

ИЗВЕСТИЯ МГТУ «МАМИ»

ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ, ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ
СРЕДСТВА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

№ 1 (43) 2020

Выходит 4 раза в год

ISSN 2074-0530

DOI: 10.31992/2074-0530-2020-43-1

В номере

2	Агуреев И.Е., Груничев А.В., Платонов К.Ю., Плешанов А.А., Рыбаков Г.П., Хмелев Р.Н. Экспериментальные исследования влияния монтажных деформаций цилиндра дизеля на его эксплуатационные показатели	Agureev I.E., Grunichev A.V., Platonov K.YU., Pleshanov A.A., Rybakov G.P., Hmelev R.N. Experimental studies of the influence of mounting deformations of a diesel cylinder on its performance
8	Белов В.П., Апельинский Д.В. Расчетно-экспериментальный метод оценки термодинамической стойкости поршней форсированного дизеля	Belov V.P., Apelinskij D.V. Calculation and experimental method for assessing the thermal cyclic resistance of forced diesel pistons
18	Васильев А.А., Вашурин А.С., Манянин С.Е. Расчетно-экспериментальные исследования условий нагружения элементов поворотно-сцепного устройства сочлененной гусеничной машины	Vasil'ev A.A., Vashurin A.S., Manyanin S.E. Calculation and experimental study of the loading conditions of the elements of rotary coupling device of articulated caterpillar vehicle
27	Васильков О.С., Батуева Д.Е., Хомяков К.А., Паляницин П.С. Выравнивание графика нагрузки предприятий за счет применения гибридных накопителей электроэнергии	Vasil'kov O.S., Batueva D.E., Homyakov K.A., Palyanin P.S. Aligning the load schedule of enterprises through the use of hybrid energy storage
35	Годжаев З.А., Лавров А.В., Шевцов В.Г., Зубина В.А. О выборе технологического направления развития системы сельскохозяйственных мобильных энергосредств	Godzhaev Z.A., Lavrov A.V., Shevcov V.G., Zubina V.A. The selection of the technological direction of the development of the agricultural mobile energy facilities
42	Гусаров В.В., Апельинский Д.В. Новые возможности уравнивания ДВС типа R2	Gusarov V.V., Apelinskij D.V. New options for balancing ICE of R2 type
51	Жилейкин М.М., Журкин М.М. Алгоритм работы антиблокировочной системы тормозов с функцией противодействия заносу для двухосных автомобилей с одной ведущей осью	Zhileykin M.M., Zhurkin M.M. Algorithm of anti-lock braking system with anti-skid function for two-axle cars with one driving axle
57	Журкин Н.А., Донской А.С., Жарковский А.А. Математическое моделирование пневмоприводного насоса высокого давления	Zhurkin N.A., Donskoj A.S., Zharkovskij A.A. Mathematical modeling of high pressure pneumatic drive pump
65	Коткас Л.А., Донской А.С., Жарковский А.А. Исследование позиционирования привода мускульного типа усилием оператора при вертикальном перемещении груза	Kotkas L.A., Donskoj A.S., Zharkovskij A.A. The study of the positioning of the muscle-type drive by the operator's effort during the vertical movement of the load
73	Плотников С.А., Зубакин А.С., Плотникова Ю.А. Исследование кинематики смесительных устройств генераторного газа и бензина	Plotnikov S.A., Zubakin A.S., Plotnikova YU.A. Study of the kinematics of mixing devices for generator gas and gasoline
80	Сарач М.Б., Сарач Е.Б., Захаров А.Ю. Стендовое испытание электродвигателей EMRAX 208, 228	Sarach M.B., Sarach E.B., Zaharov A.YU. Bench testing of electric motors EMRAX 208, 228
88	Рандин Д.Г., Тулупов П.В. Исследование эффективности электромеханической системы активной виброзащиты автомобиля с различными регуляторами	Randin D.G., Tulupov P.V. Study of the effectiveness of the electromechanical system of active vibration protection of a vehicle with various regulators

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ МОНТАЖНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ЦИЛИНДРА ДИЗЕЛЯ НА ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

д.т.н. Агуреев И.Е.¹, к.т.н. Груничев А.В.¹, Платонов К.Ю.¹, к.т.н. Плешанов А.А.²,
Рыбаков Г.П.¹, д.т.н. Хмелев Р.Н.¹

¹Тульский государственный университет, Тула, Россия

²АО «АК «Туламашзавод», Тула, Россия

aiah@yandex.ru

В статье приведены результаты экспериментальных исследований изменения внутреннего диаметра цилиндра многоцелевых дизелей с воздушным охлаждением от действия монтажных усилий, а также закономерности влияния монтажных деформаций цилиндра дизеля на его эксплуатационные показатели. Внутренний диаметр исследуемых цилиндров измерялся на контрольно-измерительной машине после приложения и снятия монтажных усилий. Для имитации приложения монтажных усилий было изготовлено приспособление-кассета, имитирующее верхнюю часть картера дизеля и головку цилиндра и позволяющее выполнить измерения внутреннего диаметра цилиндра в напряженном состоянии. Установлено, что деформации цилиндров носят упругий характер. В частности, при проведении измерений цилиндров с диаметрами 85 мм и 95 мм был установлен факт восстановления первоначального внутреннего диаметра после приложения и снятия монтажных усилий. Также экспериментальным путем было установлено, что под действием монтажных усилий стабильность геометрии рабочей поверхности цилиндра ухудшается с увеличением его внутреннего диаметра, в частности, для цилиндра 95 мм изменения диаметра при монтаже могут превышать 20 мкм в некоторых поясах. Для повышения стабильности геометрии цилиндра была апробирована технология хонингования цилиндров в напряженном состоянии (в приспособлениях-кассетах) и проведена экспериментальная оценка ее эффективности. Приведены результаты испытаний дизеля ТМЗ-650Д с серийными и опытными цилиндрами. Показано, что дизель с опытным цилиндром при наработке 13 ч, имеет эффективные показатели, полностью соответствующие требованиям ТУ и практически не уступающие дизелю с серийными цилиндрами при наработке 21 ч. Анализ полученных результатов позволяет рекомендовать для дизеля ТМЗ-650Д с опытным цилиндром продолжительность наработки в объеме 13 ч.

Ключевые слова: дизель, цилиндр, монтажные деформации, эксплуатационные показатели.

Введение

Цилиндр является одной из наиболее ответственных деталей двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Уровень деформаций цилиндра и стабильность его геометрии при прочих равных условиях существенно влияют на продолжительность обкатки ДВС, величину механических потерь [1], вероятность прихвата (клинения) в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) на стадии обкатки и возможность достижения двигателем требуемых выходных характеристик [2]. Отмечено, в большей степени, характерно для одноцилиндровых быстроходных дизелей с воздушным охлаждением [2–4].

Исследованию монтажных деформаций цилиндра ДВС, а также анализу их влияния на показатели работы двигателя посвящены труды [1, 2, 4–10] Агеева А.Г., Путинцева С.В.,

Чайнова Н.Д., Поспелова Д.Р., Эфроса В.В., Вагабова Н.М., Чугунова Г.П. и других ученых. В опубликованных работах рассматриваются вопросы природы возникновения деформаций, их моделирование, способы уменьшения, однако не уделено должное внимание комплексному анализу влияния монтажных деформаций цилиндра дизеля на его эксплуатационные показатели, такие как:

- эффективную мощность;
- эффективный крутящий момент;
- удельный эффективный и часовой расход топлива;
- расход картерных газов;
- момент механических потерь;
- продолжительность наработки дизеля перед предъявительскими и периодическими испытаниями [11].

В данной работе для различных конструкций цилиндров быстроходных дизелей ТМЗ, производства АО «АК «Туламашзавод»», выполнены натурные экспериментальные исследования внутреннего диаметра цилиндра на различных стадиях жизненного цикла, а именно:

- после финишной механической обработки;
- в сборке под воздействием монтажных усилий;
- после наработки и испытаний.

Проведена экспериментальная оценка влияния предложенной технологии хонингования цилиндров в кассетах (под действием монтажных усилий) на процесс наработки и эксплуатационные показатели перспективного дизеля ТМЗ-650Д.

Исследование упругих свойств и уровня монтажных деформаций цилиндров

На первом этапе была проведена экспериментальная оценка упругих свойств и уровня монтажных деформаций цилиндров дизелей ТМЗ [12].

Для проведения экспериментальных исследований было изготовлено приспособление-кассета, имитирующее верхнюю часть картера дизеля и головку цилиндра и позволяющее провести измерения внутреннего диаметра цилиндра в собранном состоянии. Приспособление состоит из 2-х стальных колец. Нижнее кольцо имитирует верхнюю часть картера дизеля под посадку цилиндра и имеет четыре отверстия с резьбой для шпилек. Верхнее кольцо (фальш-головка) с четырьмя отверстиями и проточкой имитирует головку цилиндра.

Общий вид цилиндров в кассетах представлен на рис. 1.



Рис. 1. Цилиндры в кассетах

Измерения внутреннего диаметра цилиндров проводились на координатно-измерительной машине (КИМ) в двигательном производстве АО «АК «Туламашзавод»».

Координаты поясов цилиндра при проведении измерений приведены в таблице 1.

За начало отчета принята верхняя часть цилиндра. Схема цилиндра при проведении измерений показана на рис. 2.

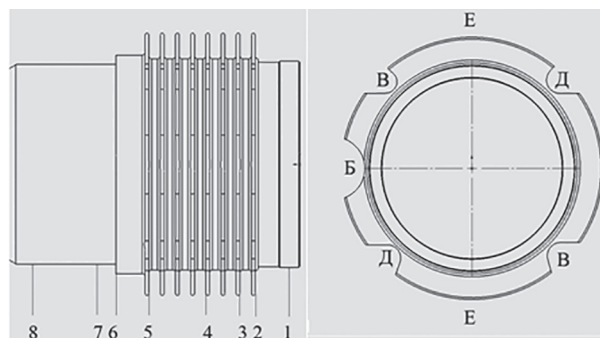


Рис. 2. Схема цилиндра при проведении измерений

При проведении измерений цилиндров дизелей ТМЗ-450Д и ТМЗ-650Д с диаметрами 85 мм и 95 мм соответственно был установлен факт восстановления первоначального внутреннего диаметра после приложения и снятия монтажных усилий. При этом максимальная разница диаметров цилиндров до монтажа и после составила не более 7 мкм.

Для рассматриваемых конструкций цилиндров уровень монтажных деформаций во многом зависит от величины их диаметров. На рис. 3, а и 3, б показаны графики изменения внутреннего диаметра цилиндров в четырех вертикальных плоскостях. Из графиков видно, что изменения диаметра цилиндра дизеля ТМЗ-650Д по сравнению с дизелем ТМЗ-450Д при монтаже более существенны и превышают 20 мкм в некоторых поясах. В то же время в дизеле ТМЗ-450Д с диаметром цилиндра 85 мм эти деформации не превышают 8 мкм.

С целью уменьшения искажения формы цилиндра дизеля ТМЗ-650Д, возникающего при его монтаже, и сокращения длительности циклов обкатки, а также с учетом выявленного эффекта восстановления формы внутренней

Таблица 1

Координаты поясов цилиндра при проведении измерений на КИМ

№ пояса	1	2	3	4	5	6	7	8
Координата, мм	5,0	15,0	22,0	50,0	80,0	100,0	115,0	140,0

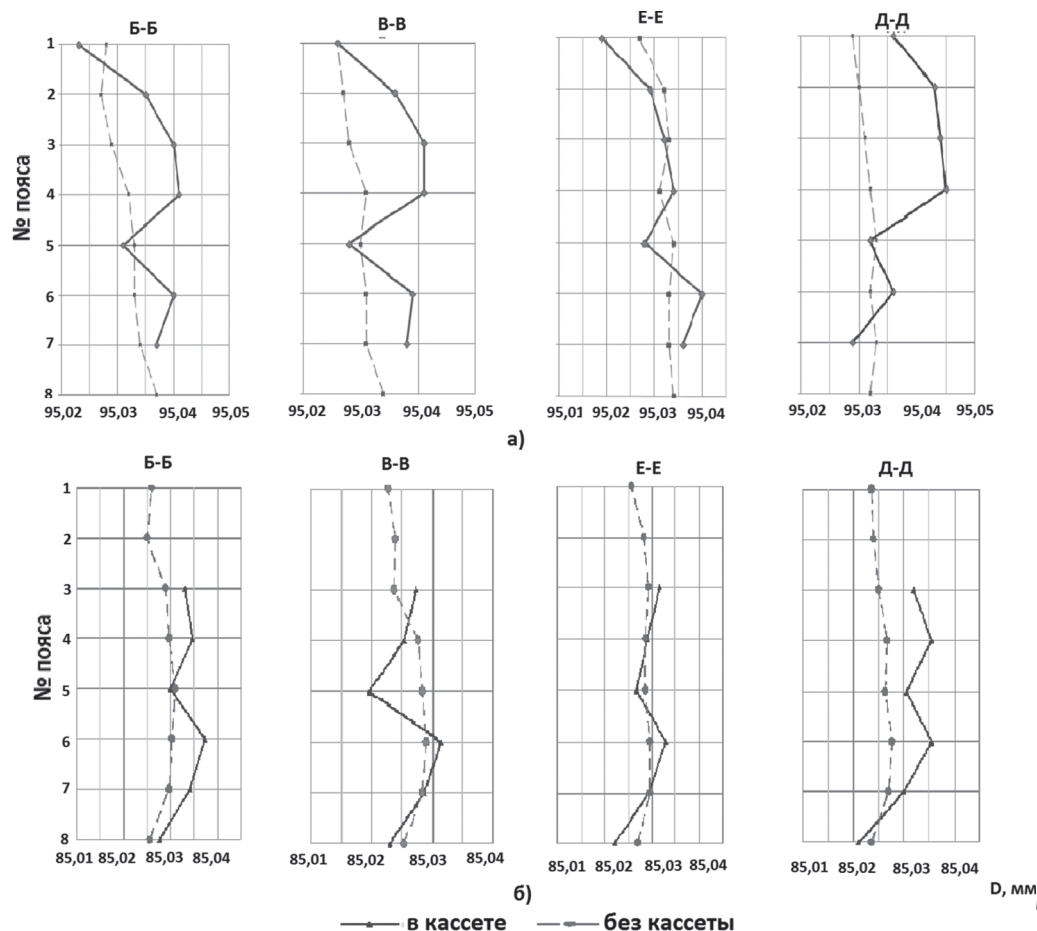


Рис. 3. Осредненные результаты измерения диаметра цилиндров дизелей в свободном состоянии и в сборке:
а) ТМЗ-650Д; б) ТМЗ-450Д

поверхности цилиндра от действия монтажных усилий был апробирован процесс хонингования цилиндров в кассетах.

Существующее приспособление для хонинговального станка было модернизировано таким образом, чтобы в него можно было устанавливать обрабатываемый цилиндр в кассете. Схема приспособления для хонингования цилиндров была выбрана классическая: жесткое закрепление обрабатываемой детали и подвижный на шарнирах инструмент.

Проведенные исследования показали, что цилиндр практически полностью восстанавливает первоначальную форму внутренней поверхности, полученную при хонинговании в кассете, после разборки и последующей сборки в кассету.

Исследование влияния монтажных деформаций цилиндра дизеля на его эксплуатационные показатели

На втором этапе была проведена экспериментальная оценка влияния монтажных деформаций

цилиндра дизеля на его эксплуатационные показатели, а также проверка эффективности технологии хонингования цилиндров в кассетах.

Эксперимент проводился на стенде технологической обкатки и испытаний дизелей в отделе надежности АО «АК «Туламашзавод»». Объект испытаний – дизель ТМЗ-650Д с наработкой 30 часов.

Цилиндры для проведения испытаний в количестве 6 штук были взяты из одной плавки. При проведении испытаний за основу была взята производственная программа наработки дизеля перед предъявительскими испытаниями в объеме 21 ч (7 циклов по 3 часа каждый).

Стенд обеспечивал измерения в рабочем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов следующих показателей работы дизеля:

- частоты вращения коленчатого вала, n ;
- нагрузки, M ;
- мгновенного расхода топлива, Gt ;
- давления и температуры масла, p_m и t_m ;
- температуры отработавших газов, $t_{ог}$;
- расхода картерных газов $G_{кг}$.

Результаты испытаний дизеля ТМЗ-650Д с серийными и опытными цилиндрами приведены на рис. 4 и в таблице 2.

На основании результатов, приведенных в таблице 2, можно сделать вывод, что дизель ТМЗ-650Д с опытным цилиндром и наработкой 13 ч, имеет эффективные показатели полностью соответствующие требованиям ТУ и практически не уступающие дизелю с серийными цилиндрами при наработке 21 ч.

Заклучение

Таким образом, для рассматриваемых цилиндров с упругим характером монтажных деформаций хонингование в напряженном состоянии является целесообразным, так как способствует повышению стабильности их геометрии. Анализ полученных результатов позволяет рекомендовать для дизеля ТМЗ-650Д с опытным цилиндром, характеризующимся меньшим уровнем монтажных деформаций, продолжительность наработки в объеме 13 ч, что на 38 % меньше наработки, установленной для дизеля с серийным цилиндром.

Литература

1. Агеев А.Г. Снижение механических потерь в быстроходном дизеле воздушного охлаждения совершенствованием конструкции деталей ЦПГ, дисс канд. техн. наук. М., 2017. 177 с.

2. Пронин М.Д. Снижение механических потерь совершенствованием конструкции поршня быстроходного дизеля: автореферат дис. канд. техн. наук. М., 2009. 16 с.
3. Поспелов Д.Р. Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. Редакция литературы по тракторному и сельскохозяйственному машиностроению, 1961. 556 с.
4. Вагабов Н.М. Исследование точности сборки судового малоразмерного дизеля и разработка способов уменьшения отклонений макрогеометрии цилиндров: автореф. дис. канд. тех. наук. Махачкала. 2010.
5. Луканин В.Н., Алексеев И.В., Шатров М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование: учебник для вузов. М.: Высшая школа, 2007. 400 с.
6. Эфрос В.В. Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода. М.: Машиностроение, 1976. 277 с.
7. Путинцев С.В. Снижение механических потерь в автотракторных двигателях внутреннего сгорания: дис. д-ра техн. наук. М. 1998. 319 с.
8. Путинцев С.В. Введение в трибологию поршневых двигателей: учебник. М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. 183 с.
9. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебник для студентов высших учебных заведений. М.: Машиностроение, 2011. 496 с.

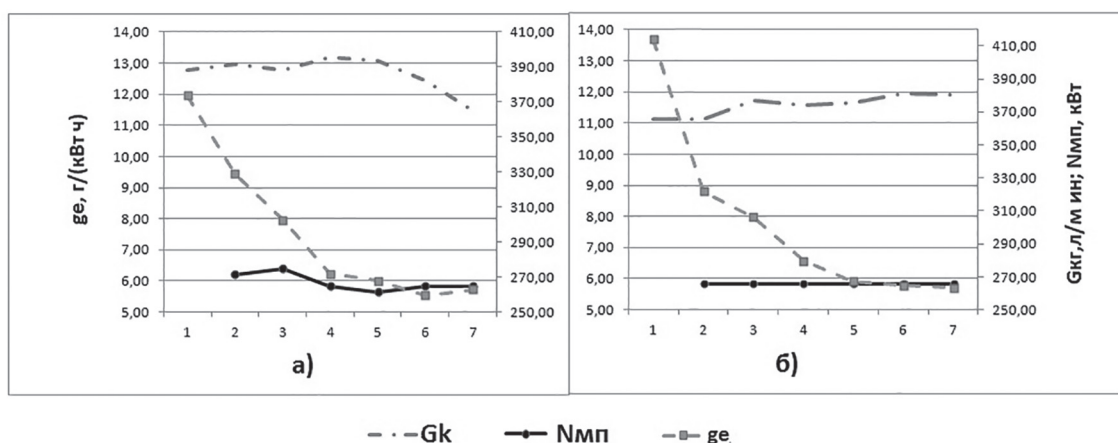


Рис. 4. Результаты испытаний дизеля с а) серийными и б) опытными цилиндрами по циклам наработки

Таблица 2

Результаты испытаний дизеля с серийными и опытными цилиндрами

Характеристика цилиндра	N_e , кВт (при $n = 3350$ об/мин)	g_e , г/(кВт·ч), (при $n = 3350$ об/мин)	$G_{kt\text{ ср}}$, л/мин	Условные механические потери, кВт	Требуемая наработка, ч
Серийный	11,82	289	12,67	5,84	21
Опытный	11,75	288	11,0	5,65	13

10. Чугунов Г.П. Повышение долговечности цилиндро-поршневой группы двигателя КамАЗ путем снижения монтажных деформаций, дисс. канд. техн. наук. Пенза, 2003. 121 с.
 11. Храпцов Н.В., Королев А.Е., Малаев В.С. Обкатка и испытание автотракторных двигателей. М.: Агропромиздат, 1991. 125 с
 12. Агуреев И.Е., Хмелев Р.Н., Платонов К.Ю., Рыбаков Г.П. Анализ закономерностей деформации цилиндра дизеля с воздушным охлаждением от действий монтажных усилий. Прогресс транспортных средств и систем – 2018: Материалы международной научно-практической конференции. Волгоград, 9–11 октября 2018 г. ВолГТУ. Волгоград, 2018. 326 с.
- References**
1. Ageev A.G. *Snizhenie mekhanicheskikh poter' v bystrohodnom dizele vozdushnogo ohlazhdeniya sovershenstvovaniem konstrukcii detalej CPG*, diss. kand. tekhn. nauk [Reducing mechanical losses in a high-speed air-cooled diesel engine by improving the design of cylinder piston group parts: Dissertation for Degree of Dr.Eng.]. Moscow, 2017. 177 p.
 2. Pronin M.D. *Snizhenie mekhanicheskikh poter' sovershenstvovaniem konstrukcii porshnya bystrohodnogo dizelya*: avtoreferat dis. kand. tekhn. nauk [Reducing mechanical losses by improving the design of the piston of a high-speed diesel engine: Abstract for Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow, 2009. 16 p.
 3. Pospelov D.R. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya s vozdushnym ohlazhdeniem* [Air cooled internal combustion engines]. Redakciya literatury po traktornomu i sel'skohozyajstvennomu mashinostroeniyu, 1961. 556 p.
 4. Vagabov N.M. *Issledovanie tochnosti sborki sudovogo malorazmernogo dizelya i razrabotka sposobov umen'sheniya otklonenij makrogeometrii cilindrov*: Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk [Investigation of the accuracy of assembly of a small ship diesel engine and the development of methods for reducing the deviations of macrogeometry of cylinders: Abstract for Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Mahachkala. 2010.
 5. Lukanin V.N., Alekseev I.V., SHatrov M.G. i dr. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Dinamika i Konstruirovaniye: uchebnik dlya vuzov* [Internal combustion engines. Dynamics and design: a textbook for universities]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 2007. 400 p.
 6. Efros V.V. i dr. *Dizeli s vozdushnym ohlazhdeniem Vladimirskego traktornogo zavoda* [Air-cooled diesels of the Vladimir Tractor Plant]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 277 p.
 7. Putincev S.V. *Snizhenie mekhanicheskikh poter' v avtotraktornyykh dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya*: dis. d-ra tekhn. nauk [Decrease in mechanical losses in autotractor internal combustion engines: Dissertation for Degree of Dr.Eng.]. Moscow. 1998. 319 p.
 8. Putincev S.V. *Vvedenie v tribologiyu porshnevyykh dvigatelej* [Introduction to piston engine tribology]: uchebnik. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2018. 183 p.
 9. CHajnov N.D., Ivashchenko N.A., Krasnokutskij A.N., Myagkov L.L. *Konstruirovaniye dvigatelej vnutrennego sgoraniya: uchebnik dlya studentov vysshikh uchebnykh zavedenij* [Design of internal combustion engines: a textbook for universities]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2011. 496 p.
 10. CHugunov G.P. *Povysheniye dolgovechnosti cilindroporshnevoj gruppy dvigatelya KamAZ putem snizheniya montazhnykh deformacij*, diss. kand. tekhn. nauk [Improving the durability of the cylinder-piston group of the KamAZ engine by reducing mounting deformations: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Penza, 2003. 121 p.
 11. Hramcov N.V., Korolev A.E., Malaev V.S. *Obkatka i ispytaniye avtotraktornyykh dvigatelej* [Testing of tractor engines]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1991. 125 p.
 12. Agureev I.E., Hmelev R.N., Platonov K.YU., Rybakov G.P. Analysis of the patterns of deformation of an air-cooled diesel cylinder from installation efforts. *Progress transportnykh sredstv i sistem – 2018: Materialy mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferencii. Volgograd, 9–11 oktyabrya 2018 g.* [Progress of vehicles and systems-2018: Materials of the international scientific and practical conference. Volgograd, October 9–11, 2018]. VolGTU. Volgograd, 2018. 326 p.

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE INFLUENCE OF MOUNTING DEFORMATIONS OF A DIESEL CYLINDER ON ITS PERFORMANCE

DSc in Engineering **I.E. Agureev**¹, PhD in Engineering **A.V. Grunichev**¹, **K.YU. Platonov**¹,
PhD in Engineering **A.A. Pleshanov**², **G.P. Rybakov**¹, DSc in Engineering **R.N. Hmelev**¹

¹Tula State University, Tula, Russia

²JSC "Tulamashzavod", Tula, Russia

aiah@yandex.ru

The article presents the results of experimental studies of changes in the inner diameter of the cylinder of air-cooled multi-purpose diesels from the action of mounting forces, as well as the patterns of the influence of mounting deformations of a diesel cylinder on its performance. The internal diameter of the investigated cylinders was measured on a control and measuring machine after the application and removal of mounting forces. To simulate the application of mounting forces, a cassette device was made that simulated the upper part of the diesel crankcase and the cylinder head, and made it possible to measure the internal diameter of the cylinder in a stressed state. It is figured out that cylinder deformations are elastic. In particular, when measuring cylinders with diameters of 85 mm and 95 mm, the fact of restoration of the original internal diameter after application and removal of mounting forces was established. It was also experimentally established that under the influence of mounting forces, the stability of the geometry of the working surface of the cylinder deteriorates with an increase in its inner diameter, in particular, for a 95 mm cylinder, diameter changes during installation can exceed 20 microns in some zones. To increase the stability of the cylinder geometry, the technology of honing cylinders in a stressed state (in cassette devices) was tested and an experimental assessment of its effectiveness was carried out. The test results of the TMZ-650D diesel engine with serial and experimental cylinders are presented. It is shown that a diesel engine with an experimental cylinder at an operating time of 13 hours has effective indicators that fully comply with the requirements of specification and are almost equal to a diesel engine with serial cylinders at an operating time of 21 hours.

Keywords: diesel engine, cylinder, mounting deformations, operational indicators.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКОЙ СТОЙКОСТИ ПОРШНЕЙ ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

К.Т.Н. Белов В.П., К.Т.Н. Апелинский Д.В.

Московский политехнический университет, Москва, Россия
belovmami@mail.ru

В статье рассмотрены причины усталостного разрушения поршней высоконагруженных дизелей. Отмечается, что появление трещин на днище поршня является следствием высокого уровня его напряженно-деформированного состояния (НДС), обусловленного совместным воздействием нестационарных тепловых и механических нагрузок. Рассмотрен механизм зарождения трещин при циклическом изменении теплосмен. Предложен деформационно-кинетический критерий, обобщенный на неизотермическое нагружение, позволяющий более корректно проводить расчет по числу циклов термонагружения до появления усталостного повреждения. С целью получения исходных данных для конкретной реализации предложенного критерия проведена расчетная оценка НДС поршня с помощью МКЭ. Граничные условия для расчета получены путем термометрирования головки поршня на безмоторном тепловом стенде (БТС) в условиях термоциклического нагружения. Установлено, что определяющими напряжениями в зоне кромки камеры сгорания (КС) являются кольцевые, в то время, как радиальные, осевые и сдвиговые более чем на порядок ниже. Определено, что на кромке КС реализуется практически простое (лучевое) нагружение, соответствующее условиям применимости предложенного критерия. Приведена кинетика упругопластического НДС кромки КС. Отмечается, что выполненные расчеты не установили смещения петли упругопластического гистерезиса из-за отсутствия полноценных сведений по ползучести поршневых материалов. При наличии таких сведений методика расчета может быть откорректирована с их учетом. Приведено сопоставление расчетных и экспериментальных (на БТС) значений количества термоциклов до появления трещин на кромке КС поршней, изготовленных методом литья и изотермической штамповки, что показало их удовлетворительное соответствие.

Ключевые слова: поршень, кромка камеры сгорания, термоциклическое нагружение, напряженно-деформированное состояние.

Введение

Одной из причин, приводящих к преждевременной замене поршней в эксплуатации, является образование и развитие трещин на кромках их камер сгорания (КС). Анализ опубликованных в настоящее время теоретических и экспериментальных исследований даст основание считать, что появление усталостных повреждений на кромках КС является следствием высокого уровня напряженно-деформированного состояния (НДС) поршня, вызванного совместным воздействием нестационарных тепловых и механических нагрузок.

Нестационарность температурного поля в головке поршня обусловлена как изменением температуры на поверхности КС в течение рабочего цикла двигателя, так и аperiodическими теплосменами при его работе по нагру-

зочной характеристике. Первый вид нестационарного термического нагружения приводит к высокочастотным колебаниям температуры в поверхностных слоях кромки КС с амплитудой около 15 °С [1]. Однако при этом не возникает существенных температурных градиентов. Изменение нагрузочного режима работы двигателя приводит к низкочастотным колебаниям температур в поршне, оказывающих более значительное влияние на его НДС.

Цель исследования

Основная цель настоящего исследования заключается в разработке метода расчетно-экспериментальной оценки термоциклической стойкости кромок КС поршней высоконагруженных дизелей при резкоизменяющихся режимах их работы.

Методы и средства проведения исследований

Так, переход от холостого хода к режиму номинальной мощности приводит к росту температур на поверхности КС типа ЦНИДИ от 180–200 °С до 360–375 °С и появлению значительных радиальных перепадов температур (до 80–90 °С) в днище поршня [5]. Стесненное деформирование днища поршня в процессе нагрева приводит к возникновению значительных сжимающих напряжений, превышающих зачастую предел текучести материала, и, как следствие этого, появлению пластических деформаций на кромке КС.

Обратная картина получается при переходе на режим холостого хода. Снижение уровня температур в поршне приводит к появлению в предварительно сжатой зоне уже значительных растягивающих напряжений и пластических деформаций растяжения. При следующих теплосменах указанные процессы повторяются с постепенным накоплением повреждений, приводящих в итоге к усталостному разрушению (появлению трещин) при малоцикловом нагружении.

Рассмотренный механизм зарождения трещин носит идеализированный характер. В реальных условиях эксплуатации двигателя на НДС поршня, кроме общего уровня термического нагружения, значительное влияние оказывают временной характер теплосмен и условия взаимодействия поршня с другими элементами ЦПГ.

В накопление усталостных повреждений вносят свой вклад и циклические механические нагрузки, приводящие к росту трещин на кромке КС. Высокочастотное изменение давлений и температур в КС в течение рабочего цикла приводит к модели усталостной прочности при многоцикловом нагружении. При совместном учете высокочастотных и низкочастотных нагрузок принимается гипотеза линейного суммирования повреждений [2].

Вклад высокочастотных термомеханических нагружений в общее суммарное повреждение детально не обсуждается, поскольку этот вид повреждений, обусловленный многоцикловой усталостью, достаточно полно рассмотрен в работах [2, 3].

Повреждения d_n на переходных (резкоизменяющихся) режимах возникают в условиях развитых циклических пластических деформаций в зоне кромки КС. Поэтому для оценки

повреждений от малоцикловой усталости наиболее универсальным можно считать деформационно-кинетический критерий, разработанный коллективом авторов Института машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН). Этот критерий базируется на линейном суммировании усталостных d_f и квазистатических d_s повреждений, которые в нашем случае можно определить из выражения:

$$d_n = d_f + d_s. \quad (1)$$

Считается, что разрушение наступает, если суммарное повреждение d_n достигает предельного значения.

Предполагаем, что циклическое упругопластическое деформирование материала кромки КС для k -го цикла в условиях циклической стабилизации происходит по закону, показанному на рис. 1.

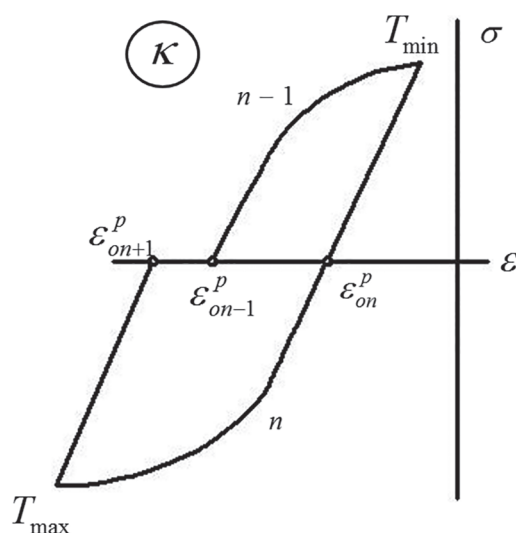


Рис. 1. Схематическая петля упругопластического гистерезиса

Усталостное малоцикловое повреждение за N циклов определяется по формуле:

$$d_f = \frac{N}{N_x}, \quad (2)$$

где N_x – число циклов до разрушения.

Число циклов до разрушения в зависимости от размаха пластической деформации определяется по известному уравнению малоцикловой усталости Коффина:

$$N_x = \frac{\varepsilon_b(T)}{2 \cdot \Delta \varepsilon^p}, \quad (3)$$

где $\varepsilon_b(T)$ – предельная пластичность материала (относительное удлинение при разрыве); $\Delta\varepsilon^p = \varepsilon_n^p - \varepsilon_{n-1}^p$ – ширина петли упругопластического гистерезиса.

Квазистатическое повреждение, вследствие односторонне накопленной деформации (смещение петли упругопластического гистерезиса), может быть определено следующим образом:

$$d_s = \frac{\Delta\varepsilon^p \cdot N}{\varepsilon_b(T)}, \quad (4)$$

где $\Delta\varepsilon^p = |\varepsilon_{n+1}^p - \varepsilon_{n-1}^p|$ – одностороннее смещение петли упругопластического гистерезиса за один цикл.

Тогда число циклов до разрушения (появления макротрещин) определяется по формуле:

$$N = \left[\left(\frac{2\Delta\varepsilon^p}{\varepsilon_b(T)} \right)^2 + \frac{\Delta\varepsilon^p}{\varepsilon_b(T)} \right]^{-1}. \quad (5)$$

Предварительный расчет по этому критерию при минимальном и максимальном значениях предельной пластичности материала показал, что число циклов до разрушения составило соответственно 400 и 4900. Такое отличие обусловлено неизотермичностью процесса и существенной зависимостью ε_b от температуры.

Для проведения корректного расчета далее предлагается критерий, обобщенный на неизотермическое нагружение. В этом случае усталостное повреждение определяется по формуле:

$$d_f = n_n \left\{ \int_0^{\Delta\varepsilon_n^p} \frac{2\Delta\varepsilon_{n-1}^p \cdot d(\Delta\varepsilon_{n-1}^p)}{[\varepsilon_b(T_{n-1})]^2} + \int_0^{\Delta\varepsilon_n^p} \frac{2\Delta\varepsilon_n^p \cdot d(\Delta\varepsilon_n^p)}{[\varepsilon_b(T_n)]^2} \right\}, \quad (6)$$

где n_n – число переходных режимов (переходов с холостой нагрузки двигателя на номинальную и обратно); T_{n-1}, T_n – температуры на $(n-1)^{-M}$ и n^{-M} полуциклах.

Квазистатическое повреждение при неизотермическом нагружении определяется зависимостью:

$$d_s = n_n \int_0^{\Delta\varepsilon_n^p} \frac{d(\Delta\varepsilon_n^p)}{\varepsilon_b(T_n)}. \quad (7)$$

Таким образом, для оценки повреждения материала кромки КС от воздействия переходных режимов необходимо иметь следующие данные: $\Delta\varepsilon_{n-1}^p, \Delta\varepsilon_n^p, \Delta\varepsilon^p, T_{n-1}, T_n$ – как функции

времени (параметра нагружения), а также ε_b – как функции температуры.

При численном или графическом вычислении интегралов (6) и (7) подынтегральные функции выражаются соответственно через аргументы $\Delta\varepsilon_{n-1}^p, \Delta\varepsilon_n^p, \Delta\varepsilon^p$.

Для экспериментальной оценки числа циклов до разрушения (появления макротрещины) в условиях термоциклических испытаний поршней на безмоторном тепловом стенде (БТС) [4] был разработан цикл термонагружения, который по характеру распределения температур в головке поршня был максимально приближен к реальному распределению температур в поршне дизеля при резком сбросе и набросе нагрузки. Продолжительность цикла термонагружения на БТС составила 72 с (36 с – нагрев, 36 с – охлаждение). Максимальный радиальный перепад температур по днищу головки поршня от кромки КС до периферии составил $\Delta t_{\text{кп}} = 65^\circ\text{C}$.

На рис. 2 приведены кривые изменения температуры на кромке КС, а также показаны значения перепадов температур в характерных точках днища поршня.

С целью получения исходных данных для конкретной реализации предложенного критерия на втором этапе исследований методом конечных элементов (МКЭ) проводилась расчетная оценка НДС головки поршня с КС типа ЦНИДИ тракторного дизеля Д-245.

В качестве граничных условий использовались значения температур в точках на поверхности головки поршня при его термометрировании на БТС по заданному циклу термонагружения (рис. 3).

Ниже кратко излагаются основные положения методики расчета [5], которые требуют определенных допущений и идеализации реальных условий нагружения и поведения конструкции поршня при расчете его НДС.

Прежде всего будем считать НДС поршня осесимметричным. Реальные условия нагружения, а также конструктивные особенности поршня не вполне соответствуют указанному допущению. В то же время для таких элементов поршня, как кромка КС, являющаяся основным объектом нашего исследования, осесимметричная модель является приемлемой, что следует из теоретических исследований трехмерного НДС и подтверждается характером образования трещин на ней в процессе эксплуатации двигателя.

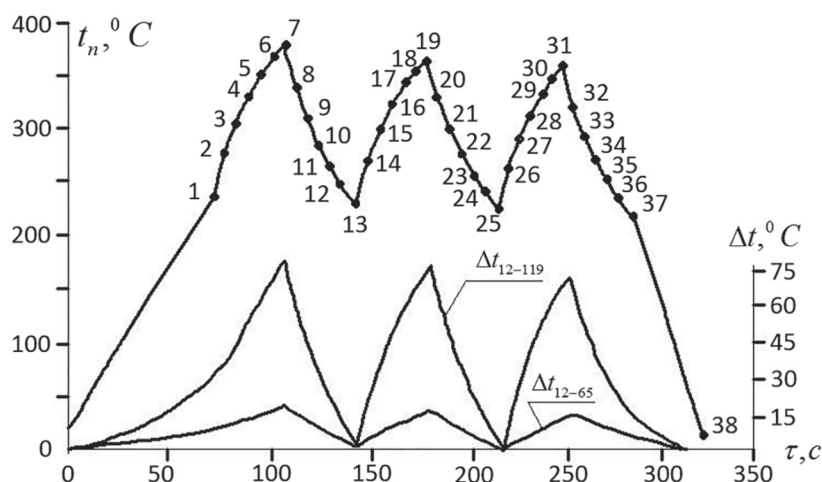


Рис. 2. Характер термоциклического нагружения головки поршня

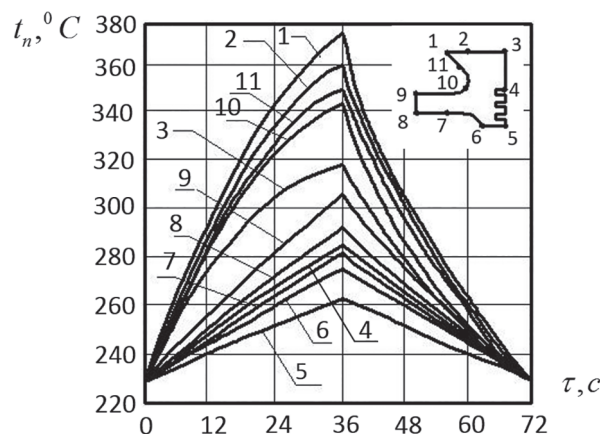


Рис. 3. Изменение температуры в характерных точках головки поршня в пределах одного цикла термонагружения длительностью 72 с

В соответствии с осесимметричной постановкой задачи меридиональные сечения головки поршня разбивались на треугольные элементы. С учетом значительной неоднородности температурного поля и напряженного состояния поршня в зоне кромки КС использовалось более детальное разбиение (рис. 4).

Расчет производился по следующему алгоритму. Весь термоциклический процесс разбивался (рис. 2) на временные слои с постоянным интервалом $\Delta\tau = 6$ с.

Для текущего временного слоя τ_i решалась задача теплопроводности, затем термопластичности с учетом зависимостей теплофизических и механических характеристик материала от температуры. Далее осуществлялся переход к новому временному слою $\tau_{i+1} = \tau_i + \Delta\tau$. Для последующего уточнения значений этих характеристик материала использовались результаты решения на предыдущем временном слое. Первый этап исследований заключался в про-

ведении расчета температурных полей в головке поршня.

На рис. 3 показано изменение температуры в характерных точках головки поршня в пределах одного цикла термонагружения длительностью 72 с. Приведенные экспериментальные зависимости аппроксимировались аналитическими выражениями. Для термопар с выраженным нелинейным характером изменения температуры по времени принимались следующие зависимости.

Для полуцикла «нагрев»:

$$T_{(\tau)} = T_0 \frac{e^{\frac{1-\tau}{36}} - 1}{e - 1} + T_1 \frac{e - e^{\frac{1-\tau}{36}}}{e - 1}. \quad (8)$$

Для полуцикла «охлаждение»:

$$T_{(\tau)} = T_0 \frac{e - e^{\frac{2-\tau}{36}}}{e - 1} + T_1 \frac{e^{\frac{2-\tau}{36}} - 1}{e - 1}. \quad (9)$$

Для остальных термопар принимался линейный закон изменения температуры по времени.

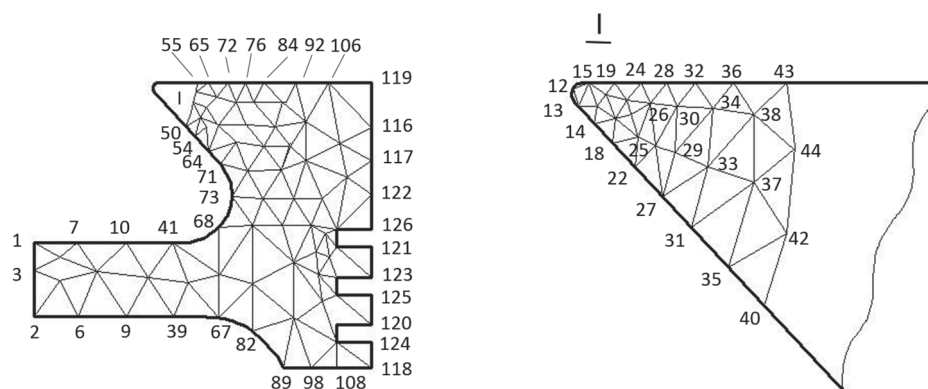


Рис. 4. Дискретно-элементная модель головки поршня

Для полуцикла «нагрев»:

$$T_{(\tau)} = T_0 + (T_1 - T_0)^{\frac{\tau}{36}}. \quad (10)$$

Для полуцикла «охлаждение»:

$$T_{(\tau)} = T_1 - (T_1 - T_0) \cdot \left(\frac{\tau}{36} - 1 \right). \quad (11)$$

В принятых зависимостях T_0 и T_1 , соответственно, минимальные и максимальные значения температуры в цикле: τ – локальное время внутри цикла, связанное с временем для $n_{\text{то}}$ цикла соотношением:

$$T = 72 \cdot n + \tau.$$

В промежуточных узлах конечно-элементной сетки, лежащих на поверхности головки, значения температуры определялись методом интерполяции. Для узлов, расположенных на днище головки, применялась квадратическая интерполяция, для остальных узлов – линейная. Граничные значения температуры на поверхности головки поршня использовались при определении температурного поля в каждый момент времени термоциклического нагружения. Зависимости теплофизических характеристик материала головки от температуры принимались в соответствии с данными [3].

На втором этапе исследований проводился расчет НДС головки поршня, основными задачами которого являлись:

- установление общего характера НДС головки поршня и в особенности кромки КС;
- изучение кинетики НДС при термоциклическом нагружении;
- анализ неизоотермического процесса изменения пластических деформаций с целью прогнозирования термоусталостной прочности головки.

При моделировании неизоотермического циклического деформирования головки поршня принимались следующие предположения:

- физико-механические характеристики материала зависят от температуры;
- в качестве модели поведения материала принималась теория течения с кинематическим упрочнением;
- пластические характеристики материала определялись по диаграммам циклического деформирования.

Зависимости модуля упругости $E(T)$, коэффициента Пуассона $\nu(T)$, предела текучести $\sigma_T(T)$ и предела прочности $\sigma_b(T)$ для сплава АЛ-25 определялись по диаграммам циклического деформирования в соответствии с работами [2, 7].

При определении НДС на некотором временном слое физико-механические характеристики материала принимались соответствующими предыдущему временному слою.

Результаты исследований и их обсуждение

На рис. 5, а приведены результаты расчета температурного поля в виде изотерм, соответствующих максимальному значению температуры в цикле.

На рис. 5, б показано формоизменение головки поршня для двух моментов времени, соответствующих максимальному и минимальному значениям температуры в цикле.

Характер распределения интенсивности напряжений σ_i приведен на рис. 5, г.

По результатам выполненного расчета было установлено, что определяющими напряжениями в зоне кромки КС являются кольцевые (рис. 5, б), максимальная величина которых достигает 52,3 МПа, в то время как радиаль-

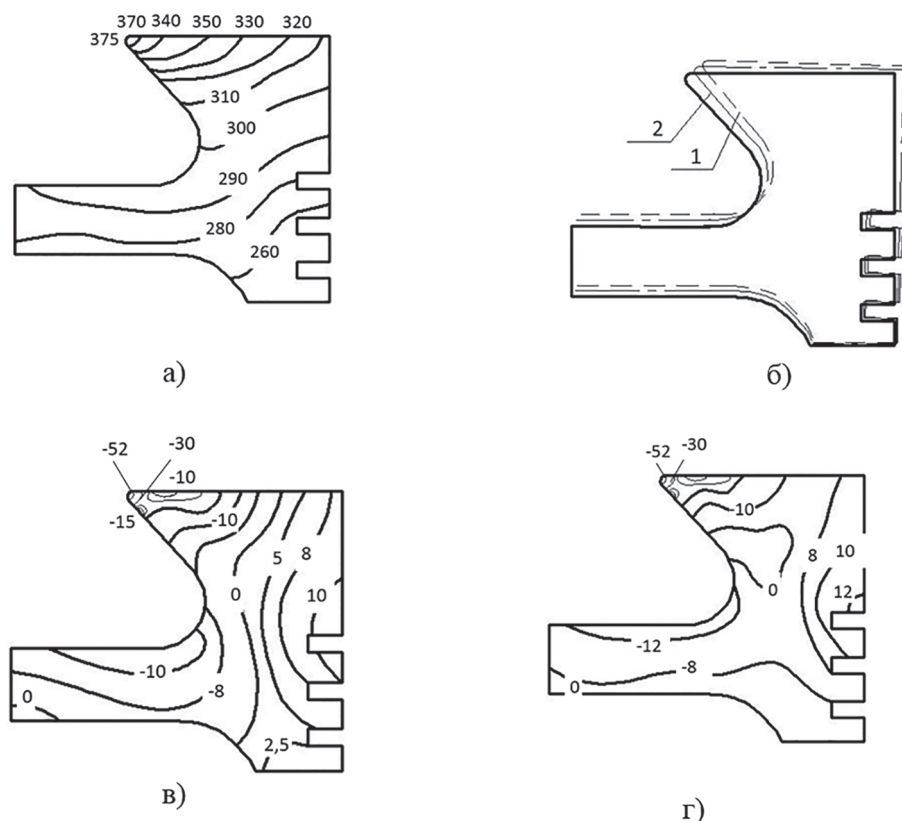


Рис. 5. Напряженно-деформированное состояние головки поршня по результатам расчета МКЭ:

а) температурное поле головки поршня в конце полуцикла «нагрев»; б) форма изменения головки поршня в полуциклах 1) «нагрев» и 2) «охлаждение»; в) характер распределения кольцевых напряжений σ_θ в конце полуцикла «нагрев»; г) характер распределения интенсивности напряжений σ_i в конце полуцикла «нагрев»

ные, осевые и сдвиговые, соответственно, 2,0, 1,1 и 0,8 МПа. Следовательно, на кромке КС реализуется практически простое (лучевое) нагружение, соответствующее условиям применимости предложенного критерия. Необходимо отметить высокое значение кольцевых напряжений сжатия (52,3 МПа), превышающих предел текучести сплава АЛ-25 при соответствующей температуре в полуцикле нагрева. В полуцикле охлаждения кольцевые напряжения растяжения хотя и не превышают исходного предела текучести сплава, тем не менее при снижении предела текучести за счет эффекта Баушингера эти напряжения также приводят к пластическим деформациям.

Проанализируем характер изменения кольцевого напряжения на кромке КС в процессе нестационарного температурного воздействия (рис. 6).

В первом полуцикле нагрева максимальные напряжения сжатия $\sigma_\theta = -52,3$ МПа достигаются при температуре на кромке $T = 297$ °С, а затем снижаются и к концу полуцикла, когда температура на кромке максимальная, составляют $\sigma_\theta = -40,2$ МПа.

При охлаждении головки на кромке КС возникают растягивающие кольцевые напряжения, достигающие максимального значения $\sigma_\theta = 29,4$ МПа в конце цикла, когда температура на кромке достигает значения $T = 230$ °С. При следующем полуцикле нагрева на кромке вновь развиваются кольцевые напряжения сжатия, достигающие максимального значения $\sigma_\theta = -40,2$ МПа и переходящие в полуцикле охлаждения в напряжения растяжения с максимальным значением $\sigma_\theta = 29,3$ МПа. В дальнейшем в процессе циклического изменения кольцевых напряжений на кромке КС остался практически неизменным.

На рис. 6 приведена кинетика упругопластического НДС кромки КС в координатах $(\sigma_\theta - \varepsilon)$.

Под кольцевой деформацией подразумевается «силовая» деформация, т.е. полная деформация за вычетом температурной составляющей. Как следует из приведенной на рис. 6 зависимости, стабилизация петли упругопластического гистерезиса наступает практически со второго цикла нагружения. Максимальные сжимающие кольцевые деформации

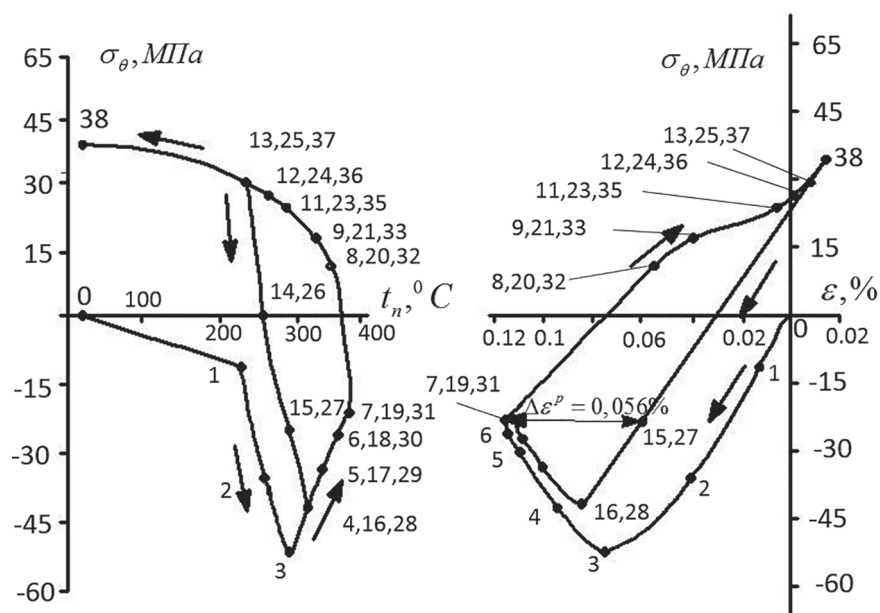


Рис. 6. Циклическое изменение напряженно-деформированного состояния кромки КС при низкочастотном нагружении поршня

равные 0,115 %, достигаются в конце полупериода нагрева при максимальном значении температуры. Последующее охлаждение приводит к снижению уровня сжимающих деформаций, переходящих в конце цикла охлаждения в растягивающие, достигающие своего максимального значения 0,005 % при минимальной температуре цикла. Размах силовой деформации равен 0,124 %, а размах пластической деформации, как следует из расчета, равен 0,056 %. Следовательно, методика расчета, в которой использовалась модель упругопластического поведения материала, позволила оценить напряженно-деформированное состояние кромки КС и выявить в ее зоне величину пластической деформации.

Таким образом, в результате проведенного расчета были получены необходимые данные для аналитической оценки термостойкости кромки КС конкретного варианта поршня по предложенному критерию, обобщенному на неизотермическое нагружение.

Произведенный расчет НДС головки поршня при циклическом воздействии температурных нагрузок, аналогичных переходному режиму работы дизеля, дает необходимую информацию для определения с помощью разработанного критерия числа циклов до разрушения. Оценка этого числа производилась как для литого (Л), так и для штампованного (Ш) поршней дизеля Д-245. Предельная пластическая деформация материала (относительное удлинение при разрыве) в обоих случаях за-

висит от температуры (рис. 7, а, 7, б) и значительно увеличивается начиная с 270–300 °С.

При этом предельная пластичность у материала штампованного поршня во всем диапазоне температур существенно выше, чем у литого. Так как значения предельной пластичности в ряде работ имеют некоторые отличия, то ее значения приведены на рис. 7, а, 7, б в виде полосы разброса экспериментальных данных. В связи с этим оценка числа циклов до разрушения будет производиться по минимальному и максимальному значениям предельной пластичности.

На рис. 7, а и 7, б показано изменение в зоне кромки КС приращений пластической деформации, температуры, предельной пластичности литого (Л) и штампованного (Ш) поршней для $(n-1)_{\text{го}}$ полупериода (охлаждение) и $n_{\text{го}}$ полупериода (нагрев). Приращение пластической деформации на полупериоде охлаждения более равномерно, чем на полупериоде нагрева, где пластическая деформация имеет место только во второй половине полупериода.

С помощью кривых, приведенных на рис. 7, а и 7, б, получены значения подынтегральной функции (рис. 8, а и 8, б), входящей в уравнение для оценки повреждения и характеризующей скорость изменения повреждений на соответствующих полупериодах.

Площадь под этими кривыми есть значения повреждений на $(n-1)_{\text{м}}$ и $n_{\text{м}}$ полупериодах. Повреждения на полупериодах охлаждения и нагрева, полученные по максимальным и минимальным значениям предельной пластической

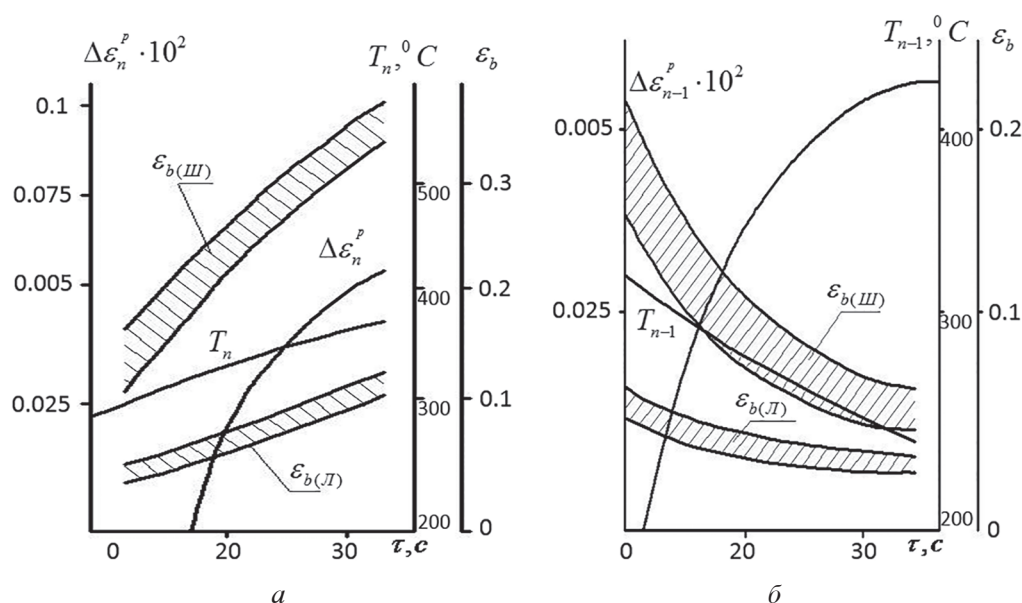


Рис. 7. Изменение приращения пластической деформации, температуры и предельной пластичности: а) на полуцикле «нагрев»; б) на полуцикле «охлаждение»

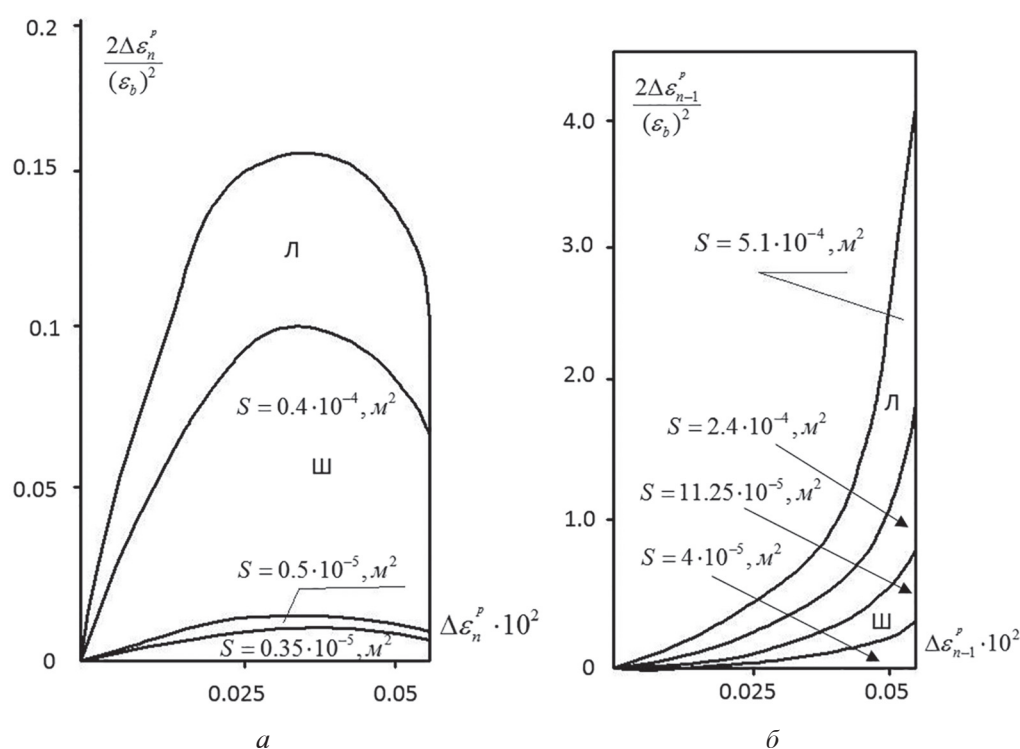


Рис. 8. Зависимость скорости накопления повреждений для литого (Л) и штампованного (Ш) поршней от приращения пластической деформации: а) на полуцикле «нагрев»; б) на полуцикле «охлаждение»

деформации при соответствующей температуре, для материала литого поршня изменяются от $2,8 \cdot 10^{-4}$ до $5,7 \cdot 10^{-4}$, а для штампованного – $4,4 \cdot 10^{-5}$ до $11,75 \cdot 10^{-5}$.

Соответствующие им значения числа циклов до разрушения изменяются от 1750 до 3550 и от 8500 до 20750. Так как для нашего

случая предельная пластическая деформация материала литого и штампованного поршней соответствовала в полосе разбрасываемому минимальному значению (рис. 7, а и 7, б), то, следовательно, число циклов до разрушения составило: для литого поршня – 1750, для штампованного – 8500.

Заключение

Приведенное сопоставление расчетных и экспериментальных (на БТС) значений количества термоциклов до разрушения кромок КС поршней, показало их удовлетворительное соответствие:

1. для литых: расчет – 1750; эксперимент – 1400...2000;

2. для штампованных: расчет – 8500; эксперимент – 5850...6400.

Следует отметить, что выполненные расчеты не установили смещения петли упруго-пластического гистерезиса, выражающегося в одностороннем накоплении остаточных деформаций и приводящего к изменению диаметра кромки КС, наблюдаемого в ряде экспериментов. Это может быть объяснено использованием в расчетной модели упругопластического поведения материала без учета его ползучести, так как полноценные сведения о такой характеристике поршневых материалов отсутствуют. В то же время при наличии таких сведений методика расчета может быть откорректирована с их учетом.

Таким образом, предложенный деформационно-кинетический критерий, обобщенный на неизотермическое нагружение, позволяет в сочетании с расчетным методом конечных элементов НДС поршня в упругопластической постановке оценивать термостойкость кромки КС при нестационарных режимах термонагружения.

Литература

1. Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. Оценка усталостной долговечности поршня тракторного дизеля при циклическом нагружении // Двигателестроение. 1990. № 11. С. 14–15.
2. Казанцев А.Г. Малоцикловая усталость при сложном термомеханическом нагружении. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 248 с.
3. Лазарев Е.А., Иващенко Н.А., Перлов М.Л. Особенности теплового и напряженно-деформированного состояния поршней тракторного дизеля // Двигателестроение. 1988. № 7. С. 3–5.
4. А.С. № 1012066 СССР, МКИ G 01 M 13//00. Стенд для исследования теплонапряженного состояния поршня двигателя внутреннего сгорания / Радзиван А.С., Белов В.П. и др. № 3365227/27-06; Заяв. 11.12.81; опубл. 15.04.83, Бюл. № 14. 3 с.
5. Белов В.П. Расчетно-экспериментальная оценка термостойкости поршней форсированных автомобилей и тракторных двигателей: дис. канд. техн. наук: 05.04.02. М., 1986. 230 с.
6. Аверченков Е.А., Егоров В.И., Донченко А.С. О поведении материала поршня при термомеханическом нагружении. Межвуз. сб. научных трудов «Повышение топливной экономичности и долговечности автомобильных двигателей». МАМИ, вып. 5, 1983.
7. Донченко А.С. К расчету диаграммы неизо-термического деформирования поршневого сплава АЛ25 // Проблемы прочности. 1985. № 3. С. 103–107.

References

1. CHajnov N.D., Timohin A.V., Ivanchenko A.B. Evaluation of life cycle of a tractor diesel piston under cyclic loading. *Dvigatelistroenie*. 1990. No 11, pp. 14–15 (in Russ.).
2. Kazancev A.G. *Malociklovaya ustalost' pri slozhnom termomekhanicheskom nagruzhenii* [Low-cycle fatigue under complex thermomechanical loading]. Moscow: MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2001. 248 p.
3. Lazarev E.A., Ivashchenko N.A., Perlov M.L. Features of the thermal and stress-strain state of the pistons of a tractor diesel. *Dvigatelistroenie*. 1988. No 7, pp. 3–5 (in Russ.).
4. A.S. No 1012066 SSSR, MKI G 01 M 13//00. *Stend dlya issledovaniya teplonapryazhennogo sostoyaniya porshnya dvigatelya vnutrennego sgoraniya* [Tect bench for studying the heat-stressed state of the piston of an internal combustion engine]. Radzivan A.S., Belov V.P. i dr. No 3365227/27-06; Zayav. 11.12.81; opubl. 15.04.83, Byul. No 14. 3 p.
5. Belov V.P. *Raschetno-eksperimental'naya ocenka termostojkosti porshnej forsirovannyh avtomobil'nyh i traktornyh dvigatelej*: dis. kand. tekhn. nauk [Calculation and experimental assessment of heat resistance of pistons of high-power automobile and tractor engines]: 05.04.02. Moscow, 1986. 230 p.
6. Averchenkov E.A., Egorov V.I., Donchenko A.S. The response of piston material under thermomechanical loading. *Mezhvuz. Sb. nauchnyh trudov «Povyshenie toplivnoj ekonomichnosti i dolgov-echnosti avtomobil'nyh dvigatelej»* [Interuniversity collection of scientific works “Improving the fuel economy and durability of automobile engines”]. MAMI, vyp. 5, 1983 (in Russ.).
7. Donchenko A.S. the calculation of the diagram of nonisothermal deformation of the piston alloy Al25. *Problemy prochnosti*. 1985. No 3, pp. 103–107 (in Russ.).

CALCULATION AND EXPERIMENTAL METHOD FOR ASSESSING THE THERMAL CYCLIC RESISTANCE OF FORCED DIESEL PISTONS

PhD in Engineering **V.P. Belov**, PhD in Engineering **D.V. Apelinskij**
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
belovmami@mail.ru

The article considers the causes of fatigue fracture of pistons of highly loaded diesel engines. It is noted that the appearance of cracks on the piston bottom is a consequence of the high level stress-strain state (SSS), due to the combined effect of unsteady thermal and mechanical loads. The mechanism of crack nucleation during cyclic changes in heat exchange is considered. A deformation-kinetic criterion that is generalized to nonisothermal loading, which makes it possible to provide calculation more correctly by the number of thermal loading cycles until fatigue damage occurs, is proposed. In order to obtain initial data for a specific implementation of the proposed criterion, a calculated estimation of the piston SSS by means of FEM was carried out. The boundary conditions for the calculation were obtained by measuring the piston head on a non-motorized heat test bench (NHTB) under thermocyclic loading. It is established that the determining stresses in the zone of the edge of the combustion chamber (CC) are the ring ones, while radial, axial and shear ones are substantially lower. It is determined that on the edge of the CC, an almost simple (beam) loading that meets the conditions of applicability of the proposed criterion is realized. The kinetics of the elastoplastic SSS of the CC edge is given. It is noted that the performed calculations did not establish the displacement of the loop of the elastoplastic hysteresis due to the lack of complete information on the creep of piston materials. If such information is available, the calculation methodology can be adjusted to take them into account. A comparison is made between the calculated and experimental (on NHTB) values of the number of thermal cycles until cracks appear on the edge of CC pistons, made by casting and isothermal stamping, which showed their satisfactory compliance.

Keywords: piston, combustion chamber edge, thermocyclic loading, stress-strain state.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УСЛОВИЙ НАГРУЖЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПОВОРОТНО-СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА СОЧЛЕНЕННОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Васильев А.А., к.т.н. Вашурин А.С., к.т.н. Манянин С.Е.

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, Нижний Новгород, Россия
aleksey.vasilyev.ntntu@gmail.com

Разработка транспортных средств высокой проходимости в нашей стране обусловлена необходимостью осуществления перевозок в условиях отсутствия развитой дорожной сети, особенно в районах Сибири, Севера и Дальнего Востока. Одним из перспективных направлений создания транспортных средств высокой проходимости является разработка сочлененных гусеничных машин, состоящих из нескольких активных звеньев, имеющих возможность поворачиваться друг относительно друга. Звенья соединяются друг с другом с помощью поворотно-сцепного устройства. Объектом исследования в данной работе является двухзвенный гусеничный снегоболотоход. Целью работы является сравнительный анализ результатов натурных экспериментов по оценке сил, возникающих в элементах ПСУ при движении по пересеченной местности, и компьютерного моделирования движения сочлененной гусеничной машины в среде MSC.ADAMS. В работе описаны этапы подготовки к проведению натурных испытаний: наклейка тензодатчиков на детали поворотно-сцепного устройства, установка датчиков давления в гидроцилиндры, установка оборудования в звенья гусеничной машины для оценки скоростей и ускорений и др. Описано создание компьютерной модели сочлененной гусеничной машины: создание модели гусеничной машины на основе конструкторской документации завода-изготовителя, задание управляющего воздействия на основе данных натурного эксперимента, создание виртуального полигона, повторяющего макропрофиль реальной местности, на которой производились испытания. Особое внимание уделено моделированию элементов ПСУ. Приведены результаты натурных испытаний и компьютерного моделирования. Сделаны выводы о сходимости результатов моделирования с данными, полученными в ходе натурных испытаний.

Ключевые слова: сочлененная гусеничная машина, поворотно-сцепное устройство (ПСУ), снегоболотоход, проходимость, подвижность, компьютерное моделирование, натурные испытания.

Введение

Разработка транспортных средств высокой проходимости в нашей стране обусловлена необходимостью осуществления перевозок в условиях отсутствия развитой дорожной сети. Российская Федерация – это страна с огромной площадью, обширная часть которой находится на крайнем севере и на приравненных к такому территориях. На такой обширной территории часто встречаются места, где нет ни дорог с асфальтовым покрытием, ни грунтовых дорог с достаточной несущей способностью. Именно с такими сложными дорожными условиями часто сталкиваются военные, МЧС, геолого-разведочные группы, поисково-спасательные отряды и др. Поэтому вопрос повышения проходимости (подвижности) гусеничных машин в

нашей стране стоит особенно остро. Одиночные гусеничные транспортные средства имеют существенные конструктивные ограничения по габаритам и максимальной грузоподъемности. Для преодоления этих ограничений усилия разработчиков были направлены на создание сочлененных гусеничных машин, имеющих принципиально иную схему. Сочлененная гусеничная машина – это транспортное средство, состоящее из нескольких активных звеньев, имеющих возможность поворачиваться друг относительно друга. Звенья соединяются друг с другом с помощью поворотно-сцепного устройства (ПСУ) [1, 2]. ПСУ – это шарнир, расположенный между звеньями гусеничной машины, который позволяет им складываться относительно друг друга как в горизонталь-

ной, так и в вертикальной плоскостях, а также позволяет совершать звеньям поворот на определенный угол относительно продольной оси гусеничной машины.

Объектом исследования в данной работе является двухзвенный сочлененный снегоболотоход, оснащенный поворотным-сцепным устройством (ПСУ). Общий вид снегоболотохода и ПСУ представлен на рис. 1.

Целью работы является сравнительный анализ результатов натурных экспериментов по оценке сил, возникающих в элементах ПСУ при движении по пересеченной местности, и компьютерного моделирования [3] движения сочлененной гусеничной машины в среде MSC.ADAMS.

Методы и средства проведения исследований

На первом этапе была произведена подготовка к проведению натурных испытаний. На гусеничную машину было установлено измерительное и регистрирующее оборудование, включающее в себя два основных блока, синхронизированных между собой по времени. Первый блок предназначен для регистрации параметров, связанных с ПСУ машины, и состоит из многоканального динамического из-

мерительного комплекса, к которому были подключены датчики давления масла в гидроцилиндрах рулевого управления, датчики перемещения штоков гидроцилиндров и фольговые тензорезисторы для измерения относительных деформаций [4]. Места установки датчиков показаны на рис. 2. Второй блок служит для записи положения в глобальных координатах, измерения скорости и ускорения снегоболотохода.

Фрагменты наклейки тензодатчиков показаны на рис. 3. После наклейки датчиков, контактных пластин и припайки к ним проводов проводилась первичная проверка их работоспособности на нагружающем стенде с использованием изготовленных приспособлений, проводилась тарировка. После этого зона наклейки датчиков покрывалась защитным эпоксидным составом.

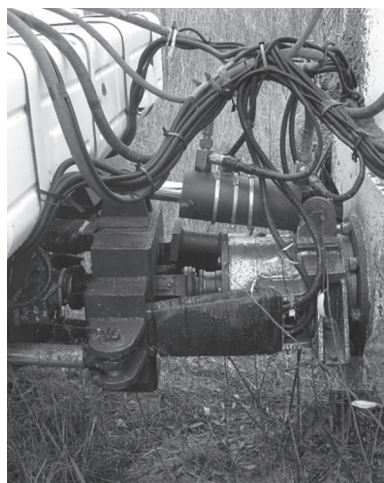


Рис. 1. Общий вид снегоболотохода и ПСУ

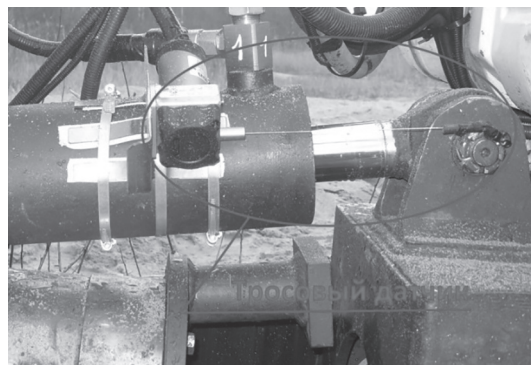
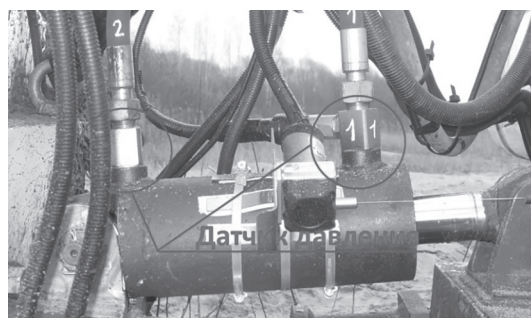


Рис. 2. Места установки датчиков давления и тросовых датчиков

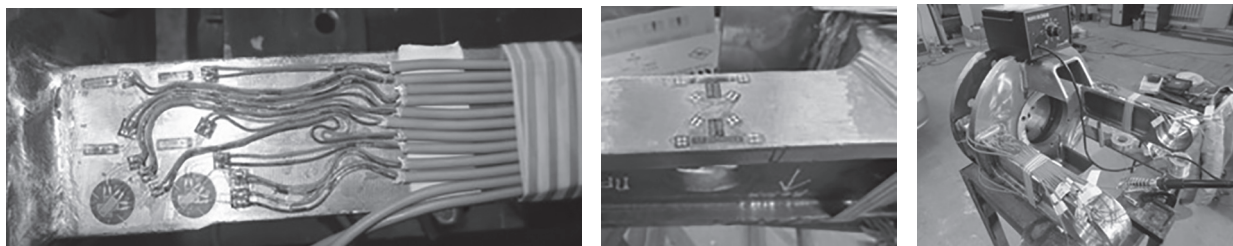


Рис. 3. Фрагменты наклеек датчиков на элементы ПСУ

Для создания виртуального полигона для компьютерной модели сочлененной гусеничной машины [5] была проведена запись макропрофиля реальной местности, на которой происходили натурные испытания. Фрагмент процесса записи макропрофиля показан на рис. 4.

После завершения подготовительных работ были проведены натурные испытания.

Данные испытания включали в себя ряд заездов по полигону: въезд в гору, диагональное вывешивание, движение по сильно пересеченной местности, движение по пересеченной местности.

После натурных испытаний были получены массивы экспериментальных данных, с которыми впоследствии будет сравниваться поведение компьютерной модели сочлененной гусеничной машины в среде MSC.ADAMS [6].

На рис. 5 показаны фрагменты различных натурных испытаний снегоболотохода.

Следующим этапом работы было создание компьютерной модели в виртуальной среде. По переданной конструкторской документации (КД) в среде MSC.ADAMS была разработана многомассовая динамическая модель сочлененной гусеничной машины [7], показанная на рис. 6 и 7. Основные габаритные размеры и массово-инерционные характеристики взяты из конструкторской документации.

Элементы для моделирования гусеничного движителя в стандартной библиотеке MSC.ADAMS отсутствуют, поэтому было принято решение заменить гусеничный движитель на ряды моделей шин из стандартной базы MSC.ADAMS. Для обеспечения одинаковой угловой

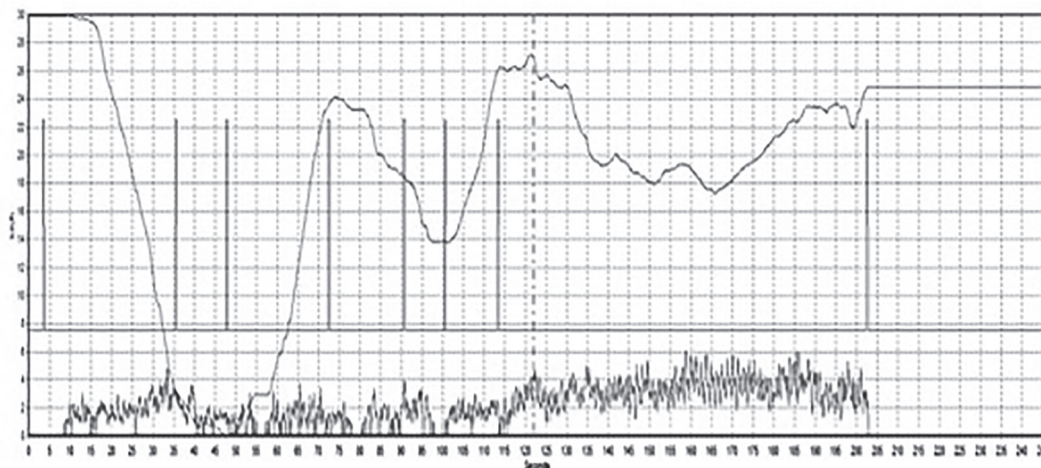


Рис. 4. Фрагмент процесса записи макропрофиля



а



б



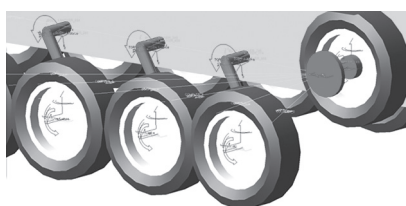
в



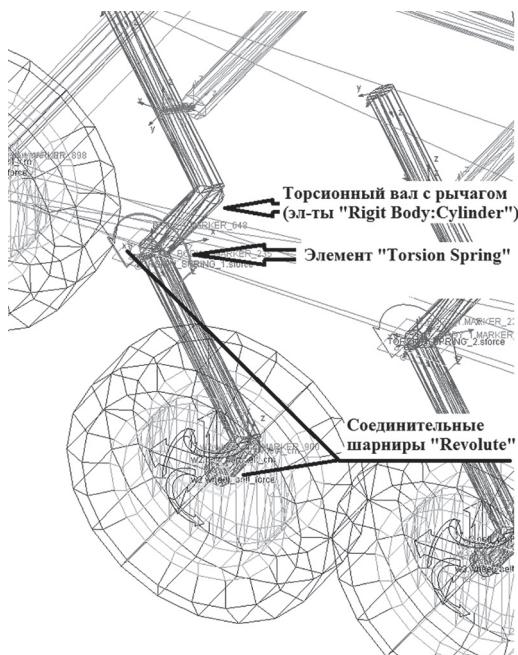
г

Рис. 5. Фрагменты натурных испытаний:

а) въезд в гору; б) диагональное вывешивание; в) движение по сильно пересеченной местности; г) движение по пересеченной местности



а



б

Рис. 6. Движитель сочлененной гусеничной машины:

а) общий вид; б) торсионный вал с рычагом и катком

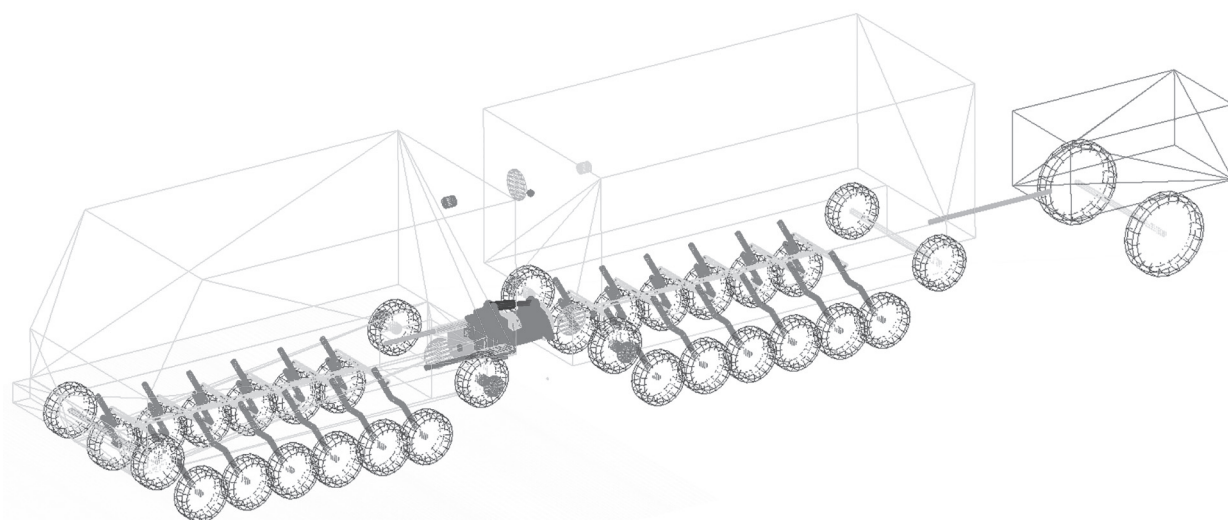
скорости вращения катков, смоделированных с помощью шин, были использованы элементы *Coupler*. С помощью данного элемента обеспечивается связь катков, как это происходило бы при наличии гусеничного обвода. Модель движителя показана на рис. 6.

В математической модели воспроизведена торсионная подвеска с параметрами, соответствующими реальной конструкции сочлененной гусеничной машины (рис. 7). Угловая жесткость торсиона задавалась с использованием элемента *Torsion Spring*. Упругая характеристика торсионного вала была взята из КД.

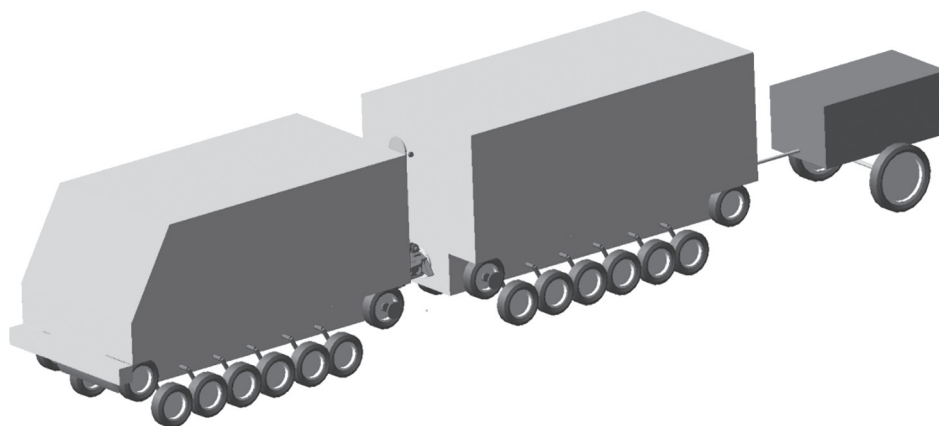
Движение (крутящий момент) на звездочке звеньев передается через модели дифференциалов, при этом по аналогии с реальной конструкцией между звеньями гусеничной машины смоделирован межзвенный дифференциал. Условная кинематическая схема трансмиссии показана на рис. 8.

Поворотнo-сцепное устройство было смоделировано упругими телами (рис. 9).

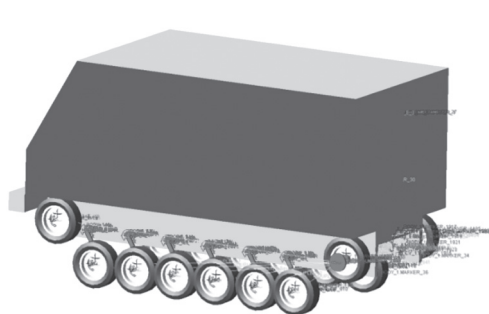
Для учета упругих тел в *Adams* необходимо выполнить редукцию конечно-элементной модели методом Крэйга-Бэмптона, при которой рассчитываются собственные формы колебания упругой конструкции и формы статической деформации упругой конструкции от единичного перемещения, после чего полученные вектора объединяются в единый базис.



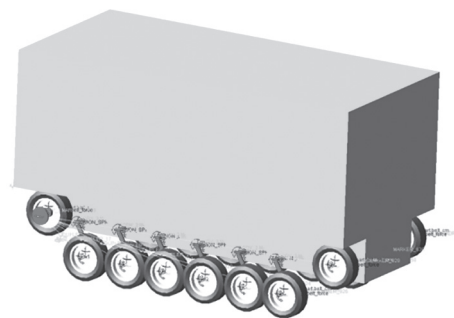
а) Общий вид модели (каркасное представление)



б) Общий вид модели (заливка)



в) Ведущее звено



г) Ведомое звено

Рис. 7. Общий вид модели сочлененной гусеничной машины в среде MSC.ADAMS

Следующим этапом моделирования является создание виртуального полигона на основе данных о макропрофиле опорной поверхности, полученных во время натурных испытаний.

Анализ экспериментальных данных показал, что наиболее тяжелым режимом для ПСУ является испытание «въезд в гору», это испытание и будет моделироваться в виртуальной среде. Общий вид виртуального полигона для

выполнения данного испытания представлен на рис. 10. Были воспроизведены высота, угол, радиус заезда и съезда. Было принято допущение: опорная поверхность – не деформируемая.

После того, как собрана модель сочлененной гусеничной машины и создан виртуальный полигон, необходимо задать параметры движения транспортного средства. Движение задается с помощью генератора движения *Rotational*

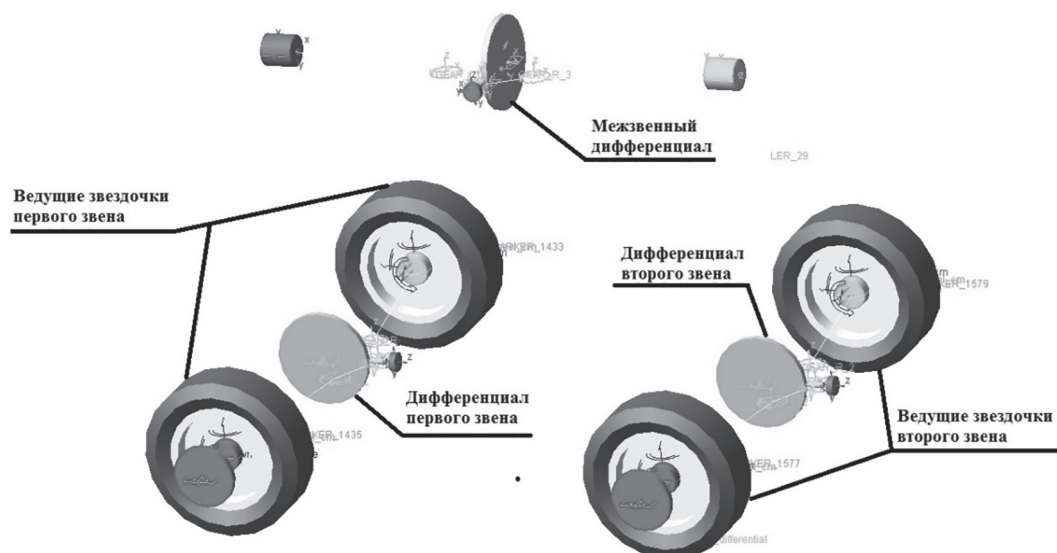
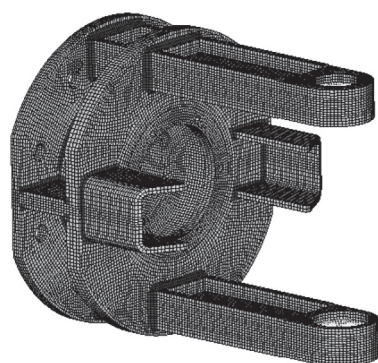
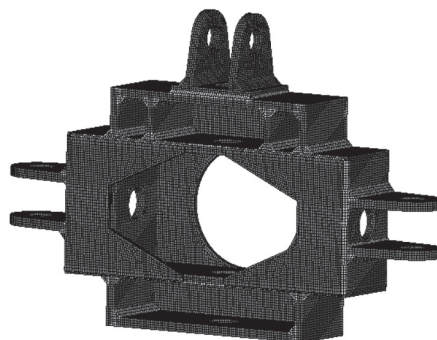


Рис. 8. Условная модель трансмиссии



а) фланец с тягами



б) крестовина сочленения

Рис. 9. Подробные КЭМ деталей ПСУ

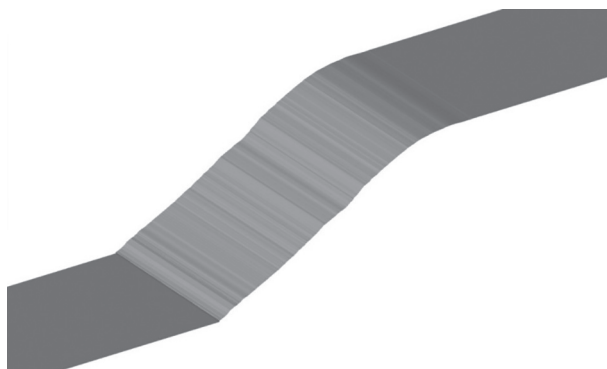


Рис. 10. Виртуальный полигон для имитации условий движения натурных испытаний

Joint Motion, в который была заложена характеристика движения первого звена гусеничной машины, полученная во время проведения натурных полигонных испытаний. Управляющие воздействия, усилия, возникающие в гидроцилиндрах, задавались на основе экспериментальных данных, полученных в ходе данного

испытания, путем пересчета показаний датчиков давления на соответствующие площади гидроцилиндров управления. Сравнение проведения натурного эксперимента и компьютерного моделирования представлено на рис. 11.

По результатам моделирования в среде MSC.ADAMS получено напряженно-деформированное состояние деталей ПСУ (рис. 12–14) и составлены графики изменения сил, действующих на детали ПСУ, наложены на экспериментальные данные (рис. 15).

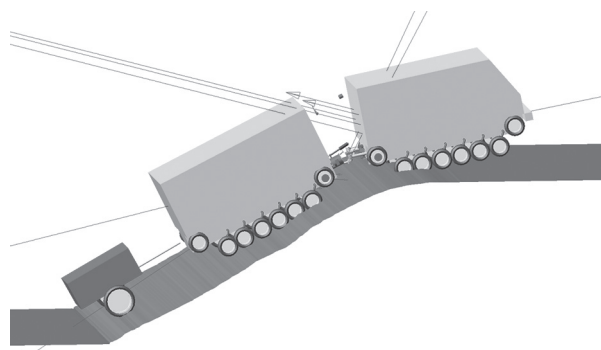
На рис. 15 наблюдается хорошая сходимость данных компьютерного моделирования и данных натурного эксперимента. Данный факт говорит об адекватном поведении компьютерной модели сочлененной гусеничной машины в среде MSC.ADAMS.

Вывод

Сравнительная оценка результатов моделирования испытания «въезд в гору» с резуль-



а) Натурный эксперимент



б) Компьютерное моделирование

Рис. 11. Сравнение натурного эксперимента и компьютерного моделирования во время испытания «въезд в гору»

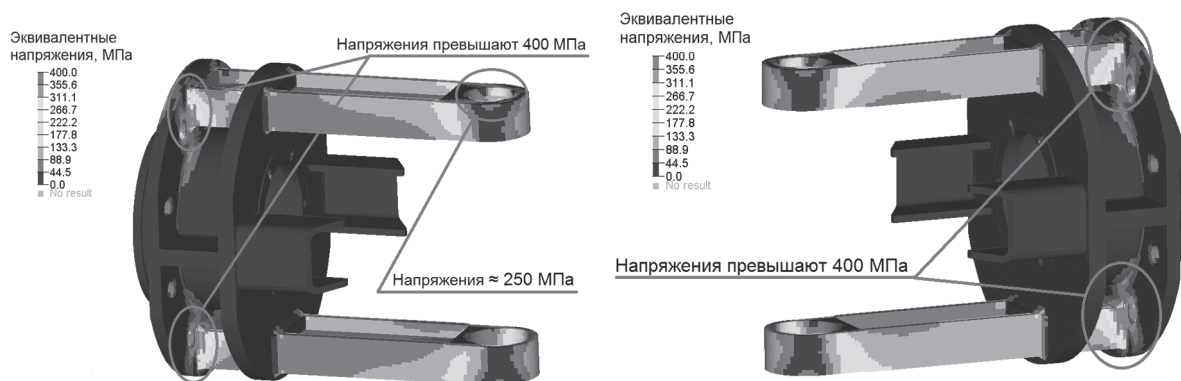


Рис. 12. Напряженно-деформированное состояние детали «фланец с тягами» в момент действия максимальной растягивающей силы

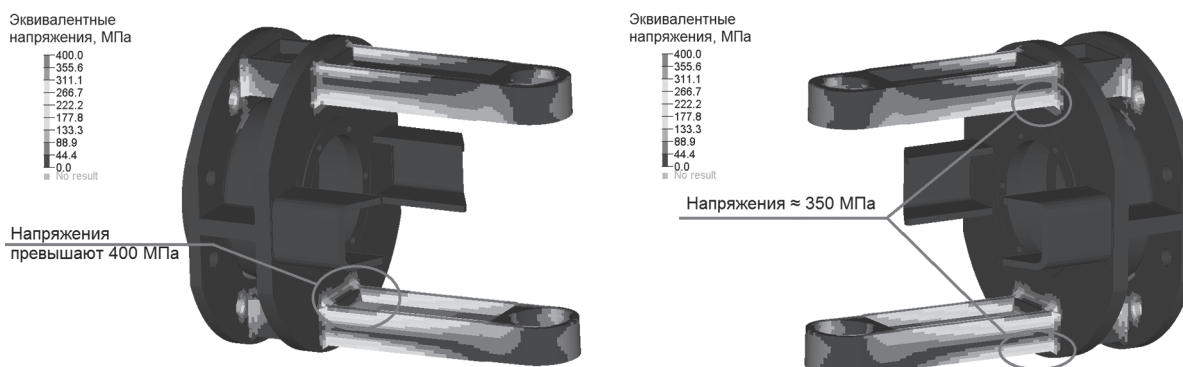


Рис. 13. Напряженно-деформированное состояние детали «фланец с тягами» в момент действия максимальной изгибающей (вертикальной) силы

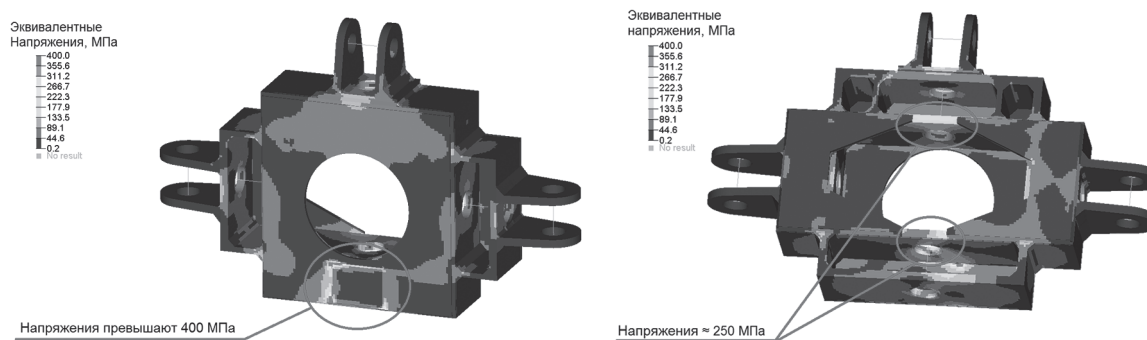
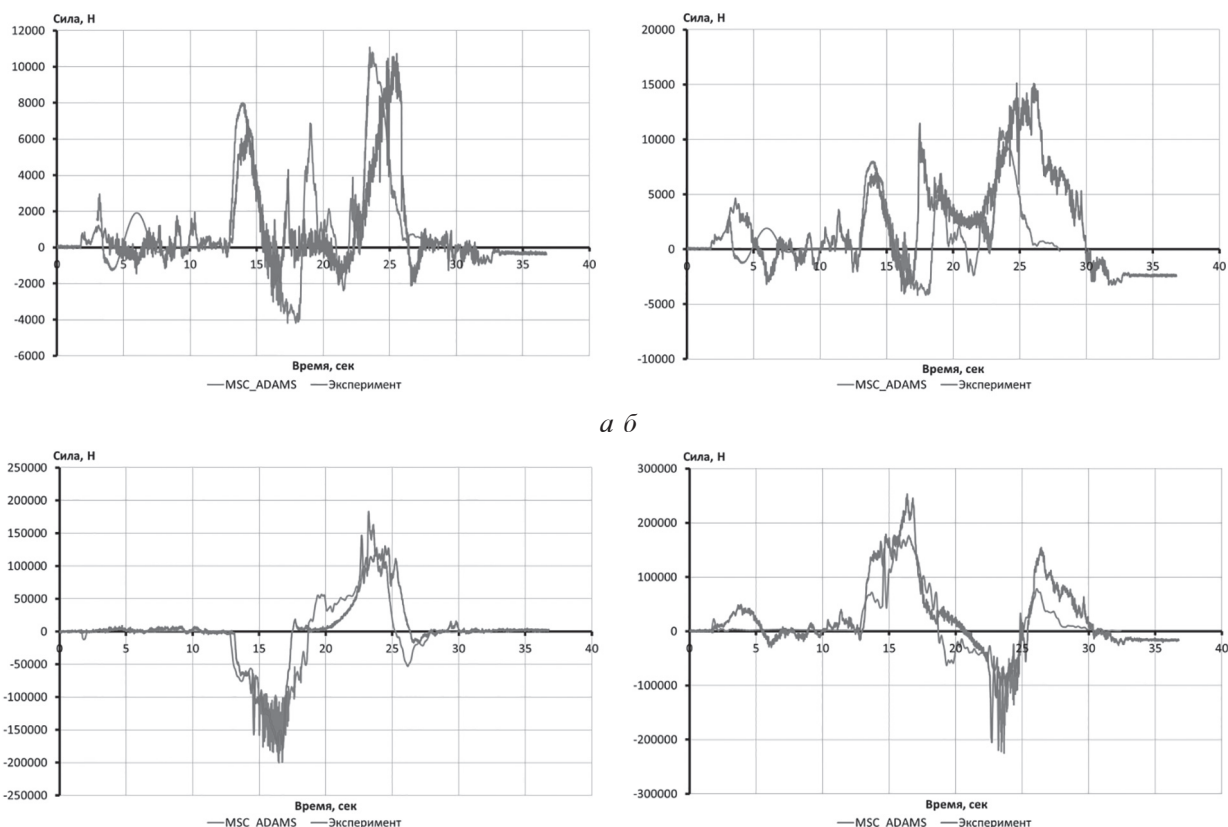


Рис. 14. Напряженно-деформированное состояние детали «крестовина сочленения»



а б

в з

Рис. 15. Сравнение компьютерного моделирования с данными натурных испытаний:

- а) график вертикальной силы в верхнем шарнире между передней вилкой и крестовиной ПСУ;
- б) график вертикальной силы в нижнем шарнире между передней вилкой и крестовиной ПСУ;
- в) график продольной силы в верхнем шарнире между передней вилкой и крестовиной ПСУ;
- з) график продольной силы в нижнем шарнире между передней вилкой и крестовиной ПСУ

татами обработки показаний тензодатчиков, наклеенных на детали ПСУ, показывает достаточно схожий характер изменения деформаций (напряжений) в исследуемых местах. Расхождение максимальных значений не превышает 20 %. Появление таких расхождений в некоторых режимах может быть связано с упрощенным представлением взаимодействия движителя с опорной поверхностью.

Данные результаты моделирования в дальнейшем были использованы для модернизации элементов ПСУ. Дальнейшие работы по оптимизации ПСУ происходили на компьютерной модели без проведения натурных испытаний, так как виртуальные испытания показали хорошую сходимость с данными натурных испытаний.

Литература

- Осколков В.К. Первые отечественные сочлененные гусеничные машины двухзвенные транспортеры «Витязь». Уфа. Издательство «Слово», 2005. 280 с.
- Барахтанов Л.В., Манянин С.Е., Кий Е.А., Сорокин Ю.А. Сочлененные двухзвенные гусеничные машины. Конструкция: монография. Нижний Новгород: Нижегородский гос. технический ун-т им. Р.Е. Алексеева, 2017. 296 с. ISBN 978-5-502-00820-4: 500 экз.
- Дыгало В.Г., Ревин А.А. Применение виртуально-физической технологии моделирования для проектирования систем активной безопасности // Безопасность транспортных средств в эксплуатации: сб. материалов 79-й Международной научно-технической конференции «Ассоциации автомобильных инженеров». НП «ИНСАТ». Н.Новгород. 2012. С. 55–63.
- Японские Измерительные Технологии ОФИЦИАЛЬНЫЙ ДИЛЕР КОМПАНИИ TML URL: <https://www.tmljp.ru/catalog/datchikidatchiki-davleniya/pwf-pb/> (дата обращения 22.10.2019).
- Шеннон Р. Имитационное моделирование систем – искусство и наука. М.: Мир, 1978. 415 с.
- Грошев А.М., Дыгало В.Г., Тумасов А.В. Исследование свойств активной безопасности транс-

портных средств методом имитационного моделирования // Журнал ААИ. 2011. № 2. С. 34–37.

7. Вашурин А.С., Васильев А.А., Бутин Д.А., Порубов Д.М. Исследование подвижности транспортно-портных средств высокой проходимости на гусеничном движителе по результатам виртуальных испытаний // Журнал Актуальные вопросы машиностроения 2018. № 7. С. 40–44.

References

1. Oskolkov V.K. *Pervye otechestvennyye sochlenennyye gusenichnyye mashiny dvuhzvennyye transportery «Vityaz»* [The first domestic articulated tracked vehicles two-link conveyors “Vityaz”]. Ufa. Izdatel'stvo «Slovo» Publ., 2005. 280 p.
2. Barahtanov L.V., Manyanin S.E., Kij E.A., Sorokin YU.A. *Sochlenennyye dvuhzvennyye gusenichnyye mashiny. Konstrukciya* [Articulated two-link tracked vehicles. Design]: monografiya. Nizhny Novgorod: Nizhegorodskij gos. tekhnicheskij un-t im. R.E. Alekseeva, 2017. 296 p. ISBN 978-5-502-00820-4
3. Dygalo V.G., Revin A.A. The use of virtual physical modeling technology for the design of active safety systems. *Bezopasnost' transportnyh sredstv v ekspluatatsii: sb. materialov 79-j Mezhdunarodnoj nauchno-tekhnicheskoy konferencii «Assotsiatsii avtomobil'nyh inzhenerov»* [Vehicle safety in operation: collection of materials of the 79th International scientific and technical conference of “Association of Automotive Engineers”]. NP «INSAT». N.Novgorod. 2012, pp. 55–63 (in Russ.).
4. *Yaponskie Izmeritel'nye Tekhnologii OFICIAL'NYJ DILER KOMPANII TML* [Japanese Measuring Technology TML OFFICIAL DEALER]. URL: <https://www.tmljp.ru/catalog/datchiki/datchiki-davleniya/pwf-pb/> (data obrashcheniya 22.10.2019)
5. SHennon R. *Imitacionnoe modelirovanie sistem – iskusstvo i nauka* [Simulation systems – art and science]. Moscow: Mir Publ., 1978. 415 p.
6. Groshev A.M., Dygalo V.G., Tumasov A.V. i dr. The study of the active safety properties of vehicles by simulation. *ZHurnal AAI*. 2011. No 2, pp. 34–37 (in Russ.).
7. Vashurin A.S., Vasil'ev A.A., Butin D.A., Porubov D.M. The study of the mobility of high cross-country vehicles on a caterpillar mover according to the results of virtual tests. *Aktual'nye voprosy mashinostroeniya* 2018. No 7, pp. 40–44 (in Russ.).

CALCULATION AND EXPERIMENTAL STUDY OF THE LOADING CONDITIONS OF THE ELEMENTS OF ROTARY COUPLING DEVICE OF ARTICULATED CATERPILLAR VEHICLE

A.A. Vasil'ev, PhD in Engineering **A.S. Vashurin**, PhD in Engineering **S.E. Manyanin**
Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, Nizhny Novgorod, Russia
aleksey.vasilyev.nntu@gmail.com

The development of cross-country vehicles in our country is important due to the need for transportation in the absence of a developed road network, especially in the regions of Siberia, the North, and the Far East. One of the promising directions for creating high-cross-country vehicles is the development of articulated tracked vehicles consisting of several active links that can rotate relative to each other. The links are connected to each other using a rotary coupling device. The object of study of this work is a two-link caterpillar snow and swamp all-terrain vehicle. The aim of the work is a comparative analysis of the results of full-scale experiments to assess the forces arising in the elements of the rotary coupling device when driving over rough terrain and computer simulation of the movement of an articulated tracked vehicle in MSC.ADAMS software. The work describes the stages of preparation for conducting full-scale tests: putting the tension sensors on the parts of the rotary coupling device, installing pressure sensors in hydraulic cylinders, installing equipment in the links of a tracked vehicle for evaluating speeds and accelerations, etc. The creation of a computer model of an articulated tracked vehicle is described: the creation of a tracked vehicle model based on the design documentation of the manufacturer, the task of control action based on the data of a full-scale experiment, the creation of a virtual polygon that repeats the macro profile of the actual terrain, where the tests were performed. Particular attention is paid to modeling the elements of rotary coupling device. The results of field tests and computer simulations are presented. Conclusions are drawn about the convergence of the simulation results with the data obtained during field tests.

Keywords: articulated tracked vehicle, rotary coupling device, snow and swamp all-terrain vehicle, maneuverability, mobility, computer simulation, full-scale tests.

ВЫРАВНИВАНИЕ ГРАФИКА НАГРУЗКИ ПРЕДПРИЯТИЙ ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ ГИБРИДНЫХ НАКОПИТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Васильков О.С., Батуева Д.Е., Хомяков К.А., Паляницин П.С.
Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия
s175070@stud.spmi.ru

В данной статье авторами рассматривается возможность применения гибридного накопителя электроэнергии для выравнивания графика нагрузки предприятия, так как решение задачи рационального использования накопителей энергии с учетом исходного переменного графика нагрузки позволит существенно снизить не только затраты на потребление электроэнергии предприятием, но и затраты при ее производстве. Приводятся подробные характеристики аккумуляторных батарей с различными типами электролитов и суперконденсаторов. Представлена модель активной схемы гибридного накопителя электроэнергии, состоящего из литий-ионной батареи и блока суперконденсаторов с соответствующими характеристиками. Модель разработана с помощью пакета прикладных программ SimPowerSystems в MatLab. При моделировании не учитывались температурный эффект и эффект старения аккумуляторных батарей, также не учитывались параметры относительно саморазряда аккумуляторной батареи. В результате моделирования были получены характеристики разряда блоков суперконденсаторов и аккумуляторных батарей, на основании которых была выявлена целесообразность их совместного использования для выравнивания графиков нагрузки различных типов. Представлены результаты моделирования режимов работы гибридного накопителя энергии, совмещающего достоинства двух типов накопителей энергии, а также получен график отдаваемой в сеть мощности, соответствующий заданным параметрам. Приведено математическое описание процесса увеличения мощности гибридного накопителя в результате совместного использования блоков суперконденсаторов и аккумуляторных батарей. Построен график зависимости коэффициента увеличения мощности от частоты и величины коэффициента заполнения импульсного тока, который показывает, что максимально возможная выходная мощности гибридной накопительной системы может быть в разы больше мощности одиночной батареи с одинаковыми параметрами.

Ключевые слова: гибридный накопитель электроэнергии, аккумуляторная батарея, суперконденсатор, график электрической нагрузки, потребление электроэнергии.

Введение

С развитием электроэнергетических систем, ростом мощностей агрегатов, генерирующих электроэнергию, становится все более острым вопрос накопления электроэнергии. Так как одним из основных показателей рационального использования поступающей на предприятие энергии является график электрической нагрузки, можно утверждать, что неравномерность данного графика снижает энергоэффективность производства, передачи и потребления электроэнергии [1, 2, 3]. На каждом из этих этапов требуется установка дорогостоящего оборудования с завышенными характеристиками, которое работает на своих номинальных значениях лишь незначительный промежуток времени.

Исходя из вышесказанного разработка подхода к рациональному использованию накопителей энергии (НЭ) с учетом исходного переменного графика нагрузки позволит существенно снизить не только затраты на потребление электроэнергии предприятием, но и затраты при ее производстве. Наиболее эффективно применение НЭ в узлах с резкопеременным характером нагрузки, в изолированных системах электроснабжения, в микроэнергосистемах с нетрадиционными источниками энергии и на автономных электростанциях нефтегазового сектора, где преобладают потребители со стохастической или периодически изменяющейся нагрузкой, мощность которой соизмерима с мощностью генераторных агрегатов.

Существуют следующие режимы работы накопителей электроэнергии: накопление электроэнергии (заряд), хранение (буферный), выдачи электроэнергии (разряд), аварийные (резкие сбросы и набросы нагрузки).

В режиме накопления энергии накопитель заряжается избыточной электроэнергией в основном во время прохождения провала нагрузки, что позволяет избежать остановку генерирующего оборудования. При эксплуатации в буферном (плавающем) режиме накопитель работает параллельно с другим (основным) источником электроэнергии. В режиме разряда накопитель отдает запасенную энергию потребителю. При возникновении аварийных режимов накопитель позволяет демпфировать колебания мощности, так как современные накопители электроэнергии обладают высокой скоростью выдачи энергии в сеть, а также высокой маневренностью, которая характеризуется временем реверса мощности $t_{рев}$, необходимым для перевода его из режима накопления в режим выдачи и наоборот [4, 5]. Являясь многофункциональным элементом энергосистемы, накопитель энергии способен, кроме управления активной мощностью, одновременно выполнять функции устройства управления реактивной мощностью, активного фильтра высших гармоник [6], а также устройства компенсации несимметрии трехфазного напряжения.

На данный момент создан широкий спектр накопителей, построенных на различных принципах, отличающихся как технико-экономическими показателями, так и функциональным назначением, среди них следует, прежде всего, выделить аккумуляторные батареи (АКБ) и суперконденсаторы (СК) (ионисторы). В данной статье представлен сравнительный анализ характеристик данных накопителей, рассмотрены особенности их функционирова-

ния, а также возможность применения гибридного накопителя для выравнивания графика нагрузки предприятия.

Цель исследования – обосновать эффективность совместного применения АКБ и СК для выравнивания графика нагрузки промышленного предприятия.

Определение структуры гибридного накопителя электроэнергии

Накопители различных типов получили широкое применение в электроэнергетических системах разных стран, однако пока наиболее существенное место среди них занимают аккумуляторные батареи. Также стоит отметить, что интерес к накопителям электроэнергии значительно возрос в последнее время в связи с активизацией работ по созданию интеллектуальных электроэнергетических систем, в которых эти устройства играют роль одного из ключевых элементов. Принцип работы АКБ основан на обратимости протекания химических реакций. Подробные сравнительные характеристики АКБ с различными типами электролитов представлены в таблице 1.

Наибольшее применение в промышленных накопителях электроэнергии получили литий-ионные и никель-кадмиевые аккумуляторные батареи. Данные аккумуляторы используются, как правило, в буферном режиме, т.е. находятся в полностью заряженном состоянии и готовы в любой момент принять на себя токовую нагрузку. Состояние полной заряженности поддерживается постоянными или периодическими подзарядками. Однако они могут эксплуатироваться и в режиме заряда-разряда, поэтому перспективно применение данных накопителей для сглаживания колебаний нагрузки в энергосистемах в течение суток. Недостатками АКБ являются высокая стоимость и срок

Таблица 1

Сравнительные характеристики АКБ

Наименование	Емкость одного элемента, А*ч	Энергетическая плотность, Вт*ч/кг	Число циклов заряда/разряда	Допустимый диапазон температуры заряда, °С	Допустимый диапазон температуры разряда, °С
Lead Acid	26–3000	30–60	200–1200	-20–50 °С	-20–50 °С
Li-ion	40–800	80–160	700–3000	0–45 °С	-20–60 °С
NiCd	10–1100	45–80	1500	0–45 °С	-20–65 °С
Ni-NaCl	40–200	140–190	3000–7000	0–45 °С	-20–65 °С
NiMH	0,3–7	60–120	300–500	0–45 °С	-20–65 °С

их службы, который напрямую зависит от количества и характера циклов «заряд – разряд» в процессе эксплуатации. Именно эти характеристики являются главными, сдерживающими факторами в повсеместном применении данных накопителей. Также в статье отмечается другой сдерживающий фактор применения АКБ, а именно – время отклика накопителя. Время отклика аккумуляторных батарей составляет до 60 мс по данным *Electric Power Research Institute* (Научно-исследовательский институт электроэнергетики, США). Данный фактор может оказать существенное влияние при выборе накопителя электроэнергии, так как для некоторых технологических процессов перебои электроснабжения даже на 20 мс являются критичными.

Однако вышеперечисленных недостатков практически лишены суперконденсаторы (СК). Отличительными особенностями суперконденсаторов являются их способность быстро заряжаться неограниченное количество раз и разряжаться за время от нескольких миллисекунд до десятков минут, отдавая высокие мощности в нагрузку. Данное свойство суперконденсаторов перспективно для применения при аварийных режимах функционирования накопителя электроэнергии. Недостатками и

ограничительными факторами применения СК являются относительно низкая плотность энергии и высокий саморазряд. Также стоит отметить, что время отклика СК составляет от 1 мкс. Более подробные характеристики СК представлены в таблице 2.

С учетом приведенных факторов в настоящее время перспективным оказывается применение АКБ совместно с СК для компенсации недостатков и объединения достоинств, создание гибридных накопителей электроэнергии (ГНЭ) [6].

Возможные варианты структуры гибридного накопителя электроэнергии были подробно рассмотрены в статье [7]. Из анализа изложенных схем можно сделать вывод, что наиболее предпочтительным вариантом схемы ГНЭ является активная схема с использованием двух DC-DC преобразователей.

Имитационное моделирование активной схемы гибридного накопителя электроэнергии

Для обоснования эффективности совместного использования аккумуляторных батарей и суперконденсаторов была разработана имитационная модель гибридного накопителя, представленная на рис. 1.

Таблица 2

Характеристики суперконденсаторов

Наименование	Емкость одного элемента, Ф	Энергетическая плотность, Вт*ч/кг	Число циклов заряда/разряда	Допустимый диапазон температуры заряда, °С	Допустимый диапазон температуры разряда, °С
СК	500–12 000	1–10	>500 000	–40–65 °С	–40–65 °С

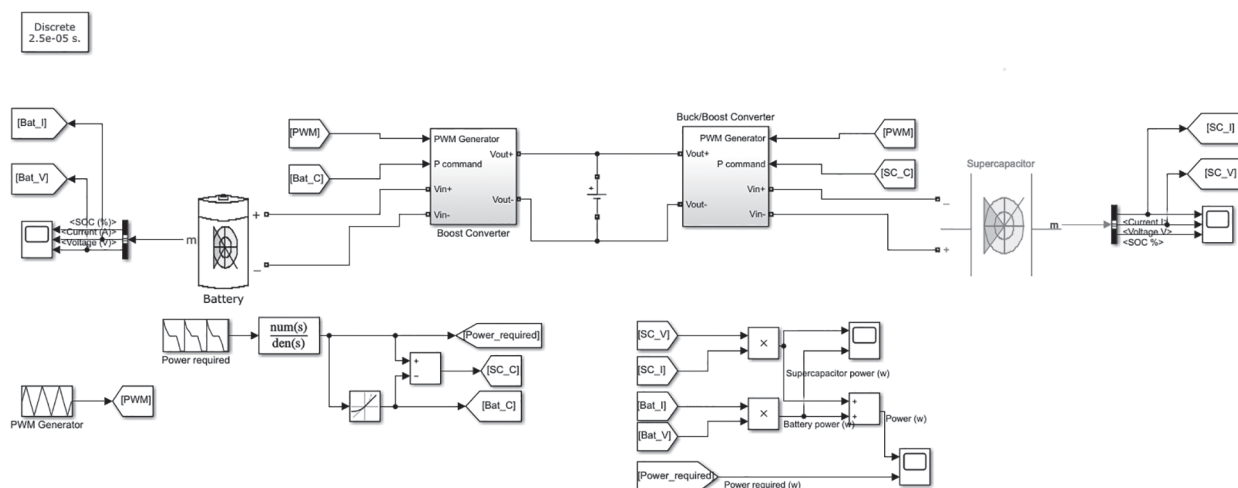


Рис. 1. Имитационная модель гибридного накопителя электроэнергии

В данной модели представлена активная схема гибридного накопителя электроэнергии, состоящего из литий-ионной батареи и блока суперконденсаторов с соответствующими характеристиками. При моделировании не учитывался температурный эффект и эффект старения аккумуляторных батарей. Также не учитывалось влияние саморазряда батарей.

На рис. 2 представлена модель DC-DC преобразователей для блоков АКБ и СК, которые являются одними из основных составляющих ГНЭ.

В результате моделирования были получены зависимости вырабатываемой мощности аккумуляторной батареи и суперконденсаторами от времени, представленные на рис. 3.

Проанализировав данные зависимости, отметим различия в характере отдачи мощно-

сти в сеть. Так как особенностью СК является быстрая разрядка блока с отдачей большого количества мощности в сеть, то логично использовать данный накопитель для компенсации пиковых провалов. Для аккумуляторных батарей же свойственно медленно разряжаться, постепенно отдавая мощность в сеть, что позволит скомпенсировать более длительные провалы мощности. Также стоит отметить увеличение жизненного цикла аккумуляторных батарей за счет снижения влияния пиковых нагрузок при совместном использовании с суперконденсаторами.

На рис. 4 приведен график отдаваемой в сеть мощности гибридного накопителя электроэнергии, совмещающего достоинства двух типов накопителей энергии.

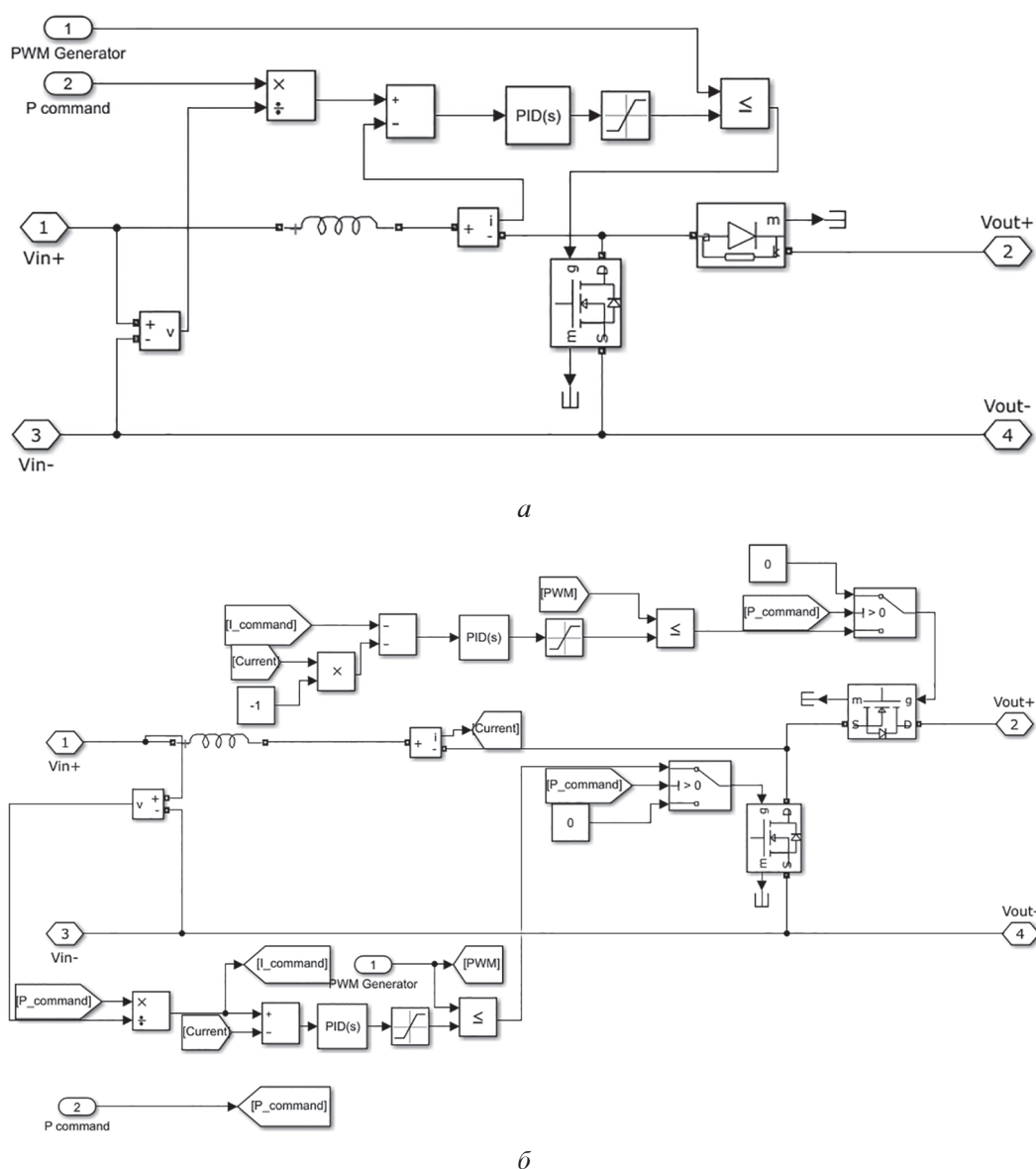


Рис. 2. Модель DC-DC преобразователей для блоков АКБ и СК:

а) модель повышающего преобразователя; б) модель повышающего/понижающего преобразователя

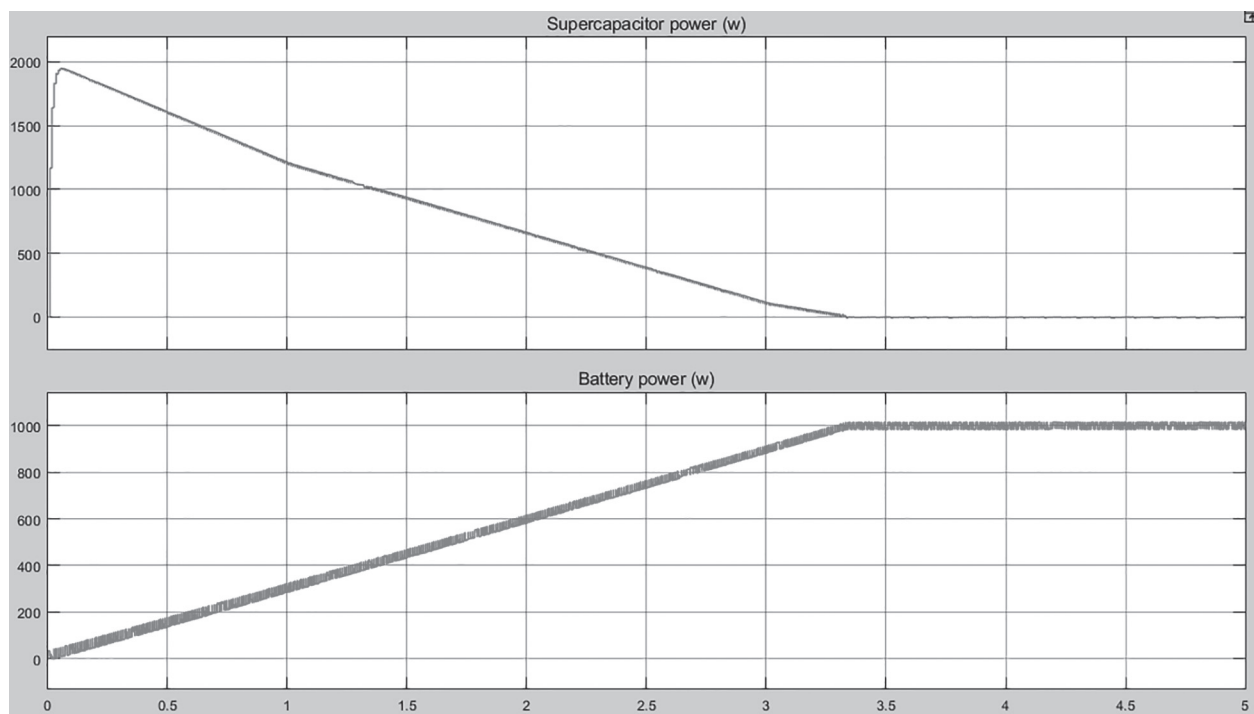


Рис. 3. График вырабатываемой мощности АКБ и блоком СК

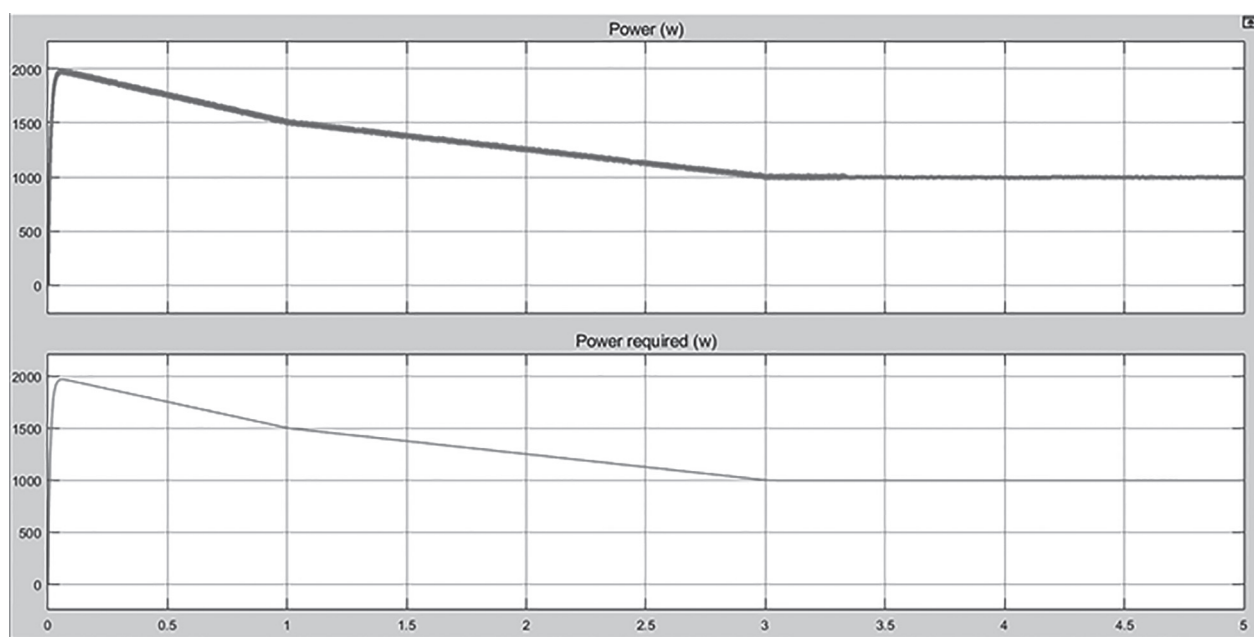


Рис. 4. График вырабатываемой гибридным накопителем электроэнергии и требуемой мощности нагрузки

Исходя из полученных результатов можно сделать вывод, что применение гибридных накопителей электроэнергии позволит эффективно решать задачи, связанные с выравниванием графика нагрузки. Так как большинство графиков нагрузки промышленных предприятий носит резкопеременный характер, то совместное использование суперконденсаторов и аккумуляторных батарей позволит эффективнее утилизировать избытки и выравнивать провалы

мощности. Гибридные накопители в отличие от накопителей, состоящих только из АКБ, обладают следующими преимуществами:

- увеличение максимальной мощности накопителя электроэнергии;
- увеличение времени работы накопителя электроэнергии за счет уменьшения влияния пиковой нагрузки на АКБ;
- сокращение времени реверса мощности, так как СК обладают высоким быстродействием.

Однако необходимо учитывать, что отдача электроэнергии нагрузке от накопителя производится при условии соблюдения параметров качества электроэнергии, а это требует решения вопроса электромагнитной совместимости объектов с учетом их экономической эффективности [10].

Коэффициент увеличения мощности гибридной накопительной системы

Как было отмечено ранее, совместное использование СК и АКБ позволяет увеличить общую мощность накопителя электроэнергии. Сравним мощность гибридного накопителя с накопителем, состоящим только из АКБ.

Максимальный ток в АКБ достигается в конце импульса тока нагрузки. Однако максимальный ток АКБ при n -м импульсе нагрузки зависит от начальных условий. При $n \rightarrow \infty$ максимальный ток АКБ определяется следующим выражением:

$$I_{b, \max} = I_0 \left(1 - \frac{R_b}{R_{SC} + R_b} \cdot \frac{e^{-\beta DT} (1 - e^{-\beta(1-D)T})}{1 - e^{-\beta T}} \right) =$$

$$= I_0 (1 - \zeta_c) = I_0 \frac{1}{\gamma},$$

$$\beta = \frac{1}{(R_b + R_{SC}) C_{SC}},$$

где I_0 – ток нагрузки; R_b – внутреннее сопротивление АКБ; R_{SC} – активное сопротивление СК; C_{SC} – электрическая емкость СК; D – коэффициент заполнения импульсного тока нагрузки; T – период импульсного тока; ζ_c – коэффициент распределения.

Коэффициент распределения вычисляется как:

$$\zeta_c = \frac{R_b}{R_{SC} + R_b} \cdot \frac{e^{-\beta DT} (1 - e^{-\beta(1-D)T})}{1 - e^{-\beta T}},$$

а γ – это коэффициент увеличения мощности, который равен:

$$\gamma = \frac{1}{1 - \zeta_c} = \frac{1}{1 - \frac{R_b}{R_{SC} + R_b} \cdot \frac{e^{-\beta DT} (1 - e^{-\beta(1-D)T})}{1 - e^{-\beta T}}}.$$

При отсутствии СК $\zeta_c = 0$, $\gamma = 1$ и $I_{b, \max} = I_0$, т.е. вся нагрузка приходится на АКБ. Гибридная же система способна питать более мощную нагрузку, чем одиночная АКБ. Если номиналь-

ный ток батареи I_b , то согласно выражению $i_b(t) = \frac{1}{R_b} [U_b - U_0(t)]$ новый возможный ток нагрузки для гибридной системы может быть определен согласно выражению:

$$I_0 = \gamma I_b,$$

а мгновенная максимальная мощность:

$$P_{\max} = I_0 U_b = \gamma I_b U_b = \gamma P.$$

При наличии СК коэффициент увеличения мощности γ становится больше 1. Данный коэффициент показывает, какое дополнительное количество мощности может запастись гибридная система по сравнению с одиночной АКБ. Также отметим, что коэффициент увеличения мощности γ зависит от частоты f и коэффициента заполнения D импульсного тока нагрузки. На рис. 5 приведен график зависимости коэффициента увеличения мощности γ от частоты и величины коэффициента заполнения D импульсного тока.

Из данного графика видно, что чем меньше становится частота импульсного тока нагрузки (приближается к постоянному току), тем меньше становится коэффициент увеличения мощности γ для всех величин коэффициента заполнения D . Чем больше частота импульсного тока нагрузки приближается к внутренней частоте системы, тем менее заметным становится возрастание коэффициента увеличения мощности γ , лимит которого достигается при $f = 10 f_{\text{сист}}$. Для любой частоты коэффициент увеличения мощности γ достигает своего максимального значения при $D \rightarrow 0$. В нашем случае: $\lim_{D \rightarrow 0} \gamma = \frac{R_{SC} + R_b}{R_b} = 9,6$. Это значит, что теоретически максимально возможная величина выходной мощности гибридной накопительной системы в 9,6 раз больше одиночной АКБ с теми же параметрами. При одинаковом характере нагрузки увеличение электрической емкости СК дает прирост ζ_c и γ , связанный с большим распределением тока на СК. Также очевидно, что чем меньше внутреннее сопротивление СК, тем лучше характеристики гибридной накопительной системы.

Вывод

Рассмотренный в статье вопрос совместного использования суперконденсаторов и аккумуляторных батарей позволяет сделать вывод, что применение таких гибридных накопителей электроэнергии позволяет эффективно

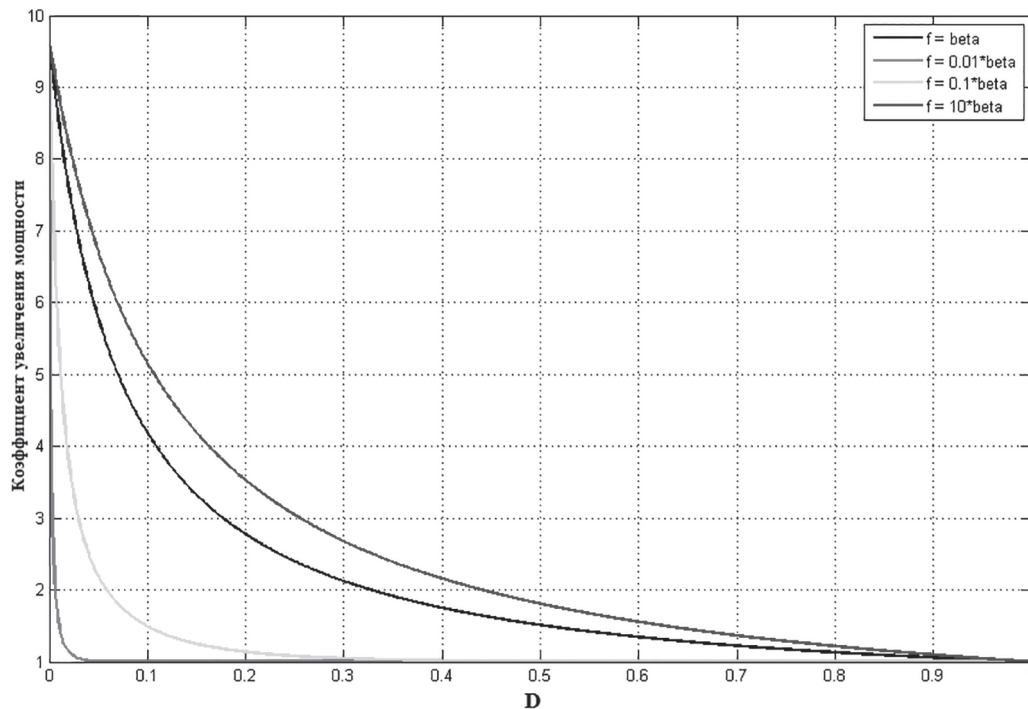


Рис. 5. График зависимости коэффициента увеличения мощности γ от частоты f и величины коэффициента заполнения D импульсного тока нагрузки

справляться с задачей выравнивания графика нагрузки, ведет к повышению эффективности функционирования накопителя. С другой стороны, выравнивание графика нагрузки выгодно для самого предприятия и энергосистемы, что экономически стимулируется. Выравнивание графика нагрузки позволяет увеличить коэффициент использования установленной мощности электростанций, при этом уменьшается время простоя генерирующих мощностей и снижается удельное потребление топлива.

Литература

1. Шклярский Я.Э., Пирог С. Влияние графика нагрузки на потери в электрической сети предприятия // Записки Горного института. 2016. Т. 222. С. 859–863. DOI 10.18454/PMI.2016.6.859.
2. Волобринский С.Д. Электрические нагрузки и балансы промышленных предприятий // Л.: Энергия, 1976. – 128 с.
3. Хронусов Г.С. Формирование эффективных режимов электропотребления промышленных предприятий // Екатеринбург, 1998.
4. Астахов Ю.Н., Веников В.А., Тер-Газарян А.Г. Накопители энергии в электрических системах: учеб. пособие для электроэнергет. спец. вузов. М.: Высш. шк., 1989. 159 с.
5. Иванов В.С., Соколов В.И. Режимы потребления и качество электроэнергии систем электроснаб-

жения промышленных предприятий // М.: Энергоатомиздат, 1987. 336 с.

6. Костин В.Н., Кривенко А.В., Сериков В.А. Моделирование несинусоидальных режимов работы систем электроснабжения // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2019. № 7. С. 394–405.
7. Марьенков С.А. Гибридный накопитель электрической энергии для сетей с распределенной генерацией на основе возобновляемых источников электрической энергии // Международный научно-исследовательский журнал. 2017. № 02 (56). Часть 3. С. 120–123.
8. Бердников Р.Н., Фортов В.Е., Сон Э.Е., Деньщиков К.К., Жук А.З., Шакарян Ю.Г. Гибридный накопитель электроэнергии для ЕНЭС на базе аккумуляторов и суперконденсаторов // Энергия единой сети. 2013. № 1.

Reference

1. SHklyarskij YA.E., Pirog S. Influence of the load schedule on losses in the enterprise electric network. *Zapiski Gornogo instituta*. 2016. Vol. 222, pp. 859–863 (in Russ.). DOI 10.18454/PMI.2016.6.859.
2. Volobrinskij S.D. *Elektricheskie nagruzki i balansy promyshlennyh predpriyatij* [Electric loads and balances of industrial enterprises]. Leningrad: Energiya Publ., 1976. 128 p.

3. Hronusov G.S. *Formirovanie effektivnykh rezhimov elektropotrebleniya promyshlennykh predpriyatij* [Formation of efficient power consumption modes of industrial enterprises]. Ekaterinburg, 1998.
4. Astahov YU.N., Venikov V.A., Ter-Gazaryan A.G. *Nakopiteli energii v elektricheskikh sistemah* [Energy storage devices in electrical systems]: Ucheb. Posobie dlya elektroenerget. spec. vuzov. Moscow: Vyssh. shk. Publ., 1989, 159 p.
5. Ivanov V.S., Sokolov V.I. *Rezhimy potrebleniya i kachestvo elektroenergii sistem elektrosnabzheniya promyshlennykh predpriyatij* [Consumption modes and power quality of industrial enterprises power supply systems]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1987. 336 p.
6. Kostin V.N., Krivenko A.V., Serikov V.A. Modeling non-sinusoidal modes of operation of power supply systems. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*. 2019. No 7, pp. 394–405 (in Russ.).
7. Mar'nikov S.A. Hybrid electric energy storage device for networks with distributed generation based on renewable electric energy sources. *Mezhdunarodnyj nauchno-issledovatel'skij zhurnal*. 2017. No 02 (56). CH. 3, pp. 120–123 (in Russ.).
8. Berdnikov R.N., Fortov V.E., Son E.E., Den'shchikov K.K., ZHuk A.Z., SHakaryan YU.G. Hybrid energy storage for the Unified national (all-Russian) electric network based on batteries and supercapacitors. *Energiya edinoj seti*. 2013. No 1 (in Russ.).

ALIGNING THE LOAD SCHEDULE OF ENTERPRISES THROUGH THE USE OF HYBRID ENERGY STORAGE

O.S. Vasil'kov, D.E. Batueva, K.A. Homyakov, P.S. Palyanitsin

Saint Petersburg Mining University, Saint Petersburg, Russia

s175070@stud.spmi.ru

In this article, the authors consider the possibility of using a hybrid energy storage device to even out the load schedule of an enterprise, since solving the problem of rational use of energy storage, taking into account the initial variable load schedule, will significantly reduce not only the cost of electricity consumption by the enterprise, but also the costs of its production. Detailed characteristics of batteries with various types of electrolytes and supercapacitors are given. A model of the active circuit of a hybrid electric energy storage device consisting of a lithium-ion battery and a supercapacitor unit with the corresponding characteristics is presented. The model was developed using the SimPowerSystems application package in MatLab. During the simulation, the temperature and aging effects of the batteries were not taken into account, and the parameters regarding the self-discharge of the battery were not taken into account. As a result of the simulation, discharge characteristics of the blocks of supercapacitors and rechargeable batteries were obtained, on the basis of which the expediency of their joint use for leveling load graphs of various types was revealed. The results of modeling the operating modes of a hybrid energy storage unit combining the advantages of two types of energy storage devices are presented, and a graph of the power delivered to the network corresponding to the specified parameters is obtained. A mathematical description of the process of increasing the power of a hybrid drive as a result of the joint use of supercapacitor blocks and batteries is given. A graph is constructed of the dependence of the power increase coefficient on the frequency and the pulse current duty ratio, which shows that the maximum possible output power of the hybrid storage system can be several times greater than the power of a single battery with the same parameters.

Keywords: hybrid power storage, rechargeable battery, supercapacitor, electric load graph, electricity consumption.

О ВЫБОРЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ СИСТЕМЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГОСРЕДСТВ

Д.Т.Н. Годжаев З.А., К.Т.Н. Лавров А.В., К.Т.Н. Шевцов В.Г., Зубина В.А.

ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Москва, Россия
fic51@mail.ru, lera_zubina@mail.ru

Статья содержит данные о разработке нового критерия эффективности сельскохозяйственного мобильного энергосредства. Исследование направлено на обоснование в качестве технологического направления развития системы сельскохозяйственных мобильных энергосредств повышение энергоэффективности и обеспечение экологической безопасности в полном жизненном цикле. В статье рассмотрено применение «Методики топливно-энергетической оценки производства продукции растениеводства» для определения возможностей повышения энергетической эффективности колесного трактора тягового класса 1,4 в 1,5 раза в полном жизненном цикле за счет уменьшения конструкционной массы и уменьшения расхода топлива при возможном повышении производительности машинно-тракторных агрегатов на базе этого трактора в условиях годовой загрузки в Московской области. Предложенная в порядке технологической конкуренции методика позволила получить формульное выражение зависимости относительного снижения полных удельных топливно-энергетических затрат во всем спектре технологических операций от коэффициентов уменьшения конструкционной массы, уменьшения расхода топлива и повышения производительности. На основе учета достигнутых и перспективных результатов по совершенствованию основных тракторных систем были рассчитаны относительные показатели использования тракторов класса 1,4 «Беларус» 1025 с традиционным комплексом машин и трактора экологически безопасного нового поколения с перспективным комплексом машин (Московская область), а также относительное снижение полных удельных энергосредств технологических операций и построен трехпараметровый график относительного снижения полных удельных топливно-энергетических затрат в зависимости от повышения производительности, уменьшения расхода топлива и уменьшения конструкционной массы. При этом средневзвешенное относительное снижение полной удельной энергоёмкости, определенное по формуле, в рассмотренном случае составило 34,3%. В качестве современного технологического направления развития системы сельскохозяйственных мобильных энергетических средств рекомендовано рассматривать энергоэффективность и экологическую безопасность в полном жизненном цикле при этом главным оценочным показателем должно быть снижение полных удельных топливно-энергетических затрат во всем спектре их годовой занятости на основе уменьшения конструкционной массы, уменьшения расхода топлива и повышения производительности.

Ключевые слова: сельскохозяйственное мобильное энергосредство, полный жизненный цикл, относительное снижение полных удельных энергосредств, конструкционная масса, расход топлива, производительность машинно-тракторного агрегата.

Введение

Сложившаяся сегодня в Российской Федерации система Мобильных энергетических средств может рассматриваться как результат последовательно совершающихся этапов совершенствования технологических свойств тракторов. К таким этапам относят применение пневматических шин, дизелезацию, установку на тракторах навесных гидрофицированных систем, увеличение ширины захвата и рабочей скорости машинно-тракторного агрегата (МТА), применение комбинированных МТА,

включающих несколько сельскохозяйственных машин, интенсификацию кормопроизводства с высоким уровнем энергопотребления [1]. В настоящее время совершенствование конструкции сельскохозяйственного трактора идет по пути улучшения его тягово-сцепных качеств и в направлении развития функции мобильного энергоносителя с широким балластированием [2–4]. Все более реальными становятся перспективы расширяющегося применения сельскохозяйственного трактора в качестве мобильного источника энергии и эволюционного

перехода от тяговой к тягово-энергетической концепции трактора, при этом концептуальными технологическими направлениями рассматриваются энергоэффективность и экологическая безопасность в полном жизненном цикле на основе уменьшения конструкционной массы [5–7].

Цель исследования – обосновать в качестве технологического направления развития системы сельскохозяйственных мобильных энергосредств повышение энергоэффективности и обеспечение экологической безопасности в полном жизненном цикле.

Материалы и методы

В статье рассмотрено применение «Методики топливно-энергетической оценки производства продукции растениеводства» для определения возможностей повышения энергетической эффективности колесного трактора тягового класса 1,4 в 1,5 раза в полном жизненном цикле за счет уменьшения конструкционной массы и уменьшения расхода топлива при возможном повышении производительности машинно-тракторных агрегатов на базе этого трактора в условиях годовой загрузки в Московской области.

Результаты и обсуждение

В связи с тем, что наблюдающиеся рекламные-выставочные тенденции, выражающиеся во внешних признаках повышения единичной мощности и насыщении тракторов элементами автоматизации с претензиями на интеллектуальные качества и роботизацию, являются для России технологически устаревшими, в качестве главного показателя конкурентоспособности нового трактора предлагается рассмотреть полные удельные топливно-энергетические затраты на производство физической единицы продукции – энергоёмкости продукции с учетом уменьшения конструкционной массы до уровня экологической безопасности по воздействию на почву [8].

При оценке энергетической эффективности перспективного трактора с комплексом машин применение такой методики затруднительно, поскольку остаются неизвестными объемы производства продукции. В этом случае предлагается провести энергетическую оценку по относительному снижению полных удельных топливно-энергетических затрат $\bar{\Delta}\mathcal{E}_w^{\text{пк}}$ во всем спектре (n) технологических операций,

выполняемых комплексом машин с учетом их средневзвешенных значений $\tau_{\text{гi}}$ (в процентах) в годовой занятости:

$$\bar{\Delta}\mathcal{E}_w^{\text{пк}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \bar{\Delta}\mathcal{E}_{wi}^{\text{п}} \cdot \tau_{\text{гi}}}{100}, \quad (1)$$

где $\bar{\Delta}\mathcal{E}_{wi}^{\text{п}} = \frac{\mathcal{E}_i^{\text{пб}} - \mathcal{E}_i^{\text{пн}}}{\mathcal{E}_i^{\text{пб}}}$ – относительное снижение

удельных полных энергетических затрат по i -ой операции, индекс б относится к базовому варианту трактора; н – к новому.

Учитывая, что полные удельные топливно-энергетические затраты на технологическую операцию без учета затрат энергии на живой труд составляют:

$$\mathcal{E}_w^{\text{п}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{тр}} + \mathcal{E}_{\text{м}} + \mathcal{E}_{\text{х}} + \mathcal{E}_{\text{топ}}}{W_{\text{см}}}, \quad \left[\frac{\text{МДж}}{\text{га}} \right]$$

получим:

$$\bar{\Delta}\mathcal{E}_w^{\text{п}} = \frac{\left(\frac{\mathcal{E}_{\text{тр}}^{\text{б}}}{W_{\text{см}}^{\text{б}}} - \frac{\mathcal{E}_{\text{тр}}^{\text{н}}}{W_{\text{см}}^{\text{н}}} \right) + \left(\frac{\mathcal{E}_{\text{м}}^{\text{б}}}{W_{\text{см}}^{\text{б}}} - \frac{\mathcal{E}_{\text{м}}^{\text{н}}}{W_{\text{см}}^{\text{н}}} \right) + \left(\frac{\mathcal{E}_{\text{х}}^{\text{б}}}{W_{\text{см}}^{\text{б}}} - \frac{\mathcal{E}_{\text{х}}^{\text{н}}}{W_{\text{см}}^{\text{н}}} \right) + \left(\frac{\mathcal{E}_{\text{топ}}^{\text{б}}}{W_{\text{см}}^{\text{б}}} - \frac{\mathcal{E}_{\text{топ}}^{\text{н}}}{W_{\text{см}}^{\text{н}}} \right)}{\frac{\mathcal{E}_{\text{тр}}^{\text{б}}}{W_{\text{см}}^{\text{б}}} + \frac{\mathcal{E}_{\text{м}}^{\text{б}}}{W_{\text{см}}^{\text{б}}} + \frac{\mathcal{E}_{\text{х}}^{\text{б}}}{W_{\text{см}}^{\text{б}}} + \frac{\mathcal{E}_{\text{топ}}^{\text{б}}}{W_{\text{см}}^{\text{б}}}}, \quad (2)$$

где $\mathcal{E}_{\text{тр}}$, $\mathcal{E}_{\text{м}}$, $\mathcal{E}_{\text{х}}$, $\mathcal{E}_{\text{топ}}$ – энергозатраты, отнесенные к 1 часу работы, соответственно, трактора, машины, средств химизации и топлива, МДж/га; $W_{\text{см}}$ – сменная производительность, га/ч.

Для определения относительного снижения удельных энергозатрат выполнения технологической операции при одинаковой массе сравниваемых машин ($M_{\text{м}}^{\text{б}} = M_{\text{м}}^{\text{н}}$) и равных дозах внесения средств химизации упростим с некоторым приближением выражение (2) до вида:

$$\bar{\Delta}\mathcal{E}_w^{\text{п}} = \frac{\left(\frac{\mathcal{E}_{\text{тр}}^{\text{б}}}{W_{\text{см}}^{\text{б}}} - \frac{\mathcal{E}_{\text{тр}}^{\text{н}}}{W_{\text{см}}^{\text{н}}} \right) + \left(\frac{\mathcal{E}_{\text{топ}}^{\text{б}}}{W_{\text{см}}^{\text{б}}} - \frac{\mathcal{E}_{\text{топ}}^{\text{н}}}{W_{\text{см}}^{\text{н}}} \right)}{\frac{\mathcal{E}_{\text{тр}}^{\text{б}}}{W_{\text{см}}^{\text{б}}} + \frac{\mathcal{E}_{\text{топ}}^{\text{б}}}{W_{\text{см}}^{\text{б}}}}. \quad (3)$$

В соответствии с [1] определим:

$$\mathcal{E}_{\text{тр}} = \frac{M_{\text{тр}} \alpha_{\text{тр}} (a_{\text{тр}} + R_{\text{тр}})}{100 \cdot T_{\text{г.тр}}}, \quad \left[\frac{\text{МДж}}{\text{га}} \right]$$

где $M_{\text{тр}}$ – конструктивная масса трактора, кг; $\alpha_{\text{тр}}$ – энергетический эквивалент трактора, МДж/кг; $a_{\text{тр}}$, $R_{\text{тр}}$ – годовые амортизационные отчисления на реновацию и ремонт, %; $T_{\text{г.тр}}$ – годовая нормативная загрузка трактора, ч;

$$\mathcal{E}_{\text{топ}} = g_e \cdot N_e \cdot (e_{\text{топ}} + \alpha_{\text{топ}}) \cdot 10^{-3}, \text{ МДж/ч},$$

где g_e – удельный расход топлива при номинальной мощности, г/кВт·ч; N_e – номинальная мощность двигателя, кВт; $\alpha_{\text{топ}}$ – энергетический эквивалент топлива, МДж/кг; $e_{\text{топ}}$ – теплосодержание топлива, МДж/кг.

В результате преобразований уравнения (3), с учетом соотношений:

$$\frac{M_{\text{тр}}^{\text{н}}}{M_{\text{тр}}^6} = a, \quad \frac{g_e^{\text{н}}}{g_e^6} = b, \quad \frac{W_{\text{см}}^{\text{н}}}{W_{\text{см}}^6} = c,$$

получим:

$$\bar{\Delta \mathcal{E}}_{\text{н}}^{\text{н}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{тр}}^6 \left(1 - \frac{a}{c}\right) + \mathcal{E}_{\text{топ}}^6 \left(1 - \frac{b}{c}\right)}{\mathcal{E}_{\text{тр}}^6 + \mathcal{E}_{\text{топ}}^6}. \quad (4)$$

Таким образом, задача сводится к определению энергозатрат трактора $\mathcal{E}_{\text{тр}}^6$ и топлива $\mathcal{E}_{\text{топ}}^6$ по базовому варианту и коэффициентов a , b , c , соответствующих характеристикам нового комплекса машин для всего спектра выполняемых сельскохозяйственных работ.

Предложенная методика была опробована при сравнении энергетической эффективности перспективного экологически безопасного трактора класса 1,4 [4] и базового трактора «Беларус» 1025. Концептуальная особенность перспективного универсально-пропашного трактора класса 1,4 заключается в обоснованном существенном снижении удельной материалоемкости с 57,3 кг/кВт («Беларус» 1025) до 37,3 кг/кВт при сохранении тяговых показателей с одновременным снижением буксования и обеспечении экологических ограничений по воздействию движителей на почву. Перспективный трактор при конструкционной массе $M_{\text{тр}}^{\text{н}} = 2430$ кг характеризуют дизель постоянной мощности $N_e^{\text{н}} = 75$ кВт с минимальным удельным расходом топлива $g_{e,\text{min}}^{\text{н}} = 193$ г/кВт·ч, механическая трансмиссия с переключением передач внутри диапазона без разрыва силового потока и бесступенчатым регулированием между смежными передачами с автоматическим отключением заднего моста на повороте для обеспечения суперманевренности трактора (поворот вокруг проекции центра заднего моста на опорную поверхность, $R_{\text{н}} = 0$), меха-

ническая система отбора мощности с автоматическим поддержанием заданной частоты вращения хвостовика ВОМ, сменный тип движителя (колесный, гусеничный) с условным тяговым КПД на стерне 0,72–0,80.

Перечисленные конструктивные особенности позволяют приблизительно оценить значения искомых отношений a , b и c .

Отношение a конструкционных масс нового и базового тракторов ($M_{\text{тр}}^6 = 3930$ кг) является заданным ($a = 0,86$).

Отношение b нового удельного расхода топлива к базовому ($g_{e,\text{min}}^6 = 224$ г/кВт·ч) определено (табл. 1) с учетом оснащения трактора автоматическим ВОМ, обеспечивающим снижение удельного расхода топлива при недогрузке по мощности за счет оптимального регулирования двигателя с переходом на частичные режимы работы. Программа расчета снижения расхода топлива для данного варианта агрегатирования представлена [5]. Дополнительное влияние на уменьшение коэффициента b оказывает отношение минимальных удельных расходов топлива нового и базового двигателей.

Значения отношений с новой и базовой производительности по спектру выполняемых технологических операций (табл. 1) учитывают следующие факторы, характерные для нового варианта:

- увеличение рабочей скорости на 5–9 % за счет уменьшения буксования;
- увеличение $\tau_{\text{см}}$ на 5 % за счет уменьшения затрат времени на повороты ($R_{\text{н}} = 0$);
- увеличение рабочей скорости на 4–6 % за счет увеличения КПД трансмиссии;
- отсутствие буксования при совмещении функций активных рабочих органов и движителей;
- увеличение рабочей скорости при использовании автоматического ВОМ на 8–15 %;
- снижение удельного расхода топлива за счет оптимального регулирования двигателя на 5–15 % при недогрузке по мощности [9].

С учетом данных: $\alpha_{\text{тр}} = 120$ МДж/кг; $\alpha_{\text{топ}} = 10$ МДж/кг; $e_{\text{топ}} = 42,7$ МДж/кг; $T_{\text{г}} = 1095$ ч; $a = 10$ %; $R = 14,9$ %, определяем – $\mathcal{E}_{\text{тр}}^6 = 107,0$; $\mathcal{E}_{\text{топ}}^6 = 885,0$ МДж/ч.

Полученные значения $\mathcal{E}_{\text{тр}}^6$ и $\mathcal{E}_{\text{топ}}^6$ позволяют привести формулу (4) с вычислением результата в % к виду:

$$\bar{\Delta \mathcal{E}}_{\text{н}}^{\text{н}} = 11 \left(1 - \frac{a}{c}\right) + 89 \left(1 - \frac{b}{c}\right). \quad (5)$$

Таблица 1

**Относительные показатели использования тракторов класса 1,4 «Беларус» 1025
с традиционным комплексом машин и трактора экологически безопасного нового поколения
с перспективным комплексом машин (Московская область)**

Технологическая операция	Базовый вариант			Новый вариант			Отношение сменной производительности новых агрегатов к базовым, (с)	Отношение удельного расхода топлива нового к базовому, (b)
	средняя загрузка по мощности, %	использование ВОМ		средняя загрузка по мощности, %	использование ВОМ			
		относительная занятость, %	средняя загрузка, %		относительная занятость, %, в т.ч. с совмещением функции двигателя	средняя загрузка, %		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Вспашка	80–84	–	–	98–100	30–35	70	1,27	0,86
Сплошная культивация	88–92	–	–	100	10–15 ¹⁾	60	1,20	0,86
Сев	40–50	40 ²⁾	10–12	40–50	до 40	10–12	1,15	0,73
Сеноуборка	60–70	50-60	40	60–70	50–60	40	1,15	0,77
Уборка силоса	80–90	40	60–70	80–90	40	60–70	1,2	0,83
Междурядная обработка ³⁾	60–70	–	–	60–70	–	–	1,2	0,86
Внесение удобрений ⁴⁾	70–80	100	60–70	70–80	100	60–70	1,27	0,81
Транспортные работы	40–50	–	–	40–50	–	–	1,15	0,75
Прочие работы	50	40	30	50	40	30	1,15	0,86

¹⁾ при совмещении функций активных рабочих органов и движителей; ²⁾ пневмосеялки; ³⁾ без подкормки; ⁴⁾ выход на частичный режим.

Полученное уравнение (5) для принятых значениях отношений сменной производительности и удельного расхода топлива (табл. 1), и масс тракторов позволяет определить относительное снижение полных удельных топливно-энергетических затрат (табл. 2) по спектру технологических операций [10].

Средневзвешенное относительное снижение полных удельных энергоемкостей, определенное по формуле (1), в рассмотренном случае составит: $\Delta \mathcal{E}_w^{\text{пк}} = 34,3 \%$ (рис. 1).

Анализ представленной на рис. 1 зависимости показывает, что общая экономия $\Delta \mathcal{E}_w = 34,3 \%$ включает 15 % за счет повышения производительности $n = 1,2$, 15 % за счет снижения расхода топлива $b = 0,8$ и 4 % за счет уменьшения конструкционной массы $a = 0,62$. С учетом того, что в экономии топлива одной

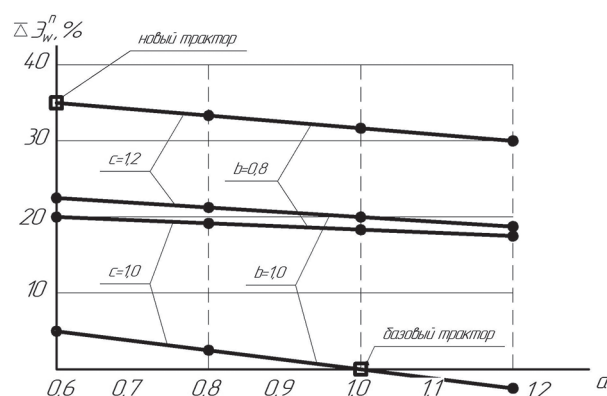


Рис. 1. Относительное снижение полных удельных топливно-энергетических затрат $\Delta \mathcal{E}_w^{\text{пк}}$ в зависимости от повышения производительности c , уменьшения расхода топлива b и уменьшения конструкционной массы a

Таблица 2

Относительное снижение полных удельных энергозатрат технологических операций

№ пп	Технологическая операция	Расчетные коэффициенты			Относительное снижение полных удельных энергозатрат, $\Delta \mathcal{E}_w^{\text{п}}$, %	Относительная занятость в году, τ_r , % (Московская обл.)
		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>		
1	Вспашка	0,62	0,86	1,27	34,3	4,4
2	Сплошная культивация	0,62	0,86	1,20	30,5	1,5
3	Сев	0,62	0,73	1,15	37,6	4,7
4	Сеноуборка	0,62	0,77	1,15	34,5	8,4
5	Уборка силоса	0,62	0,83	1,20	32,7	2,4
6	Междурядная обработка	0,62	0,86	1,20	32,0	4,3
7	Внесение удобрений	0,62	0,81	1,27	37,8	3,9
8	Транспортные работы	0,62	0,75	1,15	36,1	53,8
9	Прочие работы	0,62	0,86	1,15	27,5	16,6

из составляющих является уменьшение расхода топлива в связи с уменьшением сопротивления качению, пропорционального конструкционной массе и составляющего в общем расходе топлива 20 % (одну пятую часть) необходимо общий баланс повышения экономической эффективности представить в следующем виде:

- уменьшение массы – 7 %,
- уменьшение расхода топлива – 12 %,
- повышение производительности – 15 %,
- всего – 34 %.

Выводы

В качестве современного технологического направления развития системы сельскохозяйственных мобильных энергетических средств рекомендовано рассматривать энергоэффективность и экологическую безопасность в полном жизненном цикле при этом главным оценочным показателем должно быть снижение полных удельных топливно-энергетических затрат во всем спектре их годовой занятости на основе уменьшения конструкционной массы, уменьшения расхода топлива и повышения производительности. Проведенная по упрощенной методике без определения объемов произведенной продукции оценка показала, что снижение полных удельных энергозатрат выполнения технологических операций новым комплексом машин, включающим машины с активными рабочими органами, совмещающими функции движителей, с экологически безопасным трактором класса 1,4 по сравнению с базовым вариантом (трактор «Бе-

ларус» 1025) в условиях Московской области составит 34,3 % или в 1,51 раза.

Литература

1. Антышев Н.М., Шевцов В.Г. Научные основы построения мобильных энергетических средств // Агроинженерная Россия: становления, современное состояние. Стратегия развития. М., ФГНУ «Росинформагротех», 2007. С. 393–414.
2. Izmailov A., Shevtsov V., Lavrov A., Godzhaev Z. Evaluation of the technical level of modern agricultural tractors represented in the russian market // SAE Technical Paper, 2018, DOI:10.4271/2018-01-0657.
3. Mbrquez L. Tractores Agrícolas: tecnologia y utilizaciyn. Madrid: B&H Grupo Editorial, 2012. pp. 844.
4. Измаилов А.Ю., Кряжков В.М., Антышев Н.М., Елизаров В.П., Келлер Н.Д., Лобачевский Я.П., Сорокин Н.Т., Гурылев Г.С., Савельев Г.С., Сизов О.А., Шевцов В.Г. Концепция модернизации парка сельскохозяйственных тракторов России на период до 2020 года. М.: ФГБНУ ВИМ, 2013. 87 с.
5. Shevtsov V., Lavrov A., Godzhaev Z., Kryazhkov V., Gurulev G. The development of the Russian agricultural tractor market from 2008 to 2014 // SAE Technical Paper 2016, DOI: 10.4271/2016-01-8128.
6. Шевцов В.Г., Годжаев Т.З., Ерилина Е.В. Перспективы развития сельскохозяйственных мобильных энергосредств // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 3. С. 25–31.
7. Ксенович И.П., Орлик Л.С., Шевцов В.Г. Концепция непрерывной информационной поддерж-

ки жизненного цикла (CALS-технологии) сельскохозяйственных мобильных энергетических средств Минсельхоза РФ. М., ФГНУ «Росинформагротех», 2004. 142 с.

8. Елизаров В.П., Колос В.А., Сапьян Ю.Н. Методика топливно-энергетической оценки производства продукции растениеводства. М.: «Издательство ВИМ», 2012. 84 с.
9. Ксеневиц И.П., Соловейчик А.А., Шевцов В.Г. Оптимизация режимов работы МТА с переменной технологической массой на основе применения автоматического ВОМ и выбора программы регулирования двигателя // Труды ВНИИ механизации сельского хозяйства (ВИМ), 2002. Т. 139. С. 37–45.
10. Ксеневиц И.П., Солонский А.С., Войчинский С.М. Проектирование универсально-пропашных тракторов. Минск, «Наука и техника», 1980. 320 с.

References

1. Antyshev N.M., Shevcov V.G. Scientific basis for the construction of mobile energy facilities. *Agroinformatsionnaya Rossiya: stanovleniya, sovremennoe sostoyaniye. Strategiya razvitiya*. Moscow, FGNU «Rosinformagrotekh» Publ., 2007, pp. 393–414 (in Russ.).
2. Izmailov A., Shevtsov V., Lavrov A., Godzhaev Z. Evaluation of the technical level of modern agricultural tractors represented in the russian market // SAE Technical Paper, 2018, DOI:10.4271/2018-01-0657.
3. Márquez L. Tractores Agrícolas: tecnología y utilización. Madrid: B&H Grupo Editorial, 2012. pp. 844.
4. Izmajlov A.YU., Kryazhkov V.M., Antyshev N.M., Elizarov V.P., Keller N.D., Lobachevskij YA.P., Sorokin N.T., Gurylev G.S., Savel'ev G.S., Sizov O.A., Shevcov V.G. *Koncepciya modernizacii parka sel'skohozyajstvennyh traktorov Rossii na period do 2020 goda* [The concept of modernizing the fleet of agricultural tractors in Russia for the period until 2020]. Moscow: FGBNU VIM Publ., 2013. 87 p.
5. Shevtsov V., Lavrov A., Godzhaev Z., Kryazhkov V., Gurulev G. The development of the Russian agricultural tractor market from 2008 to 2014. SAE Technical Paper 2016, DOI: 10.4271/2016-01-8128
6. Shevcov V.G., Godzhaev T.Z., Erilina E.V. Prospects for the development of agricultural mobile energy facilities. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2018. No 3, pp. 25–31 (in Russ.).
7. Ksenevich I.P., Orsik L.S., Shevcov V.G. *Koncepciya nepreryvnoj informacionnoj podderzhki zhiznennogo cikla (CALS-tekhnologii) sel'skohozyajstvennyh mobil'nyh energeticheskikh sredstv Minsel'hoza RF* [The concept of continuous information support for the life cycle (CALS-technology) of agricultural mobile energy resources of the Ministry of Agriculture of the Russian Federation]. M., FGNU «Rosinformagrotekh» Publ., 2004. 142 p.
8. Elizarov V.P., Kolos V.A., Sap'yan YU.N. i dr. *Metodika toplivno-energeticheskoy ocenki proizvodstva produktsii rastenievodstva* [Methodology of fuel and energy assessment of crop production]. Moscow: «Izdatel'stvo VIM» Publ., 2012. 84 p.
9. Ksenevich I.P., Solovejchik A.A., Shevcov V.G. Optimization of machine-tractor unit operating modes with a variable process weight based on the use of an automatic PTO and selection of an engine control program. *Trudy VNII mekhanizacii sel'skogo hozyajstva (VIM)*, 2002. Vol. 139, pp. 37–45 (in Russ.).
10. Ksenevich I.P., Solonskij A.S., Vojchinskij S.M. *Proektirovanie universal'no-propashnyh traktorov* [Design of universal cultivating tractors]. Minsk, «Nauka i tekhnika» Publ., 1980. 320 p.

THE SELECTION OF THE TECHNOLOGICAL DIRECTION OF THE DEVELOPMENT OF THE AGRICULTURAL MOBILE ENERGY FACILITIES

DSc in Engineering **Z.A. Godzhaev**, PhD in Engineering **A.V. Lavrov**, PhD in Engineering **V.G. Shevcov**, **V.A. Zubina**
Federal Scientific Agroengineering Center "VIM", Moscow, Russia
fic51@mail.ru, lera_zubina@mail.ru

The article contains data on the development of a new criterion for the effectiveness of agricultural mobile energy facility. (Purpose of the study) To substantiate, as the technological direction of the development of the system of agricultural mobile energy facilities, increasing energy efficiency and ensuring environmental safety in the full life cycle. (Materials and Methods) The article discusses the use of the "Methods of fuel and energy evaluation of crop production" to determine the possibilities of increasing the energy efficiency of a wheel tractor of traction class 1.4 by 1.5 times in the full life cycle by reducing the structural mass and fuel consumption with a possible increase in the productivity of machine-tractor units based on this tractor under annual load conditions in the Moscow region. (Research results and discussion) The methodology proposed in technological competition allowed to obtain a formulaic expression of the dependence of the relative decrease in the total specific fuel and energy costs in the entire spectrum of technological operations on the coefficients of structural weight reduction, fuel consumption reduction and productivity increase. Based on the registration of achieved and promising results for improving the main tractor systems, the relative indicators of the use of tractors of traction class 1.4 "Belarus" 1025 with a traditional set of facilities and a tractor of an environmentally friendly new generation with a promising set of facilities (Moscow region), as well as a relative decrease in total specific energy costs of technological operations, were calculated. A three-parameter graph was built for the relative decrease in the total specific fuel and energy costs depending of increasing of productivity, reducing of fuel consumption and reducing of structural weight. In this case, the weighted average relative decrease in the total specific energy intensity, determined by the formula, in the considered case amounted to 34,3 %. (Conclusions) It is recommended to consider energy efficiency and environmental safety in the full life cycle as a modern technological direction for the development of the system of agricultural mobile energy resources, while the main evaluation indicator should be a decrease in the total specific fuel and energy costs in the entire spectrum of their annual employment based on a decrease in structural weight, reduce fuel consumption and increase productivity.

Keywords: agricultural mobile energy facility, full life cycle, relative reduction in total specific energy costs, structural mass, fuel consumption, machine and tractor unit performance.

НОВЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ДВС ТИПА R2

К.Т.Н. Гусаров В.В., К.Т.Н. Апельинский Д.В.

Московский политехнический университет, Москва, Россия
gusarov39@yandex.ru

В статье рассмотрены вопросы уравновешивания рядных двухцилиндровых 4-тактных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) типа R2. Целью исследования являлся анализ возможностей более полного уравновешивания крутящего момента ДВС типа R2 за счет новых схем расположения осей балансирных валов. Показаны известные способы уравновешивания сил инерции возвратно поступательно движущихся масс и частично возмущений от действия крутящего момента ДВС с помощью балансирных валов. Предложены новые схемы размещения осей балансирных валов, обеспечивающие лучшее уравновешивание крутящего момента. Показано, что для уравновешивающего гармонического момента балансирных валов в новых схемах обеспечивается возможность подбора оптимальных значений как амплитуды, так и начальной фазы. Разработана программа для количественной оценки возмущений от действия опрокидывающих моментов в ДВС рассматриваемого типа и определения оптимальных параметров балансирных валов для новых схем уравновешивания. Выполнен программный расчет оптимального частичного уравновешивания ДВС с типичными для данного типа весогабаритными параметрами на разных режимах работы и при разных схемах расположения балансирных валов. По данным выполненного программного анализа частичного уравновешивания, найдено, что предлагаемые схемы размещения балансирных валов и их дисбалансов обеспечивают большее снижение возмущений от действия крутящего момента, чем в известных. Приведен пример конкретного определения параметров балансирных валов – дисбалансов и координат осей – для ДВС рассматриваемого типа. Сделан вывод о целесообразности применения новых схем уравновешивания.

Ключевые слова: рядный двухцилиндровый двигатель внутреннего сгорания типа R2, уравновешенность, балансирные валы, опрокидывающие моменты.

Введение

Рядные двухцилиндровые 4-тактные двигатели внутреннего сгорания типа R2 используются для малой энергетики, на мотоциклах, тракторах, автомобилях [1]. Их существенным недостатком сравнительно с другими типами многоцилиндровых ДВС является худшая уравновешенность. В этих ДВС всегда осуществляют уравновешивание только центробежных сил вращающихся масс (ВМ) кривошипно-шатунного механизма. Если принять, что центр масс ДВС расположен в середине коленчатого вала (обычное допущение при подобном анализе), то после этого неуравновешенными остаются силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс (ВПДМ) 1-го $\sum P_{j1}$ и 2-го $\sum P_{j2}$ порядков:

$$\begin{aligned}\sum P_{j1} &= 2m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi, \\ \sum P_{j2} &= 2m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi,\end{aligned}$$

где m – ВПДМ одного цилиндра; r – радиус кривошипа; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала; φ – угол поворота [2].

Кроме того, существенным источником неуравновешенности, как и во всех типах ДВС, является переменный реактивный крутящий момент ДВС $M_p = -M_{кр} \neq \text{const}$.

Наибольшим возмущающим действием обладает сила инерции ВПДМ 1-го порядка $\sum P_{j1}$. Во многих конструкциях ее частично уравновешивают т.н. естественным (простым) способом за счет специального увеличения дисбаланса нащечных противовесов коленчатого вала [2]. Полное уравновешивание этой силы выполняют за счет некоторого усложнения конструкции ДВС типа R2 путем установки балансирных валов. Найдено, что за счет специально подбираемого вертикального смещения осей балансирных валов относительно коленчатого обеспечивается не только полное уравновешивание сил инерции 1-го порядка $\sum P_{j1}$, но и частичное уравновешивание возмущений от действия неравномерного крутящего момента $M_{кр}$ [3].

Цель исследования

Целью исследования являлся анализ возможностей более полного уравновешивания

крутящего момента ДВС типа R2 за счет новых схем расположения осей балансирных валов и величин их дисбалансов.

Методы и средства проведения исследований

Для достижения поставленной цели было проведено исследование возможностей более полного уравнивания крутящего момента ДВС типа R2 путем применения различных схем балансирных валов и величин их дисбалансов. Анализ возмущений от действия опрокидывающих моментов выполняли программным методом, позволяющим количественно оценивать этот параметр неуравновешенности двигателя. Полное уравнивание силы инерции ВПДМ 1-го порядка $\sum P_{j1}$ в ДВС типа R2 возможно путем установки балансирных валов, как показано на рис. 1.

На рисунках представлены известные варианты размещения балансирных валов, причем, как показано ниже, для схемы рис. 1, б обеспечивается еще и дополнительное частичное уравнивание крутящего момента за счет особого размещения осей балансирных валов относительно коленчатого.

Приняты следующие обозначения: $m_0 r_0$, $m_{1пр} r_{1пр}$, $m_{2пр} r_{2пр}$ – дисбалансы противовесов, относящихся к коленчатому валу и балансирным валам соответственно; $x_0 y_0$, $x_1 y_1$, $x_2 y_2$ – координаты осей коленчатого и балансирных валов.

Оси балансирных валов параллельны коленчатому валу, они расположены симметрично относительно вертикальной оси Y, проходящей через ось коленчатого вала: $x_1 = -x_2$, $y_1 = y_2$.

Уравнивание результирующей силы инерции ВПДМ 1-го порядка выполняется при условии ее равенства проекциям центробежных сил противовесов на вертикальную ось Y $\sum P_{j1} = \sum P_{cy}$.

Из этого, после некоторых преобразований, следуют условия для определения дисбалансов противовесов для схемы (а):

$$m_{1пр} r_{1пр} = m_{2пр} r_{2пр} = m \cdot r,$$

и для схемы (б):

$$m_{1пр} r_{1пр} = m_{2пр} r_{2пр} = 0,5 m_0 r_0 = 0,5 m \cdot r.$$

Для обеспечения уравнивания все дисбалансы устанавливают с одинаковыми относительно кривошипа углами φ (рис. 1), угло-

вые скорости ω вращения балансирных валов, должны быть такие же, как и у коленчатого, но противоположно направлены. Центры масс дисбалансов должны находиться в плоскости перпендикулярной коленчатому валу, проходящей через его середину. Заметим, что в настоящее время применяется в основном схема, разработанная фирмой Дайхацу (рис. 1, б),

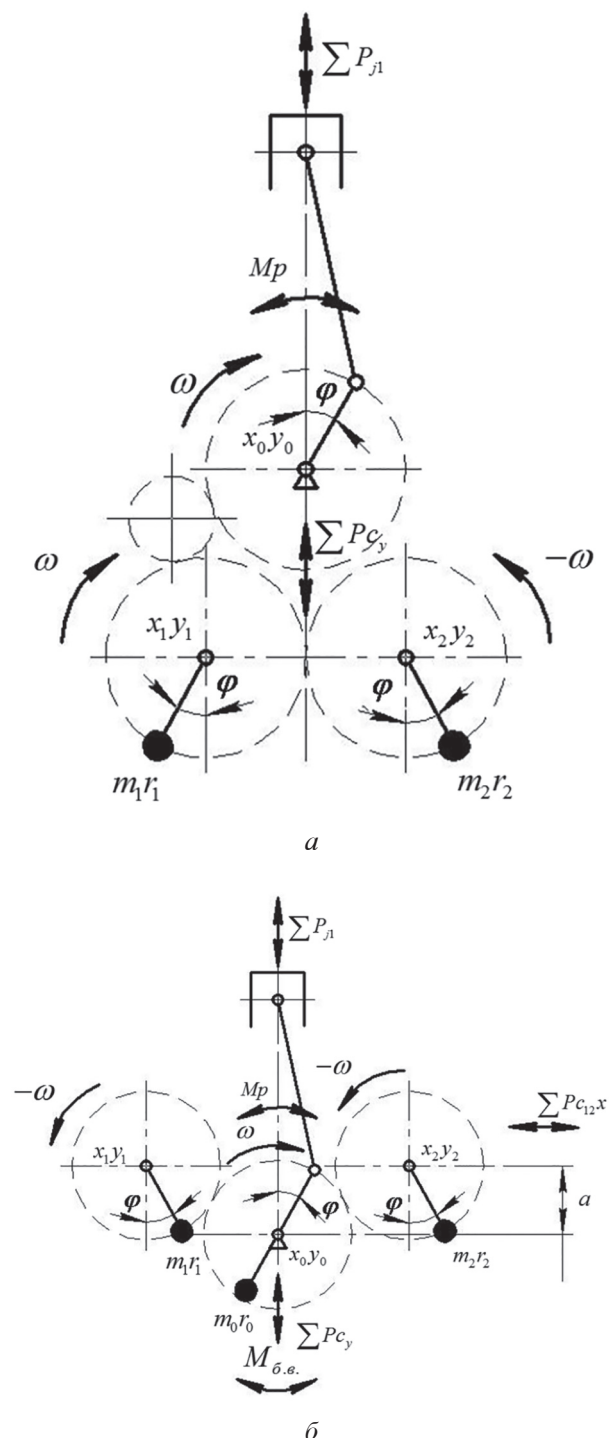


Рис. 1. Схемы уравнивания ДВС типа R2 балансируемыми валами:
а – способ Ланчестера; б – способ Дайхацу

где, в отличие от схемы Ланчестера (рис. 1, а), для привода требуется меньше шестерен, и, кроме того, часть массы противовесов располагается на щеках коленчатого вала, что разгружает подшипники балансирных валов [4]. Такой метод уравнивания достаточно широко используется в автомобильных ДВС (ФИАТ, ВАЗ и др.). Опрокидывающий момент, возникающий от центробежных сил инерции противовесов при указанном на рис. 1, б положении балансирных валов, определяется из выражения:

$$M_p = \Sigma P_{c12x} \cdot a,$$

где a – вертикальное смещение осей балансирных валов, $a = y_1 = y_2$; ΣP_{c12x} – результирующая проекций центробежных сил двух балансирных валов на ось X .

Или с учетом указанных выше параметров расчетной схемы:

$$M_{б.в.} = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a \cdot \sin \varphi.$$

На опоры силовой установки (СУ), включающей исследуемый ДВС, в этом случае будет действовать суммарный опрокидывающий момент M_Σ , от действия реактивного крутящего момента (РКМ) ДВС и балансирных валов:

$$M_\Sigma = M_p + M_{б.в.}.$$

Известно, что частичное уравнивание РКМ в ДВС возможно за счет уравнивания главной моторной гармоники этого момента механизмом, создающим гармонически меняющийся инерционный момент с той же частотой [5]. Именно такими свойствами и обладает момент $M_{б.в.}$. Определять оптимальное смещение $a_{\text{опт}}$ можно с использованием разработанного автором метода энергетической оценки виброактивности, путем расчетного анализа максимального за цикл импульса суммарного опрокидывающего момента $L_{\text{имп.мах}}$.

Величину максимального импульса находят по данным разницы максимального и минимального значений переменной первообразной D от разности суммарного опрокидывающего M_Σ и среднего индикаторного M_i моментов за период t :

$$D = \int_0^t (M_\Sigma - M_i) \cdot dt; \text{ (Н·м·с)}.$$

Время периода результирующего крутящего момента составляет $2\pi/\omega$ секунд (соответ-

ствует 360° поворота коленчатого вала). Таким образом, исследуя значение D в этом интервале $D = f(t)$, находят:

$$L_{\text{имп.мах}} = D_{\text{мах}} - D_{\text{мин}}.$$

Оптимальное смещение осей балансирных валов $a_{\text{опт}}$ соответствует минимальному возмущению от действия опрокидывающего момента за период, т.е. минимальному значению параметра $L_{\text{имп.мах}}$:

$$L_{\text{имп.мах}} = \frac{1}{\omega} \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_\Sigma - M_i) \cdot d\varphi, \text{ (Н·м·с)},$$

где φ_1 и φ_2 – значения углов поворота коленчатого вала (например, в радианах) на границе участка, соответствующего $L_{\text{имп.мах}}$.

Заметим, что в некоторых случаях (при исследованиях на одинаковых скоростных режимах) удобнее выполнять оценку значений импульса возмущения через углы поворота кривошипа:

$$L_{\text{имп.мах}} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_\Sigma - M_i) \cdot d\varphi \text{ (Н·м·рад)}.$$

Разработана программа, позволяющая получать в табличном и графическом виде значения вышеуказанных опрокидывающих моментов и их первообразных для различных углов поворота коленчатого вала ДВС типа R2 за период с учетом задаваемых весогабаритных параметров двигателя, скоростного и нагрузочного режимов. Также для каждого расчетного варианта оценивался уровень возмущений от действия опрокидывающих моментов по величине импульса $L_{\text{имп.мах}}$. Результаты такого анализа показали возможность существенного улучшения уравниваемости ДВС типа R2 за счет установки оптимального смещения осей балансирных валов по схеме Дайхацу [3].

Анализ возможностей уменьшения возмущений от действия крутящего момента за счет новых схем размещения балансирных валов

Выполненные авторами аналитические исследования показали возможность дальнейшего существенного улучшения уравниваемости указанного ДВС от действия опрокидывающего момента за счет особых схем размещения балансирных валов и их дисбалансов. Резерв уменьшения возмущений от действия реактивного опрокидывающего момента

M_p за счет создания гармонического противомомента от балансирных валов,

$$M_{б.в.} = A \cdot \sin(\varphi + \delta),$$

состоит в обеспечении возможности подбора не только амплитуды « A » гармоники балансирных валов, но и ее начальной фазы « δ ».

В известной схеме уравнивания по методу Дайхацу величина подбираемой (из условий лучшей уравниваемости) амплитуды определяется выбором значения смещения осей « a »:

$$A = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a.$$

При этом дисбаланс противовесов менять нельзя, т.к. он определяется из условий уравнивания силы инерции ВПДМ $\sum P_{j1}$.

Значение начальной фазы при этом неизменно равно нулю: $\delta = 0$. Варьирование величиной начальной фазой, как показано ниже, позволяет значительно повысить эффективность уравнивания. Нашли, что конструктивно реализовать варьирование величиной начальной фазы можно 3-мя способами. Во-первых, за счет несимметричного (относительно вертикальной оси, проходящей через ось коленчатого вала) размещения осей балансирных валов.

В этом случае $x_1 \neq -x_2$, а с учетом шестеренного привода балансирных валов произойдет и относительное смещение по высоте $y_1 \neq y_2$. Схема расположения осей балансирных валов для такого случая показана на рис. 2, а.

Второй способ реализации фазового сдвига гармоники момента балансирных валов состоит в применении только одного балансирного вала, на котором устанавливают дисбаланс $m_{1пр}r_{1пр} = m \cdot r$.

Второй равный по величине дисбаланс m_0r_0 устанавливается на коленчатом вале. Схема показана на рис. 2, б. Хотя этот способ существенно упрощает механизм уравнивания (необходим только один балансирный вал), зачастую он может оказаться неприемлемым по конструктивным соображениям. Ось балансирного вала должна находиться вне траекторий крайних точек кривошипно-шатунного механизма и цилиндров ДВС, а при малых оптимальных смещениях это невыполнимо. Третий способ конструктивно наиболее удобен. В этом случае оси балансирных валов размещают симметрично по методу Дайхацу (рис. 1, б). Однако на обоих балансирных валах устанавливают разные дисбалансы $m_{1пр}r_{1пр} \neq m_{2пр}r_{2пр}$.

В этом случае линия действия результирующей проекций центробежных сил балансирных валов $\sum P_{c12y}$ сместится относительно оси симметрии на величину b , аналогично изображенному на схеме рис. 2, а.

Заметим, что для обеспечения уравнивания силы инерции ВПДМ $\sum P_{j1}$ суммарное значение указанных дисбалансов менять нельзя. Их сумма определяется из условия:

$$m_{1пр}r_{1пр} + m_{2пр}r_{2пр} = m \cdot r.$$

Опрокидывающий момент, возникающий от центробежных сил инерции противовесов балансирных валов для рассматриваемых схем определится из выражения:

$$M_{б.в.} = m \cdot r \cdot \omega^2 (a \cdot \sin \varphi + b \cdot \cos \varphi),$$

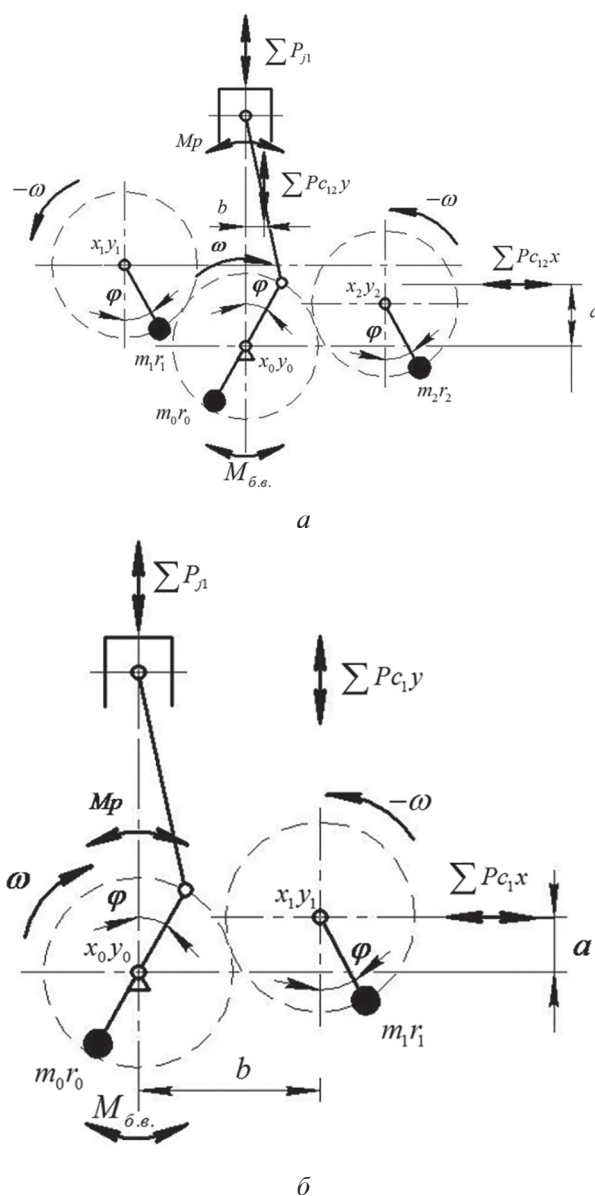


Рис. 2. Новые схемы размещения балансирных валов для уравнивания ДВС типа R2

где «а» и «b» плечи проекций центробежных сил балансирных валов (рис. 2).

Они определяются координатами осей балансирных валов, а для 3-го варианта разницей дисбалансов $m_{1пр}r_{1пр}$ и $m_{2пр}r_{2пр}$.

Если принять, что начало системы координат находится в центре КШМ ($x_0 = 0$, $y_0 = 0$), то плечи «а» и «b» можно найти следующим образом.

Для 1-го варианта:

$$a = 0,5 \cdot (y_1 + y_2),$$

$$b = 0,5 \cdot (x_1 + x_2).$$

Для 2-го варианта:

$$a = y_1,$$

$$b = x_1.$$

Для 3-го варианта:

$$a = y_1 = y_2,$$

$$b = x_2 \frac{m_{2пр}r_{2пр} - m_{1пр}r_{1пр}}{m \cdot r},$$

причем $x_1 = -x_2$ (задают произвольно).

Заметим, что во всех этих случаях проекция результирующей центробежных сил от всех дисбалансов (установленных как на балансирных, так и коленчатом валах) на ось X равна нулю $\sum P_{cx} = 0$, а на ось Y равна силе $\sum P_{j1}$:

$$\sum P_{cy} = \sum P_{j1}.$$

Таким образом, выполняется главное условие уравнивания сил инерции 1-го порядка.

Выбор одной из указанных схем уравнивания осуществляют после предварительного программного анализа возможностей максимального уравнивания ДВС типа R2 с заданными весогабаритными параметрами и режимами работы. В результате такого анализа находят оптимальные значения параметров вертикального $a_{опт}$ и горизонтального $b_{опт}$ смещения проекций центробежных сил балансирных валов (рис. 2), по которым затем определяют координаты их осей или соотношения дисбалансов для 3-го варианта схемы уравнивания. После этого с учетом конструктивных и технологических возможностей принимают решение о реализации одной из схем. Ниже приведены результаты программного анализа возможностей такого уравнивания.

Результаты исследований и их обсуждение

Исследования выполнили с помощью специально разработанной программы, в которой с учетом конкретных значений весогабаритных и нагрузочных параметров ДВС типа R2 за период цикла с интервалом через 10 градусов угла поворота кривошипа определяли значения основных сил и моментов, действующих в КШМ и остове двигателя, включая и балансирные валы. Кроме того, находили и значения первообразных опрокидывающих моментов, по данным которых вычисляли импульсы возмущения $L_{имп.макс}$, необходимые для оценок общей характеристики уравниваемости. Предусмотрена возможность, с использованием специальных опций программы, определения оптимальных значений параметров $a_{опт}$ и $b_{опт}$, обеспечивающих наилучшее уравнивание реактивного крутящего момента для исследуемого варианта. Расчеты выполнены на примере автомобильного бензинового ДВС с типичными для данного класса параметрами: диаметр цилиндра $D = 75$ мм, ход поршня $S = 75$ мм, масса поршня $m_{п} = 0,47$ кг, масса шатуна $m_{ш} = 0,8$ кг, масса деталей совершающих возвратно-поступательное движение (ВПДМ) $m = 0,69$ кг, степень сжатия 9,9, рабочий объем 0,66 л.

У этого ДВС на среднем режиме работы, характеризуемом значением среднего индикаторного давления $P_i = 0,74$ МПа и частотой вращения $n = 3000$ мин⁻¹, расчетное значение импульса возмущения от действия крутящего момента составляет $L_{имп.макс} = 220,3$ Н·м·рад. Именно таким значением импульса будет характеризоваться неуравновешенность от действия крутящего момента при отсутствии балансирных валов или установке их по схеме на рис. 1, а. Если установить балансирные валы по одной из вышеприведенных новых схем, то для данного случая их оптимальные параметры будут иметь значения: $a_{опт} = 36,8$ мм, $b_{опт} = 14,4$ мм. Тогда импульс возмущения существенно (почти в 7 раз) уменьшится и составит $L_{имп.макс} = 32,1$ Н·м·рад.

Для наглядности на рис. 3 показаны графики моментов: реактивного крутящего момента $M_p = f(\varphi)$, от балансирных валов $M_{б.в.} = f(\varphi)$, результирующего $M_{\Sigma} = f(\varphi)$, который в итоге и определяет уравниваемость двигателя от действия опрокидывающих моментов. За нулевое значение крутящих моментов здесь приня-

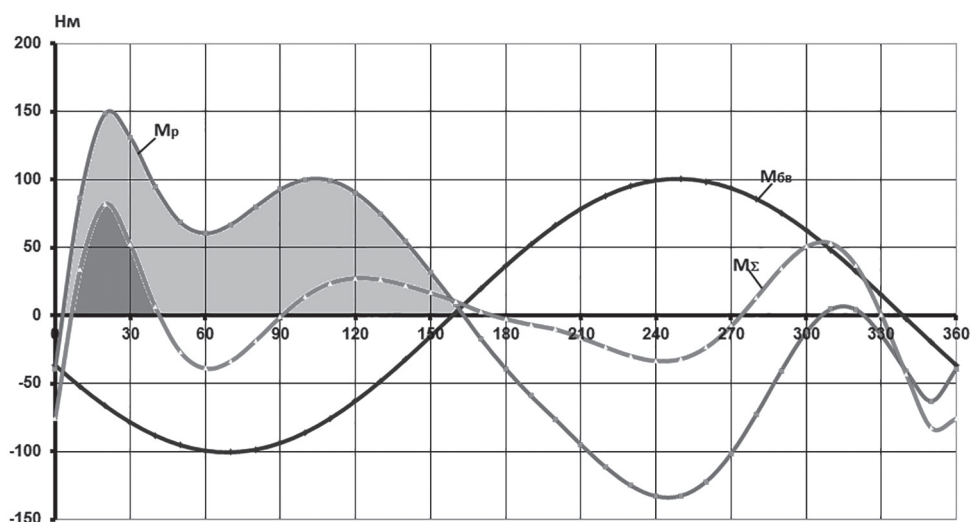


Рис. 3. Графики опрокидывающих моментов в расчетном ДВС типа R2 на режиме работы:
 $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ $P_i = 0,74 \text{ МПа}$ МПа при новом способе оптимизации параметров балансирующих валов
 ($a_{\text{опт}} = 36,8 \text{ мм}$ и $b_{\text{опт}} = 14,4 \text{ мм}$)

та величина среднего индикаторного момента ($M_i = 39,2 \text{ Нм}$).

При таком представлении можно наглядно оценивать величину возмущений от действия опрокидывающих моментов: максимальная (за период) площадь между кривой момента и горизонтальной осью абсцисс соответствует импульсу момента $L_{\text{имп.мах}}$. На графиках светло-серым цветом выделена наибольшая площадь под кривой $M_p = f(\varphi)$, что соответствует возмущению при отсутствии смещения балансирующих валов, темно-серым под кривой $M_\Sigma = f(\varphi)$ при оптимально подобранном положении осей.

Затем был выполнен анализ по определению возможностей уменьшения возмущений от действия крутящего момента этого же варианта при варьировании только вертикальным смещением осей балансирующих валов – размером «а», показанным на рис. 1, б. Именно такой способ уравнивания крутящего момента предусмотрен в вышеописанной схеме «Дайхацу». Найдено, что оптимальное значение смещения составляет $a_{\text{опт}} = 35,4 \text{ мм}$.

Горизонтальное смещение результирующей центробежных сил для этой схемы уравнивания отсутствует: $b = 0$. При этом импульс возмущения результирующего опрокидывающего момента M_Σ составляет $L_{\text{имп.мах}} = 87,2 \text{ Нм-рад}$, что примерно в 2,5 раза меньше, чем при отсутствии уравнивания. Однако видно, что такой способ существенно уступает предыдущему варианту. На рис. 4 показаны графики моментов так же, как и на рис. 3.

Подобный сравнительный анализ был выполнен и для других режимов работы рассматриваемого ДВС. В таблице 1 показаны найденные программным способом значения импульсов возмущений опрокидывающих моментов без уравнивания $L_{\text{имп.мах}}$ при уравнивании только за счет вертикального смещения осей балансирующих валов $L_{\text{имп.мах}}$ и для случая, когда подбирали как вертикальное, так и горизонтальное оптимальное смещение $L_{\text{имп.мах.ух}}$. Величины импульсов для разных скоростных и нагрузочных режимов представлены в размерности Н-м-рад. Здесь же показаны оптимальные значения параметров установки балансирующих валов $a_{\text{опт}}$, $b_{\text{опт}}$ (мм).

Из результатов этих исследований видно, что за счет специальной установки балансирующих валов можно обеспечить эффективное улучшение уравниваемости ДВС типа R2 благодаря уменьшению возмущений от действия крутящего момента. В исследованном диапазоне режимов работы расчетного ДВС импульс возмущений от действия крутящего момента $L_{\text{имп.мах}}$ уменьшается в 1,5...2,5 раза при использовании известной схемы уравнивания «Дайхацу» и в большей мере в 1,7...7 раз для новых вышеописанных схем, где балансирующие валы устанавливают с дополнительным горизонтальным смещением (относительно оси цилиндра), либо выполняют с разным дисбалансом.

Заметим, что хотя во всех этих случаях всегда обеспечивается полное уравнивание

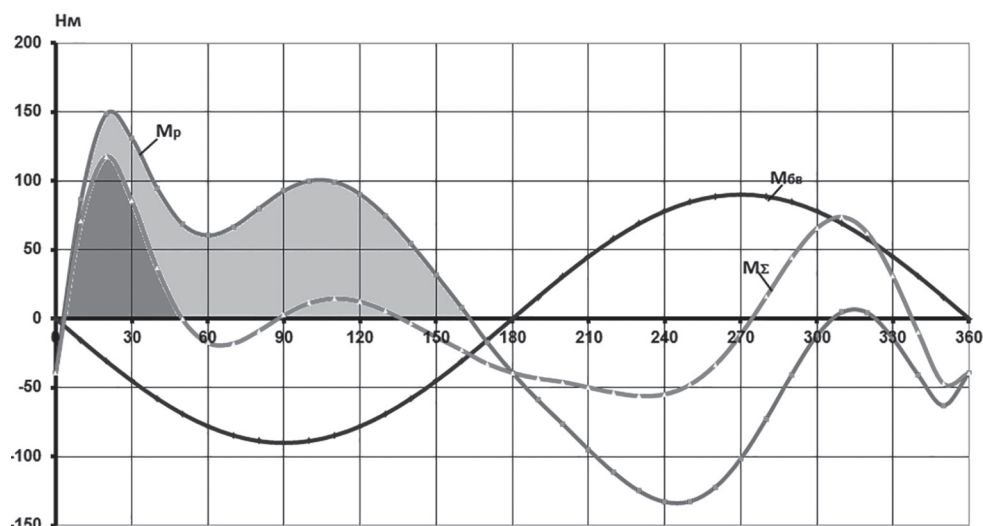


Рис. 4. Графики опрокидывающих моментов в расчетном ДВС типа R2 на режиме работы: $n = 3000 \text{ мин мин}^{-1}$ $P_i = 0,74 \text{ МПа}$ при оптимальном смещении осей балансирных валов только по вертикали ($a_{\text{опт}} = 35,4 \text{ мм}$)

Таблица 1

Значения импульсов возмущения (Н·м·рад) от действия опрокидывающих моментов без уравнивания $L_{\text{имп.мах}}$ и при оптимальных уравниваниях разными способами $L_{\text{имп.мах,у}}$, $L_{\text{имп.мах,ух}}$ на разных режимах работы в расчетном ДВС типа R2 (в скобках приведены оптимальные значения параметров балансирных валов $a_{\text{опт}}$, $b_{\text{опт}}$ (мм))

$n, (\text{мин}^{-1})$	Среднее индикаторное давление P_i (МПа)		
	1,00	0,74	0,34
	$L_{\text{имп.мах}}$ $L_{\text{имп.мах,у}}(a_{\text{опт}})$ $L_{\text{имп.мах,ух}}(a_{\text{опт}}, b_{\text{опт}})$	$L_{\text{имп.мах}}$ $L_{\text{имп.мах,у}}(a_{\text{опт}})$ $L_{\text{имп.мах,ух}}(a_{\text{опт}}, b_{\text{опт}})$	$L_{\text{имп.мах}}$ $L_{\text{имп.мах,у}}(a_{\text{опт}})$ $L_{\text{имп.мах,ух}}(a_{\text{опт}}, b_{\text{опт}})$
4500	339,2 180,4 (22,8) 128,0 (21,3, 9,5)	311,8 177,9 (19,1) 140,3 (18,0, 7,1)	267,8 177,2 (13,0) 160,3 (12,8, 3,2)
3000	265,5 108,8 (39,8) 40,8 (49,0, 18,2)	220,3 87,2 (35,4) 32,1 (36,8, 14,4)	148,6 61,7 (27,4) 42,4 (26,6, 7,0)
2200	270,3 118,0 (83,3) 67,9 (95,3, 39,8)	223,5 88,1 (69,5) 51,6 (79,6, 29,0)	149,3 41,6 (46,3) 27,1 (54,0, 11,5)

ние силы инерции ВПДМ 1-го порядка $\sum P_{j1}$, однако разным режимам работы соответствуют разные значения оптимальных параметров балансирных валов, соответствующих наилучшему уравниванию крутящего момента, что усложняет задачу уравнивания, поскольку в настоящее время отсутствуют механизмы регулирования параметрами балансирных валов работающего ДВС. В этом случае целесообразно в качестве критерия оптимальности уравнивания использовать значение параметра условной энергии возмущения для нескольких режимов E определяемого из выражения:

$$E = \sum_{i=1}^N (L_{i,\text{имп.мах.}})^2,$$

где i – номер режима; N – выбранное общее число учитываемых режимов; и находить оптимальные значения параметров балансирных валов по этому критерию [6].

Здесь целесообразно оценивать значения импульсов возмущения $L_{\text{имп.мах}}$ в размерности Н·м·рад, из-за разных угловых скоростей режимов поля.

Для рассматриваемого примера при учете обеспечения оптимальной уравниженности

на 9 режимах (указанных в таблице 1) программным способом найдены следующие значения условных энергий возмущения. При отсутствии уравнивания крутящего момента $E_0 = 5,45 \text{ (Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с)}^2$.

При оптимальном уравнивании только за счет вертикального смещения осей балансирных валов (метод «Дайхацу») $E_y = 2,36 \text{ (Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с)}^2$ – обеспечивается при значении $a_{\text{опт}} = 32,4 \text{ мм}$; при оптимальном уравнивании новым способом $E_{yx} = 2,03 \text{ (Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с)}^2$ – обеспечивается при значениях $a_{\text{опт}} = 34,1 \text{ мм}$, $b_{\text{опт}} = 6,8 \text{ мм}$.

Как видно, и для этого случая предпочтительны новые схемы установки балансирных валов.

Конкретные значения дисбалансов и координат осей балансирных валов применительно к рассматриваемому ДВС могут быть найдены по его весогабаритным данным с учетом реализации выбранной схемы уравнивания после определения оптимальных значений параметров $a_{\text{опт}}$ и $b_{\text{опт}}$. Покажем решение этой задачи в случае применения схемы с 2-мя симметрично расположенными балансирными валами (рис. 1, б), у которых установлены разные дисбалансы $m_{1\text{пр}}r_{1\text{пр}} \neq m_{2\text{пр}}r_{2\text{пр}}$, для обеспечения заданного оптимального смещения $b_{\text{опт}}$ (это так называемый третий способ уравнивания описанный выше). Оценку выполним для режима работы $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ $P_i = 0,74 \text{ МПа}$ МПа, где оптимальными являются значения плеч (см. таблицу 1): $a_{\text{опт}} = 36,8 \text{ мм}$, $b_{\text{опт}} = 14,4 \text{ мм}$.

Из условий уравнивания силы инерции ВПДМ 1-го порядка $\sum P_{j1}$ следует:

$$m_0 r_0 = m_{1\text{пр}} r_{1\text{пр}} + m_{2\text{пр}} r_{2\text{пр}} = m \cdot r,$$

где для принятых параметров расчетного ДВС:

$$m \cdot r = 690 \cdot 3,75 = 2587,5 \text{ (Г}\cdot\text{см)}.$$

Координаты положения осей балансирных валов по высоте определяются из условия:

$$y_1 = y_2 = a_{\text{опт}} = 36,8 \text{ мм}.$$

Координаты положения осей по горизонтали симметричны $x_1 = -x_2$ и, как указано выше, задаются произвольно (по компоновочным соображениям). Примем $x_2 = 85 \text{ см}$. Дисбалансы балансирных валов определяются из условия обеспечения оптимального значения плеча:

$$b_{\text{опт}} = \frac{x_2 \cdot (m_{2\text{пр}} r_{2\text{пр}} - m_{1\text{пр}} r_{1\text{пр}})}{m \cdot r}.$$

После некоторых преобразований найдено:

$$m_{2\text{пр}} r_{2\text{пр}} = 1513,1 \text{ Г}\cdot\text{см},$$

$$m_{1\text{пр}} r_{1\text{пр}} = 1074,4 \text{ Г}\cdot\text{см}.$$

Заметим, что для рассматриваемого ДВС в этом случае невозможно применить схему уравнивания с одним балансирным валом, показанную на рис. 2, б по компоновочным причинам.

Заключение

В результате выполненных исследований показана целесообразность применения для уравнивания ДВС типа R2 новых схем компоновки балансирных валов. Показано, что в этом случае можно обеспечить существенное (в 1,7...7 раз) уменьшение возмущений от действия крутящего момента двигателя. Сравнительным анализом найдено, что эффективность такого уравнивания в новых схемах выше, чем у известных. Разработана программа для определения оптимальных параметров балансирных валов. Приведен пример уравнивания ДВС типа R2 с использованием новой схемы.

Литература

1. URL: <https://quto.ru/journal/articles/top-avtomobileys-samymi-kroshechnymi-motorami.htm>.
2. Гусаров В.В. Динамика двигателей: уравнивание поршневых двигателей/ учебное пособие для вузов / 2-е изд., испр. и доп. Москва: Издательство Юрайт, 2020. 131 с.
3. Гусаров В.В., Ашишин А.А. Новый способ анализа и расчет уравнивания двигателя типа R2 // Известия МГИУ. Технические и естественные науки. № 4, 2006. С. 5–10.
4. Бородинский Л.Х. Уравнивание сил инерции первого порядка малоразмерного ДВС // Автомобильная промышленность. 1994. № 10. С. 20–23.
5. Кер Вильсон У. Вибрационная техника. М.: «Машиностроение», 1963. 415 с.
6. Гусаров В.В. Анализ возмущающего действия неравномерного крутящего момента двигателя // Грузовик, 2002. № 6. С. 27–30.

References

1. URL <https://quto.ru/journal/articles/top-avtomobileys-samymi-kroshechnymi-motorami.htm>

2. Gusarov V.V. *Dinamika dvigatelej: uravnoveshivanie porshnevnyh dvigatelej* [Engine dynamics: the balancing of piston engines]: uchebnoe posobie dlya vuzov. 2-e izd., ispr. i dop. Moskva: Izdatel'stvo YUrajt Publ., 2020. 131 p.
3. Gusarov V.V., Ashishin A.A. A new way to analyze and calculate the balancing of an engine of R2 type. *Izvestiya MGU. Tekhnicheskie i estestvennye nauki*. 2006. No 4, pp. 5–10 (in Russ.).
4. Borodyanskij L.H. Balancing first-order inertia forces of a small-sized ICE. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. 1994. No 10, pp. 20–23 (in Russ.).
5. Ker Vil'son U. *Vibracionnaya tekhnika* [Vibration technology]. Moscow, «Mashinostroenie» Publ., 1963. 415 p.
6. Gusarov V.V. Analysis of the disturbing effect of uneven engine torque. *Gruzovik*, 2002. No 6, pp. 27–30 (in Russ.).

NEW OPTIONS FOR BALANCING ICE OF R2 TYPE

PhD in Engineering **V.V. Gusarov**, PhD in Engineering **D.V. Apelinskij**
 Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
 gusarov39@yandex.ru

The article considers the issues of balancing of in-line two-cylinder 4-stroke internal combustion engines (ICE) of R2 type. The aim of the study was to analyze the possibilities of more complete balancing of the torque of an engine of R2 type due to new layouts of the axes of the balancer shafts. The known methods of balancing the inertia forces of reciprocating moving masses and partially disturbances from the action of the internal combustion engine torque using balancer shafts are shown. New layouts of axle balancer shafts that provide better balancing of torque are proposed. It is shown that for the balancing harmonic moment of the balancer shafts in the new schemes, it is possible to select the optimal values of both the amplitude and the initial phase. A program for the quantitative assessment of perturbations from the action of overturning moments in the internal combustion engine of the considered type and for determining the optimal parameters of the balancer shafts for new balancing schemes was developed. The program calculation of the optimal partial balancing of the internal combustion engine with the weight and size parameters typical for this type was performed for different operating modes and for different arrangements of the balancer shafts. According to the performed program analysis of partial balancing, it was found that the proposed arrangement of balancer shafts and their imbalances provide a greater reduction in disturbances from the action of torque than in the known ones. An example of a specific determination of the parameters of the balancer shafts - imbalances and axis coordinates - for the considered type ICE is given. It is concluded that it is advisable to use new balancing schemes.

Keywords: R2 twin-cylinder internal combustion engine, balance, balancing shafts, overturning moments.

АЛГОРИТМ РАБОТЫ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЫ ТОРМОЗОВ С ФУНКЦИЕЙ ПРОТИВОДЕЙСТВИЯ ЗАНОСУ ДЛЯ ДВУХОСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ С ОДНОЙ ВЕДУЩЕЙ ОСЬЮ

д.т.н. Жилейкин М.М., Журкин М.М.

ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», Москва, Россия
jileykin_m@mail.ru

При экстренном торможении автомобиля возможна блокировка одного или нескольких колес. В этом случае весь запас по сцеплению колеса с дорогой используется в продольном направлении. Заблокированное колесо перестает воспринимать боковые силы, удерживающие автомобиль на заданной траектории, и скользит по дорожному покрытию. Автомобиль теряет управляемость, и малейшее боковое усилие приводит его к заносу. Антиблокировочная система тормозов (АБС) предназначена предотвратить блокировку колес при торможении и сохранить управляемость автомобиля. Однако само по себе отсутствие блокировки колес при торможении не гарантирует обеспечение устойчивости и управляемости автомобиля. Например, при торможении на скользкой опорной поверхности и попытке объехать находящееся впереди препятствие существует опасность потери сцепления колес с дорогой и возникновения заноса. Разработанные в настоящее время алгоритмы работы АБС не обеспечивают предотвращение возникновения и развития заноса в указанных выше условиях. Целью работы является повышение устойчивости и управляемости двухосных автомобилей с одной ведущей осью при торможении за счет перераспределения тормозных моментов на колесах. Предложен алгоритм работы антиблокировочной системы с функцией противодействия заносу для двухосных автомобилей с одной ведущей осью, отличающийся тем, что при торможении автомобиля на скользкой опорной поверхности с одновременным поворотом руля обеспечивается не только отсутствие блокировки колес, но и противодействие заносу. Методами имитационного моделирования торможения автомобиля на скользкой опорной поверхности с одновременным поворотом руля доказаны работоспособность и эффективность предложенного алгоритма работы антиблокировочной системы с функцией противодействия заносу.

Ключевые слова: антиблокировочная система тормозов; противодействие заносу; устойчивость и управляемость автомобиля.

Введение

Основным предназначением систем активной безопасности автомобиля является предотвращение аварийной ситуации. При возникновении такой ситуации система самостоятельно (без участия водителя) оценивает вероятную опасность и при необходимости предотвращает ее путем активного вмешательства в процесс управления автомобилем [1].

Применение систем активной безопасности позволяет в различных критических ситуациях сохранять контроль над автомобилем или, другими словами, сохранить курсовую устойчивость и управляемость автомобиля.

При экстренном торможении автомобиля возможна блокировка одного или нескольких колес. В этом случае весь запас по сцеплению колеса с дорогой используется в продольном направлении. Заблокированное колесо перестает

воспринимать боковые силы, удерживающие автомобиль на заданной траектории, и скользит по дорожному покрытию [2–4]. Автомобиль теряет управляемость, и малейшее боковое усилие приводит его к заносу. Антиблокировочная система тормозов (АБС) предназначена предотвратить блокировку колес при торможении и сохранить управляемость автомобиля. Наиболее перспективной является антиблокировочная система тормозов с индивидуальным регулированием скольжения колеса [5–7]. Индивидуальное регулирование позволяет получить оптимальный тормозной момент на каждом колесе в соответствии с дорожными условиями и, как следствие, минимальный тормозной путь.

Однако само по себе отсутствие блокировки колес при торможении не гарантирует обеспечение устойчивости и управляемости автомобиля. Например, при торможении на скольз-

кой опорной поверхности и попытке объехать находящееся впереди препятствие существует опасность потери сцепления колес с дорогой и возникновения заноса. Разработанные в настоящее время алгоритмы работы АБС не обеспечивают предотвращение возникновения и развития заноса в указанных выше условиях [8, 9].

Целью работы является повышение устойчивости и управляемости двухосных машин с одной ведущей осью при торможении за счет перераспределения тормозных моментов на колесах.

Алгоритм оценки параметров движения автомобиля при торможении

При регулировании скольжения колеса основной проблемой является оценка вектора линейной скорости центра колеса. Для этого необходимо предварительно знать линейную скорость любой точки кузова автомобиля, в которую можно установить двухкомпонентный датчик линейных ускорений (рис. 1), измеряющий проекции линейного ускорения на связанные с корпусом автомобиля оси X и Y .

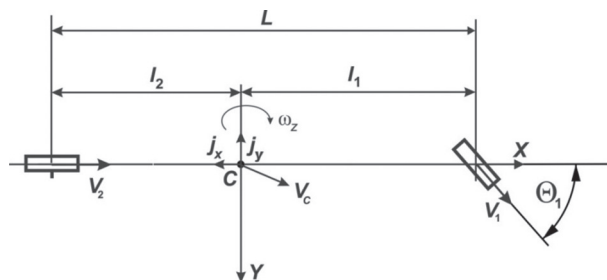


Рис. 1. Плоская расчетная схема двухосного автомобиля:

C – центр масс автомобиля (место установки датчика линейных ускорений); X, Y – оси связанной с корпусом автомобиля системы координат;

l_1, l_2 – расстояния от центра масс автомобиля до передней и задней оси соответственно; L – колесная база; j_x, j_y – проекции линейного ускорения центра масс автомобиля на оси связанной с корпусом автомобиля системы координат; ω_z – угловая скорость поворота автомобиля относительно вертикальной оси; Θ_1 – средний угол поворота передних управляемых колес; V_1, V_2 – вектора скорости центров передней и задней осей;

V_C – вектор скорости центра масс

Примем для определенности, что датчик ускорений установлен в центре масс автомобиля. Рассмотрим определение линейных скоростей центра масс автомобиля отдельно для заднеприводного и для переднеприводного ав-

томобилей, используя при этом неведущую (и небуксующую) ось в качестве своеобразного датчика скорости.

Вектор скорости V_1 центра передней оси определяется как сумма скорости V_C полюса (центра масс) и относительной скорости $\omega_z l_1$ центра передней оси вокруг полюса:

$$V_1 = V_C + \omega_z l_1;$$

$$|V_{10}| \approx \frac{\omega_{1\text{лев}} + \omega_{1\text{прав}}}{2} r_{\text{ст}},$$

где $\omega_{1\text{лев}}, \omega_{1\text{прав}}$ – угловые скорости вращения правого и левого колес передней оси в момент нажатия водителем педали тормоза; $r_{\text{ст}}$ – статический радиус колеса; $|V_{10}|$ – модуль вектора; V_{10} – вектор скорости V_1 центра передней оси в момент нажатия водителем педали тормоза.

Проекции V_{CX}, V_{CY} вектора скорости V_C центра масс на оси подвижной системы координат X, Y можно записать так:

$$V_{CX} = |V_{10}| \cos \Theta_1;$$

$$V_{CY} = |V_{10}| \sin \Theta_1 - \omega_z l_1;$$

$$\Theta_1 = \frac{\Theta_{1\text{лев}} + \Theta_{1\text{прав}}}{2},$$

где $\Theta_{1\text{лев}}, \Theta_{1\text{прав}}$ – углы поворота левого и правого передних управляемых колес.

Вектор скорости V_2 центра задней оси определяется как сумма скорости V_C полюса (центра масс) и относительной скорости $\omega_z l_2$ центра задней оси вокруг полюса:

$$V_2 = V_C + \omega_z l_2;$$

$$|V_{20}| \approx \frac{\omega_{2\text{лев}} + \omega_{2\text{прав}}}{2} r_{\text{ст}},$$

где $\omega_{2\text{лев}}, \omega_{2\text{прав}}$ – угловые скорости вращения правого и левого колес задней оси в момент нажатия водителем педали тормоза; V_{20} – вектор скорости V_2 центра задней оси в момент нажатия водителем педали тормоза.

Проекции V_{CX}, V_{CY} вектора скорости V_C центра масс на оси подвижной системы координат X, Y можно записать так

$$V_{CX} = |V_{20}|;$$

$$V_{CY} = \omega_z l_2.$$

Проекции V_{CX} , V_{CY} вектора V_C текущей линейной скорости центра масс автомобиля в процессе торможения можно определить так:

$$V_{CX} = V_{CX0} + \int_0^t j_x dt; \quad V_{CY} = V_{CY0} + \int_0^t j_y dt, \quad (1)$$

где V_{CX0} , V_{CY0} – значения проекций V_{CX} , V_{CY} вектора V_C текущей линейной скорости центра масс автомобиля в момент нажатия водителя на педаль тормоза; t – время протекания процесса торможения.

Дискретный аналог формул (1) для текущего времени t_i с использованием метода трапеций для вычисления значения интеграла можно записать следующим образом:

$$V_{CXi} = V_{CX(i-1)} + \frac{j_{xi} + j_{x(i-1)}}{2} \Delta t;$$

$$V_{CYi} = V_{CY(i-1)} + \frac{j_{yi} + j_{y(i-1)}}{2} \Delta t,$$

где индекс $(I - 1)$ соответствует моменту времени t_{i-1} ; $\Delta t = t_i - t_{i-1}$ – дискретный интервал времени управления.

Для определения текущей линейной скорости центров колес автомобиля в процессе торможения рассмотрим расчетную схему на рис. 2.

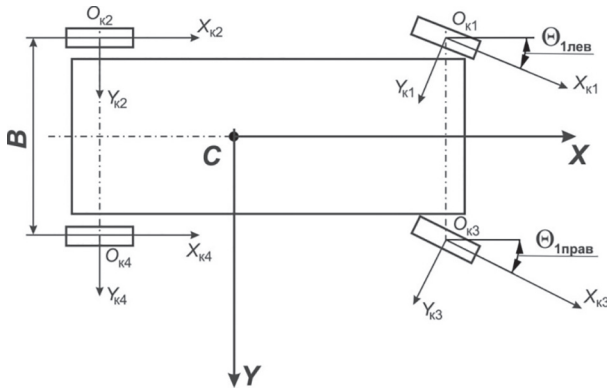


Рис. 2. Расчетная схема для определения текущей линейной скорости центров колес автомобиля в процессе торможения:

B – колей колес; $O_{ki} X_{ki} Y_{ki}$, $i = 1, \dots, 4$ – система координат, связанная с центром i -го колеса

Для колес передней оси проекции $V_{kX1,3}$, $V_{kY1,3}$ проекции линейной скорости центров колес на оси подвижной системы координат CXY определяются так:

$$V_{kX1} = V_{CX} - \omega_z |CO_{k1}| \sin \alpha_1;$$

$$V_{kX3} = V_{CX} - \omega_z |CO_{k1}| \sin \alpha_1;$$

$$V_{kY1,3} = V_{CY} - \omega_z |CO_{k1,3}| \cos \alpha_1;$$

$$\text{где } |CO_{k1}| = \sqrt{(l_1)^2 + \frac{B^2}{4}}; \quad \alpha_1 = \arctg \frac{B}{2l_1}.$$

Проекция V_{Xk1} , $i = 1, 3$ скорости центров передних колес на оси $O_{ki} X_{ki} Y_{ki}$ систем координат, связанных с центрами передних колес, вычисляются следующим образом.

Для 1-го и 3-го колес (передняя ось):

$$V_{Xk1} = V_{kX1} \cos \Theta_{1лев} + V_{kY1} \sin \Theta_{1лев};$$

$$V_{Xk3} = V_{kX3} \cos \Theta_{1прав} + V_{kY3} \sin \Theta_{1прав}.$$

Для неуправляемых 2-го и 4-го колес задней оси:

$$V_{Xk2} = V_{CX} - \omega_z |CO_{k2}| \sin \alpha_2;$$

$$V_{Xk4} = V_{CX} - \omega_z |CO_{k4}| \sin \alpha_2;$$

$$\alpha_2 = \arctg \frac{B}{2l_2}.$$

Далее определяется скольжение S_i i -го колеса по известной формуле

$$S_i = \frac{V_{Xki} - \omega_i r_{ст}}{V_{Xki}}, \quad i = 1, \dots, 4,$$

где ω_i – измеренная угловая скорость вращения i -го колеса.

Назначение тормозных моментов на колесах

Тормозной момент M_{Ti} на i -м колесе с учетом работы АБС может быть определен так:

$$M_{Ti} = h_{brake} h_{ABSi} T_{max}, \quad i = 1, \dots, 4; \quad (2)$$

$$h_{ABSi} = \frac{\omega_i r_{ст}}{V_{Xki}}, \quad i = 1, \dots, 4, \quad (3)$$

где $h_{brake} = [0 \dots 1]$ – степень нажатия водителем на педаль тормоза; $h_{ABSi} = [0 \dots 1]$ – степень снижения действующего тормозного момента на i -м колесе за счет работы АБС; T_{max} – максимальный тормозной момент, развиваемый колесным тормозным механизмом.

Для поддержания величины скольжения $S_{i,i} = 1, \dots, 4$ для каждого колеса в оптимальном диапазоне 0,1...0,3 [10] может быть предложен следующий алгоритм работы антиблокировочной системы:

если $\frac{dS_i}{dt} \geq 0$ и $S_i \leq 0,3$, то $h_{ABSi} = 1$, $i = 1, \dots, 4$;

если $\frac{dS_i}{dt} \geq 0$ и $S_i > 0,3$, то $h_{ABSi} = \frac{\omega_i r_{ct}}{V_{\lambda ki}}, i = 1, \dots, 4$;

если $\frac{dS_i}{dt} < 0$ и $S_i < 0,1$, то $h_{ABSi} = 1, i = 1, \dots, 4$;

если $\frac{dS_i}{dt} < 0$ и $S_i \geq 0,1$, то $h_{ABSi} = \frac{\omega_i r_{ct}}{V_{\lambda ki}},$

$i = 1, \dots, 4$.

Проверка работоспособности и эффективности алгоритма работы АБС

Проверка работоспособности и эффективности предложенного алгоритма методами имитационного моделирования показывает, что при экстренном торможении на скользкой дороге (коэффициент сцепления при полном скольжении $\mu_s = 0,35$) легкового автомобиля полной массой 6000 кг при начальной скорости 60 км/ч с одновременным поворотом рулевого колеса (попытка водителя объехать препятствие) приводит к заносу.

Траектория движения автомобиля при торможении представлена на рис. 3.

Для предотвращения развития заноса необходимо сначала провести распознавание возникновения и развития процесса заноса. Для этого предлагается провести сравнение угловых скоростей вращения автомобиля вокруг вертикальной оси, проходящей через его центр масс: реальной угловой скорости ω_z , которую можно измерить, и теоретической:

$$\omega_T = \frac{\sqrt{(V_{CX})^2 + (V_{CY})^2}}{L} \operatorname{tg} \Theta_1.$$

При торможении с поворотом рулевого колеса возникает занос задней оси, при этом $|\omega_T| < |\omega_z|$. Для противодействия заносу необходимо создать момент противовращения за счет большего подтормаживания переднего внешне-

го по отношению к направлению заноса колеса. Однако большее подтормаживание может привести к блокированию этого колеса, поэтому необходимо наоборот дополнительно растормаживать все колеса, кроме переднего внешнего по отношению к направлению заноса. Тогда формула (2) для определения тормозного момента на каждом колесе примет вид:

$$M_{Ti} = h_{brake} h_{ABSi} h_{ESP_i} T_{\max}, \quad i = 1, \dots, 4,$$

где $h_{ESP_i} = [0 \dots 1]$ – степень снижения действующего тормозного момента на i -м колесе за счет работы алгоритма противодействия заносу при торможении.

Тогда алгоритм определения значения $h_{ESP_i}, i = 1, \dots, 4$ с учетом правила знаков, принятом при моделировании, должен быть следующим.

Если $\Theta_1 > 0^\circ$ (поворот налево) и $\omega_z - \omega_T > 0$ (занос задней оси), то $h_{ESP1} = h_{ESP2} = h_{ESP4} = C|\omega_z - \omega_T|$; $h_{ESP3} = 1$.

Если $\Theta_1 < 0^\circ$ (поворот направо) и $\omega_z - \omega_T < 0$ (занос задней оси), то $h_{ESP2} = h_{ESP3} = h_{ESP4} = C|\omega_z - \omega_T|$; $h_{ESP1} = 1$.

В приведенных выше формулах наоборот: C – коэффициент усиления регулятора, который настраивается индивидуально для каждого автомобиля.

Для проверки эффективности и работоспособности методами имитационного моделирования предложенного алгоритма работы АБС с функцией противодействия заносу при торможении было проведено моделирование движения двухосного автомобиля полной массой 6000 кг в тех же условиях, которые были описаны ранее.

На рис. 4 представлена траектория движения автомобиля полной массой 6000 кг при торможении с АБС и с функцией противодействия заносу, на рис. 5 – зависимость курсовой скорости автомобиля от времени, на рис. 6 – графики изменения угловых скоростей колес от времени.

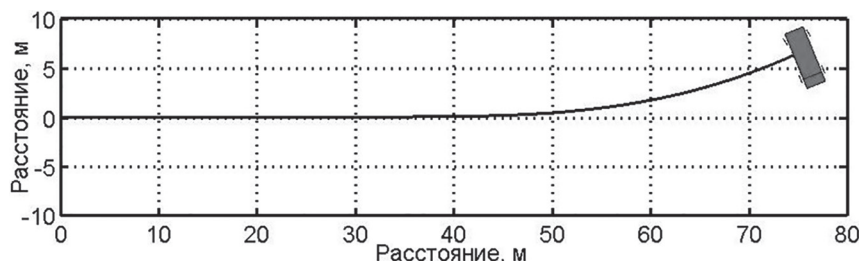


Рис. 3. Траектория движения автомобиля полной массой 6000 кг при торможении с АБС без функции противодействия заносу

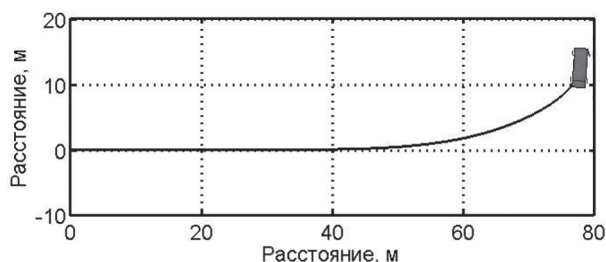


Рис. 4. Траектория движения автомобиля полной массой 6000 кг при торможении с АБС и с функцией противодействия заносу

Из рис. 4–6 видно, что колеса не блокируются, заноса при маневрировании нет, что свидетельствует о работоспособности и эффективности предложенного алгоритма работы антиблокировочной системы с функцией противодействия заносу.

Выводы

1. Предложен алгоритм работы антиблокировочной системы с функцией противодействия заносу для двухосных автомобилей с одной ведущей осью, отличающийся тем, что при торможении автомобиля на скользкой опорной поверхности с одновременным поворотом руля обеспечивается не только отсутствие блокировки колес, но и противодействие заносу.

2. Методами имитационного моделирования торможения автомобиля на скользкой

опорной поверхности с одновременным поворотом руля доказаны работоспособность и эффективность предложенного алгоритма работы антиблокировочной системы с функцией противодействия заносу.

Литература

1. Бутылин В.Г., Высоцкий М.С., Иванов В.Г., Лепешко И.И. Активная безопасность автомобиля. Основы теории / Под ред. В.Г. Иванова. Мн.: НИРУП «Белавтотракторостроение», 2002. 184 с.
2. Ergin A.A., Kolomejtseva M.B., Kotiev G.O. Anti-blocking control system of the brake drive of automobile wheel (2004) *Pribory i Sistemy Upravleniya*, (9), pp. 11–13.
3. Беляев В.М., Иванов В.Г., Молибощко Л.А. Проектирование тормозной системы автомобиля. – Мн.: БГПА, 2000. Ч. 1: Тормозная динамика автомобиля. Тормозные механизмы. 47 с.
4. Малюгин П.Н. Возможности и пути улучшения устойчивости движения автомобиля при торможении. Дисс. ... канд. техн. наук. Омск, 1985. 229 с.
5. Рязанцев В.А., Ахметшин А.М. Метод повышения эффективности тормозного управления колесных машин. *Автомобильная промышленность*, 2017. № 7. С. 17–20.
6. Aref M.A. Soliman, Mina M.S. Kaldas. An Investigation of Anti-lock Braking System for Automo-

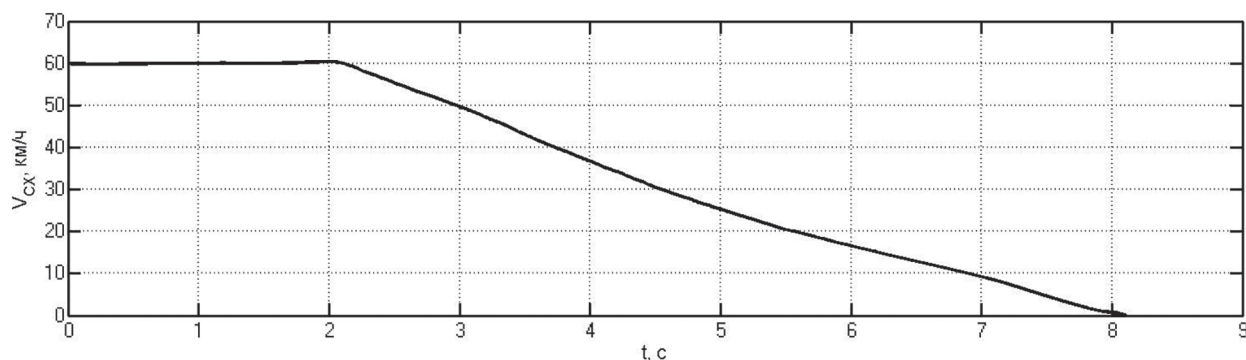


Рис. 5. Зависимость курсовой скорости автомобиля от времени

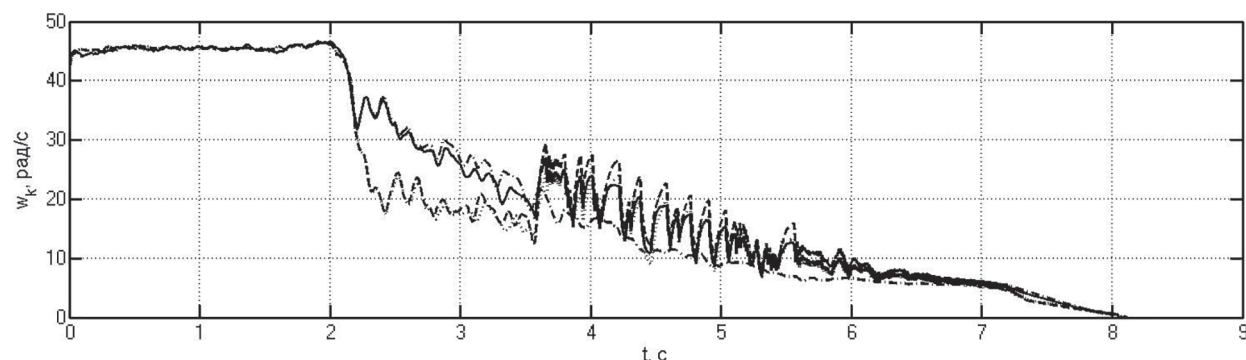


Рис. 6. Графики изменения угловых скоростей колес от времени

- biles. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
- Chendi Sun and Xiaofei Pei. Development of ABS ECU with Hard ware-in-the-Loop Simulation Based on Labcar System. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
 - Edoardo Sabbioni, Federico Cheli and Vincenzo d'Alessandro. Politecnico di Milano Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
 - Farhad Assadian. Mixed H_∞ and Fuzzy Logic Controllers for the Automobile ABS. SAE 2001 World Congress Detroit, Michigan March 5–8, 2001.
 - Hart P.M. Review of Heavy Vehicle Braking Systems Requirements (PBS Requirements), Draft Report, 24 April 2003.
 - Tormoznye mekhanizmy* [Braking dynamics of the vehicle. Brake mechanisms]. 47 p.
 - Malyugin P.N. *Vozmozhnosti i puti uluchsheniya ustojchivosti dvizheniya avtomobilya pri tormozhenii*. Diss. ... kand. tekhn. nauk [Possibilities and ways to improve vehicle stability during braking: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Omsk, 1985. 229 p.
 - Ryazancev V.A., Ahmetshin A.M. Method for increasing the efficiency of brake control of wheeled vehicles. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2017. No 7, pp. 17–20 (in Russ.).
 - Aref M.A. Soliman, Mina M.S. Kaldas. An Investigation of Anti-lock Braking System for Automobiles. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
 - Chendi Sun and Xiaofei Pei. Development of ABS ECU with Hard ware-in-the-Loop Simulation Based on Labcar System. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
 - Edoardo Sabbioni, Federico Cheli and Vincenzo d'Alessandro. Politecnico di Milano Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
 - Farhad Assadian. Mixed H_∞ and Fuzzy Logic Controllers for the Automobile ABS. SAE 2001 World Congress Detroit, Michigan March 5–8, 2001.
 - Hart P.M. Review of Heavy Vehicle Braking Systems Requirements (PBS Requirements), Draft Report, 24 April 2003.

References

- Butylin V.G., Vysockij M.S., Ivanov V.G., Lepe-shko I.I. *Aktivnaya bezopasnost' avtomobilya. Osnovy teorii* [Vehicle active safety. Theory basics]. Pod red. V.G. Ivanova. Mn.: NIRUP «Belavtotraktorostroenie», 2002. 184 p.
- Ergin A.A., Kolomejtseva M.B., Kotiev G.O. Anti-blocking control system of the brake drive of automobile wheel (2004) *Pribory i Sistemy Upravleniya*, (9), pp. 11–13.
- Belyaev V.M., Ivanov V.G., Moliboshko L.A. *Proektirovanie tormoznoj sistemy avtomobilya* [Designing of a vehicle brake system]. Mn.: BGPA, 2000. CH. 1: *Tormoznaya dinamika avtomobilya*.

ALGORITHM OF ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM WITH ANTI-SKID FUNCTION FOR TWO-AXLE CARS WITH ONE DRIVING AXLE

DSc in Engineering **M.M. Zhileykin, M.M. Zhurkin**
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
jileykin_m@mail.ru

In case of emergency braking, one or more wheels may be locked. In this case, the entire stock of the wheel coupling with the road is used in the longitudinal direction. The blocked wheel ceases to perceive the lateral forces keeping the car on the set trajectory, and slides on a road surface. The car loses control, and the slightest lateral force leads it to skid. The anti-lock braking system (ABS) is designed to prevent the wheels from locking when braking and to maintain the vehicle's handling. However, the absence of wheel lock during braking does not guarantee stability and controllability of the car. For example, when braking on a slippery support surface and trying to avoid an obstacle in front, there is a risk of loss of traction and skidding. Currently developed ABS algorithms do not prevent the occurrence and development of drift in the above conditions. The aim of the work is to increase the stability and controllability of two-axle cars with one driving axle when braking due to the redistribution of braking moments on the wheels. The algorithm of anti-lock system with anti-skid function for two-axle cars with one driving axle, characterized in that when braking the car on a slippery support surface with simultaneous rotation of the steering wheel provides not only the absence of wheel lock, but also anti-skid. The efficiency and effectiveness of the proposed algorithm of the anti-lock system with the function of anti-skid are proved by the methods of simulation of braking of the car on a slippery support surface with simultaneous rotation of the steering wheel.

Keywords: anti-lock braking system; anti-skid; stability and handling of the car.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПНЕВМОПРИВОДНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Журкин Н.А., д.т.н. Донской А.С., д.т.н. Жарковский А.А.

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия
zhurkin47@mail.ru

В статье рассмотрен вопрос математического моделирования рабочего процесса пневмоприводных насосов высокого давления. В качестве объекта исследования рассмотрен наиболее распространенный и простой конструктивный вариант подобных насосов – однопоршневой насос однократного действия, для которого приведена схема и описан принцип работы. В соответствии с принципиальной схемой разработана расчетная схема, на основании которой с рядом допущений составлена математическая модель, описывающая физические процессы, происходящие при работе насоса. Для исследования насосов различных типоразмеров за характерный размер принят диаметр плунжера насосной секции, а также введены коэффициенты пропорциональности, через которые выражены диаметр поршня приводной секции и рабочий ход поршня. Из результатов математического моделирования следует, что с увеличением характерного размера насоса подача его растет, что соответствует характеристикам серийно выпускаемых насосов и подтверждает адекватность математической модели. При этом рост подачи с ростом характерного размера носит нелинейный характер. Наибольшее влияние на подачу насоса характерный размер оказывает при работе насоса на холостом ходу. С ростом давления перекачиваемой жидкости на выходе насоса влияние характерного размера снижается, то есть его увеличение не приводит к существенному повышению подачи. Исследование влияния диаметра поршня и его хода на характеристики насоса позволило установить, что увеличение хода несущественно влияет на подачу, увеличение диаметра поршня приводной секции приводит к снижению подачи при прочих равных условиях. Из полученных результатов следует, что при проектировании новых или выборе серийных насосов следует тщательно анализировать возможные условия их работы с целью определения рациональных параметров как самих насосов, так и гидросистем в целом. Разработанная модель может применяться при проектировании новых насосов, а также при исследовании работы существующих. Полученными характерными зависимостями можно руководствоваться при выборе серийно выпускаемых образцов насосов.

Ключевые слова: пневмоприводной насос, насос высокого давления, поршневой насос, пневмогидравлический преобразователь давления.

Введение

Пневмоприводные насосы высокого давления (ПНВД) применяются в различных отраслях промышленности: машиностроении, химической, авиационной, горно-добывающей и других. Также насосы данного типа широко применяются в испытательном оборудовании.

Пневмоприводной насос высокого давления – объемная пневмогидравлическая машина, преобразующая энергию сжатого газа в энергию перекачиваемой жидкости с повышением давления.

В сравнении с другими типами насосов высокого давления (НВД) ПНВД обладают следующими преимуществами: высокая надежность, простота конструкции, низкая масса,

экологическая безопасность, простота монтажа, эксплуатации и ремонта, возможность перекачивания агрессивных и маловязких жидкостей, пожаро- и взрывобезопасность [1, 6].

Подобные насосы используются как в стационарной, так и в мобильной технике: в приводах станков и станочных приспособлений, робототехнических комплексах, подъемно-транспортной технике, пожарной технике, машинах гидроабразивной резки, ручном инструменте, прессовом оборудовании, системах смазки и т.д. ПНВД широко применяются в испытательном оборудовании для проверки прочности и герметичности сосудов и трубопроводов, в стендах, имитирующих глубоководные условия.

Серийно выпускаемые ПНВД однократного действия обеспечивают давление на выходе насоса до 400 МПа и объемную подачу до 22 л/мин.

Вопрос математического моделирования ПНВД и определения их характеристик изучен недостаточно. Пневмогидравлический преобразователь – подобное ПНВД устройство – рассмотрен в работе [6]. Динамика ПНВД рассмотрена в работе [5]. В работе рассмотрено влияние на подачу ПНВД давления сжатого воздуха и давления перекачиваемой жидкости. Из результатов, представленных в статье, видно, что с ростом давления сжатого воздуха подача ПНВД растет, а с ростом давления перекачиваемой жидкости на выходе из насоса подача, наоборот, снижается. Все зависимости носят нелинейный характер. Также из результатов работы видно, что характер изменения подачи при различных эксплуатационных условиях одинаков. При этом статья не отражает влияние основных размеров насоса на его динамику и характеристики. Также разработанная математическая модель, с целью упрощения, не включает потери давления на клапанах нагнетания и всасывания.

Целью настоящей работы является совершенствование математической модели ПНВД однократного действия и исследование характеристик насосов некоторого размерного ряда для оценки влияния основных параметров на рабочие характеристики.

Описание и принцип работы ПНВД

Наиболее простым и распространенным на практике конструктивным вариантом ПНВД является однопоршневой насос однократного действия. Принципиальная схема такого насоса представлена на рис. 1.

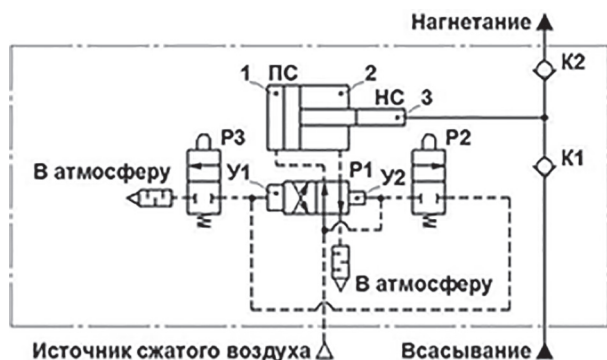


Рис. 1. Принципиальная схема ПНВД

ПНВД состоит из приводной и насосной секций ПС и НС соответственно, основного пневмораспределителя Р1, пневмораспределителей Р2 и Р3, выполняющих функцию конечных выключателей, клапанов всасывания К1 и нагнетания К2. Конструктивно все составные части объединены в единое устройство. Плунжер насосной секции и поршень приводной секции являются единым узлом.

Принцип работы представленного насоса достаточно прост. В соответствии с рисунком 1 в исходном состоянии поршневая полость 1 приводной секции ПС насоса через пневмораспределитель Р1 соединена с пневматической линией нагнетания, полость 2 приводной секции ПС соединена с атмосферой. При подаче сжатого воздуха поршень насоса перемещается вправо, и перекачиваемая жидкость через клапан К2 вытесняется из полости 3 насосной секции НС. При приближении приводного поршня к крайнему правому положению он механически переключает на пневмораспределитель Р2, который соединяет пневматическую линию нагнетания с управляющей полостью У1 пневмораспределителя Р1. Распределитель Р1 за счет разности эффективных площадей полостей У1 и У2 переключается и соединяет полость 2 приводной секции ПС с пневматической линией нагнетания, а полость 1 – с атмосферой. При этом поршень насоса перемещается влево и происходит всасывание перекачиваемой жидкости через клапан К1 в полость 3 насосной секции. При приближении поршня к крайнему левому положению он механически переключает пневмораспределитель Р3, который соединяет управляющую полость пневмораспределителя Р1 с атмосферой. Пневмораспределитель Р1 вновь переключается в исходное положение. Таким образом, схема ПНВД обеспечивает его непрерывную циклическую работу до момента отключения его от источника сжатого воздуха или превышении максимально возможного давления в гидравлической линии нагнетания, определяемого соотношением эффективных площадей поршня приводной секции и плунжера насосной секции.

Математическая модель ПНВД

При разработке математической модели ПНВД принимаются следующие допущения: газодинамические процессы, происходящие

в полостях пневматического приводного цилиндра являются адиабатическими, в пневматических линиях — изотермическими; переключение пневмораспределителя Р1 при приближении поршня к крайним положениям происходит мгновенно, открытие и закрытие клапанов всасывания К1 и нагнетания К2 происходит мгновенно, перекачиваемая жидкость рассматривается как сжимаемая, объемный модуль упругости жидкости остается постоянным [2–4].

На основании принципиальной схемы ПНВД и с учетом принятых допущений разработана расчетная схема, представленная на рис. 2.

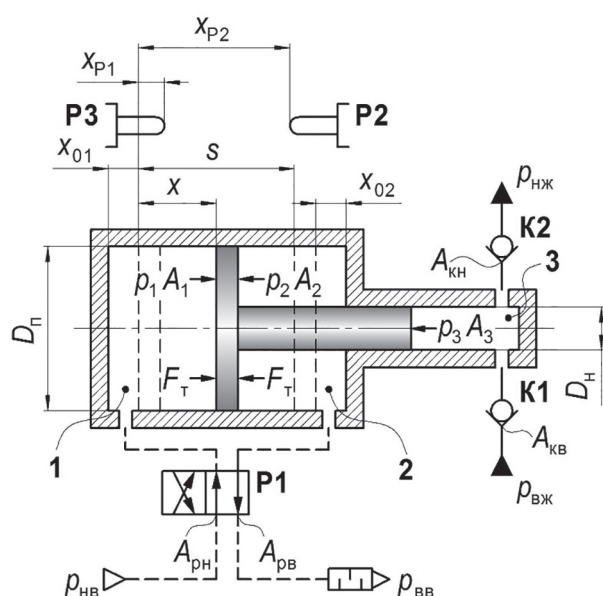


Рис. 2. Расчетная схема ПНВД

Уравнение движения поршня имеет следующий вид:

$$m\ddot{x} = p_1 A_1 - p_2 A_2 - p_3 A_3 - F_{\text{T}}, \quad (1)$$

где m – масса подвижных частей ПНВД; x – координата текущего положения поршня; p_1 – абсолютное давление воздуха в поршневой полости приводной секции; p_2 – абсолютное давление воздуха в штоковой полости приводной секции; p_3 – абсолютное давление перекачиваемой жидкости в полости насосной секции; A_1 – эффективная площадь поршневой полости приводной секции; A_2 – эффективная площадь штоковой полости приводной секции; A_3 – эффективная площадь полости насосной секции; F_{τ} – суммарная сила трения.

На такте всасывания происходит движение поршня вправо и вытеснение перекачиваемой жидкости из полости 3 насосной секции. При этом полость 2 соединяется с пневматической линией нагнетания, а полость 1 – с линией выхлопа. Изменение давлений в полостях приводной и насосной секций ПНВД на такте всасывания описывается следующей системой уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{p}_1 &= \frac{kA_{\text{BH}}\sqrt{RT}}{A_1(x+x_{01})\sqrt{\zeta_{\text{BH}}}}\sqrt{p_{\text{BH}}^2-p_1^2}-\frac{kp_1}{x+x_{01}}\dot{x}, \\ \dot{p}_2 &= -\frac{kA_{\text{BB}}\sqrt{RT}}{A_2(s-x+x_{02})\sqrt{\zeta_{\text{BB}}}}\left(\frac{p_2}{p_{\text{BH}}}\right)^{\frac{k-1}{2k}}\sqrt{p_2^2-p_{\text{BB}}^2}+ \\ &+ \frac{kp_2}{s-x+x_{02}}\dot{x}, \\ \dot{p}_3 &= \frac{E_{\text{ж}}}{V_3}\left(\mu A_{\text{KH}}\sqrt{\frac{2(p_3-p_{\text{Hж}})}{\rho}}+A_3\dot{x}\right), \end{aligned} \right. \quad (2)$$

где k – показатель адиабаты; $A_{\text{нв}}$, $A_{\text{вв}}$ – площади проходных сечений пневматических линий нагнетания и выхлопа соответственно; $\zeta_{\text{нв}}$, $\zeta_{\text{вв}}$ – коэффициенты сопротивлений пневматических линий нагнетания и выхлопа соответственно; R – универсальная газовая постоянная; T – температура сжатого воздуха в пневматической линии нагнетания; x_{01} , x_{02} – приведенные координаты мертвых объемов поршневой и штоковой полостей приводной секции; s – рабочий ход поршня; $p_{\text{вн}}$, $p_{\text{вв}}$ – абсолютные давления воздуха в пневматических линиях нагнетания и выхлопа соответственно; $E_{\text{ж}}$ – объемный модуль упругости перекачиваемой жидкости; ρ – плотность перекачиваемой жидкости; V_3 – объем полости насосной секции; $A_{\text{кн}}$ – площадь проходного сечения клапана нагнетания; $p_{\text{нж}}$ – давление перекачиваемой жидкости на выходе насоса; μ – коэффициент расхода перекачиваемой жидкости.

На такте всасывания происходит возврат поршня ПНВД в исходное положение. При этом полость 2 соединяется с пневматической линией нагнетания, а полость 1 – с линией выхлопа, полость 3 заполняется перекачиваемой жидкостью. Изменение давлений в полостях приводной и насосной секций ПНВД на такте всасывания описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = -\frac{kA_{\text{вв}}\sqrt{RT}}{A_1(x+x_{01})\sqrt{\zeta_{\text{вв}}}}\left(\frac{p_2}{p_{\text{вн}}}\right)^{\frac{k-1}{2k}}\sqrt{p_1^2-p_{\text{вв}}^2}- \\ -\frac{kp_1}{x+x_{01}}\dot{x}, \\ \dot{p}_2 = \frac{kA_{\text{вн}}\sqrt{RT}}{A_2(s-x+x_{02})\sqrt{\zeta_{\text{вн}}}}\sqrt{p_{\text{вн}}^2-p_2^2}+ \\ +\frac{kp_2}{s-x+x_{02}}\dot{x}, \\ \dot{p}_3 = \frac{E_{\text{ж}}}{V_3}\left(\mu A_{\text{кв}}\sqrt{\frac{2(p_{\text{вж}}-p_3)}{\rho}}+A_3\dot{x}\right), \end{cases} \quad (3)$$

где $A_{\text{кв}}$ – площадь проходного сечения клапана всасывания; $p_{\text{вж}}$ – давление перекачиваемой жидкости на входе насоса.

Объем полости насосной секции складывается из рабочего и мертвых объемов. Мертвый объем удобно выражать через коэффициент мертвого объема. Тогда объем полости насосной секции определяется следующим образом:

$$V_3 = (1 + c_{\text{мо}})V_{\text{р}}, \quad (4)$$

где $c_{\text{мо}}$ – коэффициент мертвого объема; $V_{\text{р}}$ – рабочий объем насосной секции, являющийся произведением площади плунжера насосной секции и его хода.

Сила трения, действующая на поршень ПНВД, складывается из силы трения скольжения и силы вязкого трения:

$$F_{\text{тр}} = \mu_{\text{тс}}F_{\text{у}} + \mu_{\text{вт}}\dot{x}, \quad (5)$$

где $\mu_{\text{тс}}$ – коэффициент трения скольжения; $F_{\text{у}}$ – нормальная к внутренним поверхностям насоса сила, действующая в уплотнительных узлах; $\mu_{\text{вт}}$ – коэффициент вязкого трения.

Совместно уравнение (1) и системы уравнений (2) и (3) с учетом уравнений (4) и (5) описывают работу однопоршневого ПНВД однократного действия.

Для исследования широкого размерного ряда ПНВД за характерный размер удобно принять диаметр плунжера насосной секции $d_{\text{н}}$ (см. рис. 2), а диаметр поршня приводной секции $d_{\text{п}}$ и рабочий ход поршня s выразить через коэффициенты пропорциональности $K_{\text{д}}$ и $K_{\text{с}}$ соответственно:

$$d_{\text{п}} = K_{\text{д}}d_{\text{н}}, \quad (6)$$

$$s = K_{\text{с}}d_{\text{н}}, \quad (7)$$

где $K_{\text{д}}$ – коэффициент пропорциональности диаметра поршня приводной и плунжера насосной секций; $K_{\text{с}}$ – коэффициент пропорциональности хода поршня и диаметра плунжера насосной секции.

Коэффициент мультипликации ПНВД также может быть выражен через коэффициент $K_{\text{д}}$:

$$i = \frac{A_1}{A_3} = \frac{d_{\text{п}}^2}{d_{\text{н}}^2} = K_{\text{д}}^2. \quad (8)$$

Результаты моделирования

Математическое моделирование выполняется для некоторого диапазона типоразмеров насосов с характерным размером $d_{\text{н}}$, равным 10 и 15 мм. Исследование выполняется для двух значений коэффициента $K_{\text{д}}$, равных 10 и 15, и диапазона значений коэффициента $K_{\text{с}}$ от 5 до 20. Для сохранения подобия исследуемого размерного ряда ПНВД также принимаются диаметры условного прохода подводящей линии, равный $0,05D_{\text{н}}$, и выхлопной линии, равный $0,1D_{\text{н}}$. В качестве перекачиваемой жидкости рассматривается пресная вода. Остальные исходные данные, принятые для математического моделирования, представлены в таблице 1.

На рис. 3 и 4 представлены графики зависимости мгновенной подачи ПНВД от времени при различных конструктивных параметрах ПНВД.

Из графика видно, что с увеличением характерного размера растет значение мгновенной подачи насоса, при этом снижается частота работы, что отражает работу серийно выпускаемых насосов. Снижение частоты работы связано с увеличением объемов рабочих полостей приводной секции. Характер изменения мгновенной подачи ПНВД во времени одинаков для всех рассматриваемых вариантов ПНВД.

Разработанная модель также позволяет определить зависимость минутной подачи ПНВД от давления перекачиваемой жидкости. На рис. 4 представлены графики зависимости подачи от давления на выходе ПНВД для рассматриваемых характерных размеров $d_{\text{н}}$.

Из рис. 4 следует, что при прочих равных условиях с увеличением характерного размера подача ПНВД растет, что соответствует характеристикам серийно выпускаемых ПНВД. Однако зависимость роста подачи от характерного размера носит нелинейный характер, и увеличение характерного размера не приводит к прямо пропорциональному росту подачи насоса. Наибольшее влияние на подачу харак-

Таблица 1

Параметр	Обозначение	Ед. измерения	Значение
Давление воздуха в пневматической линии нагнетания	$p_{вн}$	МПа	0,5
Давление воздуха в пневматической линии выхлопа	$p_{вв}$	МПа	0,1
Коэффициент сопротивления входного канала	$\zeta_{вн}$	—	12
Коэффициент сопротивления выходного канала	$\zeta_{вв}$	—	9
Положение конечного выключателя ВК1	$x_{ВК1}$	мм	5
Положение конечного выключателя ВК2	$x_{ВК2}$	мм	5
Диаметр проходного сечения клапана нагнетания	$D_{нж}$	мм	2
Модуль упругости перекачиваемой жидкости	$E_{ж}$	МПа	2000
Плотность перекачиваемой жидкости	ρ	кг/м ³	1000
Сила сухого трения в уплотнительных узлах	$F_{ст}$	Н	1000
Коэффициент вязкого трения	$\mu_{ст}$	—	15
Коэффициент расхода	μ	—	0,7
Коэффициент мертвого объема	$c_{мо}$	—	0,1

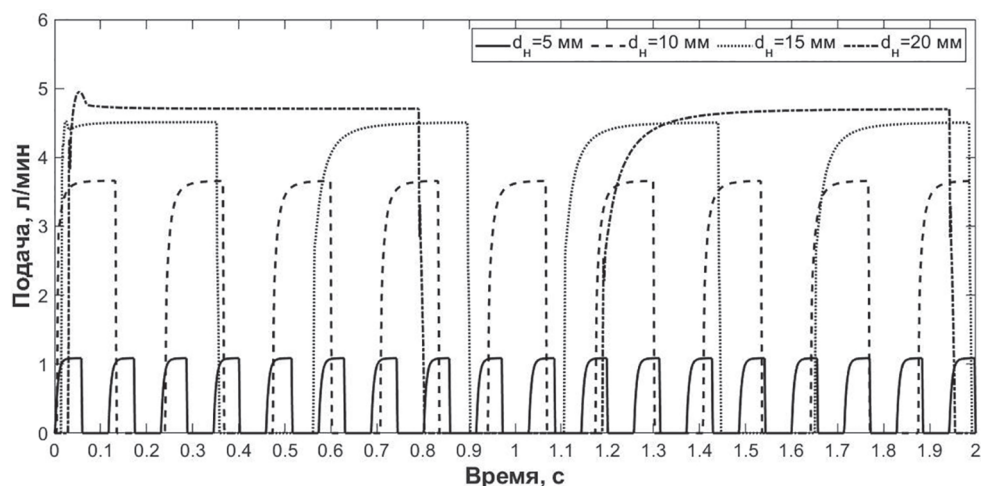


Рис. 3. Зависимость мгновенной подачи ПНВД от времени

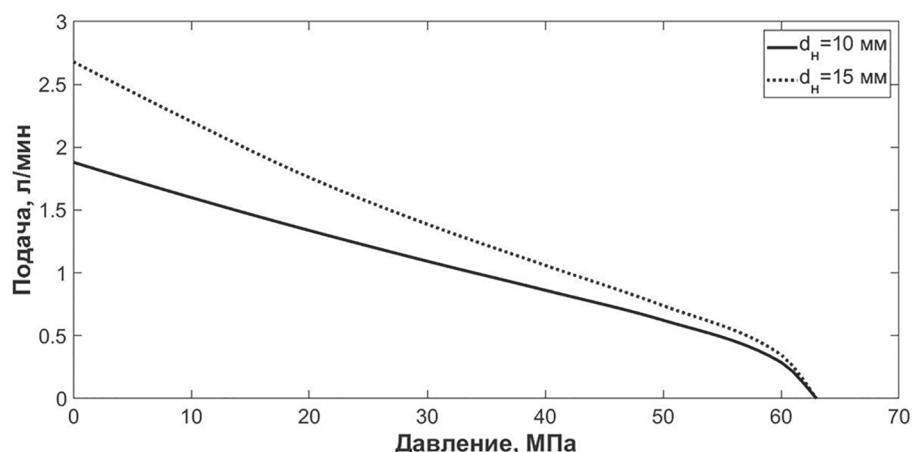


Рис. 4. Зависимость подачи насоса от давления перекачиваемой жидкости

терный размер оказывает на холостом ходу. С ростом давления перекачиваемой жидкости на выходе насоса влияние характерного размера на подачу снижается. Из этого следует, что при

проектировании новых ПНВД и выборе серийно выпускаемых насосов следует тщательно учитывать возможные условия работы насосов с целью исключения неоправданного увеличе-

ния габаритов и, как следствие, металлоемкости и стоимости конструкции. В ряде случаев для повышения подачи насосной установки следует вместо одного насоса применять несколько насосов меньшего типоразмера.

Влияние коэффициентов K_d и K_s на его подачу ПНВД представлены на рис. 5. Характерный размер ПНВД d_n равен 10 мм.

Из рис. 5 следует, что увеличение коэффициента K_s оказывает незначительное влияние на подачу ПНВД. Рост подачи с увеличением значения коэффициента связан с тем, что за одинаковый период работы насоса уменьшается количество реверсирований поршня, в процессе которых вытеснения перекачиваемой жидкости не происходит. Это подтверждается также зависимостью, представленной на рисунке 3. При этом из рисунка 5, а видно, что влияние коэффициента K_s снижается с ростом

давления на выходе насоса, то есть с приближение значения давления перекачиваемой жидкости к максимально возможному значению, определяемому коэффициентом мультипликации подача насоса практически не зависит от хода поршня. Это связано с тем, что время перемещения поршня становится существенно больше, чем время реверсирования, которое перестает оказывать влияние на подачу насоса. Из рисунка 5, б и 5, в видна обратная тенденция: при повышении давления на выходе насоса влияние коэффициента K_s усиливается. Также видно, что с повышением коэффициента K_d подача ПНВД падает при тех же значениях давления перекачиваемой жидкости на выходе насоса. Снижение подачи объясняется тем, что, несмотря на повышение осевого усилия на поршне вследствие увеличения его эффективной площади, существенно увеличивается

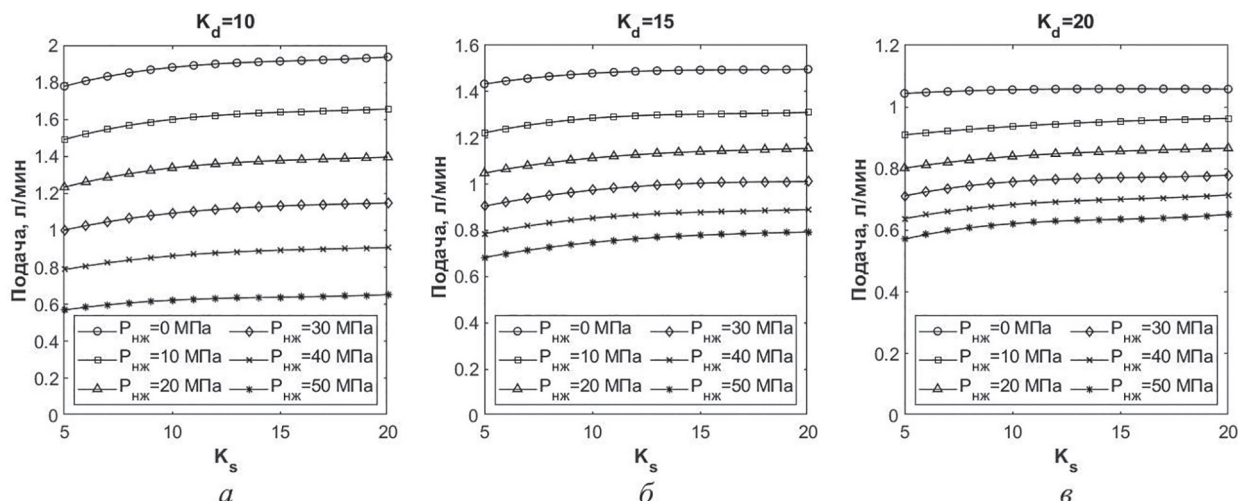


Рис. 5. Зависимость подачи ПНВД от коэффициентов K_d и K_s при $d_n = 10$ мм

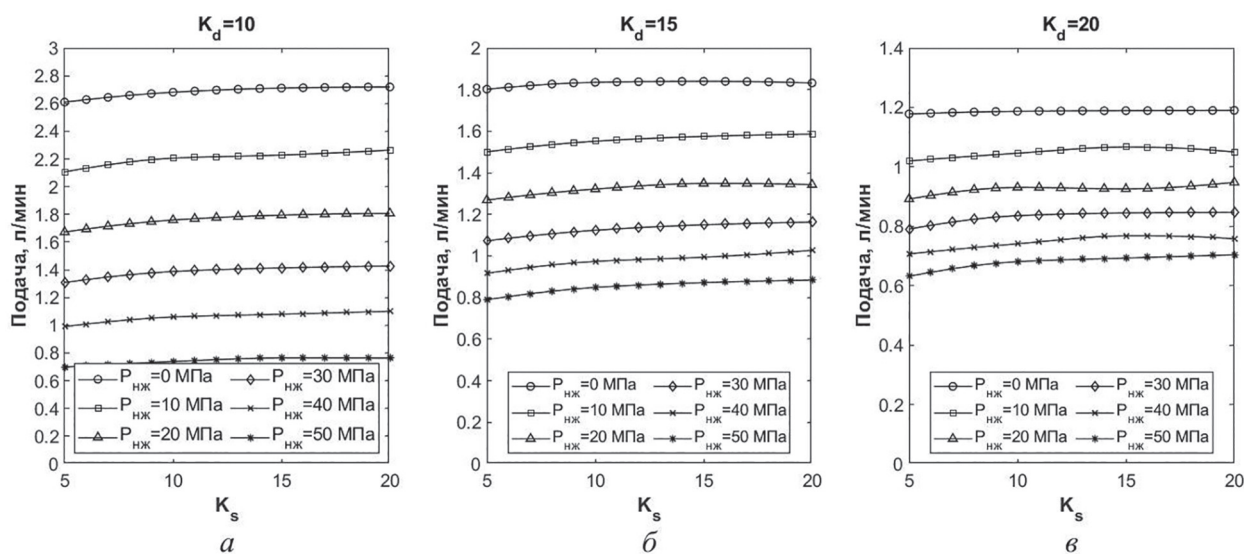


Рис. 6. Зависимость подачи ПНВД от коэффициентов K_d и K_s при $d_n = 15$ мм

объем рабочих полостей приводной секции, что приводит к замедлению их заполнения сжатым воздухом.

На рис. 6 представлены аналогичные зависимости для ПНВД с характерным размером, равным 15 мм.

Из рис. 6 следует, что изменение характерного размера насоса не повлияло на выявленные зависимости.

Таким образом, можно сделать следующее заключение: при проектировании новых ПНВД следует учитывать условия его работы, а именно давление перекачиваемой жидкости на выходе насоса и давление сжатого воздуха, избегая избыточных значений коэффициента усиления. Из полученных результатов также следует, что основным критерием для определения рабочего хода составного поршня насоса в связи с незначительным влиянием его на подачу насоса является минимизация габаритных размеров. Практически можно принимать рабочий ход поршня, равный 8...12 диаметрам плунжера насосной секции.

Заключение

Разработанная математическая модель с некоторыми допущениями описывает физические процессы, происходящие при работе ПНВД. Модель позволяет исследовать физические процессы, происходящие при работе ПНВД, а также основные характеристики насосов. Предложенные коэффициенты, отражающие соотношение диаметра плунжера насосной секции к диаметру поршня приводной секции и его рабочему ходу, позволяют исследовать работу ПНВД различных типоразмеров с целью определения рациональных конструктивных параметров для определенных условий работы насоса. Разработанная модель может применяться при проектировании новых ПНВД, а также исследовании работы существующих, полученными характерными зависимостями можно руководствоваться при выборе серийно выпускаемых ПНВД. Дополнение математической модели уравнениями, аналогичными представленным в работе, позволяет исследовать ПНВД других конструктивных исполнений: насосы двукратного действия и насосы с многопоршневыми приводными секциями.

Дальнейшее совершенствование математической модели ПНВД будет направлено на ис-

следование работы насоса с учетом динамики управляющей пневмоаппаратуры, а исследования будут направлены на упрощение определения основных характеристик вновь разрабатываемых насосов.

Литература

1. Лаптев Ю.Н., Глухов В.И., Якименко Я.Я. Гидросистемы высоких давлений / под общ. ред. Ю.Н. Лаптева. М.: Машиностроение, 1973. 152 с.
2. Донской А.С. Обобщенные математические модели элементов пневмосистем. СПб.: РИЦ СПГУТД, 2001. 214 с.
3. Донской А.С. Моделирование и расчет пневматических приводов: учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2019. 78 с.
4. Погорелов В.И. Газодинамические расчеты пневматических приводов. Л.: Машиностроение, 1971. 182 с.
5. Zhurkin N., Donskoj A., Zharkovskij A. Numeric modeling and estimating the performance characteristics of a pneumatic driven high pressure pump // MATEC Web Conf., 245 (2018) 09014. doi: 10.1051/mateconf/201824509014.
6. Y. Shi, T. Wu, M. Cai, C. Liu J. Mech. Sci. & Tec. 30 (3) 1163–1170 (2016).

References

1. Laptev YU.N., Gluhov V.I., YAkimenko YA.YA. i dr. *Gidrosistemy vysokih davlenij* [High pressure hydraulic systems]. Pod obshch. red. YU.N. Lapteva. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1973. 152 p.
2. Donskoj A.S. *Obobshchennyye matematicheskie modeli elementov pnevmosistem* [Generalized mathematical models of pneumatic system elements]. SPb.: RIC SPGUTD Publ., 2001. 214 p.
3. Donskoj A.S. *Modelirovanie i raschet pnevmaticheskikh privodov* [Modeling and calculation of pneumatic drives]: Ucheb. posobie. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta Publ., 2019. 78 p.
4. Pogorelov V.I. *Gazodinamicheskie raschety pnevmaticheskikh privodov* [Gas-dynamic calculations of pneumatic drives]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1971. 182 p.
5. Zhurkin N., Donskoj A., Zharkovskij A. Numeric modeling and estimating the performance characteristics of a pneumatic driven high pressure pump // MATEC Web Conf., 245 (2018) 09014. doi: 10.1051/mateconf/201824509014.
6. Y. Shi, T. Wu, M. Cai, C. Liu J. Mech. Sci. & Tec. 30 (3) 1163–1170 (2016).

MATHEMATICAL MODELING OF HIGH PRESSURE PNEUMATIC DRIVE PUMP

N.A. Zhurkin, DSc in Engineering **A.S. Donskoj**, DSc in Engineering **A.A. Zharkovskij**

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia

zhurkin47@mail.ru

The article considers the issue of mathematical modeling of the operation of high-pressure pneumatic drive pumps. As an object of study, the most common and simple constructive version of such pumps is considered, this is a single-piston single-acting pump. Its diagram is given and the principle of operation is described. In accordance with the basic scheme, a design scheme was developed, which became the base with a number of assumptions of a mathematical model that describes the physical processes that occur during pump operation. To study pumps of various sizes, the diameter of the plunger of the pump section is taken as a characteristic size, and proportionality coefficients are introduced through which the diameter of the piston of the drive section and the working stroke of the piston are expressed. From the results of mathematical modeling it follows that with an increase in the characteristic size of the pump, the pump flow increases, which corresponds to the characteristics of commercially available pumps and confirms the adequacy of the mathematical model. In this case, the increase in supply with an increase in the characteristic size is nonlinear. The characteristic size has the greatest influence on the pump flow when the pump is idling. With increasing pressure of the pumped liquid at the pump outlet, the influence of the characteristic size decreases, which means that its increase does not lead to a significant increase in flow. The study of the influence of the piston diameter and its stroke on the characteristics of the pump made it possible to establish that an increase in stroke does not significantly affect the feed, an increase in the piston diameter of the drive section leads to a decrease in feed, all other things being equal. It follows from the results that when designing new or choosing serial pumps, one should carefully analyze the possible conditions of their operation in order to determine the rational parameters of both the pumps themselves and the hydraulic systems in general.

The developed model can be used in the design of new pumps, as well as in the study of existing ones. The obtained characteristic dependencies can be guided by the choice of commercially available pump samples.

Keywords: *pneumatic drive pump, high pressure pump, piston pump, pneumohydraulic pressure transmitter.*

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ ПРИВОДА МУСКУЛЬНОГО ТИПА УСИЛИЕМ ОПЕРАТОРА ПРИ ВЕРТИКАЛЬНОМ ПЕРЕМЕЩЕНИИ ГРУЗА

Коткас Л.А., д.т.н. Донской А.С., д.т.н. Жарковский А.А.

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия
kotkas334@gmail.com

Статья посвящена исследованию возможности корректировки положения выходного звена пневмопривода мускульного типа усилием оператора в точке позиционирования. Многие работы других авторов посвящены разработке позиционных и контурных систем для управления пневмомускулом. Для промышленных манипуляторов, используемых для погрузочных или разгрузочных работ, не требуется создания сложных автоматических систем управления. Поэтому в работе рассматривается методика вывода груза в требуемую позицию с помощью приложения дополнительного усилия оператором вручную. Для разработки методики была получена модель, основанная на ранее разработанной модели для подъема/опускания груза пневмомускулом. В результате моделирования были получены графики зависимости усилия оператора от величины дополнительного перемещения для пневмомускула DMSP-10 при $p_m = \text{var}$, $m = \text{const}$, а также зависимости для ряда размеров пневмомускула (DMSP-10, DMSP-20, DMSP-40) при $p_m = \text{const}$, $m = \text{var}$, и даны рекомендации. Для экспериментальной проверки методики был разработан специальный стенд. Эксперимент проводился для пневмомускула DMSP-10-400N с начальным диаметром 0,01 м и длиной 0,4 м. В ходе эксперимента были сняты зависимости усилия оператора от дополнительного перемещения в диапазоне от 0,001 м до 0,01 м при разном магистральном давлении, $p_m = \text{var}$ и постоянной массе груза, $m = \text{const}$. Расхождение с результатами моделирования находится в пределах 11 %. Разработанная модель и полученные зависимости позволяют оценить усилия оператора на этапе проектирования привода или манипулятора и подобрать конструктивные параметры пневмомускула для обеспечения требуемого диапазона позиционирования.

Ключевые слова: пневматический мускул, пневмомускул FESTO, пневмопривод, пневматический привод мускульного типа, методика позиционирования, усилие оператора.

Введение

Применение пневмопривода на пневмоцилиндрах в промышленных манипуляторах обусловлено рядом его преимуществ по сравнению с гидро- или электроприводом. Пневмопривод можно охарактеризовать большим быстродействием, высокой удельной мощностью, простотой конструкции, возможностью работать в загрязненных и экстремальных средах (например, в радиационных) [1]. Имеющиеся недостатки пневмопривода на пневмоцилиндрах, такие как сложность регулирования скорости, большой вес и габаритные размеры, помогут устранить привод мускульного типа [2].

Использование пневматического мускула в качестве привода позволит создать манипулятор с меньшими габаритами, повышенной безопасностью для оператора и окружающей среды и лучшими эксплуатационными характеристиками.

Главные недостатки применения пневмомускула в качестве привода манипулятора обусловлены свойствами материала оболочки. Нелинейность статической характеристики, а также такое явление, как гистерезис, усложняет точное моделирование усилия, развиваемого оболочкой пневмомускула, и создание системы управления, удовлетворяющей требованиям быстродействия, точности и устойчивости. На сегодняшний день множество работ посвящено решению этой проблемы. Главным образом, это разработка автоматических систем управления с применением современных методов управления, таких как ПИДрегулирование [3, 4], адаптивное управление [5], управление с помощью скользящего режима [6, 7], нейросетей [8], компенсирование гистерезиса [9, 10]. Одним из недостатков является высокая стоимость реализации таких систем управления, поскольку они требуют использования дорогой аппаратуры, а

также предполагают сложное математическое моделирование. Вторым недостатком является то, что созданные системы предполагают работу привода в условиях постоянной нагрузки и плавного позиционирования и не учитывают резкое изменение веса груза. Решение этой проблемы предлагает К.К. Ahn et. al. [11], который вводит магнитореологические тормозы в систему управления. Такой способ дает хорошие результаты, однако усложняет конструкцию манипулятора и систему управления, и поэтому не всегда является целесообразным.

Большое количество работ в промышленности отводится на погрузочно-разгрузочные и вспомогательные операции. Такие операции применяются при обслуживании машиностроительных производств, конвейерных линий, зон хранения грузов. В мелкосерийном производстве для выполнения таких операций применяют обычно сбалансированные манипуляторы не с автоматическим, а с ручным управлением [12]. Особенность таких манипуляторов заключается в том, что ручное управление реализуется с помощью пневматической аппаратуры, управляемой оператором. Также при фиксированном положении груза есть возможность его доводки в требуемое положение с помощью приложения вручную некоторого усилия оператора.

Данная работа посвящена исследованию возможности подъема груза в нужное положение с помощью пневмомускула за счет задания соответствующего давления и последующей корректировки погрешности позиционирования вручную усилием оператора и разработке математической модели для расчета необходимого усилия. Полученные результаты были подтверждены экспериментально.

Объект исследования

В данной работе исследуется пневматический привод мускульного типа для подъема груза, расчетная схема которого показана на рис. 1. Разработанная методика также подходит и для расчета пневматических манипуляторов с пневмомускулом в качестве привода. Ранее в работе [13] была представлена модель и методика расчета манипулятора мускульного типа.

Математическая модель

На основе обобщенной модели, разработанной ранее [2] для подъема и спуска груза пневмомускулом, учитывающей динамику из-

менения давления, была разработана следующая математическая модель для подъема/опускания груза приводом с учетом добавочного усилия оператора:

$$\begin{cases} mx'' = T - mg - hx' + Q, \\ T = \pi D_0 \frac{(p - p_A) D_0 \left(1 - \frac{x}{L_0}\right)^2}{2 \operatorname{tg}^2(\alpha_0)} - \\ - \pi D_0 \frac{c(p, D_0) \left[\left(1 - \frac{x}{L_0}\right) \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\operatorname{tg}(\alpha_0)} - 1 \right]}{\operatorname{tg}(\alpha_0) \operatorname{tg}(\alpha)} - \\ - \pi D_0 \frac{c(p, D_0) x}{L_0} - \frac{\pi D_0^2 (p - p_A)}{4}, \\ p' = a \frac{k f \sqrt{RT_M}}{V \sqrt{\zeta_H}} \sqrt{p_M^2 - p^2} + (a - 1) \times \\ \times \frac{k f \sqrt{RT_M}}{V \sqrt{\zeta_B}} \left(\frac{p}{p_M} \right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{p^2 - p_A^2} - \frac{k p}{V} V', \\ \alpha = \arccos \left[\left(1 - \frac{x}{L_0} \right) \cos(\alpha_0) \right], \\ V = \frac{\pi D^2}{4} (L - x), \\ D = D_0 \left(1 - \frac{x}{L_0} \right) \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\operatorname{tg}(\alpha_0)}, \end{cases} \quad (1)$$

где m – масса груза, x – координата привода, T – усилие, развиваемое пневмомускулом, h – коэффициент демпфирования, Q – усилие оператора, D_0 – начальный диаметр оболочки, p – давление в оболочке пневмомускула, p_A – атмосферное давление, L_0 – начальная длина обо-

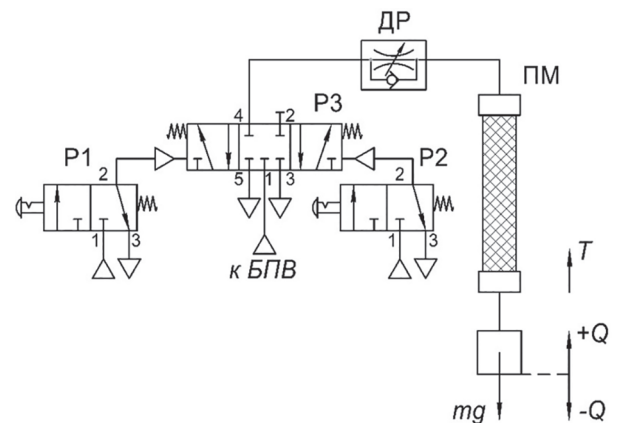


Рис. 1. Расчетная схема пневматического привода мускульного типа

лочки, α_0 – начальный угол укладки сетки корда, α – угол укладки сетки корда после подачи давления, $c(p, D_0) = (nD_0^r)p + (sD_0 + e)$ – жесткость пневмомускула, n, r, s, e – корректировочные коэффициенты, k – показатель адиабаты, f – площадь поперечного сечения линии трубопровода, R – газовая постоянная, T_M – температура газа в магистрали, p_M – давление воздуха в магистрали, ζ_H – коэффициент сопротивления трубопровода при наполнении пневмомускула, ζ_B – коэффициент сопротивления трубопровода при опустошении пневмомускула, V – объем оболочки пневмомускула после подачи давления, D – диаметр оболочки пневмомускула после подачи давления, a – логический коэффициент, определяющий процесс наполнения/опустошения (при $a = 1$ происходит процесс наполнения оболочки, при $a = 0$ – процесс опустошения оболочки).

Результаты моделирования типоразмеров пневмомускула DMSP при $p_M = 0,7$ МПа

Усилия оператора при перемещении груза не должны превышать 50 Н при грузоподъемности до 100 кг, 100 Н – при грузоподъемности 100–250 кг и 160 Н – в любом случае [15]. На рис. 2 показаны графики зависимости усилия оператора при доводке груза в заданное положение, $Q(\Delta x)$. Графики представлены для трех диаметров оболочки пневмомускулов DMSP-10, DMSP-20, DMSP-40 при длине $L_0 = 1500$ мм, магистральном давлении $p_M = 0,7$ МПа. Верхняя ось соответствует доводке груза на величину дополнительного перемещения Δx в случае схемы на рис. 1, нижняя ось соответствует перемещению манипулятора-пантографа на величину дополнительного перемещения $\Delta x \cdot K$, где K – коэффициент усилия ($K = 5$) [14].

Из рис. 2 можно видеть, что:

- для типоразмера DMSP-10 усилия оператора не превышают указанную норму $Q \leq 50$ Н при перемещении груза массой 20 кг на $\Delta x \leq 0,04$ м (или 0,20 м для манипулятора);
- для типоразмера DMSP-20 усилие оператора не превышает указанную норму $Q \leq 50$ Н при перемещении груза массой 80 кг на $\Delta x \leq 0,015$ м (или 0,075 м для манипулятора), что составляет 1% от длины пневмомускула;
- для типоразмера DMSP-40 усилие оператора не превышает указанную норму $Q \leq 100$ Н при перемещении груза массой 150 кг на $\Delta x \leq 0,01$ м (или 0,05 м для манипулятора).

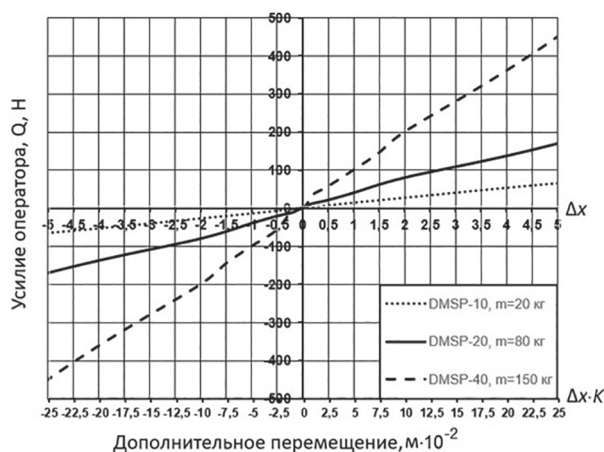


Рис. 2. Зависимость усилия оператора от величины дополнительного перемещения для разных

На рис. 3–5 представлены графики для трех диаметров оболочки пневмомускула DMSP-10, DMSP-20, DMSP-40, для любой длины оболочки при подъеме разных масс груза при магистральном давлении $p_M = 0,7$ МПа.

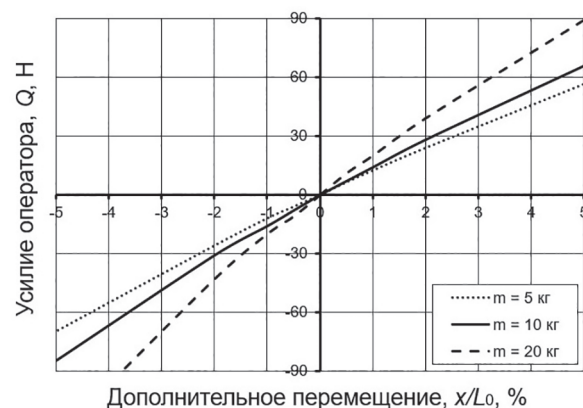


Рис. 3. Зависимость усилия оператора от величины дополнительного перемещения для пневмомускула DMSP-10 при $p_M = 0,7$ МПа, $m = \text{var}$

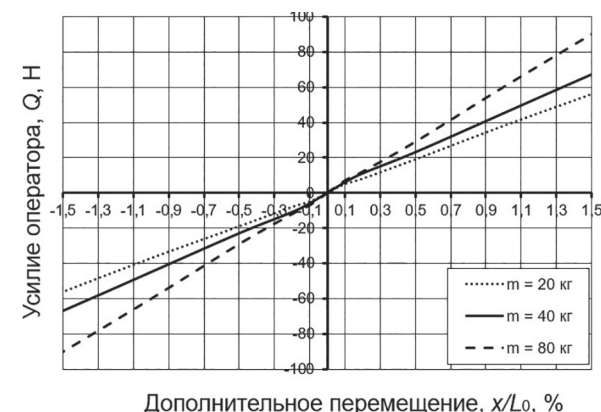


Рис. 4. Зависимость усилия оператора от величины дополнительного перемещения для пневмомускула DMSP-20 при $p_M = 0,7$ МПа, $m = \text{var}$

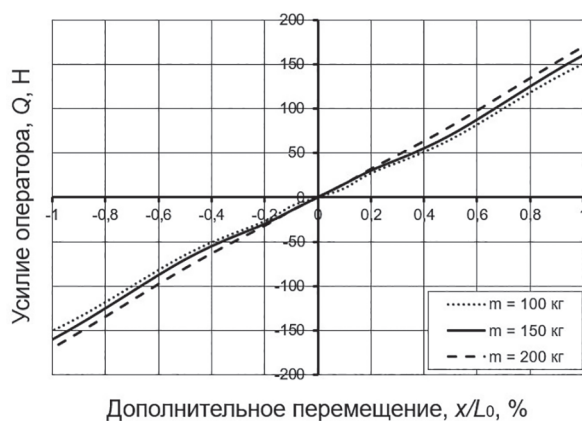


Рис. 5. Зависимость усилия оператора от величины дополнительного перемещения для пневмомускула DSMP-40 при $p_m = 0,7$ МПа, $m = \text{var}$

Из рис. 3–5 можно сделать следующие выводы:

- чем больше длина оболочки, тем больше диапазон позиционирования груза оператором;
- при подъеме груза более 80 кг необходимо выбирать длину оболочки более 1 м для обеспечения диапазона позиционирования.

Описание экспериментальной установки

Для проверки полученной математической модели был разработан стенд с оборудованием фирмы FESTO и проведен эксперимент. На рис. 6 представлена принципиальная схема экспериментальной установки.

Установка состоит из пневмомускула 1 FESTO DMSP-10-400N-PM-CM, закрепленного на кронштейне. К пневмомускулу подвешен груз 2. В качестве силовой части установки используется компрессор JUN-AIR, модель 6-25. Функцию блока подготовки воздуха (БПВ) и регулирования давления в системе выполняет регулятор 3 FESTO LFR-QS4-5M-MICRO.

Для контроля за потоком воздуха в оболочке пневмомускула используется пневматический распределитель 4 FESTO DIDACTIC D: S-PSV-3/2-S-3+S. Данные о перемещении груза измеряются с помощью датчика движения 5 TWK D40041 RP 12/300 и передаются на аналогово-цифровой преобразователь (АЦП). Прикладываемое усилие оператора фиксируется с помощью динамометра 6 ДОСМ-3-0,1.

В таблице 1 представлены параметры для эксперимента.

Методика проведения эксперимента

Было проведено экспериментальное исследование при постоянной массе груза m , диаметре оболочки пневмомускула D_0 и дополнительном перемещении Δx и одним изменяемым параметре p – давлении, подаваемом в оболочку пневмомускула. Перед началом эксперимента пневмомускул с подвешенным грузом был установлен в нулевое положение, как показано на рис. 6. Для снятия зависимостей $Q_3(p)$ в оболочке устанавливалось определенное значение давления p (таблица 1) при помощи регулятора и затем прикладывалось усилие оператора для

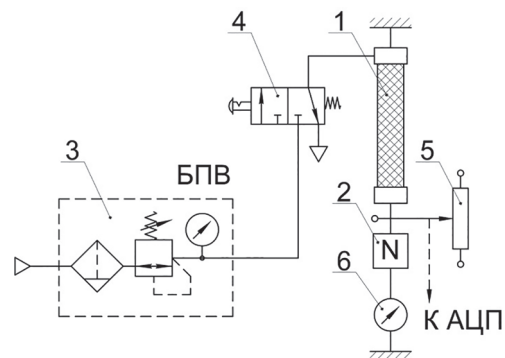


Рис. 6. Принципиальная схема экспериментальной установки

Таблица 1

Параметры для экспериментальной проверки

Параметр	Значение	Ед. изм
Начальная длина пневмомускула, L_0	0,4	м
Начальный диаметр пневмомускула, D_0	0,01	м
Начальное давление в пневмомускуле, p_A	1	Па·10 ⁵
Начальное сокращение, x/L_0	0	%
Начальное усилие, T	0	Н
Давление в оболочке, p	2; 3; 4; 5; 6; 7	Па·10 ⁵
Масса груза, m	5	кг
Дополнительное перемещение, Δx	-0,001; -0,005; -0,01; 0,001; 0,005; 0,01	м

дополнительного перемещения пневмомускула на величину Δx . Экспериментальное исследование было выполнено для всех указанных значений перемещения Δx .

Обработка результатов

Статистическая обработка экспериментальных данных проводилась методом наименьших квадратов. Кривая зависимости $Q(p)$, полученная в результате моделирования, имеет вид полинома второй степени:

$$Q(p) = a + bp + cp^2, \quad (3)$$

где a, b, c – параметры функции.

Для определения коэффициентов полинома запишем систему уравнений:

$$\begin{cases} na + b \sum_{i=1}^n p + c \sum_{i=1}^n p^2 = \sum_{i=1}^n Q_3, \\ a \sum_{i=1}^n p + b \sum_{i=1}^n p^2 + c \sum_{i=1}^n p^3 = \sum_{i=1}^n Q_3 p, \\ a \sum_{i=1}^n p^2 + b \sum_{i=1}^n p^3 + c \sum_{i=1}^n p^4 = \sum_{i=1}^n Q_3 p^2, \end{cases} \quad (4)$$

где n – количество экспериментальных точек, Q_3 – экспериментальное значение силы оператора. После подстановки значений данных, полученных в эксперименте, в уравнения и решения системы (4) определяются параметры a, b, c , которые подставляются в уравнение (3) для определения кривой экспериментальной зависимости $Q_3(p)$.

Сравнение с результатами моделирования

На рис. 7–9 представлены графики зависимостей, полученных с помощью математического моделирования, $Q(p)$ (сплошная кривая) и эксперимента, $Q_3(p)$ (штриховая кривая).

На рис. 7–9 представлены графики зависимости усилия оператора для пневмомускула DMSP10-400N при разном давлении, подаваемом в оболочку. Исходя из рис. 7–9 можно сделать вывод, что чем больше давление, тем меньшее значение усилия оператора необходимо для позиционирования груза.

В приведенных результатах можно видеть:

1. Кривые, полученные расчетным путем, дают правильное качественное описание изменения усилия оператора в зависимости от подаваемого давления в оболочку пневмомускула. Экспериментальные исследования подтверди-

ли ранее данные рекомендации: усилия оператора убывают с возрастанием давления.

2. Количественное расхождение расчетных и экспериментальных точек не более 11 %.

3. Полученные результаты подтверждают адекватность разработанной математической модели экспериментальным данным.

Выводы

В представленной работе было проведено моделирование позиционирования пневмомускула усилием оператора при подъеме и опускании груза и выполнена экспериментальная проверка разработанной математической модели. В результате сравнения результатов моделирования и экспериментальных данных была подтверждена работоспособность модели. Приведенные зависимости на рис. 3–5 и 7–9 позволяют оценить усилия оператора и подобрать необходимый диаметр, длину оболочки и подаваемое давление в зависимости от перемещаемой массы груза. Модель подходит для дальнейшего ее применения в сбалансированных позиционных пневматических манипуляторах.

Литература

1. Крейнин Г.В., Кривц И.Л., Винницкий Е.Я., Ивлев В.И. Гидравлические и пневматические приводы промышленных роботов и автоматических манипуляторов. Под ред. Г.В. Крейнина. М.: Машиностроение, 1993. 304 с.
2. Донской А.С., Коткас Л.А. Моделирование статических и динамических характеристик пневматических мускулов фирмы FESTO // Гидравлика. Электрон. журн. 2019. № 7. URL: <http://hydrojournal.ru/images/JOURNAL/NUMBER7/DonskoyKotkas.pdf> (дата обращения: 20.09.2019).
3. Caldwell D.G., Medrano-Cerda G.A., Goodwin M.J. Braided pneumatic actuator control of a multi-jointed manipulator // Proceedings of IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics, Le Touquet, France. 1993, pp. 423–428.
4. Tsagarakis N.G., Caldwell D.G. Development and control of a “soft-actuated” exoskeleton for use in physiotherapy and training // Autonomous Robots. 2003. V. 15, pp. 21–33.
5. Zhu X., Tao G., Yao D. et al. Adaptive robust posture control of a parallel manipulator driven by pneumatic muscles // Automatica. 2009. V. 44 (9), pp. 2248–2257.
6. Sarosi J., Gyeveki J., Veha A., Toman P. Accurate position control of PAM Actuator in LabVIEW

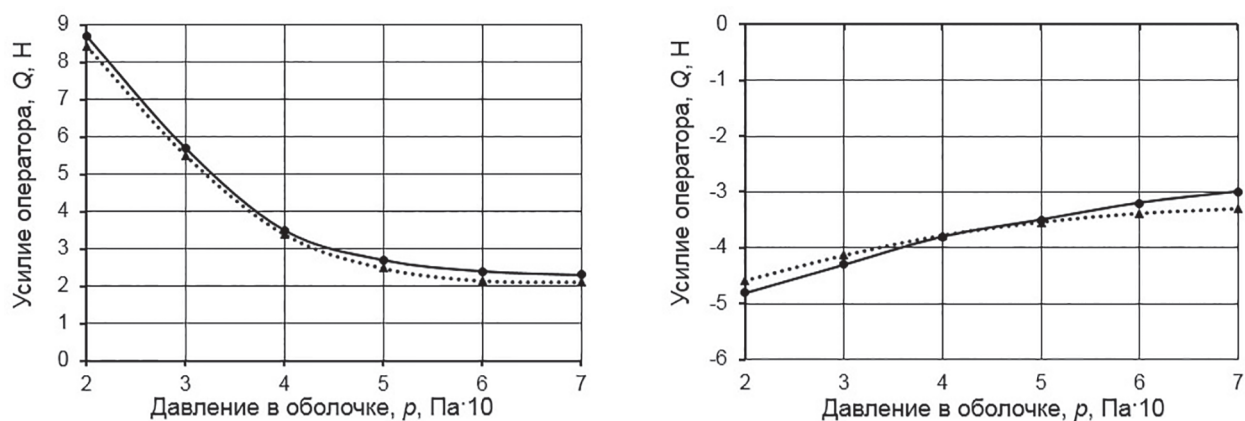


Рис. 7. Зависимость усилия оператора от давления в оболочке пневмомускула при дополнительном перемещении пневмомускула, $\Delta x = 0,001$ м:

а) при подъеме груза в точку позиционирования; б) при опускании груза в точку позиционирования

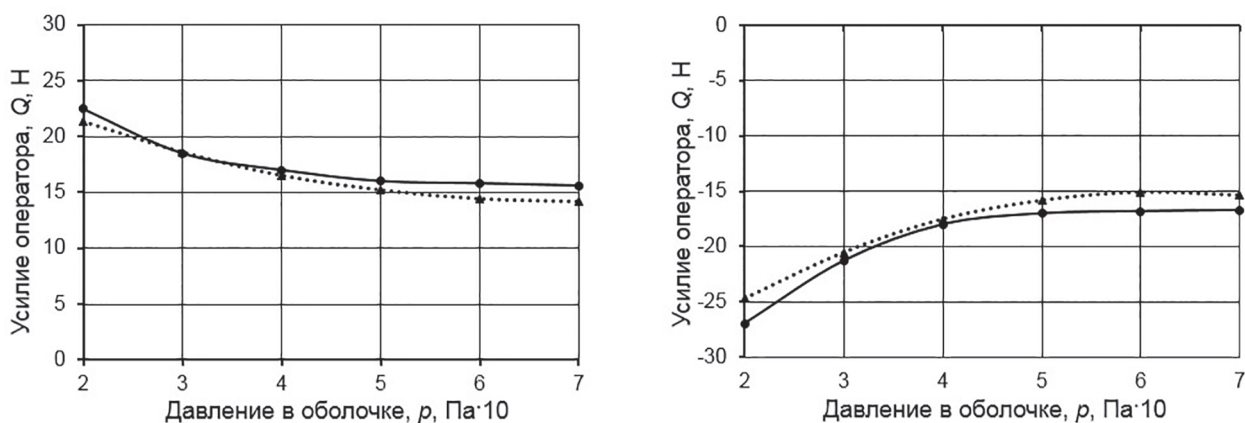


Рис. 8. Зависимость усилия оператора от давления в оболочке пневмомускула при дополнительном перемещении пневмомускула, $\Delta x = 0,005$ м:

а) при подъеме груза в точку позиционирования; б) при опускании груза в точку позиционирования

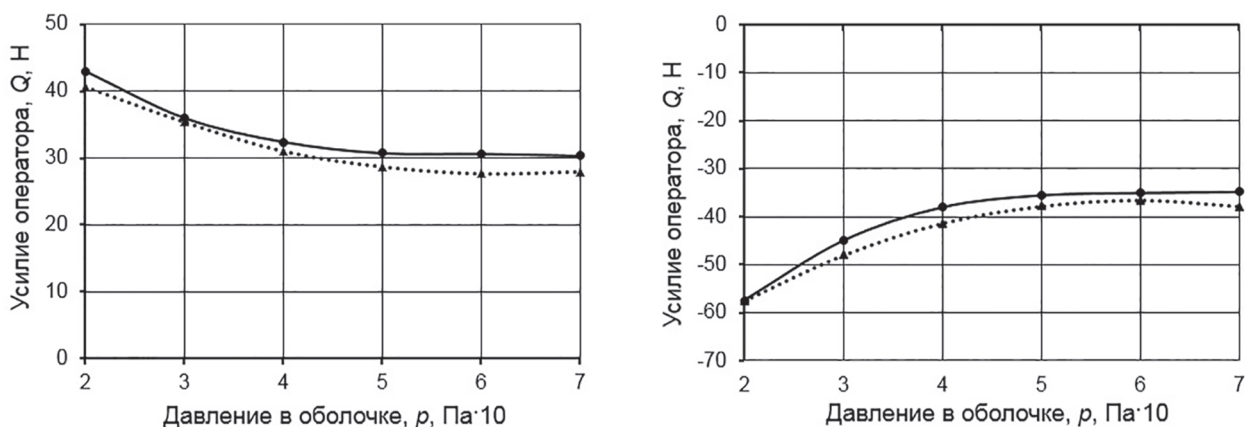


Рис. 9. Зависимость усилия оператора от давления в оболочке пневмомускула при дополнительном перемещении пневмомускула, $\Delta x = 0,01$ м:

а) при подъеме груза в точку позиционирования; б) при опускании груза в точку позиционирования

- environment // Proceedings of 7th International Symposium on Intelligent System and Informatics, SISY'09, 2009, pp. 301–305.
7. Van Damme M. Towards Safe Control of Compliant Manipulator Powered by Pneumatic Muscles. PhD Thesis. 2009.
 8. T. Hesselroth, K. Sarkar, P. van der Smagt, Shulten K. Neural network control of a pneumatic robot arm // IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics. 1994. V. 24 (1), pp. 28–37.
 9. Minh T.V., Tjahowidodo T., Ramon H., Hendrik V.B. Cascade position control of a single pneumatic artificial muscle-mass system with hysteresis compensation // Mechatronics. 2010. V. 20, pp. 402–414.
 10. Xie S., Mei J., Liu H., Wang P. Motion control of pneumatic muscle actuator using fast switching valve // Proceedings of Asian MMS 2016 & CCMMS, 2016, pp. 1439–1451.
 11. Kyoung Kwan Ahn, Tu D. C. T. Improvement of the control performance of pneumatic artificial muscle manipulators using an intelligent switching control method // KSME International Journal. 2004. V. 18 (8), pp. 1388–1400.
 12. Адрианов Ю.Д., Бобриков Э.П., Гончаренко В.Н. Робототехника. Под ред. Е.П. Попова. Е.И. Юревича. М.: Машиностроение, 1984. 288 с.
 13. Коткас Л.А., Донской А.С., Жарковский А.А. Математическое моделирование пневматического манипулятора мускульного типа // Известия МГТУ «МАМИ». 2019. № 3. С. 47–56.
 14. ГОСТ 26057-84. Манипуляторы сбалансированные. Общие технические условия.
 3. Caldwell D.G., Medrano-Cerda G.A., Goodwin M.J. Braided pneumatic actuator control of a multi-jointed manipulator // Proceedings of IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics, Le Touquet, France. 1993, pp. 423–428.
 4. Tsagarakis N.G., Caldwell D.G. Development and control of a “soft-actuated” exoskeleton for use in physiotherapy and training. Autonomous Robots. 2003. V. 15, pp. 21–33.
 5. Zhu X., Tao G., Yao D. et al. Adaptive robust posture control of a parallel manipulator driven by pneumatic muscles. Automatica. 2009. V. 44 (9), pp. 2248–2257.
 6. Sarosi J., Gyeviki J., Veha A., Toman P. Accurate position control of PAM Actuator in LabVIEW environment. Proceedings of 7th International Symposium on Intelligent System and Informatics, SISY'09, 2009, pp. 301–305.
 7. Van Damme M. Towards Safe Control of Compliant Manipulator Powered by Pneumatic Muscles. PhD Thesis. 2009.
 8. T. Hesselroth, K. Sarkar, P. van der Smagt, Shulten K. Neural network control of a pneumatic robot arm. IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics. 1994. V. 24 (1), pp. 28–37.
 9. Minh T.V., Tjahowidodo T., Ramon H., Hendrik V.B. Cascade position control of a single pneumatic artificial muscle-mass system with hysteresis compensation. Mechatronics. 2010. V. 20, pp. 402–414.
 10. Xie S., Mei J., Liu H., Wang P. Motion control of pneumatic muscle actuator using fast switching valve. Proceedings of Asian MMS 2016 & CCMMS, 2016, pp. 1439–1451.
 11. Kyoung Kwan Ahn, Tu D. C. T. Improvement of the control performance of pneumatic artificial muscle manipulators using an intelligent switching control method. KSME International Journal. 2004. V. 18 (8), pp. 1388–1400.
 12. Adrianov YU.D., Bobrikov E.P., Goncharenko V.N. i dr. Robototekhnika [Robotics]. Pod red. E.P. Popova. E.I. YUrevicha. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 288 p.
 13. Kotkas L.A., Donskoj A.S., Zharkovskij A.A. Mathematical modeling of a pneumatic manipulator of a muscular type. Izvestiya MGTU “MAMI”. 2019. No 3, pp. 47–56 (in Russ.).
 14. GOST 26057-84. Manipulyatory sbalansirovannye. Obshchie tekhnicheskie usloviya [Balanced manipulators. General specifications].
- ### References
1. Krejnin G.V., Krivc I.L., Vinnickij E.YA., Ivlev V.I. *Gidravlicheskie i pnevmaticheskie privody promyshlennyh robotov i avtomaticheskikh manipulyatorov* [Hydraulic and pneumatic drives of industrial robots and automatic manipulators]. Pod red. G.V. Krejnina. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1993. 304 p.
 2. Donskoj A.S., Kotkas L.A. Modelirovanie staticheskikh i dinamicheskikh harakteristik pnevmaticheskikh muskulov firmy FESTO [Modeling the static and dynamic characteristics of pneumatic muscles of the company FESTO]. *Gidravlika. Elektron. zhurn.* 2019. No 7 (in Russ.). URL: <http://hydrojournal.ru/images/JOURNAL/NUMBER7/DonskojKotkas.pdf> (data obrashcheniya: 20.09.2019).

THE STUDY OF THE POSITIONING OF THE MUSCLE-TYPE DRIVE BY THE OPERATOR'S EFFORT DURING THE VERTICAL MOVEMENT OF THE LOAD

L.A. Kotkas, DSc in Engineering A.S. Donskoj, DSc in Engineering A.A. Zharkovskij

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia

kotkas334@gmail.com

The article is dedicated to study of output link position control by operator force in pneumatic muscle-based actuator. Other researches elaborated control pneumatic systems with pneumatic muscle. Position control of industrial manipulators for loading and unloading operations doesn't require development of complex automatic control systems. In this work the methodology of load position control with manual operator force was elaborated. Presented mathematical model of pneumatic muscle position control is based on earlier model for lifting and dropping load. As a result of modelling the characteristics of operator force/additional movement relationship were obtained for pneumatic muscle DMSP-10 for $p_M = \text{var}$, $m = \text{const}$ and for a range of dimensions of pneumatic muscle (DMSP-10, DMSP-20, DMSP-40) for $p_M = \text{const}$, $m = \text{const}$ and recommendations were made. For verification of position control model, the experimental bed was designed. Experiment was carried out for pneumatic muscle DMSP-10-400N with initial diameter 0,01 m and initial length 0,4 m. As a result, the characteristics of operator force/additional movement relationship in range of 0,001–0,01 m for different pressure, $p_M = \text{var}$ and constant mass, $m = \text{const}$ were obtained. The difference between results of experimental results and mathematical modeling is up to 11 %. The obtained model and dependencies allow to estimate operator forces during the design stage of actuator or manipulator and calculate construction parameters of pneumatic muscle for required position range.

Keywords: pneumatic muscle, FESTO pneumatic muscle, pneumatic actuator, pneumatic muscle-based actuator, position control methodology, operator force.

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ СМЕСИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА И БЕНЗИНА

д.т.н. Плотников С.А.¹, Зубакин А.С.¹, к.ф.-м.н. Плотникова Ю.А.²

¹Вятский государственный университет, Киров, Россия

²Вологодская государственная молочнохозяйственная академия им. Н.В. Верещагина, Вологда, Россия
sa_plotnikov@vyatsu.ru

Одним из альтернативных видов топлива для ДВС является генераторный газ (ГГ). Однако при работе двигателя на генераторном газе наблюдается снижение развиваемой мощности до 40 %, что связано с низкой скоростью сгорания генераторного газа по сравнению с бензином. Снижение скорости сгорания частично можно компенсировать увеличением угла опережения зажигания. Другим негативным свойством ГГ является пониженная, в сравнении с бензином, низшая расчетная теплота сгорания. Компенсация пониженной теплоты сгорания ГГ может быть достигнута увеличением проходного сечения впускного тракта, а также разработкой смесительного устройства, обеспечивающего создание оптимального состава смеси на всех режимах. Для исследования характеристик смесительных устройств и определения оптимального состава топливной смеси был разработан исследовательский стенд с возможностью регистрации всех показателей и дальнейшим выводом их на ПЭВМ. Анализ различных смесителей для подачи ГГ и воздуха позволил установить оптимальную конструкцию, позволяющую качественное и количественное регулирование состава смеси. С целью получения оптимального состава смеси предлагается заменить механический привод заслонок эллиптическим приводом с гибкой связью. Возможность замены обоснована разработанной математической моделью. Предлагаемая конструкция смесителя позволяет получить любое соотношение углов открытия воздушной и дроссельной заслонок путем изменения кинематических параметров привода. Для минимизации падения мощности двигателя, улучшения его приемистости целесообразно использовать смесь ГГ с бензином, для чего возможна последовательная со смесительным узлом установка карбюратора.

Ключевые слова: генераторный газ, альтернативная энергетика, смесь бензина и генераторного газа, смесительное устройство, эллиптическая передача.

Введение

Использование генераторного газа, как альтернативного вида топлива, в настоящее время актуально, как никогда. Это подтверждается возможностью получения топлива из любого вида древесины, в любом месте, при невысокой стоимости оборудования. Последнее обстоятельство особенно важно для районов, снабжение которых традиционными видами топлива сильно затруднено.

Еще одним преимуществом ГГ следует считать его цену, которая значительно ниже, чем цена бензина или сжиженного газа. Тем не менее, широкое применение ГГ сдерживается рядом недостатков, один из которых – недостаточная изученность особенностей процесса сгорания. Соответственно, отсутствуют научно обоснованные рекомендации по модернизации двигателей [1, 2, 3, 4] при их переводе для работы на ГГ.

Для эффективной работы искрового ДВС необходима однородная смесь топлива (генераторного газа) и воздуха, которую создает смеситель. Основная задача смесителя – приготавливать оптимальную по составу рабочую смесь для всех режимов работы ДВС при минимальном сопротивлении дросселированию.

Цель и задачи

Целью настоящего исследования является разработка оптимальной конструктивно-технологической схемы смесительного устройства ГГ с воздухом. Для достижения поставленной цели было необходимо решить следующие задачи:

- определить тип применяемого смесителя;
- предложить способ дополнительной подачи бензина;
- теоретически обосновать и экспериментально разработать оптимальную кинематическую схему привода заслонок.

Методы исследования

Для всестороннего изучения процесса сгорания генераторного газа в искровом двигателе был использован моторный стенд с необходимым набором измерительного оборудования (рис. 1).

Результаты и обсуждение

Обзор известных конструкций смесителей [5, 6, 7, 8] позволил выявить 3 их основных типа: эжекторный, золотниковый, смеситель типа «Тройник» (рис. 2).

При анализе конструкции основных типов смесителей [6] видно, что все они позволяют

реализовать хорошее перемешивание ГГ с воздухом для получения однородной смеси с заданным стехиометрическим составом. Но, как показали исследования [8], характеристики смешивания почти не оказывают влияния на величину развиваемой двигателем мощности.

Дозирование ГГ и воздуха в рассмотренных смесителях осуществляется заслонками, причем вручную. Это не вполне удобно во время работы ДВС.

Изменяя положение дроссельной и воздушной заслонок, мы можем влиять на мощность двигателя как количественным, так и качественным составом смеси (рис. 3).

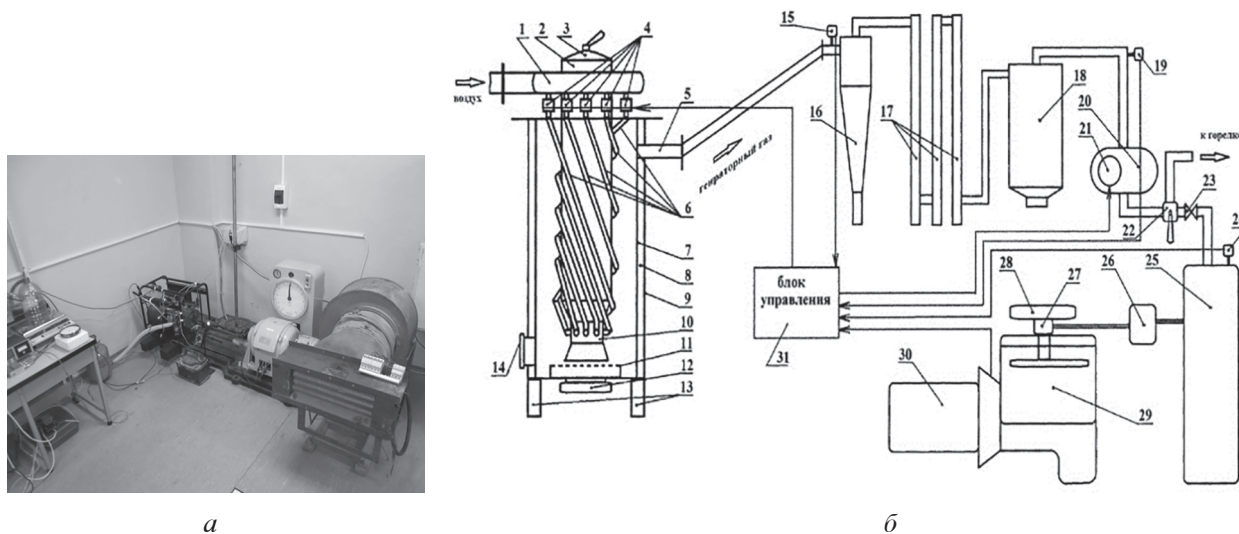


Рис. 1. Общий вид испытательного стенда (а); схема исследования работы ДВС на ГГ газе (б)

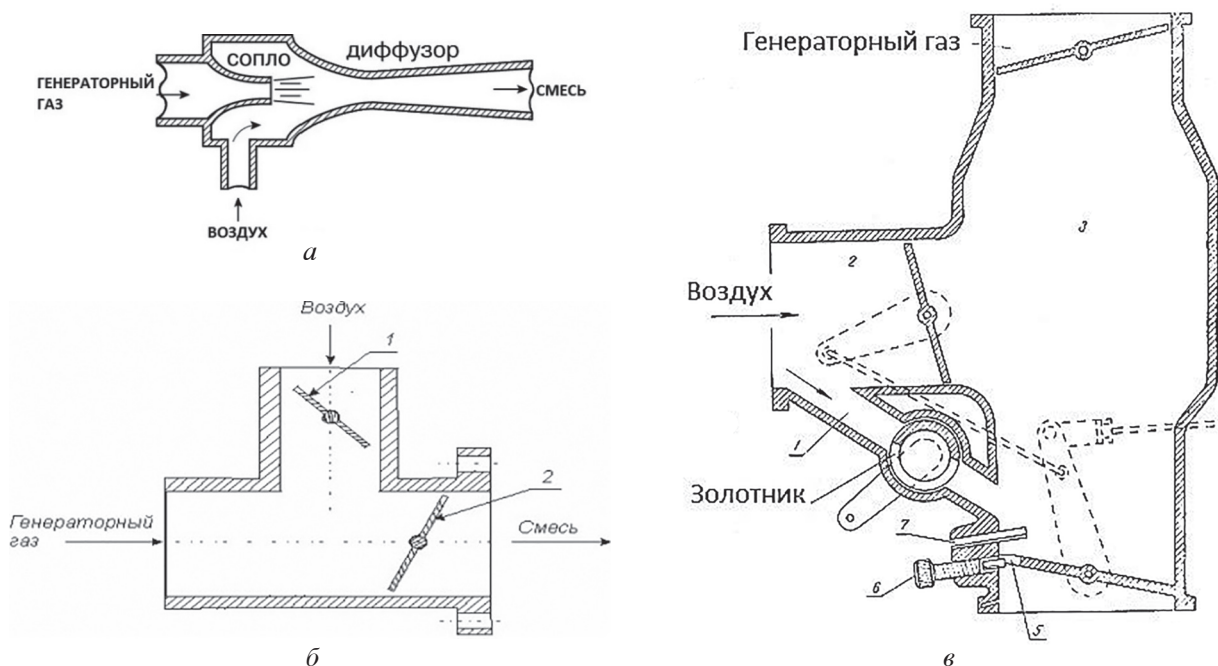


Рис. 2. Типы смесителей:
а) эжекторный; б) золотниковый; в) смеситель «Тройник»

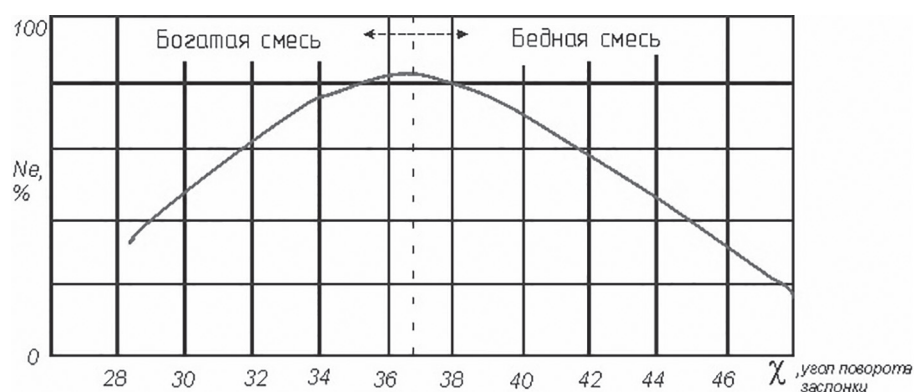


Рис. 3. Влияние угла поворота заслонки на количественный и качественный состав смеси

Для получения постоянного заданного значения качественного состава необходимо соединить дроссельную и воздушную заслонки (рис. 4, а) рычагами.

При этом будет наблюдаться линейная зависимость углов открытия воздушной и дроссельной заслонок (линия 2 на рис. 5).

Для обогащения топливной смеси (при работе двигателя на холостом ходу и в режиме

максимальной мощности) или ее обеднения (при установившемся режиме работы ДВС) требуется нелинейная зависимость проходного сечения воздушной заслонки от угла ее поворота (линии 1 и 3 на рис. 5).

Это возможно обеспечить, если применить эллиптическую передачу с гибкой нерастяжимой связью в приводе заслонок (рис. 4, б). Задавая соотношение радиусов эллипсов, ра-

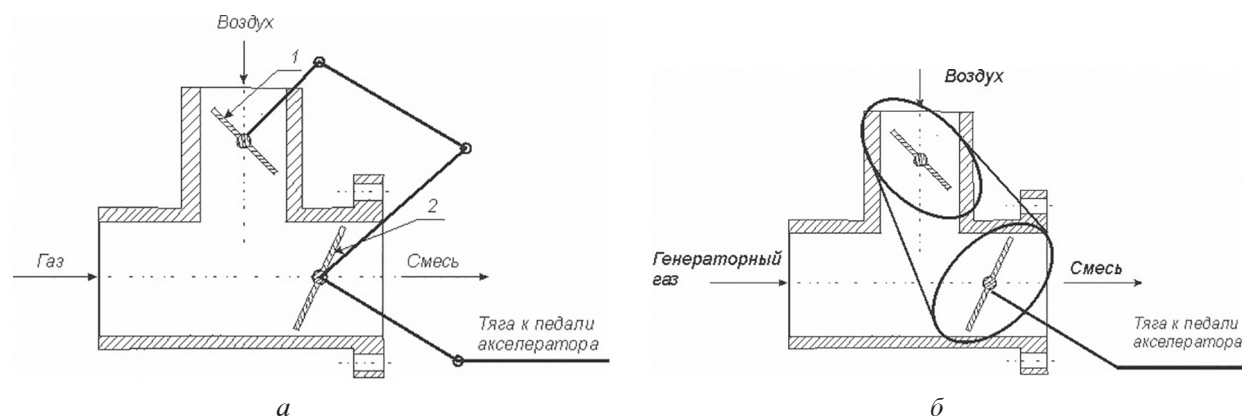


Рис. 4. Варианты соединения дроссельной и воздушной заслонок:
а) при помощи тяг; б) при помощи эллипсов и нерастяжимой нити

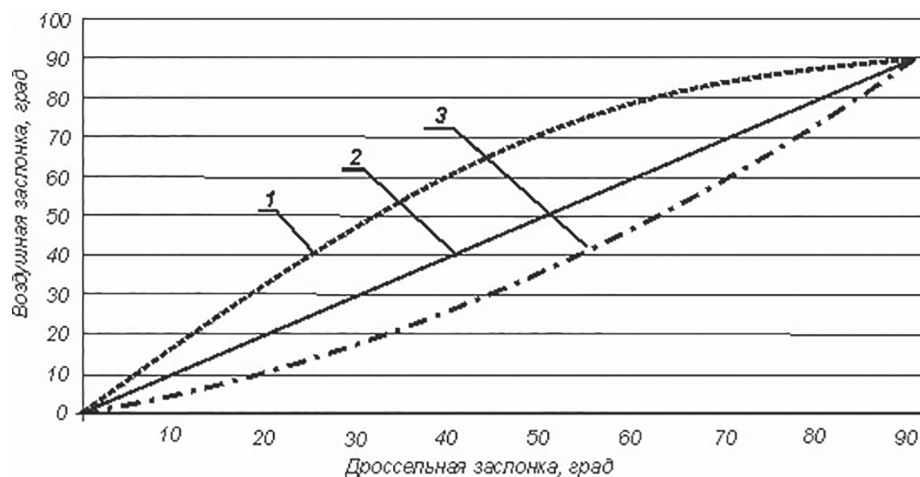


Рис. 5. Зависимость углов открытия воздушной и дроссельной заслонок:
1 — при использовании тяг; 2,3 — при использовании эллипсов

диальный эксцентриситет, а также начальное взаимное положение эллипсов, можно получить различный качественный состав смеси при различных углах открытия дроссельной заслонки (рис. 6).

Разработка и анализ математической модели движения заслонок при их управлении эллиптической передачей позволила решить задачу определения взаимной зависимости углов поворота заслонок (рис. 6).

Для определения зависимости углов поворота эллипсов были приняты следующие допущения:

- угол поворота эллипсов составляет $0...90^\circ$;
- длина гибкой связи постоянна во времени.

Тогда, для описанных выше условий справедливо равенство:

$$w' \cdot p' = w \cdot p, \quad (1)$$

где w' – угловая скорость ведущего эллипса (ВЩ); w – угловая скорость ведомого эллипса (ВМ); p' – радиус-вектор точки ВЩ; p – радиус-вектор точки ВМ.

Обозначим взаимосвязь между углами α и φ поворота эллипсов, как функцию:

$$\alpha = f(\varphi). \quad (2)$$

Тогда угловая скорость ведомого эллипса может быть найдена, как:

$$w = \frac{d\alpha}{dt}. \quad (3)$$

Угловую скорость эллипса в полярных координатах можно записать следующим образом:

$$w = \frac{d(f(\varphi))}{dt} = \frac{d\alpha}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\alpha}{d\varphi} \cdot w'. \quad (4)$$

Уравнения в полярных координатах для радиус-векторов:

– ведущего эллипса:

$$\rho' = \frac{R_1 \cdot R_2}{\sqrt{(R_1)^2 \cdot \sin^2 \varphi + (R_2)^2 \cdot \cos^2 \varphi}}; \quad (5)$$

– ведомого эллипса:

$$\rho = \frac{R_1 \cdot R_2}{\sqrt{(R_1)^2 \cdot \cos^2 \alpha + (R_2)^2 \cdot \sin^2 \alpha}}. \quad (6)$$

где R_1 и R_2 – полуоси эллипсов, соответственно, (ρ', φ) и (ρ, α) – координаты точек эллипса.

При $\rho = 0$ и $\alpha = 0$ получаем радиус-векторы точек A' и A , соответственно.

Подставим (4), (5) и (6) в (1) и получим следующее дифференциальное уравнение с разделенными переменными:

$$\begin{aligned} \int \frac{d\varphi}{\sqrt{(R_1)^2 \cdot \sin^2 \varphi + (R_2)^2 \cdot \cos^2 \varphi}} = \\ = \int \frac{d\alpha}{\sqrt{(R_1)^2 \cdot \cos^2 \alpha + (R_2)^2 \cdot \sin^2 \alpha}}. \end{aligned} \quad (7)$$

В обеих частях равенства (7) присутствуют неполные эллиптические интегралы первого рода, которые не выражаются в конечном виде через элементарные функции, в связи с чем получить функцию $\alpha = f(\varphi)$ в явном виде нельзя.

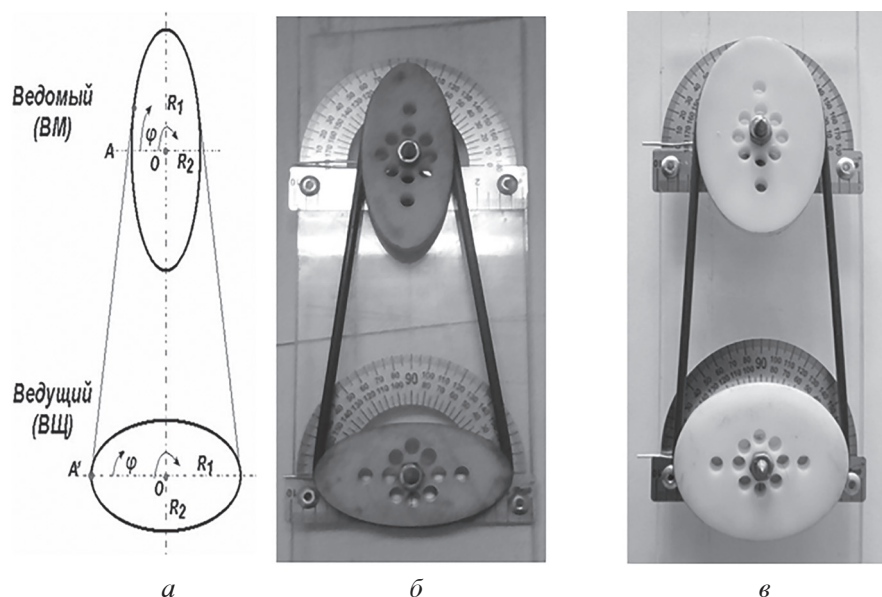


Рис 6. Принципиальная схема (а) и лабораторные модели (б, в) эллиптической передачи с упругой связью

В неявном виде взаимосвязь $\alpha = f(\varphi)$ имеет вид:

$$\int_0^{\varphi} \frac{dx}{\sqrt{(R_1)^2 \cdot \sin^2 x + (R_2)^2 \cdot \cos^2 x}} = \int_0^{\alpha} \frac{dx}{\sqrt{(R_1)^2 \cdot \cos^2 x + (R_2)^2 \cdot \sin^2 x}}. \quad (8)$$

Далее задача решается по следующей схеме.

1. Задаётся диапазон для φ : $0^\circ, 1^\circ \dots 90^\circ$ с нужным шагом, значения углов переводятся в радианы.

2. С тем же шагом задаётся диапазон для α : $0^\circ, 1^\circ, \dots 90^\circ$, значения углов переводятся в радианы.

3. Для полученных значений в радианах углов α и φ с помощью компьютерной программы, использующей численные методы интегрирования, вычисляются значения интегралов для левой и правой частей формулы (8). Углы α и φ , при которых значения интегралов

$$\int_0^{\alpha} \frac{dx}{\sqrt{(R_1)^2 \cdot \cos^2 x + (R_2)^2 \cdot \sin^2 x}}$$

и

$$\int_0^{\varphi} \frac{dx}{\sqrt{(R_1)^2 \cdot \sin^2 x + (R_2)^2 \cdot \cos^2 x}}$$

совпадут, и есть соответствующие.

4. Составляется таблица совпавших углов: $\alpha_1 \Rightarrow \varphi_1, \alpha_2 \Rightarrow \varphi_2, \alpha_3 \Rightarrow \varphi_3, \dots \alpha_n \Rightarrow \varphi_n$.

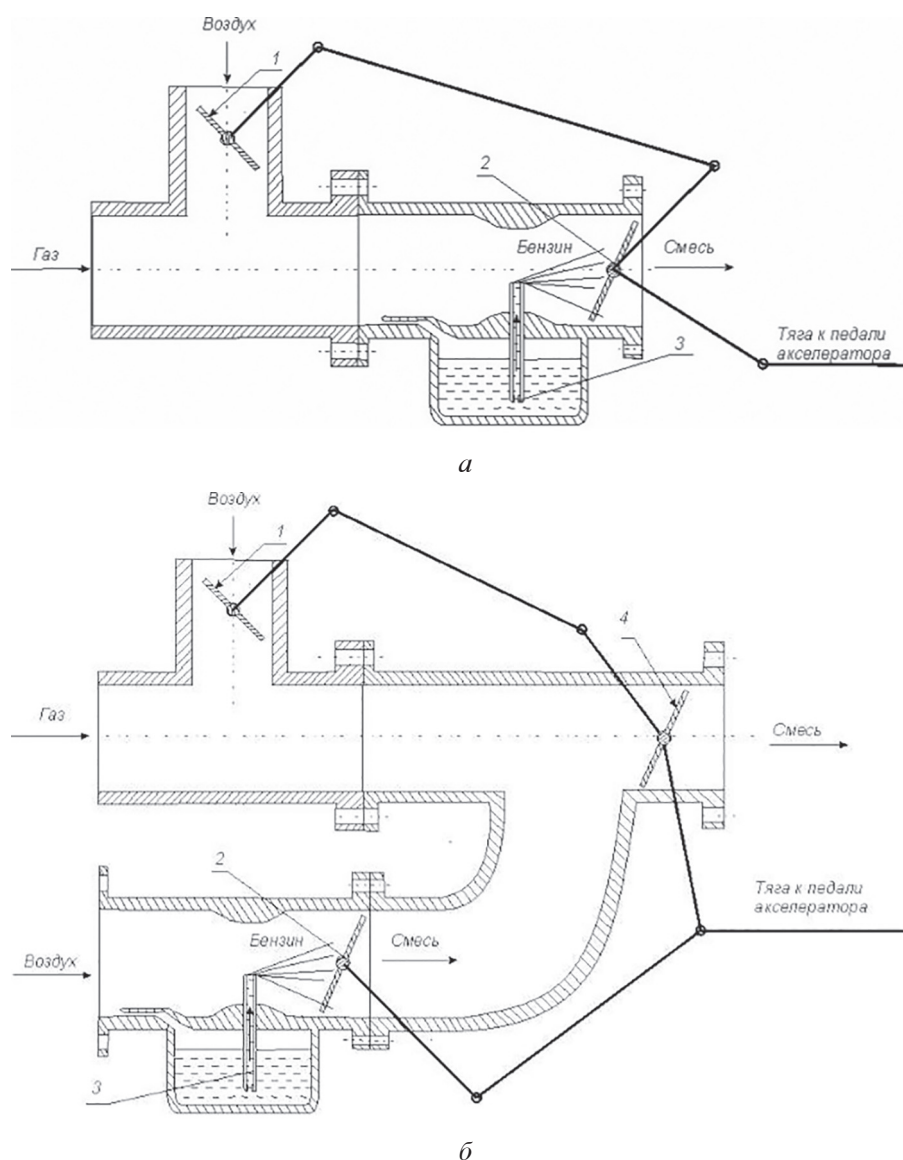


Рис. 7. Схема подачи дополнительного топлива с помощью карбюратора: а) при последовательном соединении; б) при параллельном соединении

Таким образом, мы задаем значения искомой функции таблично.

Пользуясь этой таблицей, можно указать, каков должен быть угол поворота для ведущего эллипса, чтобы получить необходимый угол поворота ведомого эллипса.

Работа двигателя на генераторном газе осложняется усложнением запуска двигателя, особенно, в холодное время года [9, 10]. С целью компенсации вышеописанного недостатка обычно используют бензин [8, 9]. Для его подачи можно использовать дополнительный карбюратор (рис. 7).

Использование систем впрыскивания с управлением от электронного блока в данном случае невозможно ввиду отсутствия обоснованного алгоритма управления.

При последовательном соединении смесителя и карбюратора (рис. 7, а) происходит одно-временная подача генераторного газа и бензина. Необходимая доля бензина в составе смеси достигается подбором топливного жиклера. Положительные особенности данной схемы – простота, отрицательные – сложность регулирования величины дополнительной доли бензина в составе топлива.

Параллельное соединение смесителя и карбюратора (рис. 7, б) дает возможность работы двигателя как на одном из видов топлива, так и на их комбинации. Отрицательным качеством этой схемы является сложность согласования показателей работы смесителя и карбюратора.

Выводы

1. При использовании генераторного газа в качестве топлива для ДВС наиболее целесообразно применять смесители типа «Тройник».

2. Для взаимного привода воздушной и дроссельной заслонок рекомендуется применять эллиптическую передачу.

3. Разработанная математическая модель позволяет численно решить задачу определения взаимной зависимости углов поворота заслонок.

4. Оптимальным способом подачи дополнительной порции бензина в ДВС следует считать последовательное соединение карбюратора со смесительным устройством.

Литература

1. Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Гайдар С.М. Биотоплива для двигателей внутреннего

сгорания: монография. М.: НИЦ «Инженер», 2016. 292 с.

2. Sridhar G., Paul P.J., Mukunda H.S. Biomass derived producer gas as a reciprocating engine fuel-an experimental analysis // *Biomass and Bioenergy*, 21, 61–72, 2001.
3. Плотников С.А., Зубакин А.С., Бирюков А.Л. Теоретический расчет оптимального угла опережения зажигания при работе двигателя на генераторном газе на основе времени горения // *Известия МГТУ «МАМИ»*, 2019. № 4 (42). С. 54–60. DOI: 10.31992/2074-0530-2019-42-4-54-60.
4. Зубакин А.С., Коротков А.Н. Разработка и исследование газогенераторов для производства газообразного топлива. Улучшение эксплуатационных показателей сельскохозяйственной энергетики // *Мат. IX межд. науч.-практ. конф. «Наука-Технология-Ресурсосбережение»* – Киров, 2016. С. 37–39.
5. Плотников С.А., Острцов В.Н., Киприянов Ф.А., Палицын А.В., Зубакин А.С., Коротков А.Н. Система питания двигателя внутреннего сгорания генераторным газом. Патент РФ № 2605870, МКИ F02B43/08.
6. Мезин И.С. Транспортные газогенераторы. М.: ОГИЗ СЕЛЬХОЗГИЗ, 1948. С. 84–92.
7. Юдушкин Н.Г. Газогенераторные тракторы. Теория. Конструкция. Расчет. М.: МАШГИЗ, 1955. С. 125–174.
8. Болтинский В.Н. Автотракторные двигатели. М.: Сельхозгиз, 1941. С. 542–562.
9. Плотников С.А., Зубакин А.С., Коротков А.Н. Исследование электростанции, работающей на альтернативном топливе. Улучшение эксплуатационных показателей сельскохозяйственной энергетики // *Мат. IX межд. науч.-практ. конф. «Наука-Технология-Ресурсосбережение»*. Киров, 2016. С. 220–224.
10. Плотников С.А., Зубакин А.С. Исследование рабочего процесса двигателя 1Ч 6,8/5,4 при работе с добавками генераторного газа // *Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева: Нижний Новгород*, 2017. № 3 (118). С. 175–181.

References

1. Markov V.A., Devyanin S.N., Zikov S.A., Gajdar S.M. *Biotopliva dlya dvigatelej vnutrennego sgoraniya: monografiya* [Biofuels for internal combustion engines: a monograph]. Moscow: NIC «Inzhener» Publ., 2016. 292 p.
2. Sridhar G., Paul P.J., Mukunda H.S. Biomass derived producer gas as a reciprocating engine fuel-an

- experimental analysis // Biomass and Bioenergy, 21, 61–72, 2001.
3. Plotnikov S.A., Zubakin A.S., Biryukov A.L. Theoretical calculation of the optimum ignition timing when the engine is running on generator gas based on the combustion time. *Izvestiya MGTU «MAMI»*, 2019. No 4 (42), pp. 54–60 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2019-42-4-54-60.
 4. Zubakin A.S., Korotkov A.N. Development and research of gas generators for the production of gaseous fuels. Improving agricultural energy performance. *Mat. IX mezhd. nauch.-prakt. konf. «Nauka-Tekhnologiya-Resursosberezhenie»* [Materials of IX International scientific-practical conference “Science-Technology-Resource Saving”]. Kirov, 2016, pp. 37–39 (in Russ.).
 5. Plotnikov S.A., Ostrecov V.N., Kipriyanov F.A., Palicyn A.V., Zubakin A.S., Korotkov A.N. *Sistema pitaniya dvigatelya vnutrennego sgoraniya generatornym gazom* [Generator gas internal combustion engine power system]. Patent RF № 2605870, MKI7F02B43/08.
 6. Mezin I.S. *Transportnye gazogeneratory* [Transport gas generators]. Moscow: OGIZ SEL’HOZGIZ, 1948, pp. 84–92.
 7. YUdushkin N.G. *Gazogeneratornye traktory. Teoriya. Konstrukciya. Raschet* [Gas generating tractors. Theory. Design. Calculation]. Moscow: MASHGIZ, 1955, pp. 125–174.
 8. Boltinskij V.N. *Avtotraktornye dvigateli* [Automotive tractor engines]. Moscow: Sel’hozgiz, 1941, pp. 542–562.
 9. Plotnikov S.A., Zubakin A.S., Korotkov A.N. Study of an alternative fuel power plant. Improving agricultural energy performance. *Mat. IX mezhd. nauch.-prakt. konf. «Nauka-Tekhnologiya-Resursosberezhenie»* [Materials of IX International scientific-practical conference “Science-Technology-Resource Saving”]. Kirov, 2016, pp. 220–224 (in Russ.).
 10. Plotnikov S.A., Zubakin A.S. Study of the working process of the engine 1CH 6.8/5.4 when working with additives of generator gas. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*: Nizhnij Novgorod, 2017. No 3 (118), pp. 175–181 (in Russ.).

STUDY OF THE KINEMATICS OF MIXING DEVICES FOR GENERATOR GAS AND GASOLINE

DSc in Engineering **S.A. Plotnikov¹**, **A.S. Zubakin¹**, PhD in Physics and Mathematics **YU.A. Plotnikova²**

¹Vyatka State University, Kirov, Russia

²Vologda State Dairy Farming Academy named after N.V. Vereshchagin, Vologda, Russia

sa_plotnikov@vyatsu.ru

One of the alternative types of fuel for ICE is generator gas (GG). However, when the engine is running on generator gas, the developed power decreases to 40 %, which is associated with a low rate of combustion of the generator gas compared to gasoline. A decrease in the combustion rate can be partially compensated by an increase in the ignition timing. Another negative property of GG is the lower, in comparison with gasoline, lowest calculated combustion value. Compensation of the reduced combustion value of the GG can be achieved by increasing the inlet cross section of the intake tract, as well as by developing a mixing device that ensures the creation of the optimal mixture composition in all modes. To study the characteristics of mixing devices and determine the optimal composition of the fuel mixture, a research test bench was developed with the possibility of recording all indicators and their subsequent demonstration on PC. Analysis of various mixers for supplying GG and air made it possible to establish the optimal design, allowing qualitative and quantitative control of the composition of the mixture. In order to obtain the optimal composition of the mixture, it is proposed to replace the mechanical damper drive with an elliptical drive with flexible coupling. The possibility of replacement is justified by the developed mathematical model. The proposed mixer design allows to get any ratio of the opening angles of the air and throttle by changing the kinematic parameters of the drive. To minimize the drop in engine power and improve its responsiveness, it is advisable to use a mixture of GG with gasoline, for which it is possible to install a carburetor in a series circuit with the mixing unit.

Keywords: generator gas, alternative energy, mixture of gasoline and generator gas, mixing device, elliptical transmission.

СТЕНДОВОЕ ИСПЫТАНИЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ EMRAX 208, 228

К.Т.Н. Сарач М.Б., д.т.н. Сарач Е.Б., к.т.н. Захаров А.Ю.

МГТУ им. Баумана, Москва, Россия

m.sarach@bmstu.ru

В статье приводятся результаты стендовых испытаний электродвигателей EMRAX 208 и EMRAX 228 в комплекте с силовыми управляющими преобразователями EmDrive 500, выполненных в рамках разработки модельного ряда снегоходной мототехники для повышения транспортной доступности населения Арктической зоны РФ на кафедре колесных машин МГТУ им. Баумана. Для проведения испытаний разработан специальный стенд, укомплектованный датчиками, измерительным комплексом Zetlab, системой охлаждения. В качестве источника питания применена литиевая аккумуляторная батарея. Исследования проводились при работе испытуемого электродвигателя EMRAX 208 (номинальная мощность 25...40 кВт при частотах вращения 3000..5000 мин⁻¹, номинальный момент 80 Нм) в режиме регулирования частоты вращения. В качестве нагрузочной машины использовался второй электродвигатель EMRAX 228 (номинальная мощность 35..55 кВт при частотах вращения 3000..5000 мин⁻¹, номинальный момент 125 Нм), работающий в режиме источника момента. В результате испытаний получены механические характеристики, зависимость мощности и КПД электродвигателя EMRAX 208 от частоты вращения для различных заданных частот вращения (1000, 2000, 3000, 4000, 4400 мин⁻¹) при нагрузке от 25 до 125 % номинальной. Полученные характеристики подтвердили технические данные электродвигателя, приведенные на Интернет странице производителя оборудования. Результаты испытаний могут быть использованы в математических моделях тягового электропривода для прогнозирования динамических характеристик транспортных средств, а электродвигатели марки EMRAX с силовым управляемым преобразователем EmDrive 500 можно применять на опытных образцах транспортных средств с электрическими и гибридными трансмиссиями.

Ключевые слова: испытания, характеристики, электродвигатель, EMRAX, инвертор, электропривод, электротрансмиссия.

Введение

В развитых странах мира, в том числе и в России, на протяжении более 10 лет активно ведутся работы по созданию и развитию авто-транспортных средств на электрической тяге. В последнее время в РФ особое внимание уделяется разработке колесных и гусеничных транспортных средств (ТС) многоцелевого назначения сверхлегкой грузоподъемности (снегоходы, мотовездеходы) с применением электрических и гибридных трансмиссий. В связи с этим на зарубежном и Российском рынке появилось достаточно много предложений высокотехнологичных тяговых электродвигателей (ТЭД) и силовых управляющих преобразователей (СУП) с высокими удельными значениями электромеханических показателей. Так некоторые производители оборудования заявляют значения удельной электрической мощности электродвигателей до 10 кВт на 1 кг массы и КПД до 98 %. Применение таких двигателей

на легкой транспортной технике позволяет прогнозировать высокие показатели тягово-динамических характеристик транспортного средства.

Опыт использования ТЭД и СУП в электро-трансмиссиях наземных ТС [1–4] показывает, что производители, зачастую, не предоставляют полную информацию о предельных и длительных характеристиках предлагаемого оборудования. Поэтому при создании опытных образцов транспортных средств и прогнозировании их свойств с использованием имитационного математического моделирования требуется подтверждение характеристик электрических двигателей и преобразователей заявленных производителем оборудования, а также исследование характеристик электро-оборудования в различных режимах работы. Наиболее полную информацию о работе ТЭД и СУП при их совместном использовании дают стендовые испытания, которые в отличие от

испытаний в составе ТС менее затратные и позволяют эмитировать нагрузочные режимы без ограничений, накладываемых натурными испытаниями образца. Таким образом, задача по созданию стенда для испытания и исследования работы современных высокотехнологичных ТЭД и СУП является актуальной.

В рамках работы по Соглашению №14.577.21.0272 «Разработка модельного ряда снегоходной мототехники для повышения транспортной доступности населения Арктической зоны РФ» (уникальный идентификатор работ: RFMEFI57717X0272), выполненной в МГТУ им. Н.Э. Баумана при финансовой поддержке Минобрнауки в 2018–2019 году в лаборатории кафедры колесных машин был собран стенд и проведены испытания электродвигателей *EMRAX* 208, 228. Задачами испытаний являлось снятие характеристик электродвигателей, с целью подтверждения заявленных производителем параметров оборудования. Испытания проводились при участии сотрудников кафедр колесных машин и многоцелевых гусеничных машин и мобильных роботов.

Исследуемое оборудование

Электродвигатель *EMRAX*

В рамках работы были исследованы синхронные двигатели с постоянными магнитами производства компании *EMRAX Innovative E-motors* (Словения) серии 208 и 228 с низким напряжением питания (*Low voltage*) и комбинированным охлаждением. Двигатель имеет исполнение, в котором ротор конструктивно выполнен в виде вращающегося корпуса соединенного с передним фланцем двигателя (рис. 1, а). Статор соединен с задним фланцем двигателя, через который выведены электрические клеммы статорной обмотки двигателя и патрубки жидкостного охлаждения (рис. 1, б).

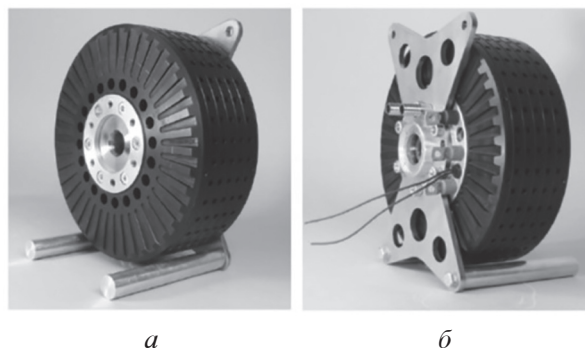
Технические характеристики двигателей приведены в таблице 1 [5].

Силовой инвертор *EmDrive 500*

Управление двигателем *EMRAX* осуществлялось с помощью инвертора *EmDrive 500*. Инвертор предназначен для управления бесщеточными двигателями постоянного тока, синхронными двигателями с постоянными магнитами и асинхронными двигателями. Инвертор поддерживает *CANopen* – интерфейс может использоваться с различными датчиками положения ротора двигателя.

В силовом инверторе реализованы следующие функции управления двигателем: синусоидальное управление током с датчиками холла (наблюдатель положения ротора двигателя); векторное управление током, при котором минимизируется пульсация крутящего момента и вибрация двигателя; управление двигателем в четырех квадрантах (вперед / назад с рекуперацией); регулирование частоты вращения и положения ротора двигателя. Встроенные функции защиты обеспечивают: максимально-токовую защиту двигателя; тепловую защиту двигателя посредством подключения датчика температуры двигателя; тепловую защиту инвертера; обнаружение отказа датчика Холла и безопасное отключение двигателя; защиту от разряда батареи; защиту от превышения напряжения батареи; полное самотестирование при запуске – проверяет все силовые ключи, подключение двигателя и подключение батареи. Функция регистрации позволяет сохранить во внутренней *FLASH* памяти значения всех важных параметров за последние два часа работы, такие как напряжение батареи, ток батареи, ток двигателя, скорость, температура двигателя и инвертора и т.д. Эти же значения могут быть переданы через последовательный порт по протоколу *CANOpen* для ведения журнала на персональном компьютере (ПК). Также в силовом инверторе реализованы дополнительные функции: управление магнитным тормозом; включение стоп-сигнала; управление рекуперативным торможением по аналоговому сигналу. Настройка всех параметров инвертора выполняются с помощью программного приложения для ПК. Обмен данными с инвертором выполняется по протоколу *CANOpen*.

Все подключения имеют автомобильную защиту от электромагнитных помех. Подключения управления защищены от короткого за-



а

б

Рис. 1. Двигатель *EMRAX*:

а) вид на передний фланец; б) вид на задний фланец

Таблица 1

Технические характеристики двигателей *EMRAX*

Технические данные	<i>EMRAX 208</i>	<i>EMRAX 228</i>
Степень защиты по ГОСТ 14254-96	IP21	IP21
Расход охлаждающей жидкости, л/мин	8	
Температура охлаждающей жидкости, °C	50	
Температура охлаждающего воздуха, °C	25	
Масса, кг	9,3	12,3
Размеры диаметр/ширина, мм	208/85	228/86
Максимальное напряжение питания инвертора, В	125	130
Максимальная мощность для максимальной частоты вращения, кВт	80	100
Номинальная мощность для частоты вращения 3000...5000 мин ⁻¹ , кВт	25...40	35...55
Максимальная частота вращения, мин ⁻¹	6000	5500
Максимальный ток, А	800	900
Номинальный ток, А	400	450
Максимальный момент, Н·м	150	240
Номинальный момент, Н·м	80	125
Максимальная температура меди обмотки двигателя и максимальная температура магнитов, °C	120	
КПД двигателя, %	92–98	
Соппротивление фазной обмотки при 25 °C, мОм	0,8	1,12
Сечение фазного вывода, мм ²	38	
Соединение обмоток	звезда	
Индуктивность Ld/Lq, мкГн	7,2/7,5	10,3/10,6
Управление двигателем	синусоидальное	
Удельное линейное напряжение двигателя, В/мин ⁻¹	0,0117	0,0176
Удельная скорость холостого хода от напряжения батареи, мин ⁻¹ /В	58	40
Удельная скорость под нагрузкой от напряжения батареи, мин ⁻¹ /В	50...58	34...40
Магнитный поток осевой, Вб	0,095	0,0131
Количество пар полюсов	10	
Момент инерции ротора, кг·см ²	256	421

мыкания на землю. Низкий уровень электромагнитных помех с надлежащей кабельной проводкой легко достижим в соответствии с требованиями класса В по электромагнитной совместимости. Для подключения инвертора не требуется силовой контактор.

Инвертор выполнен для установки на несущую систему транспортного средства. Основанием инвертора является алюминиевая опорная плита с радиатором жидкостного охлаждения (рис. 2). Электронные модули закрыты пластиковой крышкой. Для подключения аккумулятора и фаз двигателя применены силовые клеммы с винтовыми соединениями. Степень защиты инвертора по ГОСТ 14254-

96 IP65. Размеры инвертора (высота×ширина×длина) 78×310×205 мм, вес 4,9 кг.

Технические характеристики инвертора приведены в таблице 2 [6].

Рис. 2. Инвертор *EmDrive 500*

Таблица 2

Технические характеристики инвертора *EmDrive 500*

Технические данные	Значение
Выходной номинальный ток, А	500
Выходной максимальный ток (1 мин), А	800
Входное напряжение постоянного тока, В	30...120
Напряжение питания (напряжение зажигания), В	12...30
Ток потребления максимальный (ток зажигания), мА	750
Выходная номинальная мощность (с соответствующим охлаждением), кВА	62
Выходная максимальная мощность (1 мин, с соответствующим охлаждением), кВА	110
Частота коммутации, кГц	16
Температура окружающей среды (при температуре охлаждения <60 °C), °C	-20...+65
Температура охлаждающей жидкости, °C	60
Рабочее давление системы охлаждения, бар	2
Падение давления (при расходе 10 л/мин, при 25 °C), бар	0,3

Настройка работы инвертора выполнялась с помощью программного обеспечения *EDrive Configurator*. Программный продукт предназначен для установки на персональный компьютер (ПК) и позволяет выполнять настройку работы инвертора, контроль работы и регистрацию параметров электропривода. Обмен данными с инвертором осуществляется по протоколу *CANOpen*. Для подключения к ПК требуется преобразователь *USB-CAN*. Вид окон конфигуратора приведен на рис. 3.

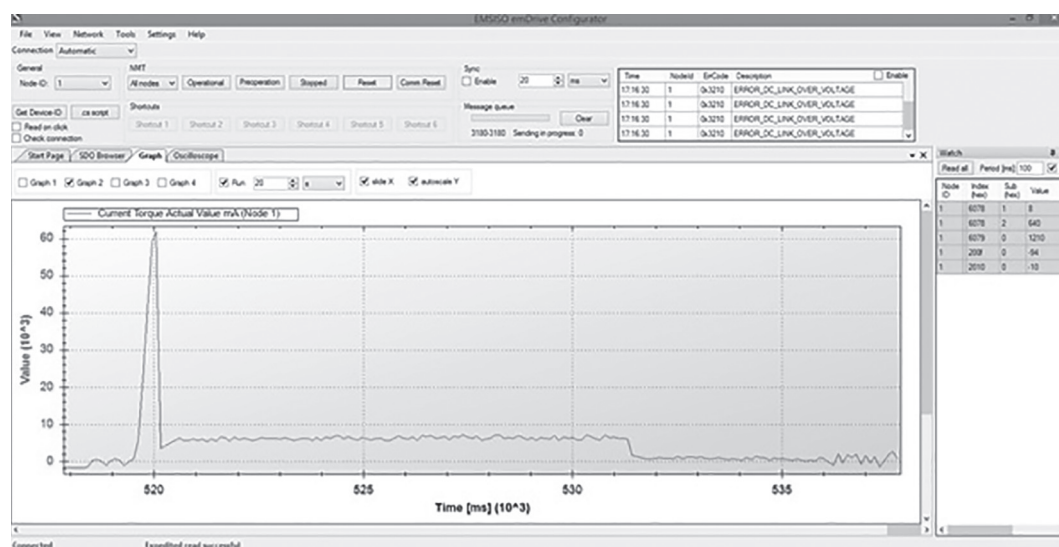
Испытательный стенд

Для испытания электродвигателей в лаборатории кафедры колесных машин МГТУ им. Баумана был создан стенд обеспечивающий

снятие механических, электромеханических и мощностных характеристик электродвигателей *EMRAX*. Один двигатель использовался в качестве ТЭД, второй – в качестве нагрузочной машины.

Два двигателя были соединены общим валом через компенсационную муфту. Один двигатель был установлен на опору через подвижное соединение, связанное с опорным основанием через тензометрический S-образный датчик. Таким образом, выполнялось измерение момента создаваемого двигателями в процессе работы.

В электрической части стенда были установлены датчики тока для снятия электрических характеристик электрооборудования.

Рис. 3. Вид окон конфигуратора инвертора *EmDrive*

Настройка работы и регистрация результатов испытаний выполнялась с использованием переносного компьютера. Информация с измерительных датчиков регистрировалась на компьютере с помощью системы сбора данных *Zetlab*.

В состав стенда включены следующие компоненты: электродвигатель нагрузочный *EMRAX 228*; ТЭД *EMRAX 208*; силовой инвертор *EmDrive 500*; аккумуляторная батарея; датчики частоты вращения *Encoder RM44SC*; датчики тока ДТХ-Т; датчик тензометрический; система сбора данных *Zetlab*; переносной компьютер для настройки оборудования, управления испытаниями, регистрации и обработки данных; компенсационная муфта; подвижное соединение с механической связью; система жидкостного охлаждения.

Схема стенда приведена на рис. 4.

Внешний вид стенда показан на рис. 5.

Нагрузочный двигатель (поз. 1 на схеме рис. 4) включался в режиме управления моментом с нулевым заданием момента.

В программе конфигуратора инвертора был выбран режим управления скоростью испытуемого двигателя (поз. 2 на схеме рис. 4). Двигатель запускался с заданной частотой вращения без нагрузки.

Далее на нагрузочный двигатель плавно подавалось задание крутящего момента в сторону противоположную направлению вращения испытуемого двигателя. В программе конфигуратора инвертора контролировался ток испытуемого двигателя на холостом ходу и в точках 100А, 200А, 300А, 400А, 500А, что соответствует 25 %, 50 %, 75 %, 100 %, 125 % от номинального тока. Производилась запись значения тока двигателя и частоты вращения двигателя.

Программным обеспечением *Zetlab* производилась регистрация значений показаний

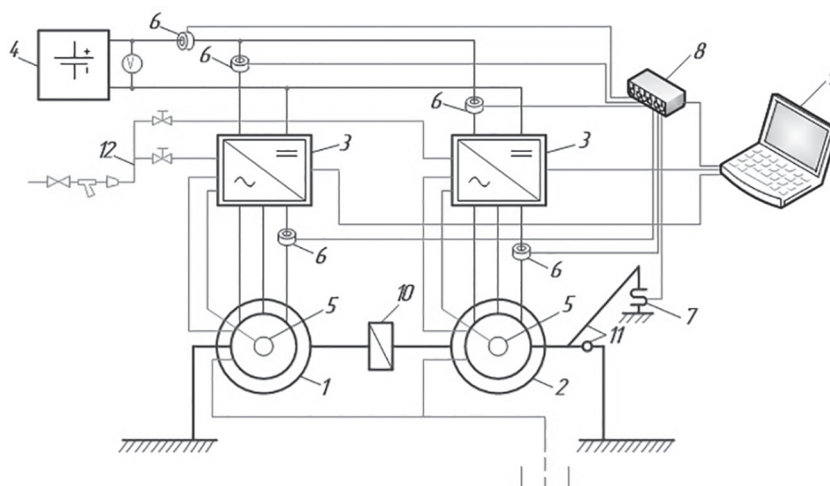


Рис. 4. Схема стенда:

- 1 – электродвигатель нагрузочный EMRAX 228; 2 – ТЭД EMRAX 208; 3 – силовой инвертор *EmDrive 500*;
4 – аккумуляторная батарея; 5 – датчики частоты вращения *Encoder RM44SC*; 6 – датчики тока ДТХ-Т;
7 – датчик тензометрический; 8 – система сбора данных *Zetlab*; 9 – переносной компьютер;
10 – компенсационная муфта; 11 – подвижное соединение с механической связью;
12 – система жидкостного охлаждения

Испытания электродвигателей

Программа испытаний электродвигателей *EMRAX* включает в себя: определение зависимости момента, развиваемого ТЭД от частоты вращения вала; определение мощности на валу ТЭД от частоты вращения вала; определение КПД ТЭД от частоты вращения вала при различных моментах на валу.

Испытание двигателя *EMRAX 208* производилось для пяти значений частот вращения вала: 1000, 2000, 3000, 4000, 4400 мин⁻¹.

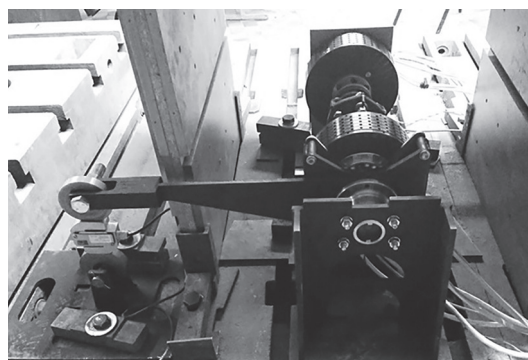


Рис. 5. Испытательный стенд

датчиков тока и тензометрического датчика. По вольтметру контролировалось напряжение аккумуляторной батареи.

Момент на валу двигателя рассчитывался по показаниям тензометрического датчика.

Мощность на валу двигателя рассчитывается по формуле:

$$N = \frac{M \cdot n \cdot \pi}{30}, \quad (1)$$

где N – мощность на валу двигателя; Вт; n – частота вращения двигателя; мин^{-1} ; M – момент на валу двигателя, Нм.

КПД электропривода (ТЭД и СУП) определяется расчетным путем по формуле:

$$\eta_{\text{эл}} = \frac{N}{P_{\text{эл}}}, \quad (2)$$

где N – мощность на валу двигателя, Вт; $P_{\text{эл}}$ – электрическая мощность на звене постоянного тока СУП, Вт:

$$P_{\text{эл}} = U_{\text{эл}} \cdot I_{\text{эл}}, \quad (3)$$

где $U_{\text{эл}}$ – напряжение звена постоянного тока силового инвертора, В; $I_{\text{эл}}$ – ток звена постоянного тока силового инвертора, А.

Результаты испытаний

Зависимость момента на валу двигателя от частоты вращения ротора показана на рис. 6. Также на рис. 6 показаны значения длительного момента соответствующего паспортным данным двигателя.

Зависимость мощности на валу двигателя от частоты вращения ротора показана на рис. 7. Также на рис. 7 показаны значения длительной мощности соответствующей паспортным данным двигателя.

Зависимость КПД электропривода от частоты вращения ротора при различных нагрузках показана на рис. 8.

При анализе представленных графиков видно, что в результате испытаний двигатель реализовал на валу момент выше номинального продолжительного момента, указанного производителем оборудования. Мощность на валу двигателя, полученная в результате стендовых испытаний, также превышает длительную мощность, приведенную в таблице технических данных производителя двигателя.

Полученная в результате испытания зависимость КПД ТЭД и СУТ показывает, что электропривод имеет наилучшие характери-

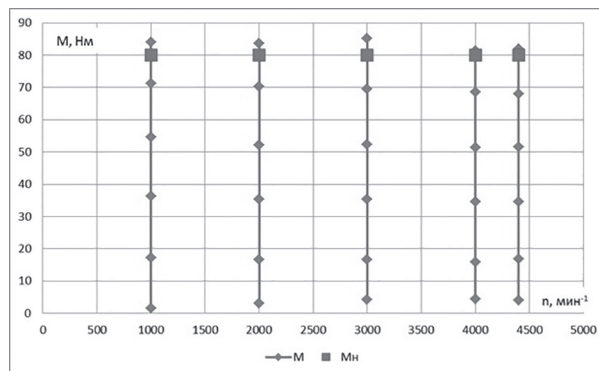


Рис. 6. Зависимость момента на валу двигателя от частоты вращения ротора:
 M – измеренный момент; M_n – паспортный продолжительный момент

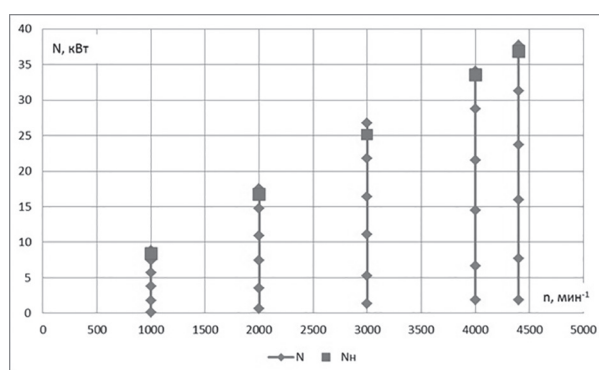


Рис. 7. Зависимость мощности на валу двигателя от частоты вращения ротора:
 N – измеренная мощность; N_n – паспортная продолжительная мощность

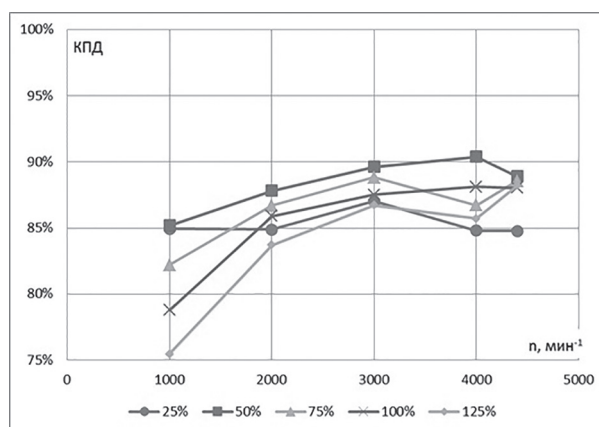


Рис. 8. Зависимость КПД электропривода от частоты вращения ротора двигателя при различных нагрузках

ки на частоте вращения 4000 мин^{-1} при 50 % от номинальной нагрузки. Соответствующее этому режиму работы КПД ТЭД и СУТ составляет 90,4 %. Если принять, что КПД СУТ равно 95 %, то КПД ТЭД составит 95,2 %, что соответствует техническим данным двигателя.

Таким образом, в результате испытаний были подтверждены характеристики двигателя, заявленные производителем оборудования.

Заключение

Полученные результаты испытаний могут быть использованы в математических моделях тягового электропривода для прогнозирования динамических характеристик транспортных средств, а электродвигатели марки *EMRAX* с СУП *EmDrive* 500 можно рекомендовать для применения на опытных образцах ТС с электрическими и гибридными трансмиссиями.

Дальнейшим направлением исследования электродвигателей *EMRAX* является их испытание в составе тягового электропривода снегоходной и мотовездеходной техники.

Литература

1. Котиев Г.О., Нагайцев М.В., Сарач Е.Б. Электро-трансмиссия гибридного автомобиля // Известия Академии инженерных наук РФ им. акад. А.М. Прохорова. Транспортно-технические машины и комплексы / под ред. Ю.В. Гуляева. Москва – Н. Новгород: НГТУ, 2008. Т. 21. С. 70–74.
2. Горелов В.А., Косицын Б.Б., Мирошниченко А.В., Стадухин А.А. Метод определения характеристик индивидуального тягового электропривода двухзвенной гусеничной машины на этапе проектирования // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2019. № 3 (126). С. 120–134.
3. Падалкин Б.В., Горелов В.А., Стадухин А.А., Косицын Б.Б., Балковский К.С. Методика определения параметров электромеханической трансмиссии промышленного трактора. Тракторы и сельхозмашины. М., 2019. № 5. С. 21–31.
4. E.Sarach. V.Gorelov. M.Sarach Brake resistors power determination technique at the wheel vehicle with traction electric drive engineering stage // 2020 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 709 022100.
5. Technical Data and Manual for EMRAX Motors / Generators. Version 5.1/August 2018. www.emrax.com.
6. EmDrive 500 BLDC motor controller. Datasheet V2.6. www.emsiso.com.

References

1. Kotiev G.O., Nagajcev M.V., Sarach E.B. Electric transmission of hybrid vehicle. *Izvestiya Akademii inzhenernyh nauk RF im. akad. A.M. Prohorova. Transportno-tekhnicheskie mashiny i komplekсы*. Pod red. YU.V. Gulyaeva. Moskva – N. Novgorod: NGTU, 2008. Vol. 21, pp. 70–74 (in Russ.).
2. Gorelov V.A., Kosicyn B.B., Miroshnichenko A.V., Staduhin A.A. Method for determining the characteristics of an individual traction electric drive of a two-link tracked vehicle at the design stage. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*. 2019. No 3 (126), pp. 120–134 (in Russ.).
3. Padalkin B.V., Gorelov V.A., Staduhin A.A., Kosicyn B.B., Balkovskij K.S. Method for determining the parameters of the electromechanical transmission of an industrial tractor. *Traktory i sel'hozmashiny*. Moscow, 2019. No 5, pp. 21–31 (in Russ.).
4. E.Sarach. V.Gorelov. M.Sarach Brake resistors power determination technique at the wheel vehicle with traction electric drive engineering stage. 2020 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 709 022100.
5. Technical Data and Manual for EMRAX Motors. Generators. Version 5.1. August 2018. www.emrax.com.
6. EmDrive 500 BLDC motor controller. Datasheet V2.6. www.emsiso.com.

BENCH TESTING OF ELECTRIC MOTORS EMRAX 208, 228

PhD in Engineering **M.B. Sarach**, DSc in Engineering **E.B. Sarach**, PhD in Engineering **A.YU. Zaharov**
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
m.sarach@bmstu.ru

The article presents the results of bench tests of electric motors EMRAX 208 and EMRAX 228 completed with power control converters EmDrive 500 made as part of the development of a model range of snowmobile motor vehicles to increase transport accessibility of the population of the Arctic zone of the Russian Federation at the Department of Wheeled vehicles of Bauman Moscow State Technical University. A special test bench for testing, equipped with sensors, a Zetlab measuring system and a cooling system were developed. A lithium battery is used as a power source. The studies were carried out during the work of the tested EMRAX 208 electric motor (rated power 25...40 kW at rotation speeds of 3000...5000 min⁻¹, rated torque 80 Nm) in the speed control mode. As a loading machine, the second EMRAX 228 electric motor was used (rated power 35..55 kW at rotation speeds of 3000...5000 min⁻¹, rated torque 125 Nm), operating in the mode of source of torque. As a result of the tests, the mechanical characteristics, the dependence of the power and efficiency of the EMRAX 208 electric motor on the rotational speed for various preset rotational speeds (1000, 2000, 3000, 4000, 4400 min⁻¹) were obtained at a load of 25 to 125 % of the nominal. The obtained characteristics confirmed the technical data of the electric motor given on the equipment manufacturer's website. The test results can be used in mathematical models of traction electric drive to predict the dynamic characteristics of vehicles, and EMRAX electric motors with EmDrive 500 power controlled inverter can be used on prototypes of vehicles with electric and hybrid transmissions.

Keywords: tests, characteristics, electric motor, EMRAX, inverter, electric drive, electric transmission.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ АКТИВНОЙ ВИБРОЗАЩИТЫ АВТОМОБИЛЯ С РАЗЛИЧНЫМИ РЕГУЛЯТОРАМИ

К.Т.Н. Рандин Д.Г., К.Т.Н. Тулупов П.В.
ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет»
em@samgtu.ru

В статье рассмотрена одномассовая система виброзащиты с исполнительным электромеханическим устройством. Представлена актуальность проводимого направления исследований и современное состояние его изученности. Обосновано, что в сравнении с управляемыми элементами вязкого сопротивления управляемые элементы жесткости обеспечивают лучшее качество виброзащиты. Подчеркнута перспективность в применении управляемых электромеханических элементов жесткости. В настоящей работе рассмотрен исполнительный механизм в виде линейного двигателя постоянного тока. Приведены примеры использования активных систем виброзащиты с линейными электрическими машинами. В частности, представлен пример использования в качестве подвески транспортного средства. Указаны преимущества и наиболее существенные недостатки таких подвесок, сдерживающие их массовое внедрение. Представлена расчетная схема одномассовой колебательной системы с параллельной установкой элемента вязкого трения и элемента жесткости. Обосновано, что с учетом принятых допущений представленная схема эквивалентна подвескам транспортных средств. Предложено, что в качестве управляемого элемента вязкого сопротивления использовать магнитореологический демпфер колебаний. Приведен анализ состояния вопроса систем активной виброзащиты с магнитореологическими демпферами колебаний. Разработана структура замкнутой по виброускорению защищаемого объекта системы виброзащиты и представлены математические модели ее функционально необходимых элементов: датчика колебаний, системы виброзащиты по каналу возмущения и управления, линейного электродвигателя постоянного тока. Предложена методика синтеза корректирующего устройства, обеспечивающего желаемые резонансные свойства замкнутой системы. Представлены результаты имитационного моделирования системы активной виброзащиты с регулятором, синтезированным по предложенной методике, и регулятором, структура которого получена в предыдущих работах автора. На основании полученных результатов сделаны выводы по полученным в статье материалам и сформулированы рекомендации по использованию регуляторов.

Ключевые слова: система виброзащиты, линейный двигатель постоянного тока, регулятор, замкнутая система, управляемая подвеска, одномассовая колебательная система, эффективность системы виброзащиты, амплитудная частотная характеристика, критерий эффективности виброзащиты.

Актуальность

В последние несколько лет в подвесках транспортных средств возрастает интерес к электромеханическим исполнительным элементам, среди которых наиболее распространены магнитореологические демпферы колебаний и также линейные электродвигатели.

Как известно, элементы вязкого сопротивления эффективны на резонансных частотах и ухудшают зарезонансные свойства системы виброзащиты, в то время как элементы упругости, наоборот, эффективны на зарезонансных частотах и ухудшают резонансные свойства

системы [1, 2]. В связи с этим, наиболее часто применяют схемы с совместной установкой элемента упругости и вязкого трения, среди которых наиболее популярна схема Кельвина [3, 4] с их параллельной установкой.

Как показывают исследования, проведенные авторами [5], существенного улучшения виброзащитных свойств в системе виброзащиты тяжело достичь за счет использования только элементов вязкого сопротивления. Повышенную эффективность показывают системы виброзащиты с управляемыми элементами упругости [6].

Наиболее часто в качестве управляемых элементов жесткости выступают электромеханические преобразователи в виде линейных электрических машин постоянного тока [7]. На рис. 1 представлена конструкция линейного электродвигателя используемого в подвеске транспортного средства [8]. В указанной конструкции электромагнитной подвески на штоке демпфера, который также выполняет роль элемента упругости, размещены постоянные магниты, перемещающиеся в электромагнитном поле, создаваемым обмоткой катушки статора.

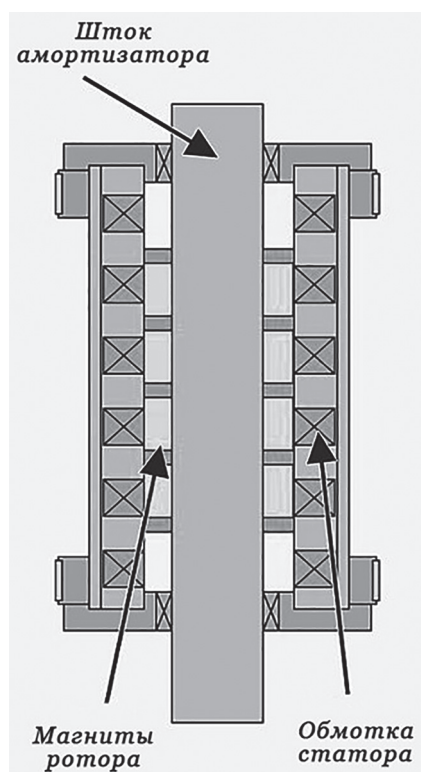


Рис. 1. Конструкция линейного электродвигателя

Интересной особенностью электромагнитной подвески является возможность выработки энергии за счет электромеханических преобразований от движений подвижной части штока двигателя [9, 10]. В качестве недостатков подвески с линейным двигателем отмечается повышенное электропотребление (порядка 20–30 кВт) и стоимость. В целях унификации изделий электромагнитная подвеска автомобиля взаимозаменяема со штатной.

Электромагнитные подвески транспортных средств оказываются удобным средством управления динамикой кузова для современных электронных систем стабилизации движения транспортного средства. В частности,

удается стабилизировать положение кузова при маневрировании и объезде препятствий, что является очень важной проблемой для повышения управляемости транспортного средства, влияющей на безопасность автомобиля для водителя с пассажирами и окружающих.

Степень разработанности вопроса

К настоящему времени вопросы разработки и исследования электротехнических исполнительных устройств виброзащиты в достаточной мере изучены. Разработкой и оптимизацией конструкций магнитореологических демпферов посвящены, в частности, работы [11, 12], в которых изучаются тепловые, гидродинамические и электромагнитные процессы и их взаимосвязь друг с другом.

Основные тенденции в конструировании линейных двигателей постоянного тока в значительной степени определены. Одна часть статей связана с оптимизацией их конструкций [14, 15] для различных сфер применений. Другая часть статей посвящена изучению динамических характеристик электромеханических систем на основе линейных двигателей [16, 17]. Остальные публикации посвящены применению различных алгоритмов управления линейными электродвигателями [18]. Для большинства механизмов характерно возмущение со случайными характеристиками. Тогда актуальны в использовании системы управления, построенные на принципах оптимального [19] и адаптивного [20] управления, фазирегуляторах [21] и нейронных сетях [22]. В других случаях, например, у транспортных средств при движении по поверхности с периодическими неровностями одинаковой формы и амплитуды возмущение может рассматриваться как гармоническое [23]. В этом случае, при синтезе регуляторов можно использовать классические методы теории управления. В настоящей статье решена задача обеспечения требуемых резонансных свойств замкнутой по виброускорению системы виброзащиты.

Разработка математической модели

В качестве основной расчетной схемы принята одномассовая колебательная система (рис. 2). Такая расчетная схема моделирует, в частности, реальную конструкцию подвески автомобиля при допущении о том, что центр тяжести автомобиля располагается посереде-

не колесной базы. В этом случае колебания в передней подвеске автомобиля не зависят от колебаний в задней подвеске и их допустимо рассматривать отдельно [4].

На расчетной схеме колебательной системы обозначены: виброзащищаемый объект с массой m ; возмущающее воздействие в виде перемещения координаты Z_0 дорожной поверхности; упругого элемента, имеющего жесткость C ; β – коэффициент гидравлического сопротивления демпфирующего элемента; Z – перемещение координаты защищаемого объекта.

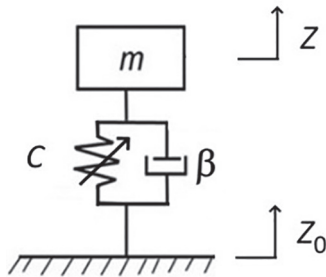


Рис. 2. Расчетная схема одномассовой колебательной системы

В [24] получено дифференциальное уравнение, описывающее движение расчетной колебательной системы (здесь и далее рассматриваются уравнения для малых отклонений переменных):

$$m \frac{d^2 Z(t)}{dt^2} + \beta \frac{d[Z_0(t) - Z(t)]}{dt} + C[Z(t) - Z_0(t)] = 0. \quad (1)$$

Уравнение (1) запишем в операторной форме:

$$mp^2 Z(p) + \beta p[Z_0(p) - Z(p)] + C[Z(p) - Z_0(p)] = 0. \quad (2)$$

Перейдем от перемещений к ускорениям, используя следующие выражения:

$$\varepsilon(t) = \frac{d^2 Z(t)}{dt^2}, \quad \varepsilon(p) = p^2 Z(p), \quad \varepsilon_0(t) = \frac{d^2 Z_0(t)}{dt^2}, \\ \varepsilon_0(p) = p^2 Z_0(p).$$

Преобразовав уравнение (2) с учетом введенных обозначений, получим:

$$m\varepsilon(p) + \frac{\beta}{p}[\varepsilon_0(p) - \varepsilon(p)] + \frac{C}{p^2}[\varepsilon(p) - \varepsilon_0(p)] = 0.$$

Приведенному операторному уравнению соответствует структурная схема, показанная на рис. 3.

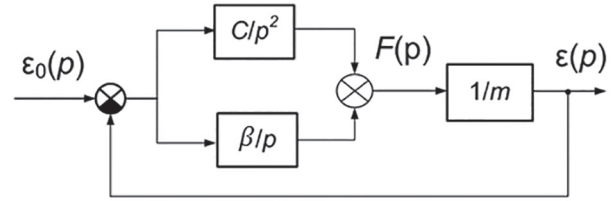


Рис. 3. Структурная схема системы виброзащиты

На основании приведенной структуры получена передаточная функция (ПФ) пассивной системы виброзащиты для выходной переменной – ускорение защищаемого объекта – $\varepsilon(p)$ и входной – $\varepsilon_0(p)$ – ускорение координаты основания:

$$W_p(p) = \frac{\varepsilon(p)}{\varepsilon_0(p)} = \frac{\frac{\beta}{C}p + 1}{\frac{m}{c}p^2 + \frac{\beta}{C}p + 1}.$$

Учитывая принятые обозначения

$$\sqrt{\frac{m}{C}} = T_1, \quad \frac{\beta}{C} = T_2 = 2\xi_1 T_1,$$

последнее выражение можно представить в виде:

$$W_p(p) = \frac{\varepsilon(p)}{\varepsilon_0(p)} = \frac{T_2 p + 1}{T^2 p^2 + T_2 p + 1}. \quad (3)$$

ПФ (3) соответствует выражение ее амплитудной частотной характеристики (АЧХ):

$$A(\omega) = \sqrt{\frac{1 + (T_2 \omega)^2}{(1 - T_1^2 \omega^2) + (T_2 \omega)^2}}, \quad (4)$$

достигающей своего максимального значения при частоте:

$$\omega_m = \frac{\sqrt{\sqrt{1 + 8 \cdot \xi^2} - 1}}{4 \cdot \xi^2 \cdot T_1^2}. \quad (5)$$

На рис. 4 представлен график зависимости ω_m от коэффициента затухания ξ , для значения $T_1 = 0,07$ характерного для виброзащиты транспортных средств.

Подставляя численные значения по выражению (5) в выражение (4), получим график зависимости максимального значения относительной амплитуды АЧХ A_m от коэффициента затухания ξ , для $T_1 = 0,07$.

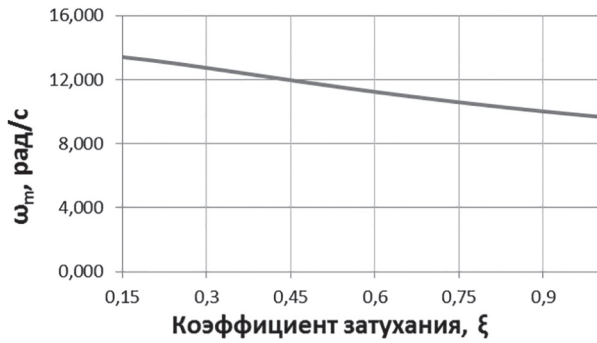


Рис. 4. Зависимость ω_m от коэффициента затухания ξ

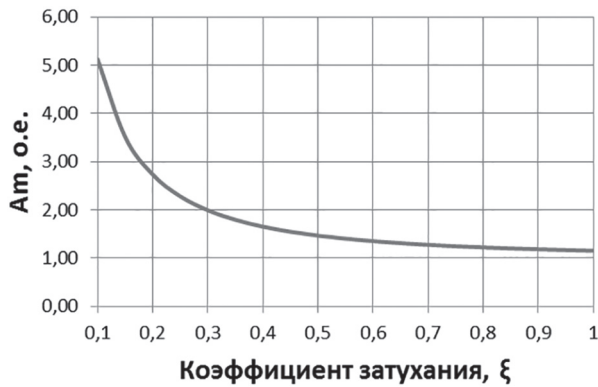


Рис. 5. Зависимость максимального значения A_m от коэффициента затухания ξ

На основании анализа графиков на рис. 3 и 4 сделан выбор о предпочтительном коэффициенте демпфирования. Так, коэффициенту демпфирования $\xi = 0,21$ характерного для исходной пассивной системы виброзащиты, соответствует максимальное значение относительной амплитуды АЧХ $A_m = 2,6$ о.е. Ставится задача снижения амплитуды ускорений в замкнутой системе виброзащиты в 2 раза, т.е. обеспечения максимального значения относительной амплитуды АЧХ $A_m = 1,3$. Указанному значению A_m соответствует демпфирование $\xi = 0,7$ – это значение и принимается в качестве расчетного.

Дополним полученную математическую модель уравнениями движения для линейного двигателя постоянного тока (ЛДПТ), имеющего независимое возбуждение [6]:

$$U(t) = E(t) + I(t)R + L \frac{dI(t)}{dt}, \quad (6)$$

$$E(t) = k\Phi \int_0^t [\varepsilon_0(t) - \varepsilon(t)] dt, \quad (7)$$

где I – ток якоря; E – противо ЭДС якоря; L – индуктивность якорной цепи; R – сопротивление цепи якоря двигателя; $k\Phi$ – коэффициент передачи двигателя.

Механическое усилие, создаваемое ЛДПТ (при условии постоянства магнитного потока), зависит от тока якоря:

$$F_M(t) = k\Phi I(t). \quad (8)$$

Уравнения (4)–(6) запишем в операторном виде:

$$U(p) = E(p) + I(p)R[1 + T_E p]; \quad (9)$$

$$E(p) = k\Phi [\varepsilon_0(p) - \varepsilon(p)] / p; \quad (10)$$

$$F_M(p) = k\Phi(p); \quad (11)$$

где $T_E = L/R$ – электромагнитная постоянная ЛДПТ.

Уравнение (7) может быть преобразовано:

$$W_{M1}(p) = \frac{I(p)}{U(p) - E(p)} = \frac{1}{R(T_E p + 1)}. \quad (12)$$

Исходная структурная схема системы, дополненная звеньями, отражающими динамические свойства ЛДПТ

$$W_y(p) = \frac{\varepsilon(p)}{F_M(p)} = \frac{p^2 / C}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1}. \quad (13)$$

и приведена на рис. 6.

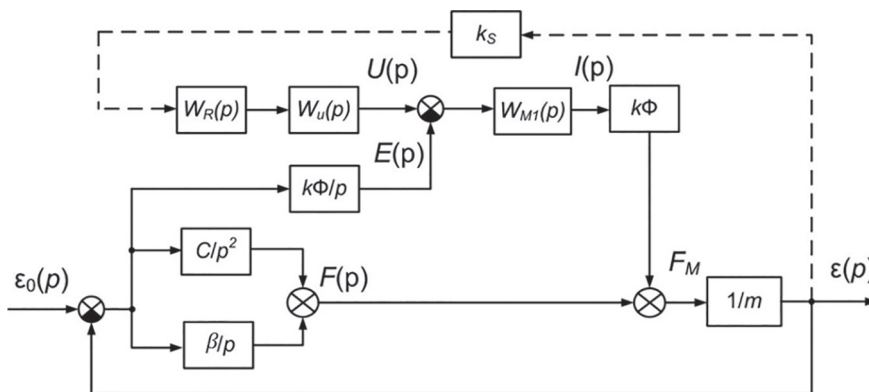


Рис. 6. Структурная схема системы виброзащиты с ЛДПТ и дополнительными динамическими звеньями

На основании приведенной структуры получена ПФ объекта управления, устанавливающая взаимосвязь между ускорением и механической силой F_M , создаваемой двигателем.

Для организации активной (замкнутой) системы виброзащиты структура дополнена цепью отрицательной обратной связи (показана пунктирной линией), включающей безынерционный датчик ускорений с коэффициентом передачи k_s , регулятором с ПФ $W_R(p)$ и управляемым преобразователем с ПФ $W_u(p) = k_u$.

Внутренней обратной связью по ЭДС двигателя при синтезе систем электропривода обычно пренебрегают. Без учета связи по ЭДС двигателя ПФ контура отрицательной обратной связи активной системы виброзащиты в разомкнутом состоянии имеет вид:

$$W_{OP}(p) = W_R(p)W_Y(p) \frac{k_{OP}}{(T_E p + 1)}, \quad (14)$$

где коэффициент передачи

$$k_{OP} = k_s k_u k_{\Phi} / RC. \quad (15)$$

Традиционные методы синтеза регуляторов в замкнутых системах [25] ориентированы на обеспечение показателей качества регулирования по управляющему воздействию. В рассматриваемой системе наибольший интерес представляют показатели качества по возмущающему воздействию. В частности, задачу синтеза регулятора можно сформулировать в следующем виде: требуется выбрать регулятор, обеспечивающий снижение максимального значения АЧХ в области резонансной частоты до заданной величины A_{MAX} . В выражении (3) значение $T_2 < T_1$ и максимум АЧХ определяются знаменателем ПФ (3), а именно значением коэффициента колебательности ξ_1 .

Учитывая изложенное, зададим желаемую ПФ замкнутой скорректированной системы в форме, аналогичной выражению (3), но с новым эталонным значением ξ_0 коэффициента затухания, обеспечивающего снижение A_{MAX} до требуемого значения:

$$W_B^3(p) = \frac{\varepsilon(p)}{\varepsilon(p)} = \frac{T_2 p + 1}{T_1^2 p^2 + 2\xi_0 T_1 p + 1}. \quad (16)$$

Для удобства процедуры синтеза на рис. 7 представлена преобразованная структурная схема системы виброзащиты с ЛДПТ, где обобщенная ПФ регулятора:

$$W_{OR}(p) = k_{OP} W_R(p) W_u(p) W_{M1}(p). \quad (17)$$

Для схемы с обобщенным регулятором получена ПФ замкнутой системы:

$$W_{\Sigma}(p) = \frac{W_1(p)}{m - W_{OR}(p) + W_1(p)}, \quad (18)$$

где
$$W_1(p) = \frac{\beta_0 p + C}{p^2}, \quad (19)$$

которая должна быть равна желаемой ПФ по выражению (16).

Из ПФ (18) с учетом выражений (12), (13), (14), (15) получена обобщенная структура регулятора:

$$W_{OR}(p) = \frac{2T_1(\xi_1 - \xi_0)}{T_2 p + 1}. \quad (20)$$

Дополняя структуру замкнутой системы динамическими звеньями, отражающими свойства датчика и исполнительного механизма, получим ПФ для реального регулятора замкнутой системы:

$$W_R(p) = \left[\frac{2T_1(\xi_1 - \xi_0)}{T_2 p + 1} \right] \left[\frac{a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0}{p} \right]. \quad (21)$$

где $a_3 = T_1^2 T_E$, $a_2 = (2\xi_1 T_1 T_E + m)$,
 $a_1 = (2\xi_1 T_1 T_E + T_E)$, $a_0 = 1$.

С учетом численных значений, характерных для реальных объектов:

$$m = 80 \text{ кг}, C = 15 \frac{\text{кН}}{\text{м}}, = 455 \text{ кПА} \cdot \text{с} \cdot \text{м},$$

$$T_E = 0,02, k_{OP} = 6,67 \cdot 10^{-4}.$$

и желаемом значении снижения амплитуды виброускорений объекта $A_m = 1,3$ определены численные значения коэффициентов регулятора (21):

$$a_3 = 1,1 \cdot 10^{-4}, a_2 = 0,01, a_1 = 0,1, a_0 = 1.$$

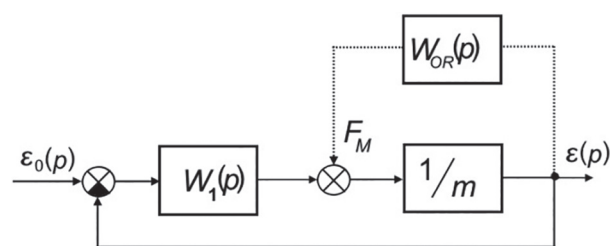


Рис. 7. Преобразованная структурная схема системы виброзащиты с ЛДПТ

Моделирование динамики системы виброзащиты

На рис. 8 представлены амплитудные частотные характеристики (АЧХ) исходной разомкнутой системы (кривая 1), замкнутой системы виброзащиты с регулятором (21) (кривая 3).

Дополнительно на рис. 8 представлена АЧХ регулятора (кривая 2), структура которого получена авторами в работе [6]. Этот регулятор синтезирован исходя из условия желаемого вида ЛАХ замкнутой системы.

Оценка эффективности активной системы виброзащиты проведена на основе сравнения ее характеристик с характеристиками исходной пассивной системы. Для этого введен показатель A^* , определяемый по выражению:

$$A^* = \frac{A_{\max}^p}{A_{\max}^a},$$

где $A_{\max}^p$ – максимальное значение АЧХ в исходной разомкнутой системе; $A_{\max}^a$ – максимальное значение АЧХ в скорректированной системе.

Как следует из представленных на рис. 8 характеристик, наибольшую эффективность обеспечивает замкнутая система виброзащиты с регулятором (21), для которой показатель $A^* = 1,8$. Наименьшую из рассматриваемых систем обеспечивает система виброзащиты с регулятором [6], для которой показатель $A^* = 1,4$. Сравнительно низкая эффективность регулятора [6] объясняется упрощением математических моделей динамических звеньев, использованных при синтезе.

Обсуждение результатов и рекомендации по их использованию

В настоящей статье получена структура регулятора, обеспечивающего заданные резонансные свойства виброзащиты. Структура регулятора получена по методике, отличающейся от известных [25] тем, что не учитывает

требуемые показатели переходного процесса (желаемое время переходного процесса и перерегулирование). Тем не менее, реализация структуры полученного регулятора (21) сталкивается с некоторыми затруднениями, поскольку производные высокого порядка (выше второй) технически реализовать сложно – это связано с операциями идеального дифференцирования. В связи с этим, авторами статьи проведена оценка возможности упрощения структуры регулятора. Как показал проведенный анализ, коэффициент a_3 регулятора значительно меньше остальных коэффициентов. В связи с этим дополнительно в инженерных программах оценена возможность его приравнивания к нулю. Результаты показали, что ухудшение резонансных свойств не превышает 10 % от максимальной амплитуды АЧХ A_m . Поэтому для объектов, у которых в работе преобладают резонансные частоты возмущения (например, стационарное металлообрабатывающее оборудование или оптико-механические комплексы), упрощенная структура регулятора (21) может быть использована. Регулятор, полученный в работах автора [6], может быть использован для объектов с невысокими требованиями к качеству виброзащиты.

Выводы

В предлагаемой статье рассмотрена система активной виброзащиты с исполнительным электротехническим элементом в виде линейного двигателя постоянного тока. Для принятой расчетной схемы колебательной системы эквивалентной автомобилю представлены уравнения динамики. Представлены математические модели звеньев системы виброзащиты. Разработана структура замкнутой по виброускорению защищаемого объекта системы. Синтезирована структура регулятора по условию заданных резонансных свойств системы виброзащиты, и отличающаяся от полученных ранее с участием авторов тем, что учитывает

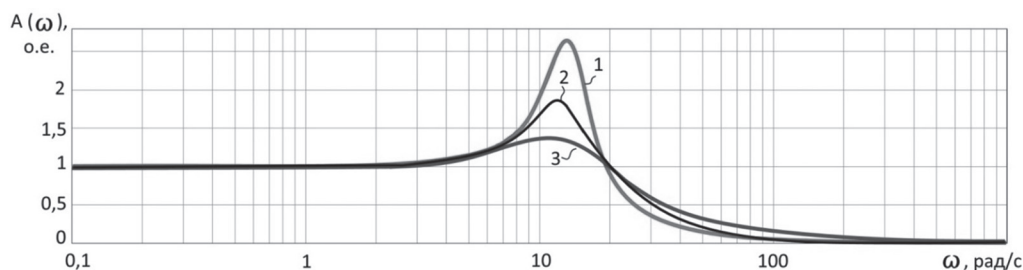


Рис. 8. АЧХ активной системы виброзащиты

инерционности динамических звеньев. По результатам моделирования сформулированы рекомендации по использованию регуляторов.

Литература

1. Чегодаев Д.Е., Шатилов Ю.В. Управляемая виброизоляция: конструктивные варианты и эффективность. Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (СГАУ). Самара: СГАУ, 1995. 143 с.
2. Фролов К.В., Фурман Ф.А. Прикладная теория виброзащитных систем. М.: Машиностроение, 1986. 149 с.
3. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. Демпфирование. Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (СГАУ). Самара: СГАУ, 1995. 143 с.
4. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобилей, М: Машиностроение, 1972. 392 с.
5. Абакумов А.М., Чеботков Э.Г., Рандин Д.Г. Исследование активной подвески автомобиля с магнитоореологическим амортизатором // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2015. Т. 1. № 2 (24). С. 5–10.
6. Абакумов А.М., Рандин Д.Г., Бочков В.В. Исследование активной системы виброзащиты на основе линейного двигателя постоянного тока // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. 2018. № 3 (59). С. 118–128.
7. Karnopp D. Permanent magnet linear motors used as variable mechanical dampers for vehicle suspensions. Vehicle Syst. Dyn. no. 18. 1989. Pp. 187–200.
8. Электроподвеска автомобиля: как магнит заменил амортизатор и даже пружину? Сайт «<https://auto-ru.ru>». URL: <https://auto-ru.ru/bose-elektromagnitnaya-podveska.html>, дата обращения: 16.01.2020, Режим доступа: свободный.
9. Fodor M.G. and Redfield R. The variable linear transmissions for regenerative damping in vehicle suspension control. Vehicle Syst. Dyn. no. 22. 1993. Pp. 1–20.
10. Suda Y., Shiba T. New hybrid suspension system with active control and energy regeneration. Vehicle Syst. Dyn. Suppl. 25, 641–654 (1996).
11. Kazakov Yu.B., Morozov N.A., Nesterov S.A. Development of models of the magnetorheological fluid damper // Journal of Magnetism and Magnetic Materials. 2017. Vol. 431. P. 269–272.
12. Dixon J.C. The shock absorber handbook, 2nd Edition, John Wiley & Sons, England, 2007.
13. R. Goldner and P. Zerigina Electromagnetic linear generator and shock absorber, United States Patent No 200300 34697, 2005.
14. Abhijit Gupta, J. A. Jendrzeczyk, T. M. Mulcahy and J. R. Hull Design of electromagnetic shock absorbers. International Journal of Mechanics and Materials in Design. September 2006, Volume 3, Issue 3, pp. 285–291.
15. D.L. Zhang, C.T. Kong and Y.P. Chen Modeling and precision control of permanent magnet linear motors. IFAC Proceedings Volumes, (2008) 2258–2263.
16. Xiaojun Yang, Hui Liu, Dun Lu and Wanhua Zhao Investigation of the dynamic electromechanical coupling due to the thrust harmonics in the linear motor feed system. Mechanical Systems and Signal Processing. (2018) 492–508.
17. Moon G. Lee and Dae-Gab Gweon Optimal design of a double-sided linear motor with a multi-segmented trapezoidal magnet array for a high precision positioning system. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, Volume 281, no. 2–3 (2004) 336–346.
18. Guanghui Sun, Ligang Wu, Zhian Kuang, Zhiqiang Ma and Jianxing Liu Practical tracking control of linear motor via fractional-order sliding mode. Automatica (2018) 221–235.
19. Q. Zhoua, S.R.K. Nielsenb and W.L. Qua Semi-active control of shallow cables with magnetorheological dampers under harmonic axial support motion. Journal of Sound and Vibration, 2008, Volume 311, no. 3–5, pp. 683–706.
20. Jianhua Wu, Donglin Pu and Han Ding Adaptive robust motion control of SISO nonlinear systems with implementation on linear motors. Mechatronics, Volume 17, Issues 4–5, (2007) 263–270.
21. K.C. Schurter and P.N. Roschke, «Neuro-fuzzy control of structures using magnetorheological dampers», Proceedings of the 2001 American Control Conference, no. 2, 2001, pp. 1097–1102.
22. Hassan Yousefi, Markus Hirvonen, Heikki Handroos and Azita Soleymani Application of neural network in suppressing mechanical vibration of a permanent magnet linear motor. Control Engineering Practice, Volume 16, no. 7 (2008), pp. 787–797.
23. A.M. Abakumov, V.E. Antropov and D.G. Randin, Electrotechnical vibration protection system with a magnetorheological damper. International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), 2017, pp. 1–4.
24. Абакумов А.М., Чеботков Э.Г., Рандин Д.Г. Аналитическое и экспериментальное исследование системы виброзащиты с управляемым демпфером // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. 2015. № 4 (48). С. 56–60.

25. Пупков К.А., Егупова Н.Д. Методы классической и современной теории автоматического управления. Учебник в 5-ти томах. Том 5. Методы современной теории автоматического управления / под ред. К.А. Пупкова. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 784 с.

References

1. CHegodaev D.E., SHatilov YU.V. *Upravlyayemaya vibroizolyaciya: konstruktivnye varianty i effektivnost'* [Controlled vibration isolation: design options and efficiency]. Samar. gos. aerokosm. un-t im. S. P. Koroleva (SGAU). Samara: SGAU Publ., 1995. 143 p.
2. Frolov K.V., Furman F.A. *Prikladnaya teoriya vibrozashchitnyh sistem* [Applied vibration protection theory]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1986. 149 p.
3. CHegodaev D.E., Ponomarev YU.K. *Demp-firovanie* [Damping]. Samar. gos. aerokosm. un-t im. S. P. Koroleva (SGAU). Samara: SGAU Publ., 1995. 143 p.
4. Rotenberg R.V. *Podveska avtomobilej* [Vehicle suspension]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1972. 392 p.
5. Abakumov A.M., CHEbotkov E.G., Randin D.G. Study of the active vehicle suspension with magnetorheological shock absorber. *Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta MAMI*. 2015. Vol. 1. No 2 (24), pp. 5–10 (in Russ.).
6. Abakumov A.M., Randin D.G., Bochkov V.V. Study of an active vibration protection system based on a linear DC motor. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Tekhnicheskie nauki*. 2018. No 3 (59), pp. 118–128 (in Russ.).
7. Karnopp D. Permanent magnet linear motors used as variable mechanical dampers for vehicle suspensions. *Vehicle Syst. Dyn.* no. 18. 1989. Pp. 187–200.
8. *Elektropodveska avtomobilya: kak magnit zamenil amortizator i dazhe pruzhinu?* [Vehicle electric suspension: how did the magnet replace the shock absorber and even the spring?]. URL: <https://auto-ru.ru/bose-elektromagnitnaya-podveska.html>, data obrashcheniya: 16.01.2020.
9. Fodor M.G. and Redfield R. The variable linear transmissions for regenerative damping in vehicle suspension control. *Vehicle Syst. Dyn.* no. 22. 1993. Pp. 1–20.
10. Suda Y., Shiba T. New hybrid suspension system with active control and energy regeneration. *Vehicle Syst. Dyn. Suppl.* 25, 641–654 (1996).
11. Kazakov Yu.B., Morozov N.A., Nesterov S.A. Development of models of the magnetorheological fluid damper. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*. 2017. Vol. 431, pp. 269–272.
12. Dixon J.C. *The shock absorber handbook*, 2nd Edition, John Wiley & Sons, England, 2007.
13. R. Goldner and P. Zerigina Electromagnetic linear generator and shock absorber, United States Patent No 200300 34697, 2005.
14. Abhijit Gupta, J. A. Jendrzeczyk, T. M. Mulcahy and J. R. Hull Design of electromagnetic shock absorbers. *Inter-national Journal of Mechanics and Materials in Design*. September 2006, Volume 3, Issue 3, pp. 285–291.
15. D.L. Zhang, C.T. Kong and Y.P. Chen Modeling and precision control of permanent magnet linear motors. *IFAC Proceedings Volumes*, (2008) 2258–2263.
16. Xiaojun Yang, Hui Liu, Dun Lu and Wanhua Zhao Investigation of the dynamic electromechanical coupling due to the thrust harmonics in the linear motor feed system. *Mechanical Systems and Signal Processing*. (2018) 492–508.
17. Moon G. Lee and Dae-Gab Gweon Optimal design of a double-sided linear motor with a multi-segmented trape-zoidal magnet array for a high precision positioning system. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Vol-ume 281, no. 2–3 (2004) 336–346.
18. Guanghui Sun, Ligang Wu, Zhian Kuang, Zhiqiang Ma and Jianxing Liu Practical tracking control of linear motor via fractional-order sliding mode. *Automatica* (2018) 221–235.
19. Q. Zhoua, S.R.K. Nielsenb and W.L. Qua Semi-active control of shallow cables with magnetorheological dampers under harmonic axial support motion. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, Volume 311, no. 3–5, pp. 683–706.
20. Jianhua Wu, Donglin Pu and Han Ding Adaptive robust motion control of SISO nonlinear systems with implemen-tation on linear motors. *Mechatronics*, Volume 17, Issues 4–5, (2007) 263–270.
21. K.C. Schurter and P.N. Roschke, «Neuro-fuzzy control of structures using magnetorheological dampers», *Proceed-ings of the 2001 American Control Conference*, no. 2, 2001, pp. 1097–1102.
22. Hassan Yousefi, Markus Hirvonen, Heikki Handroos and Azita Soleymani Application of neural network in sup-pressing mechanical vibration of a permanent magnet linear motor. *Control Engineering Practice*, Volume 16, no. 7 (2008), pp. 787–797.
23. A.M. Abakumov, V.E. Antropov and D.G. Randin, Electrotechnical vibration protection system with a magne-torheological damper. *International Confer-*

- ence on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), 2017, pp. 1–4.
24. Abakumov A.M., Chebotkov E.G., Randin D.G. Analytical and experimental study of vibration protection system with controlled damper. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Tekhnicheskie nauki*. 2015. № 4 (48), pp. 56–60 (in Russ.).
25. Pupkov K.A., Egupova N.D. *Metody klassicheskoy i sovremennoj teorii avtomaticheskogo upravleniya* [Methods of the classical and modern theory of automatic control]. Uchebnik v 5-tomah. Vol. 5. *Metody sovremennoj teorii avtomaticheskogo upravleniya*. Pod red. K.A. Pupkova. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Baumana, 2004. 784 p.

STUDY OF THE EFFECTIVENESS OF THE ELECTROMECHANICAL SYSTEM OF ACTIVE VIBRATION PROTECTION OF A VEHICLE WITH VARIOUS REGULATORS

PhD in Engineering **D.G. Randin**, PhD in Engineering **P.V. Tulupov**
Samara State Technical University, Samara, Russia
em@samgtu.ru

The article considers a single-mass vibration protection system with operative electromechanical device. The relevance of the research direction and its current state are presented. It is proved that, in comparison with the controlled elements of viscous resistance, the controlled stiffeners provide the best quality of vibration protection. The prospects for the use of controlled electromechanical stiffeners are emphasized. The paper considers actuator in the form of a linear DC motor. Examples of the use of active vibration protection systems with linear electric machines are given. In particular, an example of using as a suspension of vehicle is provided. The advantages and the most significant disadvantages of such suspensions, which hinder their mass introduction, are indicated. The design scheme of a single-mass oscillatory system with parallel installation of a viscous friction element and a stiffener is presented. It is substantiated that, taking into account the accepted assumptions, the presented scheme is equivalent to vehicle suspensions. It is proposed to use a magnetorheological vibration damper as a controlled element of viscous resistance. The analysis of the state of study of active vibration protection systems with magnetorheological vibration dampers is given. The structure of the vibration protection system closed by vibration acceleration of the protected object is developed, and mathematical models of its functionally necessary elements are presented: vibration sensor, vibration protection system along the disturbance and control channel, linear DC motor. A technique for synthesizing a correction device that provides the desired resonant properties of a closed system is proposed. The results of simulation modeling of an active vibration protection system with a regulator synthesized according to the proposed technique and a regulator, the structure of which was obtained in the author's previous works, are presented. Based on the results obtained, conclusions on the materials obtained in the article are drawn and recommendations on the use of regulators are formulated.

Keywords: vibration protection system, linear DC motor, regulator, closed system, controlled suspension, single-mass vibration system, vibration protection system efficiency, amplitude frequency response, vibration protection efficiency criterion.