож} = \frac{\rho^n P_0}{n \mu n! (1 - \chi)^2}. \tag{4}$$

Среднее число занятых каналов находится через абсолютную пропускную способность

$$\bar{z} = \frac{A}{\mu} = \frac{\lambda}{\mu} = \rho, \tag{5}$$

а вероятность отсутствия очереди в обслуживании при n каналах – по формуле

$$P_{oo} = P_0 + P_1 + P_2 + \dots + P_n. \tag{6}$$

Результаты исследований и их обсуждение

Результаты расчетов показателей эффективности функционирования рассматриваемой СМО, полученные по формулам (1–6) при $\lambda = 1,08$ и $\mu = 0,38$ для различного числа обслуживающего персонала, представлены в табл. 1.

Как выяснилось выше, поступившие на вход СМО заявки тогда, когда все каналы заняты, временно получают отказ и ожидают обслуживания в очереди на настиле. Число их, одновременно находящихся на настиле, не должно превышать числа свободных мест $[r]$ на нем. В противном случае они будут выпадать из желоба настила, что недопустимо по условиям бережной уборки белокочанной капусты. Так, при рабочей длине тракторной тележки 2-ПТС-4,5 $l = 3900$ мм число свободных мест $[r] = 7 \dots 9$ мест.

Таким образом, как видно из табл. 1, для того чтобы удовлетворить условию $r \leq [r]$, число обслуживающего персонала должно состоять из 4 чел. При этом вероятность отсутствия очереди составляет 0,64, среднее число заявок, ожидающих обслуживания, – 1,087, среднее время ожидания заявки – 1,01 с, среднее число занятых каналов – 2,84.

Вместе с тем следует заметить, что результаты расчетов, представленные в табл. 1, получены при интенсивности входящего потока λ с учетом теоретического шага посадки рассады капусты. Однако часто выясняется, что часть высаженной рассады погибает в период вегетации, поэтому фактическая интенсивность

Таблица 1

Показатели эффективности функционирования СМО при отгрузке кочанов капусты на настил и перекладке их в контейнеры (при $\chi < 1$)

Число каналов СМО (число обслуживающего персонала) n	Показатели СМО					
	P_o	P_{oo}	A	\bar{r}	$t_{ож}, c$	\bar{z}
3	0,0126	0,15	1,08	16,02	15,08	2,84
4	0,0475	0,64	1,08	1,087	1,01	2,84
5	0,0556	0,83	1,08	0,260	0,24	2,84
6	0,0577	0,90	1,08	0,07	0,07	2,84

входящего потока обычно бывает меньше $\lambda = 1,08 \text{ с}^{-1}$. В этой связи возможно снижение необходимого числа обслуживающего персонала до 3 чел.

Заключение

Проведено моделирование процесса отгрузки и укладки кочанов в контейнеры при щадящем режиме машинной уборки капусты на основе теории массового обслуживания.

Представленные методика и результаты расчетов могут быть приняты за основу при обосновании количества обслуживающего персонала в предложенном способе машинной уборки капусты.

Литература

- Алатырев С.С., Григорьев А.О., Алатырев А.С. Обоснование параметров устройства для отгрузки кочанов капусты в кузов транспортного средства // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 9. С. 11–14.
- Кручинкина И.С., Алатырев А.С. К вопросу снижения повреждаемости кочанов при машинной уборке капусты // Продовольственная безопасность и устойчивое развитие АПК: мат-лы Междунар. науч.-практ. конф. Чебоксары, 2015. С. 617–620.
- Алатырев С.С., Кручинкина И.С., Юркин А.П., Алатырев А.С. Новый способ уборки кочанной капусты // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 5. С. 18–20.
- Алатырев С.С., Кручинкина И.С., Юркин А.П., Алатырев А.С. Обоснование зоны отгрузки кочанов капусты на гибком настиле при машинной уборке // Вестник Крас ГАУ. 2017. № 6. С. 71–78.
- Алатырев С.С., Кручинкина И.С., Юркин А.П., Алатырев А.С. Обоснование конструкции и параметров приспособления капусты при машинной уборке // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 3. С. 41–44.
- Алатырев С.С., Алатырев А.С., Юркин А.П. К оценке экономической эффективности нового способа уборки кочанной капусты: матер. Всерос. науч.-практ. конф. «Современное состояние прикладной науки в области механики и энергетики», проводимой в рамках мероприятий, посвященных 85-летию Чувашской государственной сельскохозяйственной академии, 150-летию Русского технического общества и приуроченной к 70-летию со дня рождения доктора технических наук, профессора, заслуженного работника высшей школы Российской Федерации Акимова Александра Петровича. Чебоксары: ФГБОУ ВО Чувашская ГСХА. 2016. С. 31–38.
- Вентцель Е.С. Исследование операций. М.: Советское радио. 1972. 552 с.

References

- Alatyrev S.S., Grigor'ev A.O., Alatyrev A.S. Justification of the parameters of the device for shipping cabbages to the vessel of the vehicle. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2015. No 9, pp. 11–14.
- Kruchinkina I.S., Alatyrev A.S. Reducing the head injuries in machine cabbage harvesting. *Prodovol'stvennaya bezopasnost' i ustoychivoe razvitiye APK: mat-ly Mezhdunar. nauch.-prakt. konf* [Food security and sustainable development of the agroindustrial complex: materials of the Intern. scientific-practical. Conf.]. Cheboksary, 2015, pp. 617–620.
- Alatyrev S.S., Kruchinkina I.S., Yurkin A.P., Alatyrev A.S. New way to harvest cabbage. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2015. No 5, pp. 18–20.
- Alatyrev S.S., Kruchinkina I.S., Yurkin A.P., Alatyrev A.S. Justification of the cabbage shipment zone on a flexible floor during machine cleaning. *Vestnik Kras GAU*. 2017. No 6, pp. 71–78.
- Alatyrev S.S., Kruchinkina I.S., Yurkin A.P., Alatyrev A.S. Substantiation of the design and parameters of the adaptation of cabbage in machine harvesting. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2017. No 3, pp. 41–44.
- Alatyrev S.S., Alatyrev A.S., Yurkin A.P. Estimation of economic efficiency of a new method of harvesting cabbage: mater. *Vseros. nauch.-prakt. konf. «Sovremennoe sostoyanie prikladnoy nauki v oblasti mekhaniki i energetiki»*, provodimoy v ramkakh meropriyatiy, posvyashchennykh 85-letiyu Chuvashskoy gosudarstvennoy sel'skokhozyaystvennoy akademii, 150-letiyu Russkogo tekhnicheskogo obshchestva i priurochennoy k 70-letiyu so dnya rozhdeniya doktora tekhnicheskikh nauk, professora, zasluzhennogo rabotnika vysshey shkoly Rossiyskoy Federatsii Akimova Aleksandra Petrovicha [Materials of All-Russian scientific-practical. Conf. «The current state of applied science in the field of mechanics and energy», held in the framework of events dedicated to the 85th anniversary of the Chuvash State Agricultural Academy, the 150th anniversary of the Russian Technical Society and 70th birthday of the Doctor of Technical Sciences, Professor, Honored Worker of the Highest schools of the Russian Federation Alexander Akimov]. Cheboksary: FGBOU VO Chuvashskaya GSKhA Publ.. 2016, pp. 31–38.
- Ventsel' E.S. *Issledovanie operatsiy* [Operations research]. Moscow: Sovetskoe radio Publ. 1972. 552 p.

К ОБОСНОВАНИЮ РАЦИОНАЛЬНЫХ СОСТАВОВ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО ПАРКА НА БАЗЕ УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА

RATIONAL COMPOSITIONS OF THE MACHINE AND TRACTOR FLEET ON THE BASIS OF A UNIVERSAL POWER FACILITY

Ю.О. ГОРЯЧЕВ, К.Т.Н.
А.И. БУРЬЯНОВ, Д.Т.Н.
А.И. ДМИТРЕНКО, К.Т.Н.

ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской», Зерноград,
Россия, burjanov 2015@yandex.ru

YU.O. GORYACHEV, PhD in Engineering
A.I. BUR'YANOV, DSc in Engineering
A.I. DMITRENKO, PhD in Engineering

The Federal State Budget Scientific Institution «Agrarian Science
Center «Donskoy», Zernograd, Russia, burjanov 2015@yandex.ru

Сельское хозяйство России характеризуется широким спектром почвенно-климатических и производственных условий. Это обуславливает огромное разнообразие применяемых севооборотов, размеров хозяйств, используемых технологий, видов и объемов работ, что, в свою очередь, определяет структуру и состав машинно-тракторного парка. Научно-технический прогресс позволяет достигать все большей универсализации и многофункциональности не только в конструкциях сельскохозяйственных машин и орудий, но в последнее время и в конструкциях энергетических средств. Перспективным является создание универсальных энергетических средств, способных выполнять весь комплекс работ по почвообработке, посеву, возделыванию и уборке сельскохозяйственных культур, что позволит повысить их годовую загрузку и эффективность. Однако для внедрения в производственную эксплуатацию перспективной техники требуется проведение ее всесторонней технологической и технико-экономической оценки на всех этапах проектирования. С этой целью в ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской» были проведены расчеты по определению составов машинно-тракторных парков трех типовых модельных хозяйств, представляющих регионы Юга России (Ростовская область, Краснодарский и Ставропольский края) с различными вариантами их комплектации. Рассматривались комплектации агрегатов машинно-тракторных парков: на базе только универсального энергетического средства, выполняющего всю номенклатуру работ в полеводстве; на базе только серийной энергетики; с сочетанием на базе универсального энергетического средства и серийной техники различных типов и марок. Установлено, что использование агрегатов на базе универсального энергетического средства в сочетании агрегатов на базе традиционной мобильной энергетики позволит снизить прямые эксплуатационные затраты на выполнение механизированных работ на 8...27 %, увеличить чистый дисконтированный доход на 11...13 %. Предметом исследования являются составы машинно-тракторного парка для различных производственных условий и вариантов комплектования.

Ключевые слова: машинно-тракторный парк, модельное хозяйство, оптимизация, универсальные энергетические средства.

Agriculture in Russia is characterized by a wide range of soil-climatic and production conditions. This causes a huge variety of crop rotations, farm sizes, technologies used, types and amounts of work, which in turn determines the structure and composition of the machine and tractor fleet. Scientific and technological progress makes it possible to achieve ever greater universalization and multifunctionality, not only in the construction of agricultural machinery and implements, but also recently in the designs of energy facilities. Promising is the creation of a universal energy means able to perform the full complex of works on tillage, planting, cultivation and harvesting of crops that will improve their annual load and efficiency. However, for the introduction of advanced technology into production operation, it is necessary to conduct its comprehensive technological and technical and economic assessment at all stages of design. For this purpose, the Federal State Budget Scientific Institution «Agrarian Science Center «Donskoy» carried out calculations to determine fleet sizes of three standard model farms representing the regions of the south of Russia (the Rostov Region, Krasnodar and Stavropol Regions) with different versions of their configuration. The sets of aggregates of machine-tractor fleets were considered: on the basis of only a universal power facility that performs the entire range of works in field cultivation; on the basis of serial production only; with a combination on the basis of a universal power facility and serial equipment of various types and brands. It is established that the use of aggregates on the basis of a universal energy source combined with aggregates based on traditional mobile power engineering will reduce the direct operating costs for mechanized works by 8...27 %, increase net discounted income by 11...13 %. The subject of the study are the compositions of the machine and tractor fleet for various production conditions and options for completing.

Keywords: machine and tractor fleet, model economy, optimization, universal energy resources.

Введение

Развитие агропромышленного комплекса страны предполагает максимально широкое внедрение в сельскохозяйственных (с.-х.) предприятиях (СХП) перспективных технологических и технических разработок и решений. В конструкциях агрегатов с.-х. техники преобладает развитие универсализации и комбинирования машин-орудий, в том числе шасси-энергоносителей в виде мобильных и универсальных энергетических средств (МЭС и УЭС).

Одним из наиболее перспективных направлений в настоящее время, по нашему мнению, является создание МЭС (УЭС) и агрегатов на его базе, способных выполнять максимально широкий спектр работ – от операций по обработке почвы до уборки основных с.-х. культур. При этом выравнивается использование агрегатов и отдельных машин в течение полевого сезона, улучшается их годовая загрузка и повышается эффективность. Такие разработки ведутся фирмами Claas и Holmer (Германия), ОАО «Гомсельмаш» совместно с СКНИИМЭСХ.

В свою очередь, такие разработки и решения нуждаются во всесторонней экономической оценке на всех этапах проектирования и во всем диапазоне условий возможного применения. Это обусловлено разнообразием природно-климатических условий, структурой производства товаропроизводителей, применяемыми севооборотами, номенклатурой и параметрами производимой с.-х. техники (как энергетика, так и шлейфа машин и орудий), ценовой динамикой и пр.

Ранее нами [1] были выполнены расчеты, показывающие эффективность машинотракторного парка (МТП) на основе агрегатов УЭС по сравнению с агрегатами из серийной энергетики (тракторов и комбайнов). Результаты расчетов показали, что составление МТП с применением проектируемой техники с заданными параметрами является более эффективным для выбранных моделей СХП. В то же время целесообразность комплектования парка мобильной энергетики только из проектируемых УЭС не является очевидной.

Цель исследования

Целью исследования является оценка эффективности МТП типовых модельных хозяйств с включением УЭС нового поколения и

различных сочетаний альтернативных, серийно выпускаемых средств мобильной энергетики производства РФ и стран ближнего зарубежья.

Материалы и методы исследования

Проводимыми исследованиями следовало установить рациональное соотношение между потребностью в комплектации МТП СХП из вновь проектируемых агрегатов УЭС и серийно выпускаемой энергетики. Шлейф агрегируемых машин и орудий – практически один и тот же по номенклатуре. Различие состояло в разработке к УЭС сменяемых технологических адаптеров для уборки зерновых колосовых и кормовых культур. Такие расчеты предназначены для производителей с.-х. техники с целью: определения стратегии развития производства и материальной базы; определения направлений совершенствования материально-технического, кадрового и социального обеспечения.

Основой исследований послужил расчет оптимальных составов МТП для ряда модельных хозяйств СХП, а для каждого из них – ряд вариантов комплектования составов МТП с различными наборами альтернатив МЭС. Расчеты проводились для условий основных зернопроизводящих регионов юга РФ, а внутри них – для подзон, обеспечивающих наибольший валовой объем производимой полеводческой продукции, в первую очередь – зерна. Как объекты наложения, рассматривались СХП с тремя типовыми севооборотами – по одному от Ростовской области, Краснодарского и Ставропольского краев. Сравнительные расчеты проводились с определением оптимальных составов МТП для всего объема механизированных работ в моделях СХП.

Регионы Юга России представлены тремя типовыми хозяйствами-моделями:

- южная зона Ростовской области, типовой 10-польный севооборот, площадь – 5000 га (далее – модель «Р») [2];
- центральная зона Краснодарского края, типовой 12-польный севооборот, площадь – 5000 га (далее – модель «К») [3];
- зерново-скотоводческая зона Ставропольского края, типовой 8-польный севооборот, площадь – 5000 га (далее – модель «С») [4].

Рассматривались следующие альтернативные наборы мобильной энергетики:

Вариант 1 – только УЭС;

Вариант 2 – вариант 1 + Беларус-952;
Вариант 3 – вариант 2 + Беларус-1221;
Вариант 4 – вариант 3 + Беларус-1523;
Вариант 5 – вариант 4 + Агромаш-90ТГ;
Вариант 6 – базовый (УЭС не задействовано).

Такой порядок рассмотрения альтернатив связан с тем, что целесообразно вводить в первую очередь самую дешевую технику, которая на легких работах (с малой энергонасыщенностью) заменяет производительные, но весьма дорогие УЭС.

Современный рынок с.-х. техники в России представлен крайне разнообразными моделями и марками машин – энергетических средств и шлейфа орудий. Однако в большинстве случаев они поставляются ограниченными партиями, по преимуществу имеют несоизмеримо высокую стоимость при сравнимой производительности, а также сложности с сопровождением и сервисом. В связи с этим в качестве альтернативных энергетических средств задействованы тракторы и комбайны производства России и ближнего зарубежья, наиболее широко распространенные в современном аграрном производстве и поставляемые производителями в настоящее время.

Как основной инструментарий, использовалась ранее разработанная «Автоматизированная система проектирования технологий и технического оснащения растениеводства» (АСПТОР) [5, 6]. Основными ее элементами являются модуль целочисленной оптимизации МТП и блок информационного обеспечения.

Целевая функция включает в себя два типа слагаемых: зависящие от объемов работ – использование в течение полевого сезона (прямые эксплуатационные) и не зависящие от них (реновация). Кроме того, в нее входят за-

траты на закрепление механизаторов (создание инфраструктуры жизнеобеспечения). Такая структура обуславливает желательность обеспечения максимальной годовой загрузки задействованной техники, поскольку затраты на капитальный и текущий ремонты напрямую зависят от годовой загрузки машин – согласно ГОСТ Р 53056.-2008 [7], они обратно пропорциональны величине «годовой зональной фактической загрузке техники».

Сравнение осуществлялось по основным технико-экономическим показателям различных вариантов комплектования МТП, в числе которых прямые эксплуатационные затраты на выполнение механизированных работ, стоимость парка машин, расход ТСМ, затраты труда (механизаторов и подсобных рабочих), а также чистый дисконтированный доход хозяйства за срок эксплуатации техники. Следует особо подчеркнуть, что перечисленные показатели могут выступать в ряде случаев как критерии отбора при выборе того или иного варианта комплектования МТП, превалирующие над собственно критерием оптимизации (в частности, при отсутствии достаточного количества квалифицированных механизаторских кадров имеет смысл ориентироваться на варианты с минимумом трудозатрат и рабочей силы).

Результаты исследования

В табл. 1–3 приведены технико-экономические показатели эффективности по трем модельным хозяйствам южной степной зоны России.

В табл. 4–6 представлены оптимальные составы парка мобильной энергетики по рассматривавшимся хозяйствам.

Таблица 1

Показатели эффективности различных вариантов МТП – Модель «Р»

	Эксплуатационные затраты, тыс. руб.	Стоимость МТП, тыс. руб.	Расход ТСМ, т	Затраты труда, чел.-час	ЧДД*, тыс. руб.
Вариант 1	39914	199239	250	13355	332912
Вариант 2	38441	202278	220	15418	338050
Вариант 3	35201	173436	214	14949	370877
Вариант 4	35287	173980	214	15112	370810
Вариант 5	34984	174250	196	15565	372789
Вариант 6	48052	260037	248	17308	260368

* Здесь и далее ЧДД – чистый дисконтированный доход.

Таблица 2

Показатели эффективности различных вариантов МТП – Модель «К»

	Эксплуатационные затраты, тыс. руб.	Стоимость МТП, тыс. руб.	Расход ТСМ, т	Затраты труда, чел.-час	ЧДД, тыс. руб.
Вариант 1	42144	199126	359	18669	447330
Вариант 2	39830	189193	300	19752	499724
Вариант 3	40037	188775	297	19998	499740
Вариант 4	40133	180080	296	19900	499040
Вариант 5	40229	192322	295	19835	496922
Вариант 6	43575	193842	295	22812	425113

Таблица 3

Показатели эффективности различных вариантов МТП – Модель «С»

	Эксплуатационные затраты, тыс. руб.	Стоимость МТП, тыс. руб.	Расход ТСМ, т	Затраты труда, чел.-час	ЧДД, тыс. руб.
Вариант 1	36757	184828	311	12922	328214
Вариант 2	34990	167432	267	14146	364410
Вариант 3	34345	156095	266	14213	374813
Вариант 4	34005	157989	255	14398	373567
Вариант 5	33756	160502	249	14815	371787
Вариант 6	40494	183542	254	18266	317181

Таблица 4

Составы парка энергомашин по вариантам – Модель «Р», шт.

	УЭС	Беларус-952	Беларус-1221	Беларус-1523	Агромаш-90ТГ	Acros	Всего
Вариант 1	13						13
Вариант 2	13	5					18
Вариант 3	10	6	4				20
Вариант 4	10	6	3	1			20
Вариант 5	10	5	2		2		19
Вариант 6		4	7	2	5	10	28

Таблица 5

Составы парка энергомашин по вариантам – Модель «К», шт.

	УЭС	Беларус-952	Беларус-1221	Беларус-1523	Агромаш-90ТГ	Acros	Всего
Вариант 1	15						15
Вариант 2	12	8					20
Вариант 3	11	8	4				23
Вариант 4	11	8	4				23
Вариант 5	11	8			2		21
Вариант 6		8	7		5	11	31

Таблица 6

Составы парка энергомашин по вариантам – Модель «С», шт.

	УЭС	Беларус-952	Беларус-1221	Беларус-1523	Агромаш-90ТГ	Acros	Всего
Вариант 1	12						12
Вариант 2	12	6					18
Вариант 3	10	4	4				18
Вариант 4	10	5	3				18
Вариант 5	10	4	2		2		18
Вариант 6		6	10		6	10	32

Из таблиц видно, что прослеживается следующая тенденция. «Опорным» можно принять вариант 1 (только УЭС). Далее по мере добавления альтернатив – варианты 2–5 – наблюдается устойчивое снижение затратных показателей по моделям «Р» и «С» – прямых эксплуатационных затрат и капитальных вложений в формирование МТП (стоимости парка). Наихудшим по этим параметрам оказывается вариант 6 – только серийные машины. Это имеет место по всем трем моделям.

Так, для модели «Р» использование МТП на базе только УЭС позволяет снизить величину эксплуатационных затрат (критерий оптимизации) на 16,9 % по сравнению с комплектацией парка только серийной техникой; в оптимальном варианте – на 27,2 %. Для модели «К» эти значения равны соответственно 3,3 и 8,6 %, для модели «С» – 9,2 и 16,6 %.

Такое различие обусловлено существенной разницей в структуре посевных площадей рассматриваемых моделей. Так, например, доля общего размера пашни, для которого предусмотрена осенняя обработка почвы – одна из наиболее энергоемких операций в напряженный период по использованию техники – составляет для моделей «Р», «К» и «С» соответственно 60, 42 и 50 %, что, в свою очередь, сказывается на уровне изменения затратных показателей.

Можно видеть, что во всех случаях формирование парка мобильной энергетики только из УЭС оказывается эффективным.

Рост чистого дисконтированного дохода по различным моделям и вариантам составляет 11–13 %. Варьирование – достаточно небольшое, поскольку уровень прямых затрат изменяется в незначительных пределах.

В то же время имеет место устойчивое снижение расхода топлива для «гибридных» вариантов по сравнению с «чистым» 1-м (только УЭС). Это связано с большой мощностью двигателя проектируемого энергосредства (187 кВт), которая, в свою очередь, обусловлена необходимостью выполнения им уборочных операций.

Наименьшая величина затрат труда по всем моделям имеет место в варианте 1 – комплектование только УЭС.

В отношении стоимости парка машин (величина капитальных вложений) наблюдаются некоторые флуктуации, слабо коррелированные с номенклатурным составом МТП. Это связано с тем, что потребное количество машин и агрегатов определяется в целочисленных величинах.

В табл. 7 приведены данные о максимальной потребности в механизаторских кадрах по моделям и альтернативным вариантам комплектования парка машин.

Из табл. 7 видно, что потребность в механизаторах возрастает по мере добавления альтернативных энергомашин. Наименьшее количество механизаторов имеет место при комплектовании МТП только многофункциональными УЭС. При этом, анализируя табл. 4–6, можно увидеть, что одновременно сокращается количество мобильных энергомашин – в 1,5...2,5 раза. Это имеет следствием:

– снижение остроты проблемы содержания квалифицированных механизаторских кадров. Они интенсивно заняты на полевых работах преимущественно в период уборки колосовых, а в прочее время напрямую не задействованы в производстве. При этом им необходимо обеспечивать круглогодичную занятость, что не всегда возможно в сельских условиях;

Таблица 7

Пиковая потребность в механизаторских кадрах по различным моделям и вариантам комплектования МТП, чел.

	Ростовская область	Краснодарский край	Ставропольский край
Вариант 1	14	15	14
Вариант 2	14	15	14
Вариант 3	16	17	15
Вариант 4	16	17	15
Вариант 5	16	17	15
Вариант 6	17	17	17

– сокращение многомарочности машин, приводящей к увеличению затрат на ремонты агрегатов, вызванной неоправданно расширенной номенклатурой и количеством запасных частей. Также при этом повышаются требования к квалификации персонала ремонтных бригад;

– улучшение технико-экономических показателей использования МТП за счет снижения отчислений на капитальный и текущий ремонты, вызванного увеличением годовой загрузки.

Еще одним немаловажным моментом является недостаток соответствующего шлейфа агрегируемых машин к многофункциональным УЭС такого класса. Так, посевные и уходные работы по возделыванию пропашных культур осуществляются с использованием агрегатов, соответствующих текущему отечественному техническому и технологическому уровню. В то же время использование широкозахватных и согласованных по ширине (посев, междурядная культивация) машин может дать положительный эффект от улучшения использования техники, поскольку увеличивается интенсивность выполнения технологических процессов.

Анализ применения УЭС на всех технологических циклах – по всем культурам и группам механизированных работ – является комплексной задачей, предусматривающей рассмотрение как сопряженных во времени процессов, так и операций, принадлежащих различным технологиям, но накладывающимся друг на друга по времени выполнения.

Так, например, в севообороте: в модели «К» присутствуют многолетние травы, их уборка накладывается по времени на междурядную обработку пропашных и обработку почвы после зернобобовых. Поэтому, в связи с высокой мощностью двигателя УЭС, имеют место перерасход топлива и избыточная потребность в мобильной энергетике. Необходимость выполнения легких работ вынуждает (в варианте 1) использовать УЭС не вполне свойственным ему образом. Компенсировать это предполагается применением двигателя с изменяемой мощностью – использованием полной мощности на тяжелых операциях по обработке почвы и уборке, а на более легких – только части.

Технологиями предусмотрено проведение основной обработки почвы (лущение стерни) одновременно с уборкой предшествующих культур, в частности зерновых колосовых. Такую

обработку осуществляют УЭС, а в случае наличия соответствующих альтернатив – тракторы общего назначения тягового класса 20 кН и более. Таким образом, в вариантах 1 и 2 потребность в УЭС возрастает, а по причине невозможности догрузить их в остальные периоды эффективность функционирования МТП несколько снижается.

Анализ полученных результатов показывает, что универсальное энергосредство в вариантах 1–5, т.е. когда оно присутствует в списках альтернатив на выполнении операций, полностью заменяет зерноуборочные комбайны (типа Агрос как наиболее распространенные). Это имеет место, поскольку серийные комбайны предназначены только для выполнения уборочных работ, УЭС же, несмотря на более высокую стоимость, способно реализовывать практически все полевые операции. Заменяются также тракторы общего назначения на определенных видах работ. Так, например, во всех моделях основной объем работ по осенней обработке почвы выполняют именно УЭС.

В любом случае универсально-пропашные тракторы выполняют работы малой энергоемкости – погрузку и внесение удобрений, междурядную культивацию, химическую обработку посевов и пр. То же относится к операциям, не критичным к срокам выполнения в связи с незначительностью объемов работ, которые, в свою очередь, обуславливаются структурой посевных площадей (например, посев кормовых культур). Рабочие периоды, в которые выполняются такие операции, не являются пиковыми ни по использованию техники, ни по потребности в механизаторах и, следовательно, могут быть реализованы агрегатами на базе любой мобильной энергетике.

Следует особо отметить, что при переходе от варианта к варианту нет прямого и однозначного замещения одной марки трактора другой. Математическая модель оптимизации состава МТП сельского товаропроизводителя, например [8], предполагает не только расчет оптимального количества и номенклатуры средств механизации, но и их использование в течение полевого периода, т.е. распределение агрегатов (энергетика + шлейф) по всему множеству механизированных работ, предполагаемых технологиями производства продукции. При изменении же набора возможных альтернатив происходит перераспределение объемов

выполняемых работ между различными агрегатами

Кроме того, расчеты показывают, что практически во всех случаях выбора альтернатив на операциях высокопроизводительные, на дорогие агрегаты «проигрывают» сравнительно дешевым МТА. Практика также показывает, что такое «положение вещей» практически не зависит от выбора критерия оптимизации, будь то прямые эксплуатационные затраты, интегральные затраты, чистая прибыль, чистый дисконтированный доход и пр.

Расчеты показывают, что в случае наличия в парке УЭС потребность в гусеничных тракторах класса 30 кН составляет 2 шт. на 5000 га пашни по всем рассматривавшимся моделям 11 подзон южной степной зоны РФ. Связано это с тем, что в типовых севооборотах (кроме 2–3-польных) почти обязательно присутствуют силосные культуры (обычно кукуруза). Это предполагает выполнение операции трамбовки силоса, которую могут выполнять только гусеничные тракторы. В остальное время полевого сезона они могут эффективно использоваться на других работах, в первую очередь на глубокой обработке почвы. Отсутствие же в оптимальных МТП по моделям «К» и «С» колесных тракторов класса 30 кН объясняется тем, что гусеничные тракторы такого же класса при более высокой производительности и меньших удельных затратах «закрывают» объемы работ, которые потенциально выполняют их аналоги,

Потребность в колесных тракторах других классов определяется:

– зональностью, которой обусловлены почвенно-климатические условия и сроки проведения полевых работ;

– структурой посевных площадей, которая в значительной степени обуславливается упомянутой зональностью, но не детерминируется ею (в различных зонах могут использоваться эквивалентные севообороты);

– применяемыми технологиями возделывания и уборки с.-х. культур. Решающим показателем (параметром) является величина удельных затрат агрегата на единицу его производительности;

– технико-эксплуатационными параметрами собственно технических средств.

В «базовом» же варианте основную нагрузку несут именно гусеничные тракторы класса 30 кН, а также колесные класса 20 и 14 кН.

Практически во всех модельных хозяйствах Юга России явно выраженным пиковым периодом является уборка колосовых, поскольку не менее 50 % посевной площади составляют именно зерновые колосовые. Следует отметить, что пиковая потребность в тракторах общего назначения не совпадает с пиковой потребностью по механизаторам. Так, пик потребности в тракторах класса 20 кН приходится на прикорневую подкормку озимых, дисковую обработку почвы, сев колосовых (яровых и озимых). Потребность в тракторах класса 30 кН определяется на осенней обработке почвы. Потребность же в УЭС совпадает с пиком по использованию механизаторов – уборкой колосовых. По той же причине априорно предполагается, что различные марки тракторов закрепляются за одними и теми же механизаторами: пиковые потребности приходятся на различные группы работ.

В качестве резервов для повышения эффективности УЭС (за счет улучшения использования его потенциальных возможностей) необходимо отметить следующие направления:

– рационализация структуры посевных площадей товаропроизводителей с целью выравнивания пиков потребности в УЭС, увеличения доли высокорентабельных, востребованных на рынке культур, например, рапса, масличного льна и пр.;

– применение современных высокоэффективных технологий и машин производства с.-х. продукции наилучшим образом соответствующих потенциальным тягово-технологическим возможностям УЭС. К таковым относятся широкозахватные орудия для посева и междурядной обработки пропашных, машины для возделывания и уборки сахарной свеклы, что весьма актуально для Краснодарского края и других регионов с развитым производством свеклы, картофеля.

Перечисленные аспекты требуют дальнейшего исследования.

Расчеты, выполненные в процессе данного исследования, предполагали формирование МТП хозяйства «с нуля», т.е. приобретение всего парка машин. В реальности же в подавляющем большинстве случаев некоторое количество техники имеется. При этом количество вариантов сочетаний номенклатурного, количественного и возрастного состава наличного парка техники, в принципе, сложно прогнозируемо. Поэтому предполагается проведе-

ние индивидуальных расчетов с учетом всех особенностей – экзогенных и внутренних – исследуемых объектов. Таким образом, полученные результаты могут рассматриваться как пример, иллюстрирующий применение данного методического подхода к обоснованию эффективного комплектования МТП хозяйства в конкретных производственных условиях.

Выводы

1. Установлены рациональные составы МТП СХП с применением агрегатов на базе УЭС и серийно выпускаемой мобильной энергетики. Определяющим фактором при обосновании оптимального состава МТП является структура посевных площадей объекта-представителя. Рациональное комплектование парка машин с применением УЭС позволяет снизить прямые эксплуатационные затраты на 8,6...27,2 %, а при составлении МТП только из УЭС – на 3,3...16,9 %. Рост чистого дисконтированного дохода при этом составляет 11...13 % по различным модельным хозяйствам.

2. Формирование МТП с использованием УЭС, кроме того, имеет следующие результаты:

- снижение остроты проблемы содержания квалифицированных механизаторских кадров;
- сокращение многомарочности машин;
- улучшение технико-экономических показателей использования МТП.

Резервами для повышения эффективности УЭС являются:

- рационализация структуры посевных площадей товаропроизводителей с целью выравнивания пиков потребности в УЭС, увеличения доли высококорентабельных, востребованных на рынке культур;
- применение современных высокоэффективных технологий и машин производства с.х. продукции, наилучшим образом соответствующих потенциальным тягово-технологическим возможностям УЭС.

Литература

1. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И., Горячев Ю.О. Об эффективности универсальных мобильных энергетических средств // Научная жизнь. 2015. № 6. С 43–50.
2. Система ведения агропромышленного производства Ростовской области (на период 2001–2005 гг.). Ростов-на-Дону: Феникс, 2001. 927 с.

3. Система ведения агропромышленного производства Краснодарского края на 1991–1995 гг. Краснодар, 1990. 470 с.
4. Системы земледелия Ставропольского края. Ставропольское книжное издательство, 1983. 272 с.
5. Бурьянов М.А., Горячев Ю.О. Совершенствование математической модели оптимизации состава МТП сельхозпредприятия // Техника будущего: перспективы развития сельскохозяйственной техники: Сб. статей междунар. науч.-практ. конференции. Краснодар, 2013. С. 105–108.
6. Горячев Ю.О. Обоснование состава и границ эффективности технического оснащения растениеводства: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Зерноград, 1999. 20 с.
7. ГОСТ Р 53056-2008. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. М: Стандартинформ, 2009. 23 с.
8. Павлов Б.В., Пушкарева П.В., Щеглов П.С. Проектирование комплексной механизации сельскохозяйственных предприятий. М.: Колос, 1982. 288 с.

References

1. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I., Goryachev Yu.O. The effectiveness of universal mobile power tools. Nauchnaya zhizn'. 2015. No 6, pp. 43–50.
2. Sistema vedeniya agropromyshlennogo proizvodstva Rostovskoy oblasti (na period 2001–2005 gg.) [The system of conducting agro-industrial production of the Rostov region (for the period 2001–2005)]. Rostov-na-Donu: Feniks Publ., 2001. 927 p.
3. Sistema vedeniya agropromyshlennogo proizvodstva Krasnodarskogo kraja na 1991–1995 gg. [The system of conducting agro-industrial production of the Krasnodar Region for 1991–1995.] Krasnodar, 1990. 470 p.
4. Sistemy zemledeliya Stavropol'skogo kraja [Agricultural systems of the Stavropol Krai]. Stavropol'skoe knizhnoe izdatel'stvo Publ., 1983. 272 p.
5. Bur'yanov M.A., Goryachev Yu.O. Improvement of the mathematical model of optimizing the composition of the MTF of agricultural enterprises. Tekhnika budushchego: perspektivy razvitiya sel'skokhozyaystvennoy tekhniki: Sb. statey mezhdunar. nauch.-prakt. konferentsii [Technique of the future: prospects for the development of agricultural machinery: Collection of articles of the international scientific-practical. conference]. Krasnodar, 2013, pp. 105–108.

6. Goryachev Yu.O. Obosnovanie sostava i granits effektivnosti tekhnicheskogo osnashcheniya rastenievodstva: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Substantiation of the composition and boundaries of the efficiency of the technical equipment of plant growing: dissertation for Degree of Candidate of Technical Sciences]. Zernograd, 1999. 20 p.
7. GOST R 53056-2008. Agricultural engineering. Methods of economic evaluation. Moscow: Standartinform Publ., 2009. 23 p.
8. Pavlov B.V., Pushkareva P.V., Shcheglov P.S. Proektirovanie kompleksnoy mekhanizatsii sel'skokozyaystvennykh predpriyatiy [Designing integrated mechanization of agricultural enterprises]. Moscow: Kolos Publ., 1982. 288 p.

