
1 (47)
2021

ИЗВЕСТИЯ

МГТУ «МАМИ»



НАУЧНЫЙ РЕЦЕНЗИРУЕМЫЙ ЖУРНАЛ



**МОСКОВСКИЙ
ПОЛИТЕХ**

ИЗВЕСТИЯ МГТУ «МАМИ»

ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ, ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ
СРЕДСТВА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

VEHICLES AND POWER PLANTS

№ 1 (47) 2021

Выходит 4 раза в год

ISSN 2074-0530

DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1

В номере

2	Годжаев З.А., Ляшенко М.В., Шеховцов В.В., Потапов П.В., Искалиев А.И. Вибронагруженность рабочего места оператора и виброзащитные свойства подвесок сидений	Godzhayev Z.A., Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Potapov P.V., Iskaliyev A.I. Vibration levels on operator's workplace and vibration protection characteristics of seat suspensions
12	Попов В.А., Еланцев В.В. К вопросу повышения эффективности и безопасности эксплуатации тоннельных эскалаторов метрополитена. Модель прогнозирования	Popov V.A., Yelantsev V.V. Improving the efficiency and safety of operation of underground tunnel escalators. Forecasting model
23	Ильичев В.Ю., Шевелев Д.В. Расчет характеристик мощности ветряных турбогенераторов с применением программного модуля Windpowerlib	Ilichev V.YU., Shevelev D.V. Calculation of wind turbine generator power characteristics using Windpowerlib software module
32	Кондратьев А.С., Огородник К.Ф., Фриха М. О расчете коэффициента местного гидравлического сопротивления диафрагм в переходной и ламинарной областях течения	Kondratyev A.S., Ogorodnik K.F., Frikha M. Calculation of the coefficient of local hydraulic diaphragm resistance in transitional and laminar areas of flow
38	Худорожков С.И., Красильников А.А. Численное моделирование динамических процессов в трансмиссии транспортных средств	Hoodorozhkov S.I., Krasilnikov A.A. Numerical simulation of dynamic processes in transmission of vehicle
46	Яхутль Д.Р., Малеев Р.А., Зуев С.М., Шматков Ю.М., Рябых Е.А. Методика определения температурных полей свечи зажигания	Yakhutl' D.R., Maleyev R.A., Zuyev S.M., Shmatkov YU.M., Ryabykh YE.A. Method for determining the temperature fields of the spark plug
54	Плотников С.А., Карташевич А.Н., Мотовилова М.В. Исследование экологических характеристик дизеля при работе на активированном топливе	Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Motovilova M.V. Investigation of the environmental characteristics of a diesel engine when operating on activated fuel
63	Торопов Е.И., Трусов Ю.П., Вашурин А.С., Мошков П.С. Современный подход к тестированию и валидации систем помощи водителю	Toropov YE.I., Trusov YU.P., Vashurin A.S., Moshkov P.S. Modern approach to testing and validation of driver assistance systems
73	Тукмаков Д.А. Численное исследование влияния интенсивности коагуляции капель на распределение фракций полидисперсного аэрозоля	Tukmakov D.A. Numerical study of the effect of droplet coagulation intensity on polydisperse aerosol fraction distribution
81	Сулегин Д.А., Зузов В.Н. Топологическая оптимизация конструкции крыши легкового автомобиля с целью повышения энергоемкости при боковом ударе	Sulegin D.A., Zuzov V.N. Topological optimization of the roof structure of a passenger car in order to increase energy intensity in a side impact
89	Малышев А.Н., Груненков Е.А., Дебелов В.В., Козловский В.Н., Шишков А.Н. Математическое моделирование системы контроля сопротивления изоляции высоковольтной электросети гибридного автомобиля	Malyshev A.N., Grunenkov YE.A., Debelov V.V., Kozlovskiy V.N., Shishkov A.N. Mathematical modeling of a system for monitoring the insulation resistance of a high-voltage power grid of a hybrid vehicle

ВИБРОНАГРУЖЕННОСТЬ РАБОЧЕГО МЕСТА ОПЕРАТОРА И ВИБРОЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА ПОДВЕСОК СИДЕНИЙ

Чл.-корр. РАН, д.т.н. **Годжаев З.А.**¹, д.т.н. **Ляшенко М.В.**², д.т.н. **Шеховцов В.В.**²,
к.т.н. **Потапов П.В.**², **Искалиев А.И.**²

¹ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ» (ФГБНУ ФНАЦ ВИМ), Москва, Россия
²ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет» (ВолгГТУ), Волгоград, Россия
fic51@mail.ru, shehovtsov@vstu.ru

В данной статье на основе данных экспериментальных исследований осуществлен анализ характера и параметров основных эксплуатационных возмущений, энергия которых прямым или косвенным образом передается на рабочее место оператора тракторной техники с гусеничным или колесным двигателем при выполнении различных технологических операций. Рассмотрен основной рабочий диапазон частот данных эксплуатационных возмущений. Дана оценка вклада каждой частотной составляющей в общий уровень вибровоздействий на рабочем месте оператора. На примере использования результатов натурных измерений реальных эксплуатационных возмущений и вибрационных характеристик на колесном тракторе К-744Р1(ст.), работавшем в агрегате с плоскорезом ПГ-3-5 в режиме вспашки стерни с постоянной скоростью движения, проведено сравнительное исследование виброзащитных свойств различных по конструкции подвесок сидений. Описана методика натурных измерений, включая используемое специализированное оборудование фирм ZETLAB и «Ассистент», режим, схему установки датчика и иные условия. С помощью численного метода Рунге-Кутты и инструментов математического моделирования в программной среде Simulink MatLab была имитирована работа серийной подвески сиденья трактора К-744Р1(ст.), пневматической подвески сиденья фирмы Sibeco с ножничным направляющим механизмом и предлагаемой авторами инновационной пневматической подвески сиденья (на базе Sibeco) с управляемым отбором энергии колебаний и с последующей ее рекуперацией. Получены расчетные осциллограммы и спектры вертикальных ускорений на подушке сиденья, подрессоренного при помощи каждой из рассмотренных подвесок, при входном воздействии измеренных реальных эксплуатационных возмущений. Подведены итоги анализа результатов исследования.

Ключевые слова: вибровоздействия, подвеска сиденья, виброзащитные свойства, математическое моделирование, результаты исследований.

Для цитирования: Годжаев З.А., Ляшенко М.В., Шеховцов В.В., Потапов П.В., Искалиев А.И. Вибронагруженность рабочего места оператора и виброзащитные свойства подвесок сидений // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 1 (47). С. 2–11. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-2-11.

Введение

При создании системы защиты оператора колесных и гусеничных машин от постоянных колебательных воздействий вибрационного характера принципиально важное значение имеет информация, касающаяся спектра частот и диапазона амплитуд этих вибровоздействий во время эксплуатации машины. Эти воздействия формируются в ходовой системе при движении по неровностям почвенного фона, у гусеничных машин также при перемотке гусеницы, в силовых передачах в результате постоянного изменения передаваемого крутящего момента и возникновения вслед-

ствие этого крутильных колебаний в силовой цепи, а также в силовой установке в результате действия переменных газовых и инерционных сил на коленчатый вал двигателя при его работе. При этом необходимо знать, какая часть этих воздействий поглощается либо ослабляется первичной системой подрессоривания, то есть подвеской остова машины, а какая часть – вторичными системами, то есть подвесками двигателя и кабины, а с какой частью подвеска кабины не справляется, и для эффективной защиты от которой должна быть спроектирована подвеска сиденья [1, 2, 3, 4]. Наиболее достоверную информацию о спектральном

и амплитудном составе вибровоздействий получают в результате экспериментальных исследований.

Цель исследований – на примере результатов натурных измерений реальных эксплуатационных возмущений и вибрационных характеристик на колесном тракторе К-744Р1(ст.), работавшем в агрегате с плоскорезом ПГ-3-5 в режиме вспашки стерни с постоянной скоростью движения, провести сравнительное исследование виброзащитных свойств различных по конструкции подвесок сидений.

Методы и средства проведения исследований

1. Характеристика эксплуатационных возмущений при работе гусеничных машин

В монографии профессора Кузнецова Н.Г. [5] приведены экспериментально полученные графики изменения спектральной плотности крюкового усилия трактора семейства ДТ в составе машинно-тракторного агрегата на пахоте, культивации и севе (рис. 1). В монографии указывается, что спектральные плотности тяговых сопротивлений пахотного, культиваторного и посевного агрегатов с серийной навеской имеют пять ярко выраженных частот,

на которых наблюдаются всплески в диапазоне от 0 до 35 Гц. Максимальное значение спектральной плотности имеет место в диапазоне частот от 3 до 3,5 Гц. Энергетический уровень спектральной плотности на этих частотах в 6–20 раз больше, чем в диапазонах остальных всплесков. Второй всплеск наблюдается в диапазоне 10–13 Гц, третий – в диапазоне 14–16 Гц, четвертый – в диапазоне 18–20 Гц, пятый – в диапазоне 28–32 Гц.

Спектральная плотность тягового сопротивления и спектральная плотность ускорений остова и кабины характеризуют разные, но взаимосвязанные колебательные процессы в динамической системе тракторного агрегата. Нагрузки с динамическим характером изменения, формирующиеся в ходовой системе, через раму и подвеску кабины передаются на крепление сиденья. Подвеска сиденья должна обеспечивать защиту оператора в диапазоне амплитуд и спектре частот этих нагрузок.

В работе Хрипунова Д.В. [6] показано, что значительная часть спектра вибрационного воздействия на рабочее место оператора промышленного трактора формируется при работе ходовой системы. Автором выявлены механизмы возбуждения вибраций корпуса трактора в трех зонах гусеничного движи-

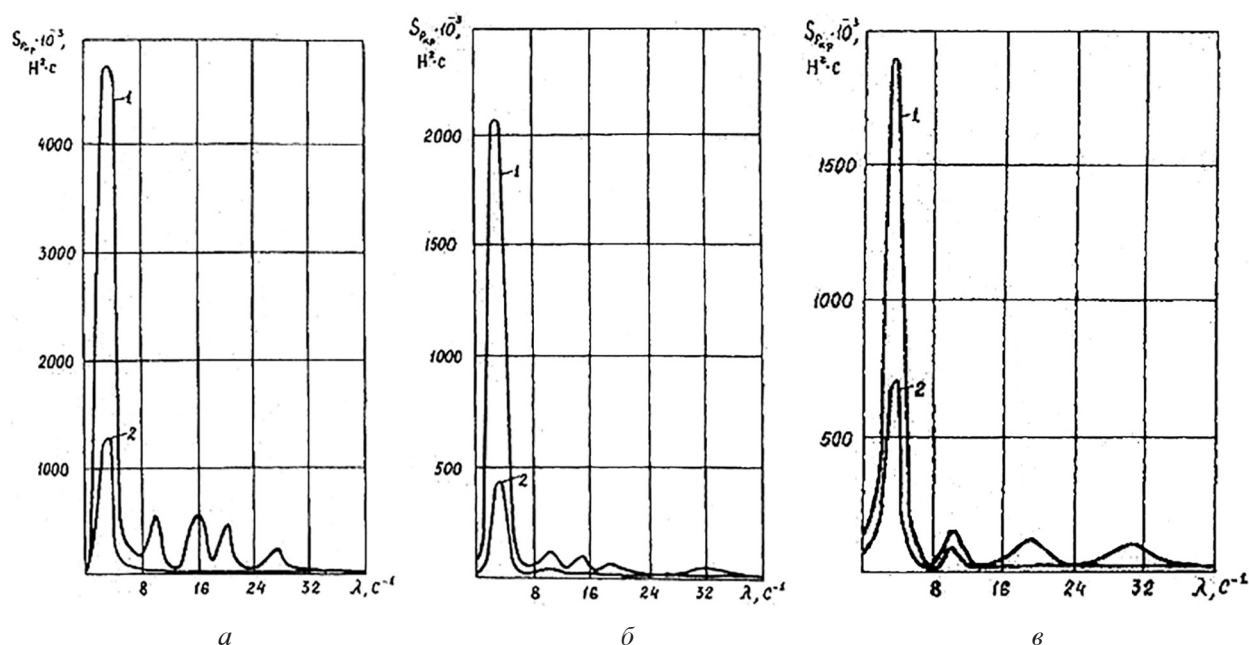


Рис. 1. Спектральная плотность крюкового усилия:

а – пахота; б – культивация; в – сев; 1 – серийная навеска; 2 – опытная навеска с пневмогидравлическим упругим элементом

Fig. 1. Spectral density of hook force: а – plowing; б – cultivation; в – planting; 1 – production hitch; 2 – experimental hitch with pneumatic-hydraulic elastic element

теля: в зоне направляющего колеса, опорной ветви и ведущего колеса. Разработана математическая модель укладки траков на опорную ветвь, ориентированная на оценку вследствие этого вибронагруженности корпуса трактора. На основе моделирования для промышленного трактора с полужесткой подвеской Т-170М.01 произведена количественная оценка вертикальных и продольных виброускорений пола кабины на месте крепления кресла оператора. Показано, что процессы, протекающие в зоне опорной ветви, являются источником возбуждения интенсивных вертикальных вибраций, уровень которых достигает величины $8\text{--}10 \text{ м/с}^2$. Автором утверждается, что определяющее вибрационное воздействие на оператора трактора оказывается в вертикальной плоскости в зоне опорной ветви в интервале частот, совпадающих с частотами чередования траков в гусеничном обводе. Во время работы частота их перемотки в зависимости от скорости промышленного трактора находится в диапазоне от 2,5 до 7 Гц.

В посвященной исследованию колебаний и прочности кабин тракторов семейства ДТ диссертации Косова О.Д. [7] приведен график, характеризующий распределение ускорений вертикальных колебаний рамы трактора (рис. 2), которое дает представление о вероятности их появления. Автором установлено, что «наибольшие низкочастотные колебания рамы трактора наблюдаются в области 2–6 Гц при движении трактора на пахоте, максимальные высокочастотные колебания в области 40–80 Гц формируются при движении по дороге». Автором также утверждается, что «практически вся энергия колебаний сосредоточена в области собственных частот колебаний трактора на подвеске 2–4 Гц».

В работе [8] констатируется, что «...устанавливаемые на отечественных тракторах системы поддрессирования кабин и сидений неудовлетворительно защищают оператора от низкочастотных колебаний в диапазоне 1,5–3 Гц».

Таким образом, экспериментальные и расчетные исследования показывают, что наиболее активным источником возмущений в динамической системе гусеничной машины является ходовая система, в которой генерируются колебания с частотами от 0 до 40 Гц, причем обладающими наибольшей колебательной энергией и самыми высокими амплитуда-

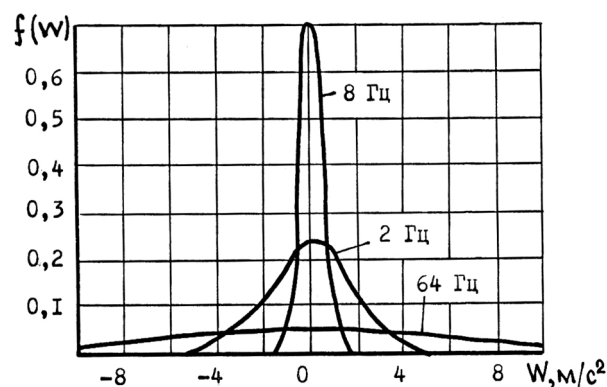


Рис. 2. Функция распределения ускорений вертикальных колебаний рамы трактора

Fig. 2. Distribution function of acceleration of vertical vibrations of the tractor frame

ми являются низкочастотные колебания в диапазоне от 2 до 7 Гц, и что существенная роль в формировании динамических возмущений принадлежит процессу перемотки звенчатой гусеницы.

2. Экспериментальное определение эксплуатационных возмущений при работе колесной машины

Авторами выполнен комплекс экспериментальных исследований с целью определения эксплуатационных воздействий на оператора колесного трактора во время выполнения сельскохозяйственных работ. Для этого выбрана одна из основных сельскохозяйственных операций, пахота, и одна из машин, которые часто используются для выполнения такой работы в Волгоградском регионе. При ее выполнении ходовая система и подвеска остова работают в одном из самых сложных режимов, когда передвижение с существенной тяговой нагрузкой осуществляется в агрегате с плугом по пересеченной местности, то есть присутствуют возмущения и от неравномерности действия тягового сопротивления, и от колебаний остова на подвеске, и от крутильных колебаний в трансмиссии, и от гармоник крутящего момента двигателя.

Определение реальных эксплуатационных возмущений на полу кабины и подушке сиденья производилось при движении колесного трактора К-744Р1(ст.) (рис. 3) в агрегате с плоскорезом ПГ-3-5 в режиме вспашки стерни со скоростью 2,5 м/с. Исследования выполнялись на базовом участке СПК Племзавод «Ромашковский» Палласовского района Волгоградской области. Глубина вспашки

почвы составляла 22...25 см. Движение трактора по выбранному участку осуществлялось на 2-й передаче II-го режима работы коробки перемены передач в диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя ЯМЗ-238НД5 от 2100 до 2200 об/мин. Данный режим работы тракторного агрегата характерен при выполнении пахоты.



Рис. 3. Трактор К-744Р1(ст.)

Fig. 3. K-744P1 (st.) tractor

При выполнении исследований [9, 10] процесс изменения мгновенных значений виброускорений на полу кабины и на подушке сиденья водителя записывался в память приборов, входящих в состав комплексов научно-исследовательской аппаратуры ZETLAB (рис. 4) и «Ассистент» (рис. 5).



Рис. 4. Вибро- и шумоизмерительный комплекс ZETLAB:

1 – кабель USB (для связи с ПК);
2 – интегрирующий одноканальный блок-регистратор ZET 110; 3 – акселерометр BC 110

Fig. 4. ZETLAB vibration and noise measuring complex: 1 – USB cable (for communication with a PC); 2 – ZET 110 single-channel integrating block-recorder; 3 – accelerometer BC 110

На электронном многоканальном осциллографе ZETLAB в режиме реального времени осуществлялась запись мгновенных и среднеквадратических значений виброускорений, регистрируемых однокомпонентным датчиком (акселерометром) BC 110 на полу кабины трактора, в дальнейшем с помощью этой аппаратуры выполнена обработка полученных данных с получением статистических характеристик.



Рис. 5. Вибро- и шумоизмерительный комплекс «Ассистент»

Fig. 5. Assistant vibration and noise measuring complex

Комплекс «Ассистент» включает в себя встроенный анализатор шума и вибраций и датчик, реагирующий на вибрационные возбуждения по трем линейным взаимно перпендикулярным координатам. Вибрационный трехкомпонентный датчик располагался при измерениях на подушке сиденья на металлическом диске и прикреплялся к нему при помощи постоянного магнита (рис. 6).

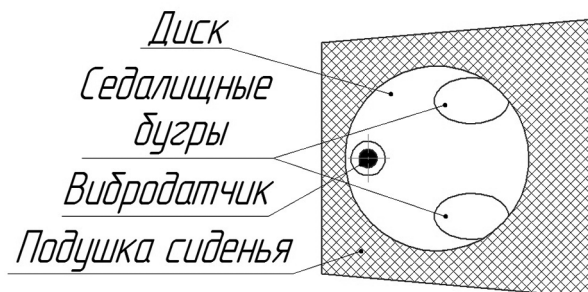


Рис. 6. Схема расположения датчика на подушке сиденья

Fig. 6. Location of the sensor on the seat cushion

Отдельные результаты измерений отображены на рис. 7 в виде сравнительных спектров вертикальных ускорений пола кабины и подушки сиденья с водителем [11, 12].

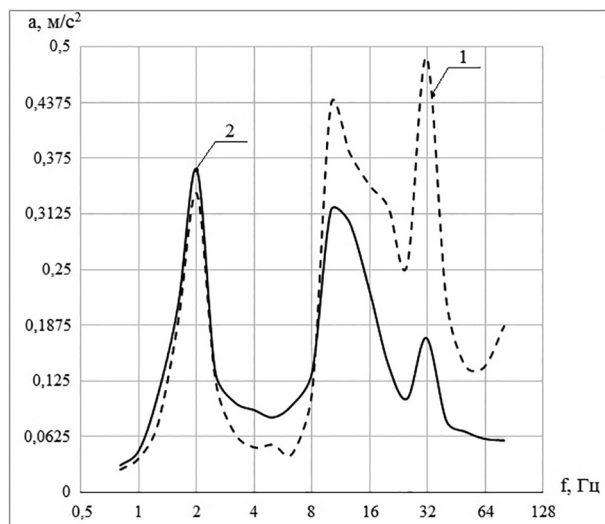


Рис. 7. Спектр вертикальных ускорений:
1 – на полу кабины; 2 – на подушке сиденья оператора

Fig. 7. Vertical acceleration spectrum:
1 – on the cabin floor; 2 – on the operator's seat cushion

Из анализа полученных спектров следует выделить 2 пункта:

- штатная подвеска сиденья оператора трактора не снижает амплитуду колебаний, передающихся от пола кабины в полосу со среднегеометрической частотой 2 Гц, а наоборот, усиливает ее почти на 8 %;

- аналогичная картина увеличения уровня вертикальных ускорений наблюдается в наиболее чувствительном для тела человека диапазоне частот от 2,5 Гц до 8 Гц.

3. Расчетные исследования виброзащитных свойств подвесок сиденья

Полученные в результате натурных измерений записи изменения ускорений на полу кабины и на подушке сиденья, а также их статистические характеристики использованы на следующем этапе работ для выполнения сравнительного расчетного моделирования [9, 10, 11], имеющего целью сравнение виброзащитных качеств штатной подвески сиденья трактора (рис. 8), широко распространенной в автомобиле- и тракторостроении [13] под-

вески сиденья P405C/KA80HT фирмы Sibeco с пневморессорой и нерегулируемым гидравлическим амортизатором, направляющий механизм которой (рис. 9) выполнен по типу «ножниц», и технического решения предложенной авторами пневматической подвески [14], позволяющей обеспечивать одинаково качественную виброзащиту оператора на ходах сжатия и отбоя, а также имеющей возможность осуществлять частичную рекуперацию колебательной энергии (рис. 10).

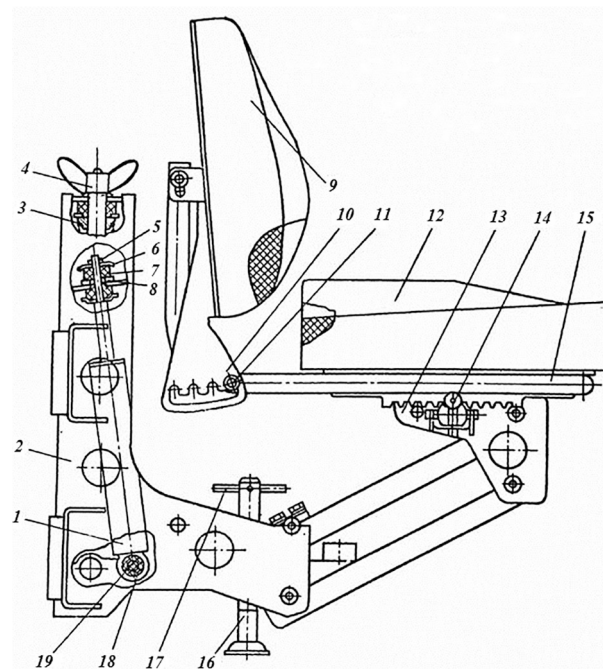


Рис. 8. Сиденье трактора «Кировец»:

1 – амортизатор; 2 – механизм подвески; 3 – блок пружин; 4, 14 и 17 – рукоятки; 5 – гайка; 6 и 8 – шайбы; 7 и 18 – резиновые втулки; 9 – спинка; 10 – сектор; 11 и 19 – оси; 12 – подушка; 13 – рейка; 15 – осто́в; 16 – винт

Fig. 8. Seat of the Kirovets tractor: 1 – shock absorber; 2 – suspension mechanism; 3 – spring block; 4, 14 and 17 – handles; 5 – nut; 6 and 8 – washers; 7 and 18 – rubber bushings; 9 – backrest; 10 – sector; 11 and 19 – axes; 12 – cushion; 13 – rack; 15 – frame; 16 – screw

Предложенная авторами статьи подвеска (рис. 10) работает следующим образом [14, 15]. На ходе сжатия давление воздуха в полости пневмобаллона 1 возрастает, при этом клапаны 7 и 8 закрыты и сообщение с ресиверами 9 и 10 отсутствует. В конце хода сжатия при смене знака скорости деформации сигнал с датчика 14 поступает на блок управления 15, открывающий клапан 8, и воздух из полости

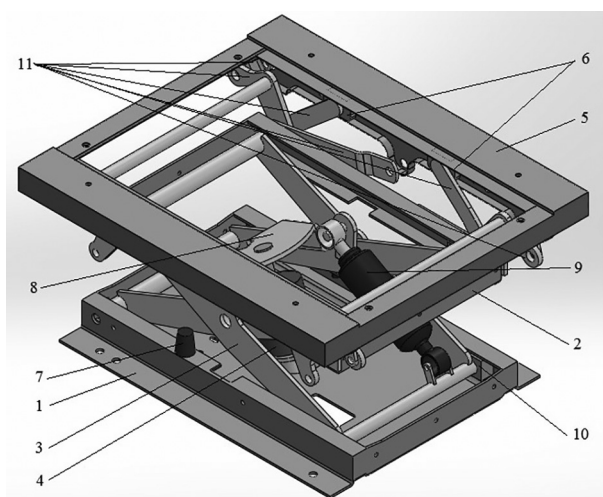


Рис. 9. Система поддрессирования сиденья фирмы Sibeco:

1 – основание; 2 – средняя рама; 3 – система рычагов по типу «ножниц»; 4 – пневматическая рессора; 5 – верхняя рама; 6 – ползуны механизма регулировки положения подушки сиденья; 7 – ограничитель хода; 8 – кронштейн; 9 – амортизатор; 10 – ползун направляющего механизма; 11 – система рычагов механизма регулировки положения подушки сиденья

Fig. 9. Sibeco seat suspension system: 1 – base; 2 – middle frame; 3 – scissors type leverage system; 4 – air spring; 5 – upper frame; 6 – sliders of the seat cushion position adjustment mechanism; 7 – travel stop; 8 – bracket; 9 – shock absorber; 10 – slider of the guiding mechanism; 11 – system of levers of the mechanism for adjusting the position of the seat cushion

пневмобаллона 1 под давлением подается в ресивер 9. Между ресиверами 9 и 10 образуется перепад давления, который приводит в действие пневмодвигатель 11.

На ходе отбоя клапан 8 закрывается, при этом связь пневмобаллона с ресиверами отсутствует. Клапан 7 открывается только тогда, когда давление воздуха в пневмобаллоне становится не больше давления воздуха в ресивере 10. Тогда воздух под давлением из ресивера 10 поступает в полость пневмобаллона и приводит в действие пневмодвигатель. При достижении положения статического равновесия клапан 7 закрывается, сообщение с ресиверами прекращается. В конце хода отбоя при смене знака скорости деформации подвески по сигналу датчика 14 открывается клапан 7, воздух под давлением из ресивера 10 подается в пневмобаллон и приводит пневмодвигатель.

В начале хода сжатия клапан 7 закрывается, связь пневмобаллона с ресиверами прерывается. Клапан 8 открывается только тогда, когда давление воздуха в полости пневмобаллона становится не меньше давления в ресивере 9. До достижения положения статического равновесия клапан 8 открыт и воздух перетекает из полости пневмобаллона в ресивер 9, приводя в действие пневмодвигатель 11.

Авторами разработаны математические модели перечисленных подвесок сидений и выполнен комплекс расчетных исследований

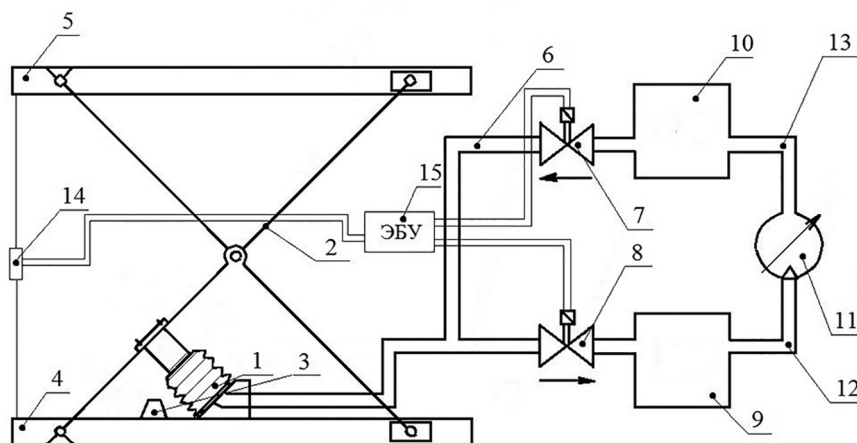


Рис. 10. Предложенная схема подвески сиденья:

1 – пневмобаллон; 2 – направляющие рычаги; 3 – ограничитель хода; 4 – нижнее основание; 5 – верхнее основание; 6, 12 и 13 – пневмомагистраль; 7 и 8 – электропневматические клапаны; 9 и 10 – ресиверы; 11 – пневмодвигатель; 14 – датчик перемещения; 15 – электронный блок управления работой клапанов

Fig. 10. Suggested seat suspension scheme: 1 – pneumatic cylinder; 2 – guiding levers; 3 – travel stop; 4 – bottom base; 5 – top base; 6, 12 and 13 – pneumatic lines; 7 and 8 – electro-pneumatic valves; 9 and 10 – receivers; 11 – pneumatic motor; 14 – displacement sensor; 15 – electronic valve control unit

[9, 10, 16, 17] с целью определения виброзащитных качеств каждой в широком диапазоне эксплуатационных воздействий. Для выполнения исследований использован программный пакет MatLab со средством визуального моделирования Simulink. Уравнения решались методом Рунге-Кутты 4 порядка с постоянным шагом интегрирования 0,0009257 с. Результаты расчета в виде массивов данных передавались посредством модуля MatLab Excel Link в файлы Excel для последующих обработок. Отдельные результаты моделирования для примера представлены на рис. 11, 12 и 13.

Результаты расчетных исследований

Расчетные сравнительные исследования разработанных математических моделей штатной подвески сиденья трактора, подвески фирмы Sibeco и предлагаемой подвески сидений показали высокую эффективность последней по обеспечению виброзащиты рабочего места оператора [9, 10, 16, 17]. На частоте гармонического возмущения 2 Гц относительное снижение коэффициента передачи $H(f)$ предлагаемой подвески по сравнению со штатной составило 51 %, на частотах 3, 4, 5, 6, 8 и 10 Гц – 72 %, 81 %, 84 %, 85 %, 89 % и 91 % соответственно.

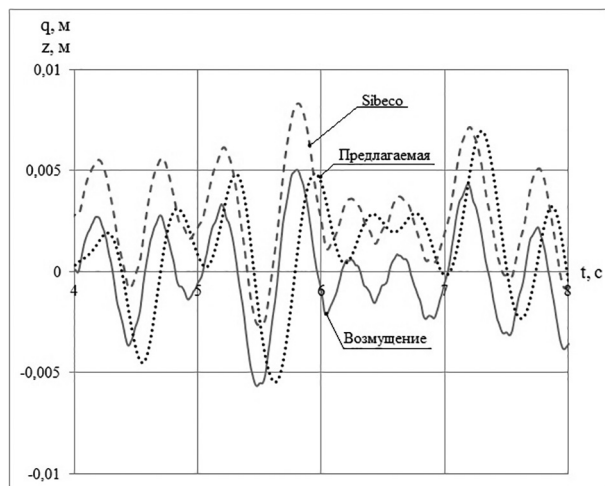


Рис. 11. Осциллограммы абсолютных перемещений массы, поддресоренной штатной и предлагаемой подвесками сиденья, полученные при имитации воздействия случайного сигнала

Fig. 11. Oscillograms of the absolute displacements of the mass sprung by the standard and suggested seat suspensions, obtained by simulating the effect of a random signal

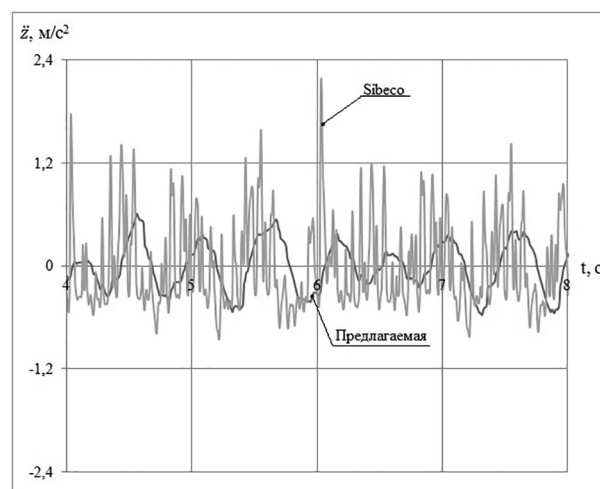


Рис. 12. Осциллограммы абсолютных ускорений массы, поддресоренной штатной и предлагаемой подвесками сиденья, полученные при имитации воздействия случайного сигнала

Fig. 12. Oscillograms of the absolute accelerations of the mass sprung by the standard and suggested seat suspensions, obtained by simulating the effect of a random signal

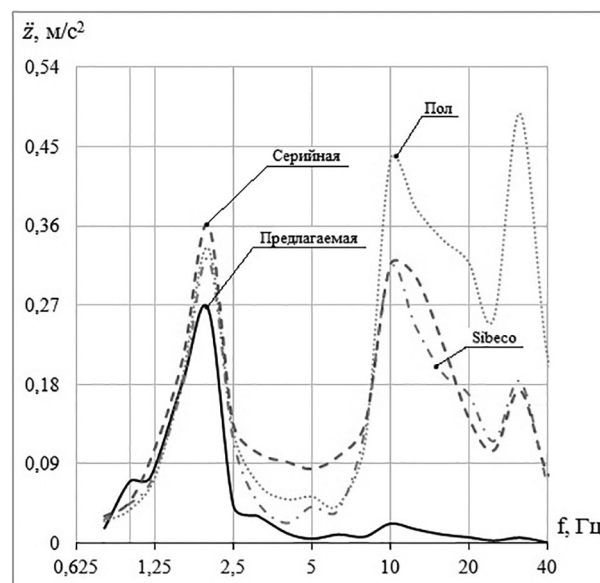


Рис. 13. Сравнительные спектры абсолютных вертикальных ускорений пола кабины и массы сиденья при использовании серийной (фирмы Sibeco) и предложенной подвесок

Fig. 13. Comparative spectra of absolute vertical accelerations of the cabin floor and seat mass when using the production (Sibeco company) and the suggested suspensions

При случайном возмущении предлагаемая подвеска сиденья по сравнению со штатной обеспечивает уменьшение вертикальных ускорений пола кабины в третьоктавной полосе со среднеге-

ометрическими частотами 2, 2.5, 3.15, 4, 5, 6.3, 8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5 и 40 Гц, соответственно, в 1,3 раза, в 3 раза, в 2 раза, в 4 раза, в 10 раз, в 4 раза, в 14 раз, в 19 раз, в 23 раза, в 34 раза, в 44 раза, в 77 раз, в 73 раза и в 175 раз.

Интегральное значение скорректированных по частоте вертикальных виброускорений на подушке серийного сиденья трактора оказалось равным 0,573 м/с², сиденья Sibeco – 0,504 м/с², сиденья с предлагаемой подвеской – 0,182 м/с².

Заключение

1. Выполнен комплекс экспериментальных и расчетных исследований с целью определения основных параметров вибровоздействий на оператора гусеничных и колесных машин в процессе эксплуатации.

2. Разработаны математические модели подвесок штатного сиденья оператора трактора К-744Р1(ст.), сиденья фирмы Sibeco и предложенного технического решения подвески. В результате выполнения комплекса расчетных исследований созданных моделей установлено, что предложенное техническое решение пневматической подвески сиденья с управляемым обменом рабочим телом на ходах сжатия и отбоя и с частичной рекуперацией колебательной энергии обладает лучшими виброзащитными свойствами в широком диапазоне изменения эксплуатационных воздействий.

Литература

1. Шеховцов В.В. [и др.] Подрессоривание кабин тягово-транспортных средств: учеб. пособие // Минобрнауки России, ВолГТУ. Волгоград: Изд-во ВолГТУ, 2016. 160 с.
2. Искалиев А.И. Анализ пневматических подвесок автотракторных сидений // Технич.-технологическое развитие отраслей и предприятий: сб. науч. тр. по матер. I междунар. науч.-практ. конф. (31 января 2017 г.) / гл. ред.: Н.А. Краснова; Научная общественная организация «Профессиональная наука». Нижний Новгород, 2017. С. 4–9.
3. Поливаев О.И., Юшин А.Ю. Снижение воздействия транспортной вибрации на операторов мобильных энергетических средств: монография / Минсельхоз России, ФГОУ ВПО ВГАУ им. К.Д. Глинки. Воронеж: Изд-во ФГОУ ВПО ВГАУ им. К.Д. Глинки, 2008. 177 с.
4. Победин А.В., Ляшенко М.В., Шеховцов К.В., Годжаев З.А. Стендовое оборудование для испытания виброизоляторов кабины трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 7. С. 43–48.
5. Кузнецов Н.Г. Стабилизация режимов работы скоростных машинно-тракторных агрегатов. Монография / Волгогр. гос. с.-х. акад. Волгоград, 2006. 426 с.
6. Хрипунов Д.В. Методы оценки характеристик вибронагруженности промышленного трактора со стороны гусеничного движителя. Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. Омск, Южно-Уральский гос. ун-т, 2003. 16 с.
7. Косов О.Д. Теоретическое и экспериментальное исследование колебательной системы кабины трактора. Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. Волгоград, 1981. 28 с.
8. Артюшенко А.Д. Создание пневматической подвески сиденья для защиты тракториста от низкочастотных колебаний, обоснование и выбор ее оптимальных параметров: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук. Харьков, ХПИ, 1984. 16 с.
9. Ляшенко М.В., Шеховцов В.В., Федянов Е.А., Искалиев А.И. Математическая модель колебаний сиденья транспортного средства с рекуперацией энергии посредством пневматического потребителя // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. 2019. № 3 (28). С. 10–18.
10. Lyashenko M., Potapov P., Iskaliyev A. Analysis of vibroprotection characteristics of pneumatic relaxation seat suspension with capability of vibration energy recuperation // В сборнике: MATEC Web of Conferences. 2017. С. 06018. DOI: 10.1051/mateconf/201712906018
11. Искалиев А.И. Анализ пневматических подвесок автотракторных сидений // Технич.-технологическое развитие отраслей и предприятий: сб. науч. тр. по матер. I междунар. науч.-практ. конф. (31 января 2017 г.) гл. ред.: Н.А. Краснова; Научная общественная организация «Профессиональная наука». Нижний Новгород, 2017. С. 4–9.
12. Победин А.В., Шеховцов В.В., Ляшенко М.В., Соколов-Добрев Н.С., Шеховцов К.В., Годжаев З.А. Перспективы использования динамических гасителей колебаний в подвесках тракторных кабин // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 11. С. 16–21.
13. Sibeco. Системы безопасности, комфорта и обзора. Сиденья для сельхозтехники [Электронный ресурс]. 2016. Режим доступа: <http://sibeco-russia.ru/catalog/8/27/1253.html>.
14. Ляшенко М.В., Шеховцов В.В., Потапов П.В., Искалиев А.И. П. м. 177004 Российская Федерация, МПК В 60 N 2/52. Подвеска сиденья транспортного средства // ВолГТУ. 2018.
15. Искалиев А.И., Ляшенко М.В. Перспективы развития систем подрессоривания автотракторных сидений // Инновации технических решений в машиностроении и транспорте: сб. ст. IV всерос. науч.-техн. конф. для молодых ученых и студентов с междунар. участием (г. Пенза, 14–15 марта

- 2018 г.) под общ. ред. В.В. Салмина; ФГБОУ ВО «Пензенский гос. ун-т», Политехнический ин-т, Факультет машиностроения и транспорта, Межотраслевой научно-информационный центр (МНИЦ) ПГАУ. Пенза, 2018. С. 46–49.
16. Надеждин В.С., Красавин П.А., Фараджев Ф.А., Годжаев З.А. К вопросу моделирования нелинейного пневмоупругого элемента пассажирского автобуса // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. № 12. С. 308–322.
17. Ляшенко М.В., Искалиев А.И. Виброзащитные свойства подвески сиденья с возможностью рекуперации энергии колебаний // Прогресс транспортных средств и систем – 2018: материалы междунар. науч.-практ. конф. (г. Волгоград, 9-11 октября 2018 г.) редкол.: И.А. Каляев, Ф.Л. Черноусько, В. М. Приходько [и др.]; ВолгГТУ, РФФИ, «ФНПЦ «Титан–Баррикады». Волгоград, 2018. С. 71–73.
18. Izmailov A., Godzhaev Z., Revenko V. The method of constructing the diagrams of shear stresses in the contact zone of an slipping wheel with soil // SAE Technical Papers. 2018. T. 2018 April. DOI: 10.4271/2018-01-1335.
- ### References
1. Shekhovtsov V. V. [и др.] Podressorivaniye kabin tyagovo-transportnykh sredstv [Springing of traction vehicles cabins]: ucheb. posobiye. Minobrnauki Rossii, VolGGTU. Volgograd: Izd-vo VolGGTU Publ., 2016. 160 p.
2. Iskaliyev A.I. Analysis of air suspension of automotive tractor seats. Tekhniko-tekhnologicheskoye razvitiye otrasley i predpriyatiy: sb. nauch. tr. po mater. I mezhdunar. nauch.-prakt. konf. (31 yanvarya 2017 g.) [Technical and technological development of industries and enterprises: collection of articles and materials of I International scientific and practical conference (January 31, 2017)] / gl. red.: N.A. Krasnova; Nauchnaya obshchestvennaya organizatsiya «Professional'naya nauka». Nizhniy Novgorod, 2017, pp. 4–9 (in Russ.).
3. Polivayev O.I., Yushin A.YU. Snizheniye vozdeystviya transportnoy vibratsii na operatorov mobil'nykh energeticheskikh sredstv [Reducing the impact of transport vibration on mobile power operators]: monografiya. Minsel'khoz Rossii, FGOU VPO VGU im. K.D. Glinki. Voronezh: Izd-vo FGOU VPO VGU im. K.D. Glinki Publ., 2008. 177 p.
4. Pobedin A.V., Lyashenko M.V., Shekhovtsov K.V., Godzhayev Z.A. Bench equipment for testing vibration isolators of a tractor cabin. Traktory i sel'khoz mashiny. 2012. No 7, pp. 43–48 (in Russ.).
5. Kuznetsov N.G. Stabilizatsiya rezhimov raboty skorstnykh mashinno-traktornykh agregatov [Stabilization of operating modes of high-speed machine and tractor units]. Monografiya. Volgogr. gos. s.-kh. akad. Publ. Volgograd, 2006. 426 p.
6. Khripunov D.V. Metody otsenki kharakteristik vibronagruzhennosti promyshlennogo traktora so storony gusenichnogo dvizhitelya. Avtoref. dis. na soisk. uchen. step. kand. tekhn. nauk [Methods for assessing the characteristics of vibration loading of an industrial tractor from the side of a caterpillar mover: Abstract to Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Omsk, Yuzhno-Ural'skiy gos. un-t Publ., 2003. 16 p.
7. Kosov O.D. Teoreticheskoye i eksperimental'noye issledovaniye kolebatel'noy sistemy kabiny traktora. Avtoref. dis. na soisk. uchen. step. kand. tekhn. nauk [Theoretical and experimental study of the oscillatory system of the tractor cabin: Abstract to Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Volgograd, 1981. 28 p.
8. Artyushenko A.D. Sozdaniye pnevmaticheskoy podveski siden'ya dlya zashchity traktorista ot nizkочастотnykh kolebaniy, obosnovaniye i vybor yeye optimal'nykh parametrov: avtoref. dis. na soisk. uchen. step. kand. tekhn. nauk [Creation of a pneumatic suspension of a seat to protect the tractor driver from low-frequency vibrations, justification and selection of its optimal parameters: Abstract to Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Khar'kov, KHPI, 1984. 16 p.
9. Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Fedyanov YE.A., Iskaliyev A.I. Mathematical model of vehicle seat vibrations with energy recovery by means of a pneumatic consumer. Energo- i resursosberezheniye: promyshlennost' i transport. 2019. No 3 (28), pp. 10–18 (in Russ.).
10. Lyashenko M., Potapov P., Iskaliyev A. Analysis of vibroprotection characteristics of pneumatic relaxation seat suspension with capability of vibration energy recuperation. V sbornike: MATEC Web of Conferences. 2017, pp. 06018. DOI: 10.1051/mateconf/201712906018.
11. Iskaliyev A.I. Analysis of air suspension of automotive tractor seats. Tekhniko-tekhnologicheskoye razvitiye otrasley i predpriyatiy: sb. nauch. tr. po mater. I mezhdunar. nauch.-prakt. konf. (31 yanvarya 2017 g.) [Technical and technological development of industries and enterprises: collection of articles and materials of I International scientific and practical conference (January 31, 2017)] gl. red.: N.A. Krasnova; Nauchnaya obshchestvennaya organizatsiya «Professional'naya nauka». Nizhniy Novgorod, 2017, pp. 4–9 (in Russ.).
12. Pobedin A.V., Shekhovtsov V.V., Lyashenko M.V., Sokolov-Dobrev N.S., Shekhovtsov K.V., Godzhayev Z.A. Prospects for the use of dynamic vibration dampers in the suspensions of tractor

- cabins. Traktory i sel'khoz mashiny. 2014. No 11, pp. 16–21 (in Russ.).
13. Sibeko. Sistemy bezopasnosti, komforta i obzora. Siden'ya dlya sel'khoz tekhniki [Elektronnyy resurs]. 2016. URL: <http://sibeko-russia.ru/catalog/8/27/1253.html>.
14. Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Potapov P.V., Iskaliyev A.I. P. m. 177004 Rossiyskaya Federatsiya, MPK B 60 N 2/52. Podveska siden'ya transportnogo sredstva [Vehicle seat suspension]. VolgGTU. 2018.
15. Iskaliyev A.I., Lyashenko M.V. Prospects for the development of suspension systems for automotive seats. Innovatsii tekhnicheskikh resheniy v mashinostroyenii i transporte: sb. st. IV vseros. nauch.-tekh. konf. dlya molodykh uchenykh i studentov s mezhdunar. uchastiyem (g. Penza, 14–15 marta 2018 g.) [Innovations of technical solutions in mechanical engineering and transport: collection of articles of IV All-Russian scientific and technical conference for young scientists with international participation (Penza, March 14–15, 2018)] pod obshch. red. V.V. Salmina; FGBOU VO «Penzenskiy gos. un-T», Politekhnikheskiy in-t, Fakul'tet mashinostroyeniya i transporta, Mezhotraslevoy nauchno-informatsionnyy tsentr (MNITS) PGAU. Penza, 2018, pp. 46–49 (in Russ.).
16. Nadezhdin V.S., Krasavin P.A., Faradzhev F.A., Godzhayev Z.A. Modeling a nonlinear pneumatic elastic element of a passenger bus. Nauka i obrazovaniye: nauchnoye izdaniye MGTU im. N.E. Bauman. 2014. No 12, pp. 308–322 (in Russ.).
17. Lyashenko M.V., Iskaliyev A.I. Vibration-protective properties of the seat suspension with the possibility of vibration energy recuperation. Progress transportnykh sredstv i sistem – 2018: materialy mezhdunar. nauch.-prakt. konf. (g. 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)] redkol.: I. A. Kalyayev, F. L. Chernous'ko, V. M. Prikhod'ko [i dr.]; VolgGTU, RFFI, «FNPTS «TitaN–BarrikadY». Volgograd, 2018, pp. 71–73 (in Russ.).
18. Izmailov A., Godzhaev Z., Revenko V. The method of constructing the diagrams of shear stresses in the contact zone of an slipping wheel with soil. SAE Technical Papers. 2018. Vol. 2018 April. DOI: 10.4271/2018-01-1335.

VIBRATION LEVELS ON OPERATOR'S WORKPLACE AND VIBRATION PROTECTION CHARACTERISTICS OF SEAT SUSPENSIONS

Corresponding member of the Russian Academy of Sciences, DSc in Engineering **Z.A. Godzhayev**¹, DSc in Engineering **M.V. Lyashenko**², DSc in Engineering, **V.V. Shekhovtsov**², PhD in Engineering **P.V. Potapov**², **A.I. Iskaliyev**²

¹Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia

²Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

fic51@mail.ru, shehovtsov@vstu.ru

This article analyzes the nature and parameters of the main operational disturbances, which energy is directly or indirectly transferred to the operator's workplace of tractor with a caterpillar or wheeled propeller when performing various technological operations, based on experimental research data. The main operating frequency range of these operational disturbances is considered. The contribution of each frequency component to the overall level of vibration at the operator's workplace is assessed. The example of implementation the results of field measurements of real operational disturbances and vibration characteristics on a K-744R1 (st.) wheeled tractor, which operated in a unit with a PG-3-5 plane cutter in the mode of plowing stubble at a constant speed of movement was used. The comparative study of vibration-protective properties of various designs of seat suspension was carried out. The technique of field measurements, including specialized equipment of the ZETLAB and Assistant companies, the mode, the sensor installation scheme and other conditions are described. Using the numerical Runge-Kutta method and mathematical modeling tools in the Simulink MatLab software environment, the operation of the serial suspension of the K-744R1 (st.) tractor seat, air suspension of the Sibeco seat with a scissor guiding mechanism and the innovative air suspension of the seat (based on Sibeco) with controlled extraction of vibration energy and its subsequent recuperation was simulated. There were obtained the calculated oscillograms and spectra of vertical accelerations on a seat cushion, sprung with each of the considered suspensions under the input action of measured real operational disturbances. The results of the analysis of the research results are summed up.

Keywords: vibration loads, seat suspension, vibration protections characteristics, mathematical modeling, research results

Cite as: Godzhayev Z.A., Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Potapov P.V., Iskaliyev A.I. Vibration levels on operator's workplace and vibration protection characteristics of seat suspensions. Izvestiya MGTU «MAMI». 2021. No 1 (47), pp. 2–11 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-2-11.

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТОННЕЛЬНЫХ ЭСКАЛАТОРОВ МЕТРОПОЛИТЕНА. МОДЕЛЬ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ

К.Т.Н. Попов В.А., Еланцев В.В.

Петербургский государственный университет путей сообщения императора Александра I
ew3012@gmail.com

Метрополитены Москвы и Санкт-Петербурга старейшие в России. Инфраструктурный комплекс каждого из них имеет в своем составе разнородные парк техники. Парк подвижного состава в последнее десятилетие преимущественно обновился, в то время как из-за особенностей эксплуатации и в основном по финансовым причинам эскалаторный парк еще долгое время не будет заменен. В связи с чем основной задачей подразделений, отвечающих за эксплуатацию эскалаторов, является поддержание в исправном состоянии интенсивно стареющего парка. Таким образом, формируется ситуация, при которой эскалаторное хозяйство является источником затрат для удовлетворения постоянно возрастающей потребности в ресурсах. Вместе с тем ограниченность выделения всех видов ресурсов только усугубляет сложившуюся ситуацию.

Вышеперечисленные обстоятельства способствуют актуализации вопроса подбора инструментария, позволяющего повысить эффективность и безопасность эксплуатации тоннельных эскалаторов метрополитена. По мнению авторов работы, одним из таких инструментов может стать прогнозирование технического состояния элементов подсистем эскалатора, выполненное на основе специальной маршрутизации информационных потоков, предназначенной для оптимального распределения выделяемых ресурсов.

Так как эскалатор – это сложный технический объект повышенной опасности, то для него маршрутизация информационных потоков, характеризующих его техническое состояние, возможна только на основе предварительной декомпозиции на информационные уровни.

По этой причине начало статьи посвящено декомпозиции технического состояния эскалатора на четыре информационных уровня, охватывающих все аспекты технического состояния от микроуровня состояния материалов, из которых изготовлены элементы подсистем эскалатора, до функционального состояния всего эскалатора. В дальнейшем раскрывается цель работы, которая состоит в описании общей математической модели прогнозирования технического состояния элементов подсистем эскалатора и требований к ее построению. Также в работе описывается основная задача, которую решает предложенная прогнозная модель. В заключении рассматриваются варианты использования предложенной модели.

Научная новизна данного подхода заключается в использовании современного математического аппарата теории нечетких множеств для обработки параметрической информации, элементов искусственного интеллекта, а также прецедентного подхода при анализе эксплуатационной ситуации, которые в своем сочетании необходимы для построения прогнозной модели технического состояния в приложении к эскалаторному хозяйству метрополитена.

С практической точки зрения следует отметить, что предложенная математическая модель, реализованная на основе современных информационных технологий, позволит более рационально настроить механизмы распределения выделяемых ресурсов, обеспечивая при этом необходимый уровень безопасности транспортировки пассажиров.

Ключевые слова: эскалатор, прогнозирование, техническое обслуживание и ремонт, прецедент, нейронная сеть, техническое состояние.

Для цитирования: Попов В.А., Еланцев В.В. К вопросу повышения эффективности и безопасности эксплуатации тоннельных эскалаторов метрополитена. Модель прогнозирования // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 1 (47). С. 12–22. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-12-22.

Введение

Как отмечается в [1], метрополитен играет ключевую роль среди городской транспортной инфраструктуры Санкт-Петербурга. Одним из основных компонентов инфраструктурного комплекса ГУП «Петербургский метрополитен» является эскалаторное хозяйство.

Эскалатор – это машина непрерывного транспорта, являющаяся восстанавливаемым объектом повышенной опасности, к эксплуатации которого предъявляются повышенные требования по объему и периодичности проводимых ремонтно-ревизионных мероприятий.

За более чем 50-ти летнюю историю эксплуатации в состав эскалаторного парка Ленинградского (Петербургского) метрополитена введено около 300 единиц эскалаторов разных типов. Большая часть эскалаторного парка была сформирована в период с 1955 по 1991 годы XX века, что сформировало определенные особенности его эксплуатации. Так, в эксплуатационных документах [2] и [3] формализованы такие особенности эксплуатации эскалаторного парка, как жесткая регламентация объемов и периодичности проводимых ремонтно-ревизионных мероприятий.

В работе [3] показано, что на текущий момент доминирующей стратегией технического обслуживания и ремонта является стратегия планово-предупредительных работ, имеющая свои достоинства и недостатки.

Согласно доминирующей стратегии, для обеспечения безопасной транспортировки пассажиров с наземных вестибюлей на подземные станционные платформы и обратно преимущественное большинство единиц интенсивно стареющего эскалаторного парка было подвергнуто многократному восстановительному техническому воздействию в объеме капитального ремонта.

Однако каждое техническое воздействие, направленное на поддержание или восстановление рабочей функции эскалатора, требует определенного объема разнородных ресурсов. В соответствии с работой [4], наиболее затратным, с точки зрения использования как трудовых, так материальных и финансовых ресурсов является ремонтное воздействие, в особенности работы по капитальному ремонту.

Актуальность настоящей работы обусловлена текущими экономическими реалиями, сопряженными с дефицитом всех видов ресур-

сов и требующими от эксплуатирующих организаций совершенствования ранее созданных систем технического обслуживания и ремонта сложных технических объектов повышенной опасности.

В качестве развития ранее сформированной стратегии технического обслуживания и ремонта достойной для своего этапа развития науки и техники в работе [5] предлагается современный подход, в основе которого лежат информационное пространство и элементы искусственного интеллекта.

Внедрение информационного пространства способствует более эффективной маршрутизации имеющихся информационных потоков, циркулирующих от элементов подсистем эскалатора к оператору и обратно, а также формированию возможности построения прогноза технического состояния в будущий момент времени.

Цель данной работы заключается в формировании общей прогнозной модели технического состояния элементов подсистем эскалатора и постановке основной задачи решаемой прогнозной модели с учетом предложенного в работе [6] инструментария.

Базис построения прогнозной модели

Как отмечалось выше, на основе имеющихся возможностей современных информационных технологий в качестве одного из компонентов, способствующих повышению эффективности и безопасности эксплуатации стареющего эскалаторного парка Петербургского метрополитена, предлагается использовать прогнозирование технического состояния.

Если особенности структуры эскалатора и его значимость как компонента инфраструктуры метрополитена и городского общественного транспортного комплекса, построение прогноза его технического состояния возможно только после декомпозиции на составные части (информационные уровни).

Первый (деградационные процессы) и второй (физические состояния) информационные уровни отражают физико-химические процессы, происходящие в материалах и параметры изменения свойств материалов, ими обусловленных. Параметры физико-химических процессов описывают механизмы и кинетику деградационных процессов, а параметры изменения свойств характеризуют изменение

состояния материала объекта на субмикромикроуровнях.

Третий и четвертый уровни, соответственно, характеризуют технические параметры рассматриваемого объекта, и функциональные состояния, и параметры работоспособности/неработоспособности объекта.

На рис. 1 и 2 приведена декомпозиция технического состояния [7] эскалаторного парка. Анализ предложенной декомпозиции позволяет выделить основные причинно-следственные комплексы динамики технического состояния, необходимые для построения прогноза.

Под техническим состоянием эскалатора будем понимать совокупность изменяющихся в процессе эксплуатации свойств подсистем и элементов эскалатора, которые характеризуются в фиксированный момент времени признаками (параметрами), установленными технической и ремонтно-эксплуатационной документацией [8].

Свойства элементов определяются конструкцией, принципом действия, технологией изготовления, используемыми материалами и другими эксплуатационными факторами. Внутренние свойства элементов эскалатора в значительной степени зависят от внешних воздействий на эти элементы.

Перечень параметров, пригодных для построения прогноза, и их классификация приведены в работе [9]. Некоторые из указанных параметров (признаков) и их сочетаний могут непосредственно свидетельствовать о возможном наступлении неисправностей элементов эскалатора.

В качестве прогнозирования технического состояния эскалатора будем понимать построение многомерной прогнозной модели технического состояния на предстоящий интервал времени, содержащей множество внутренних и внешних переменных прогнозирования, в комплексе отражающих свойства элементов и подсистем эскалатора, а также влияние совокупности факторов эксплуатации.

Вместе с тем задача построения прогноза осложнена многовариантностью, вызванной неопределенностью воздействия внешних и внутренних свойств и факторов в будущем и отсутствием информации об их взаимовлиянии, что затрудняет построение алгоритма, в полной мере учитывающего теоретические и эмпирические данные.

Модель прогнозирования представляет собой специализированное описание исследу-

емого процесса для получения значений параметров в будущий момент времени.

За основу построения общей модели прогнозирования предлагается взять понятие прецедента, описанного в работе [10].

В рамках данной работы под прецедентом будем понимать ситуацию, случившуюся в прошлом и являющуюся трафаретом для наложения на ситуации, происходящие в текущий момент времени, для их идентификации из общего множества. Предлагаемый подход позволяет одновременно фиксировать комплекс параметров, учитывающих как внешние, так и внутренние свойства, и факторы, описывающие ситуацию в целом.

Согласно предлагаемому подходу, для эффективного управления и использования все описанные ситуации-трафареты заносятся в библиотеку. При наступлении идентичной ситуации, информация о которой уже хранится в библиотеке, используется готовый трафарет. При наступлении ситуации, отличной от хранящейся в библиотеке, подбирается набор трафаретов схожих с ситуацией, для которой необходимо принять управленческое решение. Из подобранных трафаретов на основе применяемого алгоритма измерения сходства отбирается один, который с учетом частичного совпадения условий при необходимости адаптируется к текущей ситуации. В случае успешного применения адаптированного трафарета он добавляется в библиотеку и в дальнейшем используется для текущих и новых ситуаций. Длительное использование библиотеки способствует подбору оптимальных режимов эксплуатации.

В дополнение к описанному выше подходу предлагается использовать инструментальный нейросетевой обработки информации, базирующийся на пространственной экстраполяции большого массива разнородной информации.

В комплексе с нейросетевым инструментарием элементами нечеткой логики в части интерпретации результатов анализа параметрической информации предлагаемая модель прогнозирования создает базу для изменения всей концепции управления эксплуатацией эскалаторного хозяйства, основной задачей которой становится системная диверсификация стратегий технического обслуживания и ремонта, а также своевременное и достаточное планирование программы ремонтно-ревизионного воздействия на элементы подсистем эскалатора.

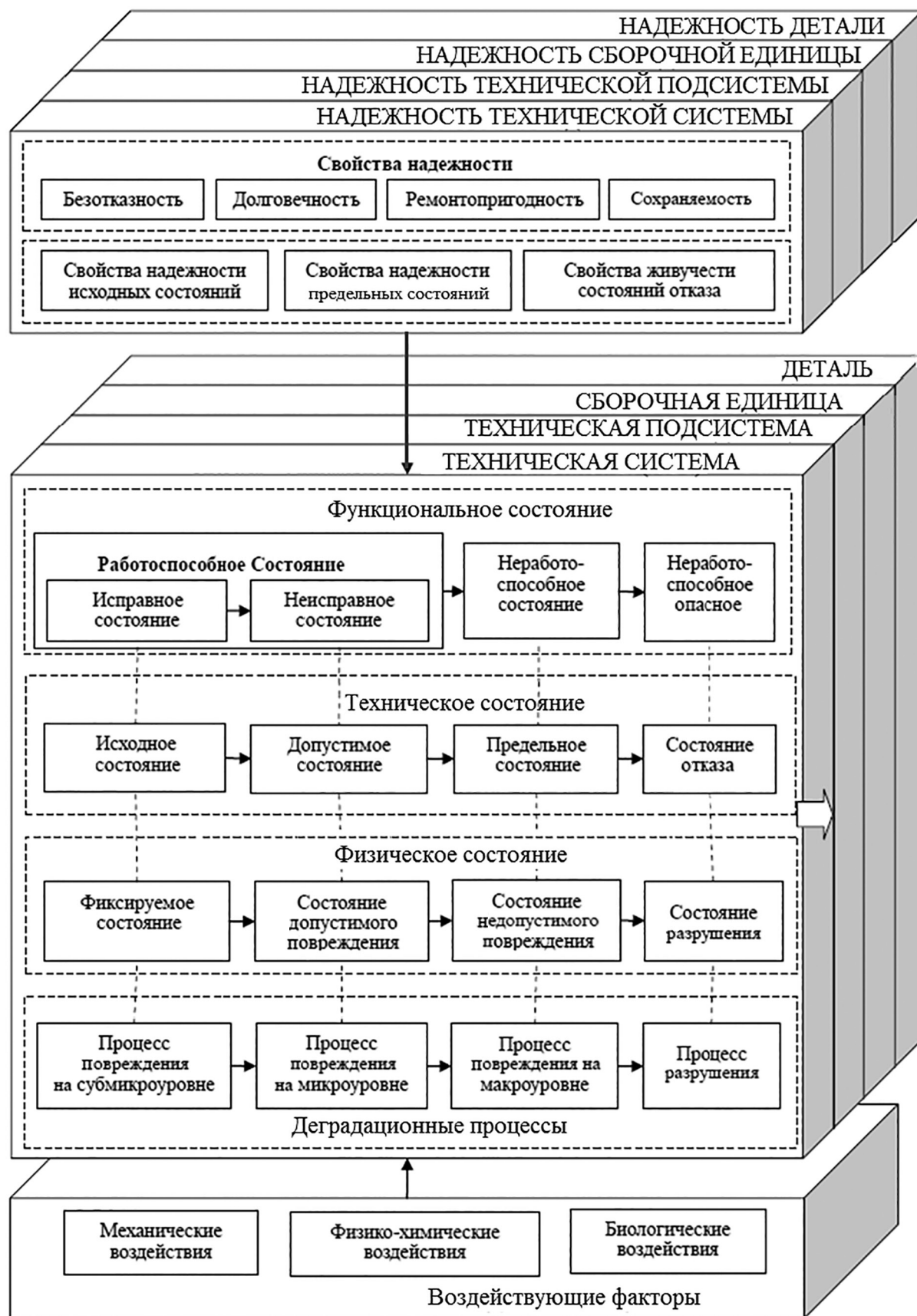


Рис. 1. Декомпозиция технического состояния по информационным уровням

Fig. 1. Decomposition of technical condition by information levels

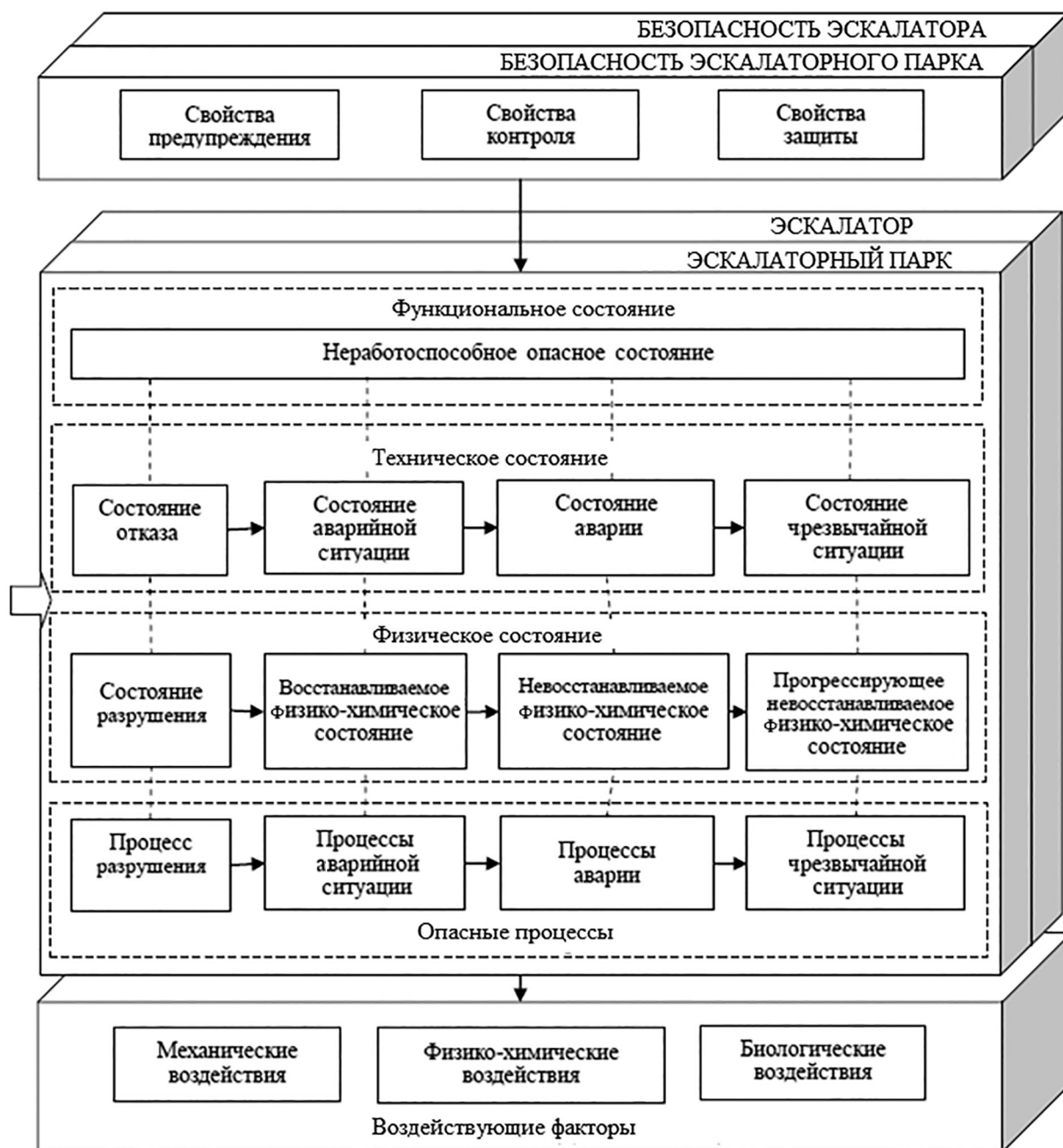


Рис. 2. Причинно-следственный комплекс технического состояния

Fig. 2. Causal complex of technical condition

Общая модель прогнозирования

С учетом работы [11] представим прогнозную модель в форме создания причинно-следственных связей из множества данных, полученных в результате испытаний, проверок и эксплуатационно-технической документации, характеризующих причины и следствия ситуаций, подобных той, в которой необходимо построить прогноз.

В процессе построения прогноза на основе оценки степени подобия, характеризующей

относительное количество совпадений определенных характеристик рассматриваемых ситуаций, делается предположение о наличии сходства по ряду параметров между двумя наблюдаемыми процессами.

В соответствии с концепцией информационного пространства, в том числе реализованной нарядными-допусками и их библиотеками, предложенной в работе [12] большинство процессов (экзогенных/эндогенных), протекающих при эксплуатации эскалатора, описыва-

ются объединением подмножеств причин $\{X\}$ и следствий $\{Y\}$:

$$\{S\} = \{X\} \cdot \{Y\}, \quad (1)$$

где $\{S\}$ – множество ситуаций; $\{X\}$ – подмножество причин; $\{Y\}$ – подмножество следствий.

Представленные подмножества отличаются друг от друга временем свершения.

Информационный массив, описывающий множества наблюдений и являющийся базой построения прогнозов, представим в виде:

$$\{НД\} = \bigcup_{i=1}^N \{S\}_i, \quad (2)$$

где $\{НД\}$ – множество нарядов-допусков – библиотека; N – количество ситуаций аналогичных ранее наблюдаемой, следствия которой необходимо спрогнозировать.

Для дальнейшего использования библиотеку нарядов-допусков запишем в векторной форме:

$$БНД = \langle X, Y^{i+1} \rangle = \langle Y_i^t, Z_i, K_i, Y_i^{t+1}, i=1, \dots, N \rangle, \quad (3)$$

где $X = [Y^t, Z, K]$ – вектор причин предполагаемого состояния элементов подсистем эскалатора; $Y_i^t = [y_1^t, \dots, y_n^t]$ – вектор текущих значений контролируемых параметров (исходных данных), описывающих состояние конкретного эскалатора/типового представителя из конкретной группы эскалаторов; $Z_i = [z_1, \dots, z_m]$ – вектор факторов прогнозного фона текущей ситуации (интегральный (средневзвешенный) показатель прогнозного фона предшествующего периода (ситуаций)); $K_i = [k_1, \dots, k_l]$ – вектор воздействий (ремонтных и управляющих) на элементы эскалатора в конкретной зафиксированной ситуации (интегральный (средневзвешенный) показатель воздействий предшествующего периода)); $Y_i^{t+1} = [y_1^{t+1}, \dots, y_n^{t+1}]$ – вектор выходных параметров элементов подсистем эскалатора (следствия в i -ой зафиксированной ситуации).

Каждый наряд-допуск представляет собой множество ситуаций S , описанных векторами Y , Z и K , которые являются фрагментами накопленных знаний, приобретенных в результате имеющегося эксплуатационного опыта системы прогнозирования.

Для оптимального представления информации, описанной в наряде-допуске, (2) используем форму, приведенную в таблице. Для наглядности данный подход также можно представить в виде диаграммы на рис. 3.

Таблица

Представление модели прогнозирования

Table. Forecasting model representation

Ситуация S	Причина			Следствие
	Y^t	Z	K	Y^{t+1}
S_1	Y_1^t	Z_1	K_1	Y_1^{t+1}
...	...	...	...	...
S_i	Y_i^t	Z_i	K_i	Y_i^{t+1}
S_{i+1}	Y_{i+1}^t	Z_{i+1}	K_{i+1}	Y_{i+1}^{t+1}
...	...	...	...	...
S_N	Y_N^t	Z_N	K_N	Y_N^{t+1}

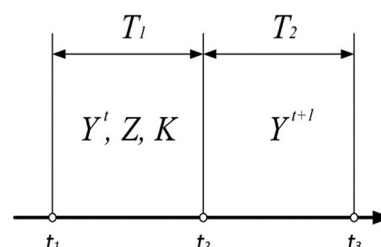


Рис. 3. Диаграмма прогнозирования

Fig. 3. Forecasting chart

На рис. 3 интервал $T_1 = [t_1; t_2]$ является основанием прогноза, в пределах которого значения компонента векторов Y , Z и K могут быть получены в момент измерения интегрально или дискретно. Временной интервал $T_2 = [t_2; t_3]$ является периодом упреждения прогноза. В момент $t_3 \in T_2$ предполагается получение прогнозных характеристик. Характеристики диаграммы (длительность интервалов T_1 и T_2 и др.) зависят от требований к параметрам прогноза и особенностей постановки задачи прогнозирования.

Постановка задачи прогнозной модели

Опишем задачу прогнозной модели технического состояния элементов подсистем эскалатора как оценку вектора следствий Y_{N+1}^{t+1} по данным векторов Y_{N+1}^t , Z_{N+1} и K_{N+1} , отражающих причины и содержащихся в библиотеке и наряде-допуске. Исходя из этого формализуем задачу построения прогнозной модели в следующем виде:

Исходные данные:

1) множество ситуаций $\{S\}_{i=1}^N$, упорядоченных нарядом-допуском;

2) дополнительная информация из библиотеки D к наряду-допуску;

3) совокупность векторов X_i , $i \in D$, описывающих причину наблюдаемой ситуации;

4) множество структур прогнозной модели $\Theta = \{\zeta\}_{q=1}^Q$;

5) множество значений параметров прогнозной модели $\Psi = \{v\}_{r=1}^{\alpha}$;

6) ограничение снизу ε на абсолютную величину показателя G правильного прогноза вектора следствий Y_{N+1}^{t+1} на множестве D из библиотеки;

7) ограничение сверху δ на относительную погрешность H восстановления следствия Y^{t+1} ситуаций S ;

8) максимально допустимая относительная погрешность e' восстановления функционального параметра y ;

9) максимально допустимая относительная погрешность e^o прогнозирования функционального параметра y .

Множество допустимых структур Θ и параметров прогнозной модели Ψ определяется экспертно.

Результат

В качестве результата необходимо получить прогнозную модель P , описанную структурой ζ и множеством параметров $\{V\}$, способную соотносить множества причин $\{X\}_{i=1}^N$ и множества следствий $\{Y^{t+1}\}_{i=1}^N$ с заданной погрешностью H :

$$H = \left| Y_i^{t+1} - P(Z_i, K_i, Y_i^t) \right| = \frac{1}{n} \frac{1}{N} \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^N h_j^i \leq \delta, \quad (4)$$

удовлетворяющую условию:

$$\begin{cases} G \geq \varepsilon \\ G = \max \{G_k\}, \end{cases} \quad (5)$$

где k – количество синтезированных прогнозных моделей, удовлетворяющих условию (4); h – относительное количество совпадений признаков вектора Y_i , наряда-допуска НД и восстановленного вектора $(Y_i^{t+1}) = P(X_i)$, $i = 1, \dots, N$ относительно длительности формирования наряда-допуска:

$$h = \begin{cases} 0, & \text{при } \Delta y > e' \\ 1, & \text{при } \Delta y' \leq e', \end{cases} \quad (6)$$

где n – размерность вектора параметров технического состояния элементов подсистем эскалатора; N – количество примеров наряда-допуска; $\Delta y = \frac{|y - y'|}{y}$ – относительная погреш-

ность восстановления компоненты вектора параметров технического состояния обучающей выборки (библиотеки нарядов-допусков); y' – восстановленное значение компоненты вектора параметров технического состояния; y – истинное значение компоненты вектора параметров технического состояния и зафиксированное в наряде-допуске.

При получении k прогнозных моделей удовлетворяющих (4) берется модель с минимальным H .

G – относительное число совпадений признаков истинного вектора Y_i , $i \in D$ из библиотеки и спрогнозированного вектора Y_i^o параметров технического состояния элементов подсистем эскалатора, $(Y_i^{t+1})^o = P(X_i)$, $i \in D$, относительно периода верификации прогнозной модели.

$$G = \left| Y_i^{t+1} - P(Z_i, K_i, Y_i^t) \right| = \frac{1}{n} \frac{1}{M} \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^M h_j^i \leq \delta; \quad (7)$$

$$g = \begin{cases} 0, & \text{при } \Delta y^o > e^o \\ 1, & \text{при } \Delta y^o \leq e^o, \end{cases} \quad (8)$$

где n – размерность вектора параметров технического состояния элементов подсистем эскалатора; M – количество примеров наряда-допуска; $\Delta y^o = \frac{|y - y^o|}{y}$ – относительная погрешность восстановления компоненты

вектора параметров технического состояния обучающей выборки; y^o – спрогнозированное значение компоненты вектора параметров технического состояния элементов подсистем эскалатора; y – истинное значение компоненты вектора параметров технического состояния элементов подсистем эскалатора.

В случае если получена совокупность векторов причин $X_i^o = [Y^t, Z, K]^T$, $i \in D$ из состава нарядов-допусков, хранящихся в библиотеке, расположенной в информационном пространстве, следствие которых необходимо спрогнозировать, и при этом в текущем наряде-допуске присутствует идентичный ему вектор X_i , $i \in \text{НД}$, то функция прогнозной модели заключается в ассоциативном поиске данного наряда-допуска и представлении его в части следствия Y_i , $i \in \text{НД}$ в качестве искомого прогноза Y_i^o , $i \in D$.

Но если в результате спрогнозированная совокупность векторов X_i^o не совпадает ни с одной из причин X_i , описанных в текущем наряде-допуске, то для обучения исходного

информационного массива применим алгоритм нейросетевой пространственной экстраполяции, позволяющий отнести полученное значение X_i^o к ближайшему X_i , $i \in \text{НД}$ на основании выбранной меры близости в информационном пространстве.

Заключение

Описанная выше модель прогнозирования (см. формулу (1)) предоставляет возможность рассмотреть эскалатор с нескольких ракурсов с учетом разных областей знаний, формируя, таким образом, целостное представление о техническом состоянии. При этом форма отображения данных, предложенная в таблице 1, обеспечивает интеграцию с современными информационными технологиями.

В качестве носителя прогнозной модели предлагается использовать специальное информационное пространство, каркас которого формируется через информационные уровни, данные для которых черпаются из конструкторско-технологической, нормативно-технической и эксплуатационно-производственной документации, информации о надежности элементов (при ее наличии), а также логике работы подсистем. В основе указанных информационных уровней лежит структура эскалаторной службы метрополитена, представленная эксплуатационными подразделениями (ЭСЧ), между которыми распределены участки (эскалаторные станции), которые в свою очередь включают группы эскалаторов. Эскалатор состоит из подсистем, содержащих элементы, которые могут включать блоки контроля и/или управления, мониторинга и/или диагностики, непосредственно собирающие информацию о контролируемых эксплуатационных параметрах. Таким образом, структура эскалатора принимает вид древовидного графа с началом в виде элемента, узлом верхнего уровня для которого является сам эскалатор.

Динамика информационного каркаса реализуется через информационные потоки, которые, циркулируя между информационными уровнями от элемента подсистемы эскалатора к оператору (лицу принимающему решение) и обратно, переносят информацию, создавая при этом эффективные обратные связи.

В основе информационного потока лежит специальный документооборот, содержащий наряды-допуски. Общее представление наряда-

допуска, описанного формулой (2), в приложении к эскалатору примет вид:

$$\text{НД} = (\text{К}, \text{ВР}, \text{УПР}, \text{ККП}, \text{КП}, \text{ЗН}, \text{ОП}, \text{С}, \text{ДПР}, \text{МПР}, \text{ЗАВН}, \text{ЧПР}, \text{В}, \text{ПОС}, \text{Н}, \text{РПР}, \text{ДИ}, \text{Р}), \quad (9)$$

где К – классификатор (код идентификатор); ВР – вид работ; УПР – уровень проведения работ, включающий: 1 уровень – заводские, стендовые или иные испытания (тесты/проверки); 2 уровень – выборочный контроль параметров из группы параметров конкретной подсистемы эскалатора; 3 уровень – сплошной сбор параметрической информации о техническом состоянии элементов эскалатора; ККП – класс контролируемых параметров (согласно работе [8]); КП – контролируемый параметр (согласно работе [8]); ЗН – значение контролируемого параметра; ОП – выполняемая операция; С – статус; ДПР – дата проведения работ; МПР – место проведения работ; ЗАВН – завод. номер проверяемого элемента; ЧПР – число проведенных работ, оформленных конкретным нарядом-допуском; ЧППР – число положительно проведенных работ; В – вес (оценка) – определяется в диапазоне от 1 до 10; ПОС – параметры окружающей среды; Н – информация о надежности (при ее наличии); РПР – рекомендации к производству работ; ДИ – дополнительная информация; Р – ресурс.

Для аккумуляции информационных потоков используются библиотеки нарядов-допусков, описанные в общем виде формулой (3), которая в приложении к эскалатору примет вид:

$$\text{БНД} = (\text{НД}, \text{ЗАВНЭС}, \text{МСЭ}, \text{ЭЭ}, \text{ДПО}, \text{МПО}, \text{ЧЗП}, \text{О}), \quad (10)$$

где НД – набор нарядов-допусков; ЗАВНЭС – заводской номер эскалатора; ПСЭ – подсистема эскалатора; ЭЭ – элемент эскалатора; ДПО – дата последнего обновления библиотеки; МПО – место последнего обновления библиотеки (IP-адрес с которого выполнено последнее обновление); ЧЗП – множества числовых значений параметров, полученных на соответствующем уровне проведения работ; О – ограничитель.

Как видно из описания формул (9) и (10), переменные НД и БНД включают все компоненты вектора причин и вектора следствий, необходимые для построения прогноза технического состояния эскалатора.

Взаимодействие между подразделениями метрополитена и сторонними исполнителями, организованное с учетом предложенной модели, реализованной через специальный электронный документооборот, обеспечивает постоянное накопление и обновление знаний о текущем состоянии эскалаторного парка, способствуя принятию оптимальных и актуальных управленческих решений в конкретной эксплуатационной ситуации.

Принятые таким образом управленческие решения обеспечивают:

- выделение эксплуатационного персонала в достаточном количестве и с достаточным уровнем квалификации;
- выделение необходимого и достаточного объема материально-технического снабжения, позволяющего выполнять трудоемкие ремонтно-ревизионные работы необходимым количеством рабочих групп;
- коррекцию и оптимизацию режимов работы эскалаторов и их групп за счет оценки соответствия установленным нормам текущих измеренных эксплуатационных и спрогнозированных параметров;
- сквозное планирование основных производственных процессов, ремонтов, реконструкции и замены эскалаторов, включая планирование потребности в запасах;
- рациональное распределение имеющихся ресурсов между потребителями;
- формирование более сбалансированного бюджета эскалаторного хозяйства метрополитена.

Использование предложенного подхода позволит обеспечить достаточную безопасность перевозки пассажиров и перевести системы эскалатора на более высокий уровень культуры эксплуатации.

Литература

1. Макаров К.В. Проблемы и перспективы развития подземного строительства в Санкт-Петербурге // *Аллея науки*. 2018. Т. 6, № 5 (21). С. 326–330.
2. Инструкция по техническому обслуживанию эскалаторов типа ЭТ-2, ЭТ-2М, ЭТ-3 [Текст]. СПб.: ГУП «Петербургский метрополитен», 2005.
3. Руководство по ремонту эскалаторов: РР-ЭМ 002-17. СПб.: ГУП «Петербургский метрополитен», 2017. 96 с.
4. Разработка норм межремонтного пробега эскалаторов типа ЭТ: отчет о НИР (промежуточ.):

Часть 2 ЛИИЖТ; рук. А.В. Каракулев; исполн.: коллект. авторов. Л., 1988. Инв. № С24362р.

5. Еланцев В.В. К вопросу повышения эффективности и безопасности эксплуатации тоннельных эскалаторов метрополитена. История формирования системы технического обслуживания и ремонта эскалаторного хозяйства метрополитена // *Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований*. 2020. № 5. С. 98–104.
6. Еланцев В.В. К вопросу повышения эффективности и безопасности эксплуатации тоннельных эскалаторов метрополитена. Механизмы управления ресурсами // *Вопросы современных технических наук: свежий взгляд и новые решения: сб. науч. тр. по итогам междунар. науч.-практ. конф. № 7, Екатеринбург, 11 марта 2020 г.*: НН: Изд-во Арел, 2020. С. 19–26.
7. Берман А.Ф. Информатика катастроф // *Пробл. безопас. и чрезв. Ситуаций. ВИНТИ РАН*. 2012. № 3, С. 17–37.
8. ГОСТ 20911-89. Техническая диагностика. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 2009. 9 с.
9. Еланцев В.В. К вопросу повышения эффективности и безопасности эксплуатации тоннельных эскалаторов метрополитена. Анализ параметров // *Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований*. 2020. № 3. С. 61–69.
10. Еланцев В.В. К вопросу о повышении эффективности и безопасности тоннельных эскалаторов. Информационный комплекс оперативного мониторинга состояния эскалатора // *Инновационные внедрения в области технических наук [Текст]: сб. науч. тр. по итогам междунар. науч.-практ. конф. № 5, Москва, 25 января 2020 г.*: НН: Изд-во Арел, 2020. С. 10–16.
11. Назаров А.В., Лоскутов А.И. Нейросетевые алгоритмы прогнозирования и оптимизации систем. Под ред. М.В. Финкова. СПб.: Наука и Техника, 2003. 384 с.
12. Еланцев В.В. К вопросу повышения эффективности и безопасности эксплуатации тоннельных эскалаторов метрополитена. Анализ пассажиропотока // *Вестник московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ)*. 2020. № 3 (62).

References

1. Makarov K.V. Problems and prospects for the development of underground construction in St. Petersburg. *Alleya nauki*. 2018. Vol. 6. No 5 (21), pp. 326–330 (in Russ.).

2. Instruksiya po tekhnicheskomu obsluzhivaniyu eskalatorov tipa ET-2, ET-2M, ET-3 [Instructions for the maintenance of ET-2, ET-2M, ET-3 type escalators]. SPb.: GUP «Peterburgskiy metropoliten», 2005.
3. Rukovodstvoporemontueskalatorov:RR-EM002-17 [Repair manual for escalators: RR-EM 002-17]. SPb.: GUP «Peterburgskiy metropoliten» Publ., 2017. 96 p.
4. Razrabotka norm mezhremontnogo probega eskalatorov tipa ET [Development of standards for the overhaul of ET escalators]: otchet o NIR (promezhutoch.) : Chast' 2 LIIZHT; ruk. A.V. Karakulev; ispoln.: kolekt. avtorov. Leningrad, 1988. Inv. No S24362r.
5. Yelantsev V.V. Improving the efficiency and safety of operation of underground tunnel escalators. The history of the formation of the system of maintenance and repair of the escalator facilities of the subway. Mezhdunarodnyy zhurnal prikladnykh i fundamental'nykh issledovaniy. 2020. No 5, pp. 98–104 (in Russ.).
6. Yelantsev V.V. Improving the efficiency and safety of operation of underground tunnel escalators. Resource management mechanisms. Voprosy sovremennykh tekhnicheskikh nauk: svezhiy vzglyad i novyye resheniya: sb. nauch. tr. po itogam mezhdunar. nauch.-prakt. konf. [Issues of modern technical sciences: a fresh look and new solutions: collection of articles of International scientific and practical conference] No 7, Yekaterinburg, 11 marta 2020 g.: NN: Izd-vo Areal Publ., 2020, pp. 19–26 (in Russ.).
7. Berman A.F. Disaster informatics. Probl. bezopas. i chrezv. situatsiy. VINITI RAN. 2012. No 3, pp. 17–37 (in Russ.).
8. GOST 20911-89. Technical diagnostics. Terms and definitions. Moscow: Izd-vo standartov Publ., 2009. 9 p.
9. Yelantsev V.V. Improving the efficiency and safety of operation of underground tunnel escalators. Parameter analysis. Mezhdunarodnyy zhurnal prikladnykh i fundamental'nykh issledovaniy. 2020. No 3, pp. 61–69 (in Russ.).
10. Yelantsev V.V. Improving the efficiency and safety of tunnel escalators. Information complex for operational monitoring of the escalator condition. Innovatsionnyye vnedreniya v oblasti tekhnicheskikh nauk: sb. nauch. tr. po itogam mezhdunar. nauch.-prakt. konf. [Innovative implementations in the field of technical sciences: collection of articles of International scientific and practical conference] No 5, Moscow, 25 yanvarya 2020 g.: NN: Izd-vo Areal Publ., 2020, pp. 10–16 (in Russ.).
11. Nazarov A.V., Loskutov A.I. Neyrosetevyye algoritmy prognozirovaniya i optimizatsii system [Neural network algorithms for predicting and optimizing systems]. Pod red. M.V. Finkova. SPb.: Nauka i Tekhnika Publ., 2003, 384 p.
12. Yelantsev V.V. Improving the efficiency and safety of operation of underground tunnel escalators. Analysis of passenger traffic. Vestnik moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta (MADI). 2020. No 3 (62).

IMPROVING THE EFFICIENCY AND SAFETY OF OPERATION OF UNDERGROUND TUNNEL ESCALATORS. FORECASTING MODEL

PhD in Engineering **V.A. Popov, V.V. Yelantsev**
Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, St. Petersburg, Russia
ew3012@gmail.com

The subways of Moscow and St. Petersburg are the oldest in Russia. Its infrastructure includes a diverse fleet of equipment. The fleet of rolling stock in the last decade was mainly renewed, while due to the peculiarities of operation and mainly for financial reasons, the escalator fleet will not be replaced for a long time. In this connection, the main task of the departments responsible for the operation of escalators is to maintain the rapidly aging fleet in good condition. Thus, a situation, when the escalator economy is a source of costs to meet the constantly increasing demand for resources is formed. At the same time, the limited allocation of all types of resources only aggravates the current situation.

The above circumstances contribute to the actualization of the issue of selection of tools, which makes it possible to increase the efficiency and safety of operation of underground tunnel escalators. According to the authors of the paper, one of such tools can be the forecasting of the technical state of the elements of the escalator subsystems, made on the basis of special routing of information flows, designed for the optimal distribution of allocated resources.

Since an escalator is a complex technical object of increased danger, the routing of information flows for it characterizing its technical condition is possible only on the basis of a preliminary decomposition into information levels.

For this reason, the beginning of the paper is devoted to the decomposition of the technical state of the escalator into four information levels, covering all aspects of the technical state from the micro-level of the state of materials from which the elements of the escalator subsystems are made, ending with the functional state of the entire escalator.

The purpose of the work is further revealed. It consists in describing a general mathematical model for predicting the technical state of the elements of the escalator subsystems and the requirements for its construction. The work describes the main task that solves the proposed forecast model. In conclusion, the options for using the proposed model are considered.

The scientific novelty of the proposed approach lies in the use of the modern mathematical apparatus of the fuzzy set theory for processing parametric information, elements of artificial intelligence, as well as a precedent approach in analyzing the operational situation, which, in combination, are necessary to build a predictive model of the technical state as applied to the escalator facilities of the subway. From a practical point of view, it should be noted that the proposed mathematical model, implemented on the basis of modern information technologies, will make it possible to more rationally adjust the mechanisms for allocating resources, while ensuring the necessary level of safety for passenger transportation.

Keywords: escalator, forecasting, maintenance and repair, precedent, neural network, technical condition.

Cite as: Popov V.A., Yelantsev V.V. Improving the efficiency and safety of operation of underground tunnel escalators. Forecasting model. *Izvestiya MG TU «MAMI»*. 2021. No 1 (47), pp. 12–22 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-12-22.

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК МОЩНОСТИ ВЕТРЯНЫХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПРОГРАММНОГО МОДУЛЯ WINDPOWERLIB

К.Т.Н. Ильичев В.Ю., К.Т.Н. Шевелев Д.В.

Калужский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»
patrol8@yandex.ru

Проблема использования альтернативных источников энергии с каждым годом приобретает все большую актуальность. Одним из видов наиболее перспективных установок альтернативной энергетики являются ветряные турбогенераторы.

Статья посвящена созданию и апробации расчетной программы для определения основных показателей ветряных генераторов – зависимости коэффициента мощности (КПД) и вырабатываемой мощности от скорости ветра, кривой изменения мощности по временным интервалам, средней мощности за год.

В начале работы приводятся основные сведения об установках альтернативной энергетики и в частности, о ветрогенераторах, рассматриваются их достоинства, недостатки и способы технико-экономического обоснования целесообразности применения в данной местности по статистическим данным о погодных условиях.

Далее упоминаются модули, используемые в программе, основным из которых является специальная библиотека команд для расчета ветряных турбоустановок Windpowerlib. Описывается последовательность реализации этапов алгоритма расчета: способов ввода погодных данных и основных характеристик турбины, процедуры расчета мощности турбогенератора, вывода результатов в виде качественно оформленных графиков.

Для апробации разработанной программы произведен расчет энергетических характеристик одного из наиболее распространенных и широко применяемых в мире ветрогенераторов – модели Siemens SWT 3.6-120, произведено сравнение результатов расчета с эксплуатационными данными, опубликованными фирмой-изготовителем данной установки. С помощью графиков доказана высокая степень соответствия рассчитанных и фактических характеристик. Определено изменение мощности установки в течение года по часовым временным промежуткам, а также средняя вырабатываемая за год мощность.

Полученный программный продукт позволяет конечному пользователю легко загрузить исходные данные и осуществить автоматический расчет всех вышеуказанных характеристик любой ветряной турбоустановки.

В заключении сделаны выводы о проделанной работе, приведены рекомендации для расширения сфер применения рассмотренной методики к определению характеристик прочих энергетических установок. Указано планируемое направление дальнейших исследований по данному направлению с использованием разработанного программного продукта.

Ключевые слова: альтернативная энергетика, ветряная турбина, ветрогенератор, мощность турбины, энергия ветра, модуль Windpowerlib, OpenEnergy Database.

Для цитирования: Ильичев В.Ю., Шевелев Д.В. Расчет характеристик мощности ветряных турбогенераторов с применением программного модуля Windpowerlib // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 1 (47). С. 23–31. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-23-31.

Введение

Доля нетрадиционных (альтернативных), особенно возобновляемых, источников электроэнергии в структуре мировой электрогенерации возрастает с каждым годом, что связано с исчерпанием и удорожанием таких ископаемых топлив, как нефть, газ, уголь. Особенно это характерно для регионов, не располагающих традиционными топливными ресурсами, а также для некоторых конечных автономных потребителей. Такими потребителями, к примеру, могут являться производители сельскохозяйственной продукции, фермерские хозяйства, военные части, поселки, расположенные вдали от цивилизации, на большом расстоянии от крупных электростанций и электрических сетей. Следует отметить, что конкурентоспособность установок альтернативной энергетики так же, как и их суммарная установленная мощность, с каждым годом возрастает благодаря улучшению их показателей, в частности уменьшению удельной стоимости энергии и повышению коэффициента полезного действия (КПД).

К наиболее широко применяемым альтернативным источникам электроэнергии относятся солнечные, ветряные, геотермальные электростанции, микро-ГЭС и установки, работающие на таких видах топлива, как дрова, торф, биогаз, иловые осадки и др. [1]. Для оптимального выбора конкретной электрической энергоустановки необходимо произвести сравнительный экономический анализ типов и моделей установок, представленных на рынке, их технических характеристик, условий эксплуатации и эффективности работы в данном регионе. Еще одним из факторов сравнения энергоисточников является их экологичность – минимизация вреда, причиняемого окружающей среде при эксплуатации.

Объектом данного исследования является один из видов установок альтернативной энергетики – ветряные генераторы. Их работа возможна как в составе энергосистемы, так и в качестве автономного источника электроэнергии. Возводятся также площадки с размещением нескольких (в некоторых случаях более 100) ветрогенераторов, работающих на общую электрическую сеть, называемые wind farm – ветряные фермы. Наибольшая установленная мощность ветрогенераторов размещена в Соединенных Штатах, в Германии, Дании, Нидерландах, Великобритании [2]. Всего в мире

насчитывается более 20 тысяч мощных ветроэлектростанций.

Преимуществами ветряных электростанций перед другими возобновляемыми энергоисточниками являются [3]:

- 1) использование неисчерпаемого и бесплатного источника энергии;
- 2) отсутствие отходов и выбросов вредных газов;
- 3) быстрота монтажа и простота обслуживания;
- 4) отсутствие ярко выраженной зависимости вырабатываемой мощности от сезона;
- 5) возможность обеспечения полной независимости от других источников электроэнергии при использовании аккумуляторов и инверторов напряжения;
- 6) длительный срок службы (обычно не менее 20–30 лет).

Целесообразность применения ветряной установки в рассматриваемом регионе в основном определяется средней скоростью ветра в течение года. При первом приближении, если средняя скорость ветра превышает 4 м/с, то установка ветрогенератора считается экономически целесообразной, а при скорости 7–10 м/с обычно достигается максимальный КПД. Особенно эффективна работа ветрогенераторов в открытом море и в прибрежных районах, отличающихся особенно высокой скоростью ветра [4]. Желательно размещать ветряное колесо на как можно большей высоте, т.к. скорость ветра с увеличением высоты также возрастает. Скорость ветра выше 25 м/с может привести к ускоренному износу и выходу из строя узлов установки, хотя современные ветряные турбогенераторы кратковременно выдерживают без разрушения нагрузки от ветра, дующего со скоростью до 70 м/с.

Основными недостатками ветряных электрогенераторов являются длительный срок окупаемости и очень высокая неравномерность выработки энергии, связанная с постоянным изменением скорости и направления ветра.

Теоретическая мощность ветроустановки пропорциональна кубу скорости ветра [5], однако в реальных условиях начиная с некоторого значения скорости ветра мощность не возрастает из-за стремительно увеличивающихся потерь энергии. Эти потери возникают из-за нерасчетных режимов обтекания лопастей, спрофилированных для работы на номинальном режиме; то есть лопасти имеют

фиксированные аэродинамические формы, которые могут обеспечивать максимальный КПД только при определенном направлении и скорости ветра [6].

Целью данной работы является разработка программы, позволяющей рассчитать и представить в виде графиков характеристики мощности ветрогенератора для заданного промежутка времени. Необходимо рассчитать изменение мощности по часовым промежуткам времени и среднюю вырабатываемую мощность в течение года. Эти данные необходимы для проведения технико-экономического обоснования использования исследуемой ветроустановки в заданном регионе.

Методы и средства проведения исследований

Традиционные средства расчета ветрогенераторов характеризуются следующими недостатками: реализация точных методов (с использованием трехмерного моделирования, моделей течения и пр.) является трудоемкой и дорогой для конечного пользователя, а оценочные расчеты (с использованием приближенных формул) дают низкую точность результатов. Однако в последние годы появились доступные программные средства, позволяющие реализовать совершенные и точные методы расчета энергоустановок достаточно простыми способами. Одно из наиболее подходящих с точки зрения авторов программных средств применяется в данном исследовании и кратко описывается в статье.

Программа расчета характеристик ветряного турбогенератора реализована с использованием языка Python, отличающегося универсальностью и удобством применения для создания научных приложений, и специальной, свободно распространяемой (freeware) библиотеки для работы с характеристиками энергетических ветроустановок Windpowerlib

[7], также созданной на языке Python. Данная библиотека ранее являлась частью модуля Feedinlib [8], объединяющего функции расчета солнечных и ветряных электростанций, но затем была выделена в качестве отдельного модуля для расчета только ветрогенераторов, т.к. появилась потребность в более подробном изучении и развитии именно этого направления электрогенерации.

Разработанная программа состоит из четырех функциональных блоков:

- 1) импорт данных о погоде по заданным временным отсчетам;
- 2) инициализация (задание характеристик) ветряной турбины;
- 3) расчет изменения мощности турбогенератора с течением времени с использованием функций модуля Windpowerlib;
- 4) визуализация рассчитанной зависимости с помощью библиотеки графического вывода Matplotlib.

Кроме библиотеки Windpowerlib, в начале программы загружаются следующие необходимые для осуществления вспомогательных операций модули Python: Os – для обработки системных событий, Pandas – для работы с базой погодных данных, Requests – для осуществления http-запросов к данным из сети интернет, Logging – для записи сообщений в log-файл при выполнении программы с целью ее отладки.

Импорт погодных данных осуществляется из базы данных, представленной в виде файла формата csv, размещаемого в директории с программой. Файл содержит почасовые данные за все дни 2010 г. о следующих параметрах: дата и время, атмосферное давление в Па, шероховатость местности [9] в м, температура в К и скорость ветра в м/с на двух разных высотах (таким образом задается так называемый профиль скорости ветра, необходимый для вычисления скорости ветра на высоте размещения ветряных колес (ветряков).

Таблица 1

Часть файла погодных данных для расчета ветрогенератора

Table 1. Part of the weather data file for calculating the wind turbine

variable_name, pressure, temperature, wind_speed, roughness_length, temperature, wind_speed
2010-01-01 00:00:00+01:00, 98405.7, 267.6, 5.32697, 0.15, 267.57, 7.80697
2010-01-01 01:00:00+01:00, 98382.7, 267.6, 5.46199, 0.15, 267.55, 7.86199
2010-01-01 02:00:00+01:00, 98362.9, 267.61, 5.67899, 0.15, 267.54, 8.59899
2010-01-01 03:00:00+01:00, 98340.9, 267.63, 5.68466, 0.15, 267.56, 7.89466
2010-01-01 04:00:00+01:00, 98336.8, 267.63, 5.38084, 0.15, 267.61, 7.57084
2010-01-01 05:00:00+01:00, 98334.2, 267.61, 5.28286, 0.15, 267.55, 7.51286

Начальная часть файла данных приведена в табл. 1. Данные по каждому временному отсчету представлены в отдельных строках и разделены запятыми.

В случае, если в директории с программой нет файла с погодными данными, данный файл скачивается из сети интернет по указанному пути и сохраняется на диск для дальнейшей работы с ним.

Для инициализации турбины необходимо задать ее номинальную мощность, высоту расположения ветряка, диаметр ротора и характеристику зависимости коэффициента мощности (КПД) от скорости ветра.

Ввод исходных данных для расчета ветряных турбин может выполняться одним из трех способов:

- 1) загружаться из открытой базы данных по турбинам OpenEnergy Database (oedb), которая поставляется вместе с модулем Windpowerlib;
- 2) вводиться непосредственно в виде параметров команд программы;
- 3) загружаться в виде пользовательского файла данных.

Для проведения расчета примера ветряной турбоустановки в данном исследовании был использован первый подход – загрузка из базы OpenEnergy Database характеристики ветрогенератора Siemens SWT 3.6-120. Данный ветрогенератор выбран потому, что для него на сайте компании-производителя приведе-

ны графики коэффициентов мощности и собственно мощности в зависимости от скорости ветра. Также эта установка является одной из самых популярных в мире для использования как в море, так и на суше.

Ветроэнергетическая установка SWT-3.6-120 [10] производится компанией Siemens Wind Power A/S из Дании. Номинальная мощность рассматриваемой установки – 3,6 МВт, максимальный диаметр ветроколеса – 120 м, высота его установки – 90 м.

Энергетические характеристики данного ветрогенератора приведены на рис. 1.

Коэффициент мощности показывает какая часть теоретической мощности ветрогенератора используется на совершение полезной работы (остальное уходит на потери мощности от трения, от неоптимального угла обтекания лопастей воздухом, потери в генераторе, контроллерах, проводах и др.). Таким образом, полезной работой является энергия, передаваемая ветроколесу, преобразуемая генератором в электрическую мощность и поставляемая в энергосистему [11].

Коэффициент мощности зависит от типоразмера ветроколеса и скорости ветра. Из кривой коэффициента мощности для установки SWT-3.6-120 (рис. 1) видно, что ветряк начинает вращаться при скорости ветра 3 м/с (скорость включения), далее коэффициент мощности растет и при скорости ветра 6–10 м/с (номинальная скорость) достигает максималь-

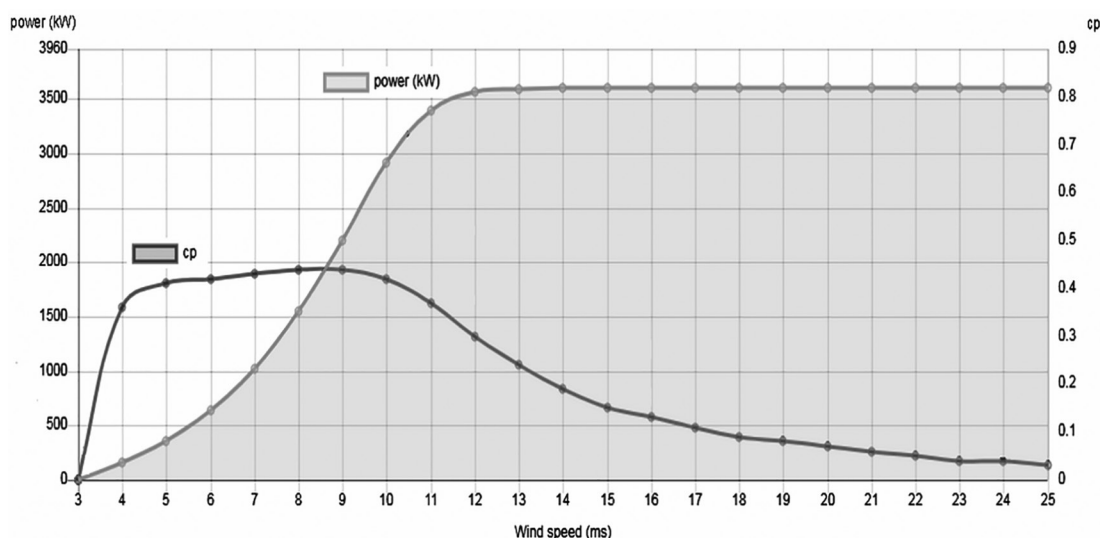


Рис. 1. Зависимость коэффициента мощности (c_p) и мощности (power – кривая с заливкой под ней), кВт, от скорости ветра, м/с, для ветрогенератора Siemens SWT 3.6-120.

Fig. 1. Dependence of the power factor (c_p) and power (power – the curve with filling under it), kW, on the wind speed, m/s, for the Siemens SWT 3.6-120 wind generator

ного значения (0,47–0,49), далее он начинает резко уменьшаться. Именно для номинальной скорости ветра спроектированы лопасти ветряка, и она должна соответствовать преобладающей скорости ветра в месте установки ветрогенератора.

Из рис. 1 видно, что начиная со скорости ветра 12 м/с мощность ветрогенератора становится максимальной и далее не увеличивается. Также не изменяется и скорость вращения ротора. Это достигается за счет системы автоматического управления ветряка (с использованием различных датчиков), а также с помощью системы регулирования генератора и того факта, что генератор не может выдать мощность выше максимально достижимой для него.

Указанные выше характеристики турбогенератора используются в качестве аргументов функции создания расчетной модели WindTurbine.

Имея характеристики мощности и зная погодные условия для каждого промежутка времени, можно рассчитать соответствующую им выходную мощность турбогенератора. Для этого используется функция ModelChain библиотеки Windpowerlib. Для ее использования необходимо также выбрать модель преобразования скорости ветра в показатели мощности из двух вариантов – логарифмическая или модель Хеллмана [12], модель плотности (зависимость плотности от высоты) – барометрическая или модель идеального газа, температурная модель (зависимость температуры от высоты) – линейный градиент или интерполяционная и другие параметры модельной цепи.

Далее с помощью описанных функций производится расчет ветрогенератора и с использованием возможностей библиотеки Matplotlib в графическом виде выводится зависимость мощности установки в Вт от времени. Данная библиотека позволяет получать графический материал, качественно оформленный согласно требованиям, принятым в международном научном сообществе.

Результаты исследований и их обсуждение

Приведенные выше исходные данные (погодные данные, типоразмер установки, высота размещения и диаметр ветроколеса) были использованы для расчета примера и демонстрации возможностей созданной программы.

Кривая коэффициента мощности c_p подгружалась автоматически из базы данных OpenEnergy Database. Она приведена на рис. 2 и имеет высокую степень соответствия с кривой, взятой с сайта фирмы-производителя (рис. 1).

По описанному алгоритму с помощью разработанной программы была вычислена и выведена в виде графика зависимость мощности ветрогенератора от скорости ветра, изображенная на рис. 3.

На рисунке видно, что вычисленная кривая мощности соответствует кривой, взятой с сайта производителя ветрогенератора (рис. 1), что доказывает высокую точность применяемого для расчета метода.

На следующем этапе вычислялась мощность установки по заданным в файле погодных данных временным промежуткам, которая с помощью команд библиотеки Matplotlib была представлена в виде графика (рис. 4).

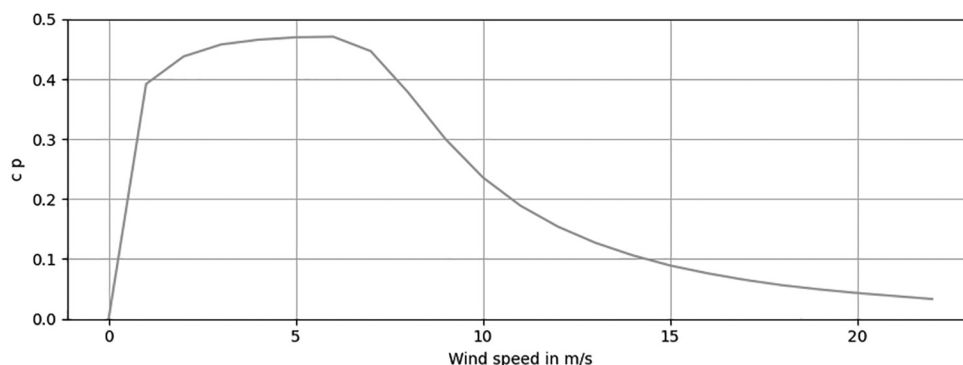


Рис. 2. Кривая мощности ветрогенератора Siemens SWT 3.6-120, полученная из базы данных OpenEnergy Database

Fig. 2. Power curve of a Siemens SWT 3.6-120 wind turbine obtained from the OpenEnergy Database

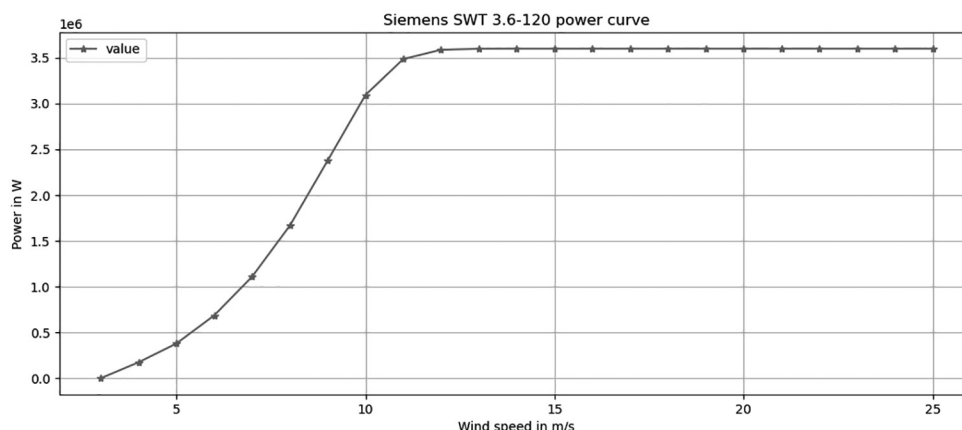


Рис. 3. Кривая мощности ветрогенератора Siemens SWT 3.6-120, полученная с помощью программы

Fig. 3. Power curve of wind turbine Siemens SWT 3.6-120, obtained using the program

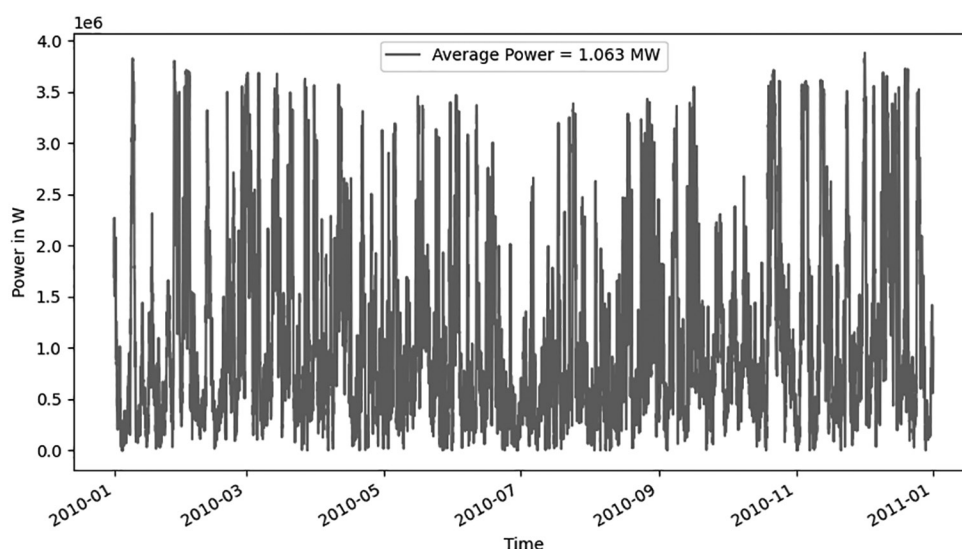


Рис. 4. Изменение мощности ветрогенератора по временным промежуткам

Fig. 4. Change in the power of the wind generator over time intervals

Из рисунка видно, что кривая изменения мощности имеет крайне неравномерный характер, что является одним из главных недостатков ветряных генераторов.

В верхней части графика выводится средняя за год вырабатываемая мощность установки. Она составила 1,063 МВт, то есть в 3,4 раза меньше, чем номинальная мощность.

Заключение

Таким образом, для достижения целей данной работы были решены следующие задачи:

- произведен краткий обзор альтернативных источников электрической энергии и в частности достоинств и недостатков энергетических ветряных установок;

- выбраны и описаны программные средства для реализации расчета характеристик ветряных турбогенераторов;

- разработана программа для определения коэффициентов мощности и выходной мощности заданного (инициализированного) ветрогенератора в зависимости от скорости ветра и других условий;

- в качестве примера произведен расчет мощностных характеристик установки Siemens SWT 3.6-120, показавший высокую степень соответствия результатов эксплуатационным данным, приведенным на сайте фирмы-производителя;

- произведен расчет изменения мощности ветрогенератора Siemens SWT 3.6-120 в течение года, а также его среднегодовая мощ-

ность, которая оказалась в несколько раз ниже номинальной, следовательно, доказана низкая целесообразность применения данной установки в регионе с заданными погодными условиями.

Проведенная работа доказывает удобство использования языка Python для создания программ расчета и исследования характеристик установок альтернативной энергетики. В рассматриваемом случае задача загрузки данных и расчета сильно упрощается (не в ущерб достигаемой точности) с помощью применения специального модуля Windpowerlib. Ранее преимущество использования библиотек Python было доказано авторами при рассмотрении других типов энергетического оборудования [13, 14].

Так как созданная в ходе данного исследования программа позволяет для заданных погодных условий в рассматриваемой местности рассчитать изменение мощности и среднегодовую мощность ветрогенератора, то с ее помощью можно обосновать выбор наиболее подходящей для конечного потребителя модели энергоустановки.

Программа позволяет определять как характеристики уже используемых установок, так и вновь проектируемых. Достигнутая автоматизация при ее внедрении приводит к уменьшению трудозатрат на этапе проектирования ветряных турбинных установок, а также к повышению их надежности и эффективности работы. Разработанная программа может использоваться при изучении основ расчета турбинных двигателей студентами вузов, персоналом, проектирующим и обслуживающим ветряные электростанции, и как наглядная иллюстрация применения языка Python для проведения расчетов в отрасли энергетики и турбиностроения.

В качестве дальнейшего развития описанных исследований по приведенной тематике планируется с помощью разработанного программного продукта произвести сравнительный технико-экономический анализ целесообразности применения различных моделей ветряных турбоустановок в различных регионах России.

Литература

1. Бухарицин П.И. Альтернативные источники энергии // Международный журнал экспериментального образования. 2015. № 8–2. 189 с.
2. Бухтияров В.В., Рябыкин А.А., Рындин Р.А., Золкин Д.О., Лютиков М.П. Сравнительный анализ альтернативных источников энергии // В сборнике: Перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении. Сборник научных статей 3-й Всероссийской научно-технической конференции с международным участием. Ответственный редактор А.А. Горюхов. 2018. С. 50–53.
3. Плюсы и минусы ветроэнергетики. URL: <https://alternativenergy.ru/vetroenergetika/581-plyusy-minusy-vetroenergetiki.html> (дата обращения: 29.07.2020).
4. Мощные ветрогенераторы: сравнительная характеристика. URL: <https://mirenergii.ru/energiyavetra/moshhnye-vetrogeneratory-sravnitel'naya-kharakteristika.html> (дата обращения: 29.07.2020).
5. Квитко А.В., Хицкова А.О. Характеристики ветра, особенности расчета ресурса и экономической эффективности ветровой энергетики // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2014. № 97. С. 359–374.
6. Что определяет мощность ветрогенератора. URL: http://e-veterok.ru/otvety_na_voprosy/3.php (дата обращения: 29.07.2020).
7. Windpowerlib documentation. URL: <https://windpowerlib.readthedocs.io/en/stable/> (дата обращения: 29.07.2020).
8. Feedinglib. Project description. URL: <https://pypi.org/project/feedinlib/0.1.0rc2/> (дата обращения: 29.07.2020).
9. Чернов Д.А., Тягунов М.Г., Дерюгина Г.В. Обоснование моделей вертикального профиля ветра на территории дальневосточного федерального округа России // Инновации в сельском хозяйстве. 2015. № 3 (13). С. 222–225.
10. Siemens SWT-3.6-120 Offshore. Техническое описание. URL: <https://ru.wind-turbine-models.com/turbines/669-siemens-swt-3.6-120-offshore> (дата обращения: 29.07.2020).
11. Пушкарев А.Э., Морозов Д.А., Пушкарева Л.А. Синтез структурной схемы и параметров ветроустановки малой мощности // Вестник Ижевского государственного технического университета. 2010. № 4. С. 25–29.
12. Дерюгина Г.В., Карпов Н.Д., Чернов Д.А. Исследование влияния различных факторов на энергоэффективность ветроэлектрической станции, внедряемой в локальную энергосистему // Электрооборудование: эксплуатация и ремонт. 2016. № 10. С. 20–29.

13. Ильичев В.Ю., Юрик Е.А. Исследование и оптимизация термодинамического цикла газотурбинного двигателя // Научное обозрение. Физико-математические науки. 2020. № 1. URL: <https://physics-mathematics.ru/article/view?id=90> (дата обращения: 29.07.2020).
 14. Ильичев В.Ю., Юрик Е.А. Разработка программы для исследования термодинамического цикла Ренкина // Научное обозрение. Технические науки. 2020. № 2. С. 32–36.
- ### References
1. Bukharitsin P.I. Alternative energy sources. *Mezhdunarodnyy zhurnal eksperimental'nogo obrazovaniya*. 2015. No 8–2. 189 p.
 2. Bukhtiyarov V.V., Ryabykin A.A., Ryndin R.A., Zolkin D.O., Lyutikov M.P. Comparative analysis of alternative energy sources. V *sbornike: Perspektivy razvitiya tekhnologii obrabotki i oborudovaniya v mashinostroyenii. Sbornik nauchnykh statey 3-y Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiyem* [In the collection: Prospects for the development of processing technologies and equipment in mechanical engineering. Collection of scientific articles of the 3rd All-Russian scientific and technical conference with international participation]. *Otvetstvennyy redaktor A.A. Gorokhov*. 2018, pp. 50–53 (in Russ.).
 3. Plyusy i minusy vetroenergetiki [Pros and cons of wind energy]. URL: <https://alternativenergy.ru/vetroenergetika/581-plyusy-minusy-vetroenergetiki.html> (accessed: 29.07.2020).
 4. Moshchnyye vetrogeneratory: sravnitel'naya kharakteristika [Powerful wind turbines: comparative characteristics]. URL: <https://mirenergii.ru/energiyavetra/moshhnye-vetrogeneratory-sravnitel'naya-kharakteristika.html> (accessed: 29.07.2020).
 5. Kvitko A.V., Khitskova A.O. Wind characteristics, features of calculating the resource and economic efficiency of wind energy. *Politematicheskii setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2014. No 97, pp. 359–374 (in Russ.).
 6. Chto opredelyayet moshchnost' vetrogeneratora [What determines the power of a wind generator]. URL: http://e-veterok.ru/otvety_na_voprosy/3.php (accessed: 29.07.2020).
 7. Windpowerlib documentation. URL: <https://windpowerlib.readthedocs.io/en/stable/> (accessed: 29.07.2020).
 8. Feedinglib. Project description. URL: <https://pypi.org/project/feedinlib/0.1.0rc2/> (accessed: 29.07.2020).
 9. Chernov D.A., Tyagunov M.G., Deryugina G.V. Substantiation of models of the vertical wind profile in the territory of the Far Eastern Federal District of Russia. *Innovatsii v sel'skom khozyaystve*. 2015. No 3 (13), pp. 222–225 (in Russ.).
 10. Siemens SWT-3.6-120 Offshore. *Tekhnicheskoye opisaniye*. URL: <https://ru.wind-turbine-models.com/turbines/669-siemens-swt-3.6-120-offshore> (accessed: 29.07.2020).
 11. Pushkarev A.E., Morozov D.A., Pushkareva L.A. Synthesis of the structural diagram and parameters of a low-power wind turbine. *Vestnik Izhevskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2010. No 4, pp. 25–29 (in Russ.).
 12. Deryugina G.V., Karpov N.D., Chernov D.A. Study of the influence of various factors on the energy efficiency of a wind power plant introduced into the local power system. *Elektrooborudovaniye: ekspluatatsiya i remont*. 2016. No 10, pp. 20–29 (in Russ.).
 13. Il'ichev V.YU., Yurik YE.A. Research and optimization of the thermodynamic cycle of a gas turbine engine. *Nauchnoye obozreniye. Fiziko-matematicheskiye nauki*. 2020. No 1. URL: <https://physics-mathematics.ru/article/view?id=90> (data obrashcheniya: 29.07.2020).
 14. Il'ichev V.YU., Yurik YE.A. Development of a program for the study of the Rankine thermodynamic cycle. *Nauchnoye obozreniye. Tekhnicheskkiye nauki*. 2020. No 2, pp. 32–36 (in Russ.).

CALCULATION OF WIND TURBINE GENERATOR POWER CHARACTERISTICS USING WINDPOWERLIB SOFTWARE MODULE

PhD in Engineering **V.YU. Ilichev**, PhD in Engineering **D.V. Shevelev**
Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University
patrol8@yandex.ru

The problem of using alternative energy sources is becoming more and more urgent every year. Wind turbogenerators are one of the most promising alternative power plants.

The article is devoted to the creation and testing of a calculation program for determining the main indicators of wind generators – the dependence of the power factor (efficiency) and the generated power on wind speed, the power change curve by time intervals, and the average power per year.

At the beginning of the work, basic information is given about alternative power plants, in particular, about wind generators, their advantages, disadvantages and methods of feasibility study for use in a given area according to weather statistics.

The following are the modules used in the program, the main of which is a special command library for calculating wind turbines Windpowerlib. The sequence of implementation of the calculation algorithm stages is described: methods of entering weather data and the main characteristics of the turbine, the procedure for calculating the power of the turbine generator, and the output of results in the form of qualitatively formalized graphs.

To test the developed program, the energy characteristics of one of the most common and widely used wind generators in the world were calculated – the Siemens SWT 3.6-120 model, the calculation results were compared with operational data published by the manufacturer of this plant. The graphs proved a high degree of conformity between the calculated and actual characteristics. The plant capacity change during the year is determined by hourly time intervals, as well as the average capacity generated per year.

The resulting software product allows the end user to easily download input data and automatically calculate all the above characteristics of any wind turbine.

In conclusion, conclusions were drawn on the work done, recommendations were made to expand the scope of the methodology to determine the characteristics of other power plants. The planned direction of further research in this area using the developed software product is indicated.

Keywords: *alternative energy, wind turbine, wind generator, turbine power, wind power, Windpowerlib module, OpenEnergy Database.*

Cite as: *Ilichev V.YU., Shevelev D.V. Calculation of wind turbine generator power characteristics using Windpowerlib software module. Izvestiya MGTU «MAMI». 2021. No 1 (47), pp. 23–31 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-23-31.*

О РАСЧЕТЕ КОЭФФИЦИЕНТА МЕСТНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ДИАФРАГМ В ПЕРЕХОДНОЙ И ЛАМИНАРНОЙ ОБЛАСТЯХ ТЕЧЕНИЯ

д.т.н. Кондратьев А.С., Огородник К.Ф., Фриха М.
Московский политехнический университет, Москва, Россия
ask41@mail.ru

В случае гидравлических машин и аппаратов местные гидравлические сопротивления, как правило, составляют определяющую часть суммарных потерь напора при работе любой гидромашин. Наиболее подробным справочником, выдержавшим множество изданий в нашей стране и изданным за рубежом, является «Справочник по гидравлическим сопротивлениям» И.Е. Идельчика. Вместе с тем, анализ, проведенный в цитируемой литературе, показал, что в зависимости от года издания справочника И.Е. Идельчика для одинаковых местных сопротивлений различия в численных значениях одного и того же местного гидравлического сопротивления могут достигать кратности. Целью настоящей работы является анализ приведенных в справочнике рекомендаций по расчету коэффициента гидравлического сопротивления диафрагм (отверстий) с любыми формами краев для различных условий перетекания потока в переходной и ламинарной областях внутри трубопровода постоянного поперечного сечения. В частности показано, что для расчета коэффициента заполнения сечения диафрагмы рекомендуются табличные значения, и приведена аналитическая зависимость, различия в численных значениях которой достигают 15 %, что вносит неопределенность в результаты конкретных расчетов. В значительно большей степени аналогичное положение имеет место и при использовании рекомендаций по расчету коэффициента гидравлического сопротивления. В этом случае также приведенные численные табличные значения коэффициентов гидравлического сопротивления трения при прохождении потока через отверстие и рассчитанные по приведенной аналитической зависимости различаются в кратности, что свидетельствует об отсутствии связи между ними. Этот вопрос требует дальнейшего специального рассмотрения.

Ключевые слова: коэффициент местного гидравлического сопротивления, диафрагма, ламинарный, переходный, режим течения.

Для цитирования: Кондратьев А.С., Огородник К.Ф., Фриха М. О расчете коэффициента местного гидравлического сопротивления диафрагм в переходной и ламинарной областях течения // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 1 (47). С. 32–37. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-32-37.

Введение

Расчет гидравлических потерь напора на местных гидравлических сопротивлениях является значимой составляющей общих гидравлических потерь напора гидросети. В случае гидравлических машин и аппаратов местные гидравлические сопротивления, как правило, составляют определяющую часть суммарных потерь напора при работе любой гидромашин. Естественно, в связи с унификацией большей части элементов гидравлического оборудования проводилось обобщение, в первую очередь, результатов экспериментальных исследований, что в сочетании с расчетно-теоретическими представлениями позволяло обосновать примени-

мость эмпирических и (или) теоретических зависимостей для широкой области изменения характеристик течения. Со временем эти материалы обобщались в виде различных справочников по гидравлическим сопротивлениям как в линейной части, так и для местных гидравлических сопротивлений (см., например [1, 2]). Наиболее подробным справочником, выдержавшим множество изданий в нашей стране и изданным за рубежом, является «Справочник по гидравлическим сопротивлениям» И.Е. Идельчика [3, 4]. Неудивительно, что часть рекомендаций, изложенных в [3], используют и в более поздних справочных изданиях другие авторы, например, в [5]. Анализ, проведенный в работе [6], показал, что в за-

висимости от года издания справочника И.Е. Идельчика для одинаковых местных сопротивлений различия в численных значениях одного и того же местного гидравлического сопротивления могут достигать кратности. К сожалению, большой объем справочного материала не позволяет в отдельных случаях избежать неточностей, приводящих к фактическим ошибкам в рекомендациях.

Целью настоящей работы является анализ рекомендаций по расчету коэффициента гидравлического сопротивления диафрагм (отверстий), приведенных в работе [3].

Методы проведения исследований

Конкретно анализируются рекомендации, касающиеся расчета коэффициентов гидравлического сопротивления диафрагмы (отверстия) с любыми формами краев для различных условий перетекания потока в переходной и ламинарной областях ($Re = W_0 D_g / \nu < 10^4 \div 10^5$) внутри трубопровода постоянного поперечного сечения ($F_1 = F_2$) [3]. Поперечное сечение диафрагмы показано на рисунке.

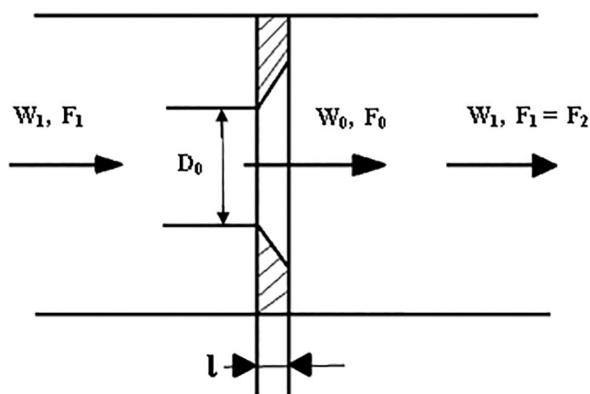


Рис. Схема течения жидкости через диафрагму конечной толщины

Fig. Scheme of fluid flow through a diaphragm of finite thickness

Поскольку трубопровод имеет постоянное поперечное сечение, то скорости жидкости до и после диафрагмы равны ($W_1 = W_2$). Так как поперечное сечение диафрагмы определяется гидравлическим диаметром $D_g = 4F_0 / \Pi_0$, где F_0 – площадь поперечного сечения диафрагмы, а Π_0 – ее смоченный периметр, отсюда следует, что в общем случае поперечное сечение диафрагмы может отличаться от окружности. Толщина диафрагмы l , а D_0 – диаметр диафрагмы при круговом отверстии.

При малых числах Рейнольдса $Re < 10$ коэффициент гидравлического сопротивления определяется выражением [3]:

$$\xi = \Delta p / (\rho W_1^2 / 2) = (33 / Re)(F_1 / F_0)^2, \quad (1)$$

где Δp – перепад давления на диафрагме.

Из этого выражения следует, что формально при $F \rightarrow 0$ $\xi \rightarrow \infty$, то есть фактическое течение жидкости через диафрагму прекращается ввиду отсутствия последней.

В области небольших чисел Рейнольдса $10 < Re < 30$ [3]

$$\xi = \Delta p / (\rho W_1^2 / 2) = (33 / Re)(F_1 / F_0)^2 + \varepsilon_{0Re} \xi_{1кв}, \quad (2)$$

где значения величины $\xi_{1кв}$ предлагается определять по соответствующим диаграммам, приведенным в предшествующих разделах справочника [3].

Последнее пояснение представляется весьма неопределенным, поскольку в этих разделах анализировались другие, отличные от рассматриваемого случаи движения жидкости через местные сопротивления другой, отличной от анализируемой, конкретной формы диафрагмы (отверстия) и режимом течения жидкости.

Коэффициент ε_{0Re} , характеризующий степень заполнения диафрагмы, определяется с использованием табличных значений или может быть рассчитан по эмпирической зависимости

$$\varepsilon_{0Re} = \sum_{i=0}^5 a_i (\lg Re)^i, \quad (3)$$

где $a_0 = 0,461465$; $a_1 = -0,2648592$; $a_2 = 0,203047$; $a_3 = -0,06602521$; $a_4 = 0,01325519$; $a_5 = -0,001058041$.

В таблице 1 указаны табличные значения функции ε_{0Re} , приведенные в [3] и рассчитанные по формуле (3).

Причины достаточного значимого расхождения табличных и расчетных значений величины ε_{0Re} в [3], достигающего 15 %, не комментируются. Также не приводится расчетная формула, по которой определены табличные величины. При проведении практических расчетов использование табличных значений усложняет процедуру расчета, поскольку будет необходимо использовать процедуру интерполяции для произвольных значений чисел Рейнольдса. Формула (3) представляется также неоправданно усложненной. Используя «Онлайн-калькулятор: Аппроксимация функ-

Таблица 1

Значения функции ε_{0Re} в зависимости от числа Рейнольдса
Table 1. Function ε_{0Re} values depending on the Reynolds number

Re	10	30	10^2	$4 \cdot 10^2$	10^3	$4 \cdot 10^3$	10^4	$4 \cdot 10^4$	10^5	$4 \cdot 10^5$
Таб. знач.	0,34	0,36	0,45	0,58	0,65	0,74	0,80	0,85	0,90	1,0
Формула (3)	0,35	0,36	0,39	0,47	0,53	0,65	0,74	0,87	0,94	0,96
Формула (4)	0,33	0,37	0,42	0,49	0,54	0,63	0,70	0,81	0,90	1,05

ции одной переменной», получим простое выражения для расчета величины ε_{0Re} :

$$\varepsilon_{0Re} = 0,2531Re^{0,1103}. \quad (4)$$

В нижней строке таблицы 1 приведены величины ε_{0Re} , определенные по формуле (4), которые достаточно удовлетворительно в ламинарной области течения согласуются с расчетными значениями, определенными по формуле (3).

В области $30 < Re < 10^4 \div 10^5$ рекомендуется следующая зависимость [3]:

$$\xi = \Delta p / (\rho W_1^2 / 2) = \xi_\phi (F_1 / F_0)^2 + \varepsilon_{0Re} \xi_{1кв}. \quad (5)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления ξ_ϕ определяется с использованием приведенных в [3] табличных значений (в этом случае также не приводится расчетная формула, по которой определены табличные величины) или может быть рассчитан по следующей зависимости, также приведенной в [3].

$$\begin{aligned} \xi_\phi = [18,78 - 7,768(F_1 / F_0) + 6,337(F_1 / F_0)^2] \times \\ \times \exp \{ [-0,942 - 7,246(F_0 / F_1) - 3,878(F_0 / F_1)^2] \times \\ \times (\lg Re) \}. \end{aligned} \quad (6)$$

В таблице 2 приведены значения коэффициента гидравлического сопротивления ξ_ϕ , представленные в [3] и рассчитанные по формуле (6) на первой и второй строках.

В работе [3], видимо, имела место опечатка, и вместо приведенного значения $F_0 / F_1 = 0,1$ указывалась величина $F_0 / F_1 = 0$. То же самое приведено и в [5], что указывает на чисто механический перенос заимствованной информации.

Табличные значения коэффициента гидравлического сопротивления ξ_ϕ , приведенные в работе [3], можно сказать, практически не совпадают с расчетными значениями, определенными по формуле (6). В таблице 2 значение $\xi_\phi = 0$ означает, что оно меньше предшествующего значения ξ_ϕ при $F_0 / F_1 = \text{const}$ в кратности и фактически близко к нулю.

Вместо зависимости (6) можно использовать аппроксимирующую зависимость экспоненциально вида

$$\xi_\phi = A Re^{-B}. \quad (7)$$

Для значений $0,1 \leq (F_0 / F_1) \leq 0,5$ в таблице 2 в нижних строках приведены величины ξ_ϕ , определенные по формуле (7) для: $F_0 / F_1 = 0,1$ при $A = 580,5337$ и $B = -0,742$; $F_0 / F_1 = 0,2$ при $A = 183,036$ и $B = -1,1051$; $F_0 / F_1 = 0,3$ при $A = 61,3181$ и $B = -1,4942$; при $F_0 / F_1 = 0,4$ $A = 65,4109$ и $B = -2,0401$, которые практически точно согласуются с расчетными значениями, определенными по формуле (6) при тех же значениях величин (F_0 / F_1) . То есть, в общем случае коэффициенты A и B зависят от величин (F_0 / F_1) .

Во всех случаях табличные значения величин ξ_ϕ во все большей степени превосходят расчетные значения, определяемые по формулам (6) или (7). Это расхождение табличных и расчетных значений величины ξ_ϕ практически свидетельствует об отсутствии какой-либо связи между ними.

Отметим также, что на рисунке обозначена толщина диафрагмы l , которая не фигурирует в рекомендуемых расчетных соотношениях, хотя, безусловно, влияет на общее гидравлическое сопротивление диафрагмы и, казалось бы, должно быть отражено в приводимых табличных или расчетных зависимостях.

В работе [3] при обосновании рассмотренной процедуры определения коэффициента гидравлического сопротивления диафрагмы имеется ссылка на работу автора [6], в которой в частности рассматривается влияние вязкости на гидравлическое сопротивление диафрагм представленного типа. Для больших чисел Рейнольдса используется выражение подобное (5):

$$\begin{aligned} \xi = \Delta p / (\rho W_1^2 / 2) = \{ \xi_\phi + \varepsilon_{0Re} [(0,5 + \tau(1 - F_0 / F_1)^{1/2}) \times \\ \times (1 - F_0 / F_1) + (1 - F_0 / F_1)^2] + \lambda l / D_g \} (F_1 / F_0)^2, \end{aligned} \quad (8)$$

Таблица 2

Значения коэффициента гидравлического сопротивления ξ_{φ} от числа Re

Table 2. The values of the coefficient of hydraulic resistance ξ_{φ} from the Re number

(F_0/F_1)	Re								
	30	10^2	$4 \cdot 10^2$	10^3	$4 \cdot 10^3$	10^4	$2 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^5$
0,1	1,94	0,89	0,64	0,39	0,22	0,15	0,11	0,04	0,01
	46,3	19,0	6,80	3,45	1,24	0,63	0,38	0,11	0,068
	46,5	19,0	6,81	3,45	1,23	0,625	0,374	0,11	0,068
0,2	1,78	0,85	0,57	0,36	0,20	0,13	0,09	0,03	0,01
	3,21	0,85	0,18	0,066	0,014	0,0052	0,0024	0,0004	0
	3,21	0,85	0,18	0,066	0,014	0,0052	0,0024	0,0004	0
0,3	1,57	0,75	0,43	0,30	0,17	0,10	0,07	0,02	0,01
	0,38	0,062	0,008	0,002	0,0002	0	0	0	0
	0,38	0,063	0,008	0,002	0,0002	0	0	0	0
0,4	1,35	0,57	0,28	0,19	0,10	0,06	0,04	0,02	0,01
	0,054	0,0057	0,00035	0	0	0	0	0	0
	0,053	0,0054	0,00032	0	0	0	0	0	0
0,5	1,10	0,34	0,12	0,07	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01
	0,008	0,0004	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,6	0,85	0,19	0,06	0,03	0,01	0,01	0	0	0
	0,001	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,7	0,58	0,11	0,03	0,02	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,8	0,40	0,06	0,02	0,01	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,9	0,20	0,03	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,95	0,03	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0

где τ – эмпирическая поправочная функция, учитывающая влияние формы и толщины стенки в месте отверстия на его гидравлическое сопротивление; λ – коэффициент сопротивления трения потока жидкости внутри диафрагмы (отверстия), который определяется по локальной скорости $W_0 = W_1(F_1 / F_0)$ в отверстии.

Величина τ определяется в табличном виде и может быть рассчитана по эмпирическим зависимостям:

$$\tau = [2,4 - (l / D_g)] \cdot 10^{-6}; \quad (9)$$

$$\theta = 0,25 + 0,535(l / D_g)^8 / [0,05 + (l / D_g)^7].$$

В таблице 3 приведены значения параметра τ в зависимости от безразмерной длины диафрагмы (l/Dg) .

В этом случае табличные значения τ достаточно удовлетворительно совпадают с расчетными величинами τ , определенными по формуле (9), отличие достигает примерно 8 %.

Из сравнения выражений (5) и (8) получим

$$\xi_{ik} = \{[(0,5 + \tau(1 - F_0 / F_1)^{1/2})(1 - F_0 / F_1) + (1 - F_0 / F_1)^2] + \lambda l / D_g\} (F_1 / F_0)^2. \quad (10)$$

Использование выражений (8) или (10) методически представляется более обоснованным, поскольку член $\lambda(l / D_g)(F_1 / F_0)^2$ в явном виде определяет вклад гидродинамического трения при течении жидкости внутри диафрагмы в суммарное гидравлическое сопротивление. Отметим, что если диафрагма трансформируется в трубу меньшего диаметра большей протяженности, то в этом случае

Таблица 3

Значения параметра τ в зависимости от безразмерной длины диафрагмы (l/D_g)

Table 3. Parameter τ values depending on the dimensionless length of the aperture (l/D_g)

(l/D_g)	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4
Т.з.	1,35	1,22	1,10	0,84	0,42	0,24	0,16	0,07	0,02	0
Формула (9)	1,35	1,24	1,11	0,78	0,41	0,24	0,16	0,06	0,02	0

также возможно использование такого представления.

На основе проведенного анализа в промежуточной области чисел Рейнольдса $10 < Re < 30$, учитывая ожидаемый непрерывный характер изменения гидравлического сопротивления внутри сравнительно небольшого диапазона чисел Рейнольдса, допустим расчет коэффициента гидравлического сопротивления провести, используя линейную интерполяцию, по формуле

$$\xi = \xi_{Re=10} - [(\xi_{Re=10} - \xi_{Re=30}) / 20](Re - 10), \quad (11)$$

где $\xi_{Re=10}$ рассчитывается по формуле (1) при $Re = 10$; $\xi_{Re=30}$ рассчитывается по формуле (8) при $Re = 30$.

Заключение

Выполненный анализ показал, что, рекомендации, содержащиеся в работе [3], относящиеся к расчету потерь давления при течениях жидкости через диафрагмы (отверстия) с любыми формами краев, включают, можно сказать, противоречивые утверждения в части определения величин коэффициента гидравлического сопротивления ξ_ϕ при величинах $(F_0 / F_1) > 0,3$ и нуждаются в уточнении.

Показано, что представление табличных значений какого-либо параметра или функции без соответствующего, описывающего его расчетного математического выражения, может приводить к некорректному пониманию рекомендаций.

Литература

1. Справочник по гидравлическим расчетам / под ред. П.Г. Киселева. М. Энергия. 1977. 157 с.
2. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. М. Недра. 1982. 224 с.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Под ред. М.О. Штейнберга. М. Машиностроение. 1992. 672 с.
4. Idel'chik I.E. Handbook of Hydraulic Resistance. Begell House. 1996. 790 p.
5. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем. Под ред. Юрьева А.С. С.-Пб, АНО НПО «Мир и семья». 2001. 1154 с.
6. Кондратьев А.С. Аппроксимирующие зависимости для расчета коэффициентов сопротивления конусов, полусферы, диафрагмы и решетки в свободном и стесненном потоках. Проб. аксиом. в гидрогазод. Вып. 14. М. Век книги. 2007. С. 62–70.
7. Идельчик И.Е. Учет влияния вязкости на гидравлическое сопротивление диафрагм и решеток. Теплоэнергетика. 1960. № 9. с. 75–80.

Reference

1. Spravochnik po gidravlicheskim raschetam [Handbook on hydraulic calculations]. pod red. P.G. Kiseleva. M. Energiya. 1977. 157 p.
2. Al'tshul' A.D. Gidravlicheskiye soprotivleniya [Hydraulic resistance]. Moscow. Nedra Publ., 1982. 224 p.
3. Idel'chik I.E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniya [Reference book on hydraulic resistance]. Pod red. M.O. Shteynberga. Moscow. Mashinostroyeniye Publ. 1992. 672 p.
4. Idel'chik I.E. Handbook of Hydraulic Resistance. Begell House. 1996. 790 p.
5. Spravochnik po raschetam gidravlicheskih i ventilyatsionnykh system [Handbook for calculations of hydraulic and ventilation systems]. Pod red. Yur'yeva A.S. S. – Pb, ANO NPO «Mir i sem'YA». 2001. 1154 p.
6. Kondrat'yev A.S. Approximating dependences for calculating the drag coefficients of cones, hemisphere, diaphragm and grating in free and constrained flows. Prob. aksiom. v gidrogazod. Vyp. 14. M. Vek knigi. 2007, pp. 62–70 (in Russ.).
7. Idel'chik I.E. Calculation of the effect of viscosity on the hydraulic resistance of diaphragms and grids. Teploenergetika. 1960. No 9, pp. 75–80 (in Russ.).

CALCULATION OF THE COEFFICIENT OF LOCAL HYDRAULIC DIAPHRAGM RESISTANCE IN TRANSITIONAL AND LAMINAR AREAS OF FLOW

DSc in Engineering **A.S. Kondratyev, K.F. Ogorodnik, M. Frikha**
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
ask41@mail.ru

In the case of hydraulic machines and devices, local hydraulic resistances, as a rule, constitute the determining part of the total head losses during the operation of any hydraulic machine. The most detailed reference book, which has gone through many editions in our country and published abroad, is the "Reference book on hydraulic resistance" by I.E. Idelchik. At the same time, the analysis carried out in the cited literature showed that, depending on the year of publication of the reference book by I.E. Idelchik, for the same local resistance, the difference in the numerical values of the same local hydraulic resistance can reach a multiplicity. The purpose of this work is to analyze the recommendations given in the handbook for calculating the hydraulic resistance coefficient of diaphragms (holes) with any edge shapes for various conditions of flow overflow in the transition and laminar regions inside a pipeline of constant cross-section. In particular, it is shown that tabular values are recommended for calculating the filling factor of the diaphragm section and an analytical dependence is given, the differences in the numerical values of which reach 15%, which introduces uncertainty in the results of specific calculations. To a much greater extent, a similar situation takes place when using the recommendations for calculating the coefficient of hydraulic resistance. In this case, also, the given numerical tabular values of the coefficients of hydraulic friction resistance when the flow passes through the hole and calculated from the given analytical dependence, differ in multiplicity, which indicates the absence of a connection between them. This issue requires further special consideration.

Keywords: coefficient of local hydraulic resistance, diaphragm, laminar, transient, flow regime.

Cite as: Kondratyev A.S., Ogorodnik K.F., Frikha M. Calculation of the coefficient of local hydraulic diaphragm resistance in transitional and laminar areas of flow. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 1 (47), pp. 32–37 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-32-37.

NUMERICAL SIMULATION OF DYNAMIC PROCESSES IN TRANSMISSION OF VEHICLE

DSc in Engineering **Hoodorozhkov S.I.**, PhD in Engineering **Krasilnikov A.A.**
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia
xcu-55@mail.ru, a_kr36@mail.ru

The article considers the issues of digital modeling of dynamic processes in the transmissions of transport vehicles. The purpose of this research was to develop an algorithm for numerical mathematical modeling of dynamic processes in the transmissions of transport vehicles using modern digital software packages. The method includes a systematic approach to the study of dynamic processes during switching, based on modeling the operation of the gearbox together with the internal combustion engine (taking into account its dynamic, speed and load characteristics). The order of application of the MATLAB – Simulink, Simscape software packages for numerical simulation of dynamic processes is considered. Using the fundamental blocks of these applications, models of physical components are created: the internal combustion engine, friction clutches, gearboxes, elastic shafts, damping devices, and tractor power transmission control systems. A digital model of the tractor transmission is created, its design scheme is given, and the initial characteristics are set. It was used to simulate dynamic processes in the tractor gearbox. The main attention in this paper is paid to the application of the proposed method for calculating the dynamic processes in the gearbox during gear changes under load with forward and reverse switching, including the simultaneous use of several friction clutches.

Keywords: transmission, numerical simulation, gearbox, agricultural tractor, dynamic processes.

Cite as: Hoodorozhkov S.I., Krasilnikov A.A. Numerical simulation of dynamic processes in transmission of vehicle. *Izvestiya MG TU «MAMI»*. 2021. No 1 (47), pp. 38–45 (in Russ.).
DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-38-45

Introduction

Dynamic processes in vehicle transmissions, particularly when shifting gears in a change gearbox (CG), are complex owing to the presence of inertial elastic links, such as flexible shafts, gears, and engine flywheels. This is particularly true in tractor transmissions, where gear shifting occurs under load, necessitating the absence of a power flow break in the machine transmission during gear changes.

In this context, the analysis of the gear shifting process is one of the most complicated types of transient processes in transport and traction machine transmissions [1–5]. Gear shifting is performed in the CG under consideration using frictional control elements (disc friction clutches). When shifting gears, several friction clutches may work simultaneously. The current calculation methods do not fully reflect the dynamic processes in the CG while switching stages under

load with the simultaneous use of several friction clutches [6–9].

The difficulties of analyzing working processes in automotive vehicle transmissions and gear shifting control have been addressed in previous studies [10–13]. The use of modern software tools for engineering calculations, such as the MATLAB package, which includes Simulink and Simscape, can ease the implementation of dynamic power transmission calculations.

This study is aimed at developing an algorithm for numerical mathematical modeling of dynamic processes in vehicle transmissions based on a systematic approach to the study of dynamic processes when gear shifting in a CG.

Problem-solving method

Modern software tools for engineering calculations proposed for digital modeling of dynamic processes in vehicle transmissions

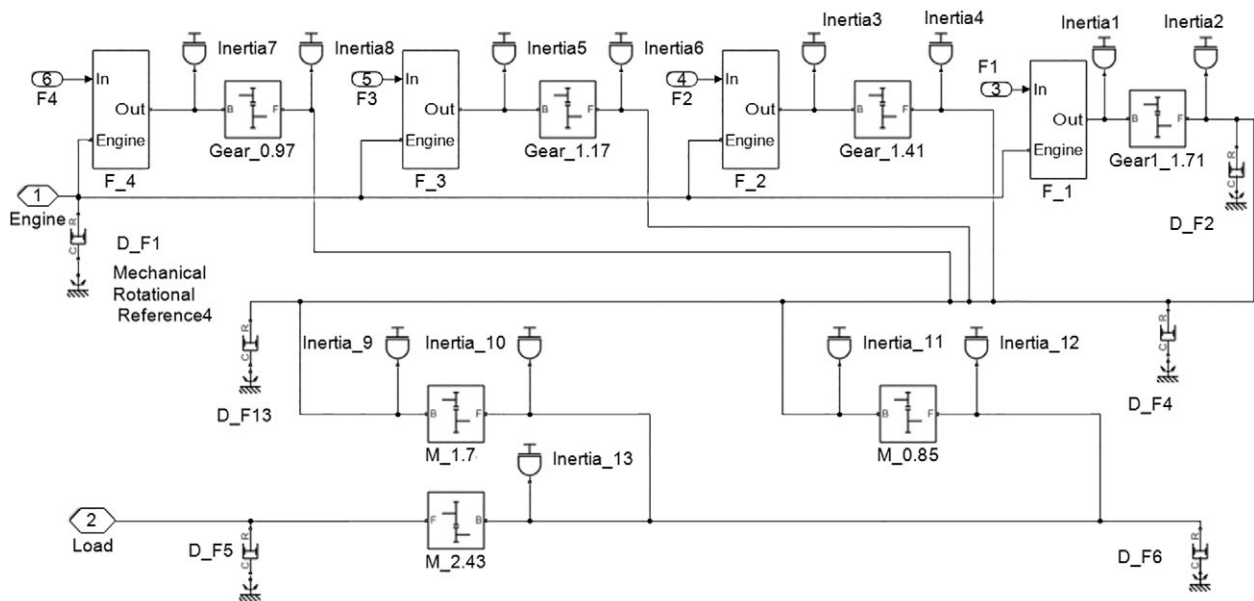


Fig. 1. Simscape model of the mechanical gearbox system

in this work include the MATLAB package applications, Simulink and Simscape [14, 15]. The dynamic calculations of power transmissions can be significantly simplified as a result. The MATLAB packages, Simulink and Simscape, provide fundamental blocks for modeling physical components, such as an internal combustion engine, control friction clutch, gear reducer, resilient shafts, dampers, and other power transmission components. Simscape automatically deduces differential equations that characterize system behavior from a model that is similar in appearance to a kinematic diagram.

The method and procedure for using the MATLAB package for analyzing dynamic processes in transport vehicle transmission are considered in the example of modeling the operation of the gearbox of an agricultural tractor (Kirovets K-744).

Based on the known kinematic, inertial elastic, and damping parameters of the gearbox, a Simscape model for simulating dynamic processes was developed. Figure 1 depicts the CG model.

In Figure 1, the gearbox shafts are presented as standard library blocks. The inertia of the driving and driven masses of friction clutches, and gears fixed on the shafts, are characterized by the flexible shaft, which describes the elastic-damping and inertial properties of the sections at the connection points of the inertia blocks.

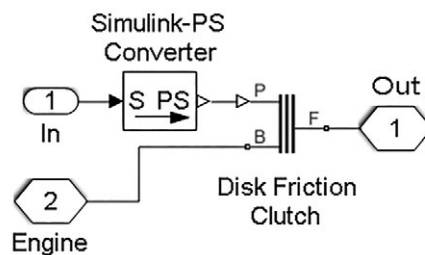


Fig. 2. Friction unit subsystem

The input shaft of the gearbox is represented by sections connected at the input to the engine port and at the output to the subsystems F, which represent friction units.

Four Gear blocks and two M blocks are used to specify the gear properties. Shaft bearings supports are represented by blocks with D pivot bearings.

The transfer shaft is represented by a section connected to the load outlet port.

“Friction unit” F subsystems represent block diagrams of the same type, corresponding to Figure 2.

The following basic typical blocks are included in CG Simscape models:

A typical disk friction clutch block is a friction clutch with sets of friction discs. The clutch is bi-directional, allowing it to slide in both positive and negative directions. The block provides

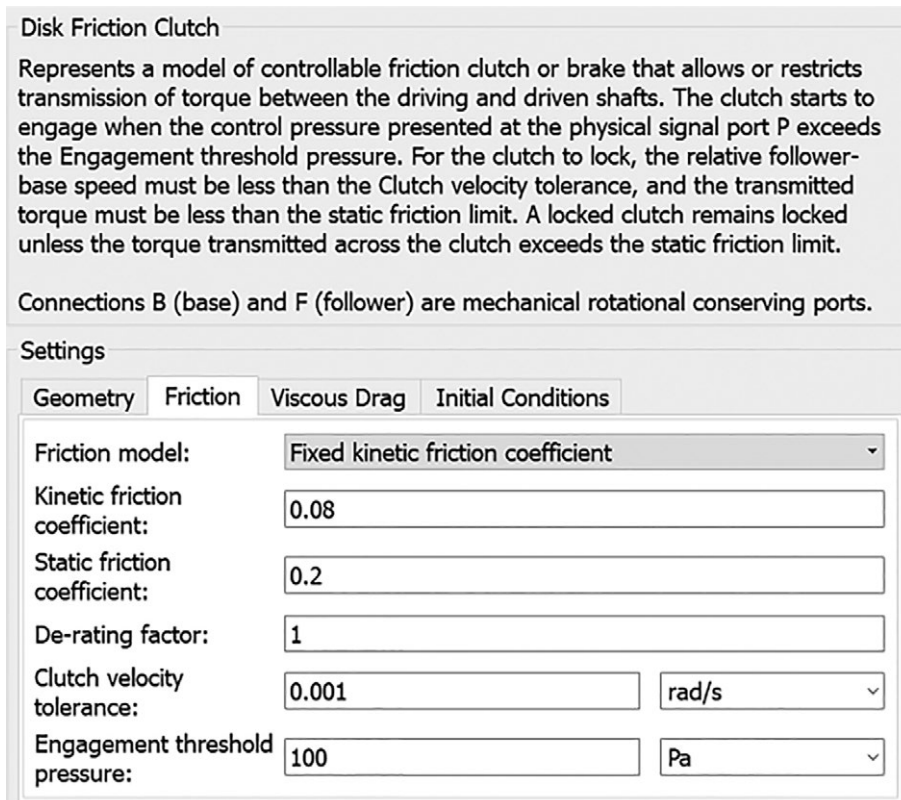


Fig. 3. Disk Friction Clutch block parameters window

a physical signal input port for applied pressure to the friction discs. The window of the block parameters is presented in Figure 3.

Typical block inertia is an ideal mechanical rotational inertia, in which the parameter window comprises the moments of inertia

values of the gearbox rotating masses, as used in the model in Figure 1 (Table 1).

A typical simple gear block represents a gear set with a fixed gear ratio. The gear ratio is calculated as the ratio of the number of teeth on the driven wheel (port F) to the number

Table 1.

Moments of inertia of the gearbox rotating masses

Seq No	Designation of mass	Moment of inertia, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
1	Inertia_1	0,25
2	Inertia_2	0,10
3	Inertia_3	0,25
4	Inertia_4	0,10
5	Inertia_5	0,25
6	Inertia_6	0,10
7	Inertia_7	0,25
8	Inertia_8	0,10
9	Inertia_9	0,15
10	Inertia_10	0,25
11	Inertia_11	0,15
12	Inertia_12	0,20
13	Inertia_13	0,15

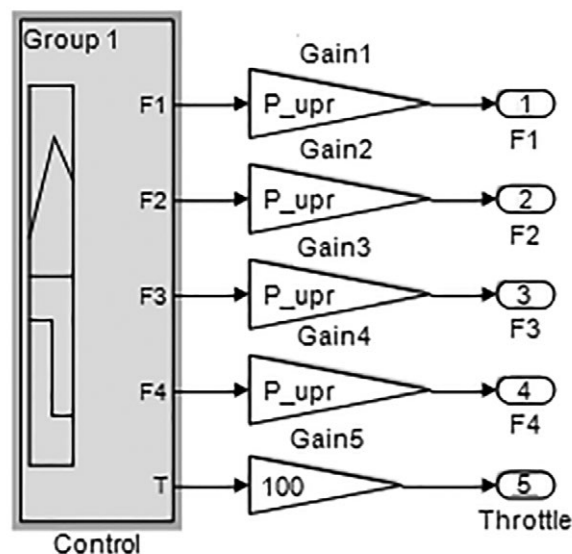


Fig. 4. Control subsystem

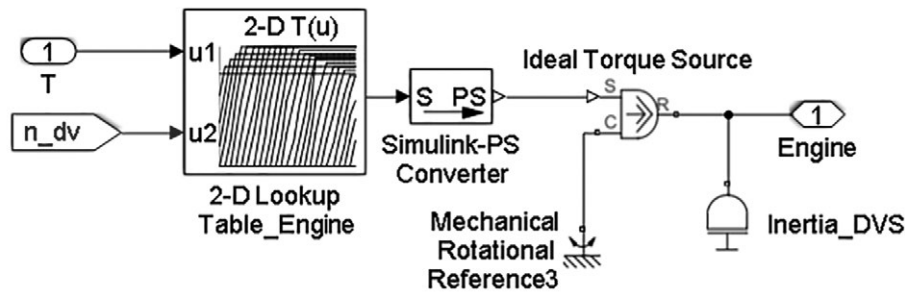


Fig. 5. Engine subsystem

Table 2.

Gear ratios

Seq No	Designation of a pair of toothed wheels	Gear ratio
1	Gear_1.71	1,71
2	Gear_1.41	1,41
3	Gear_1.17	1,17
4	Gear_0.97	0,97
5	M_0.83	0,85
6	M_1.74	1,70
7	M_2.43	2,43

of teeth on the driving wheel (port B) – (NF/NB). Gear ratios are entered in the parameter window of the block (Table 2).

The Simscape blocks connected in series, namely the control block, the engine block, the transmission block, the load block, and the monitor block of the calculation results visualization, are represented by the generalized transmission model of a tractor with an engine.

Figure 4 depicts the control subsystem is. The signal builder block in the subsystem generates control actions for the friction units F_1, F_2, F_3, and F_4 of the gearbox and the fuel supply to the throttle engine cylinders. The gain blocks convert friction clutch control movements into pressure with a maximum value of 0.9 MPa and fuel supply as a percentage of the maximum value (100%).

Figure 5 presents the subsystem engine, which includes the 2-D lookup table block.

The 2-D lookup table block matches the input data with the output value by searching or interpolating a table of values provided by the block parameters. The parameters of the external and regulatory characteristics of the engine are represented in the matrix of the 2-D lookup table block.

The load subsystem uses the signal builder block to generate loads on the transmission output shaft in the mode of constant resistance torque or constant power.

Results and discussion

The following are the results of applying this model to numerically simulate dynamic processes in the CG during gear shifting. Control commands are sent to the CG friction control elements at certain points in time to turn on/off the corresponding friction clutches to calculate the gear shifting process.

Figure 6 illustrates the type of control actions used in a numerical simulation of starting a tractor from a standstill and acceleration with upshifting from the first to fourth gear.

Figure 7 presents the curves of changes in engine revolutions (upper curve) and torque Mengine (lower curve) derived by calculations during sequential shifting from first to fourth gear when starting the tractor from a standstill.

At the beginning of the machine movement process, the friction clutch F1 is activated according to a linear law of increment from zero to 0.9 MPa for 0.45 seconds. This takes into account the joint operation of the engine and transmission. At this time, the friction moment of the F1 clutch is the resistance moment for the crankshaft and the driving moment for the CG input shaft. The engine speed decreases slightly (due to the increase in the frictional moment of the friction clutch F1) as the engine torque increases.

Subsequently, using two friction clutches, the CG switched from first to second gear (the F1 clutch, which implements the first gear mode, is turned off, and the second gear clutch F2 is turned on).

An essential parameter influencing gear shifting dynamics is the duration of the overlap of the joint work of the two friction clutches.

The overlap in the operation of the friction clutches refers to the period when one friction clutch (F1) is deactivated and the other friction clutch (F2) is activated. The overlap duration is determined by the command issuing algorithm of the CG control system, which controls the friction clutch activation/deactivation (Figure 6).

The proposed mathematical Simscape model of the CG allows for computational studies of transmission dynamics under various control laws by varying the moments and time intervals of activation of the frictional control elements, overlapping, and delays during their joint operation.

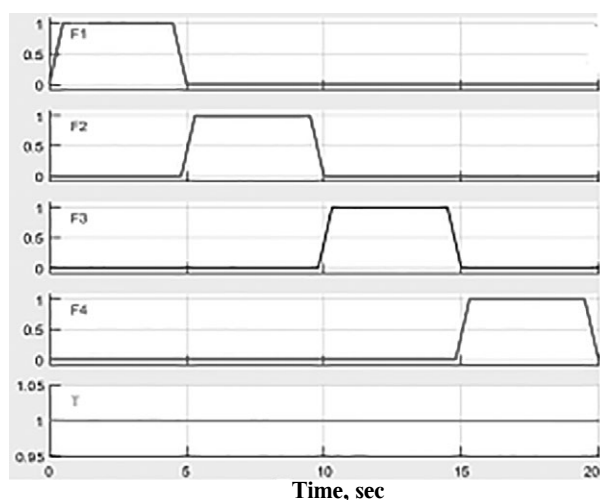


Fig. 6. Signals of control actions to automatic transmission clutches (F1, F2, F3, F4) and fuel supply to the engine (T) when simulating the shift process from 1st to 4th gear

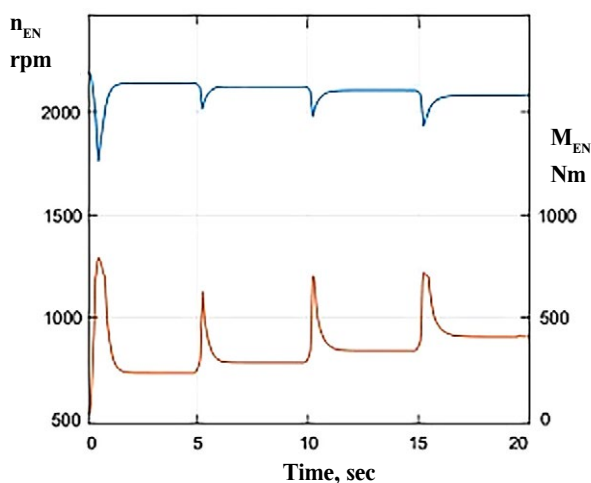


Fig. 7. Calculated curves of changes in engine speed with sequential gear shifting (from 1st to 4th)

Figure 8 depicts the graphs of the dynamic processes that occur in the CG when shifting gears.

It presents the graphs of the change in revolutions and torques of the main CG links when the second gear is engaged with overlapping friction clutches 1 and 2 for about 0.15 seconds. As shown in the graphs, the torque M1, which is transmitted by the deactivating clutch F1, first decreases linearly to zero in the process of shifting from first to second gear. Simultaneously, the torque M2, which is transmitted by clutch F2 and engaged to implement the second gear in the CG, starts to increase linearly.

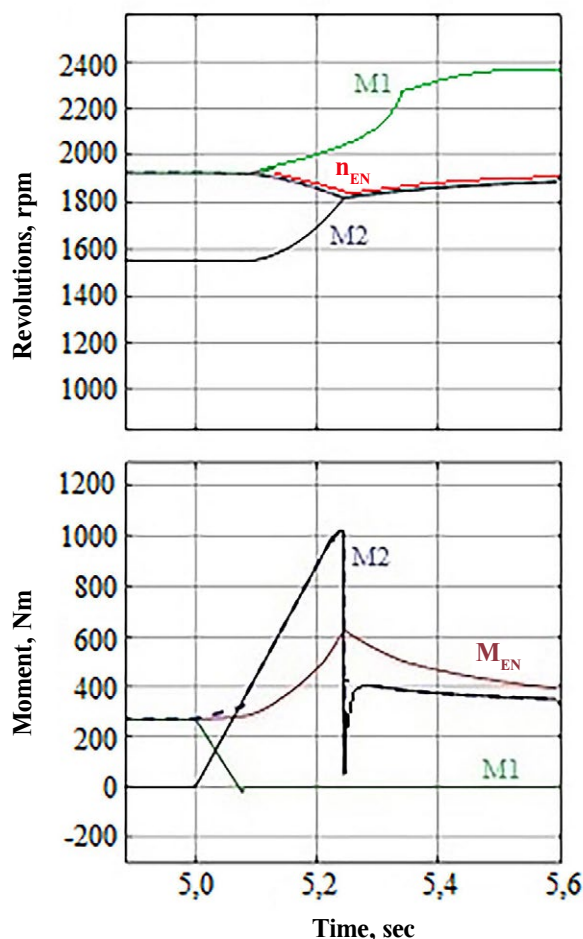


Fig. 8. Calculated curves on the input shaft when shifting from 1st to 2nd gear

The torque of the activated friction clutch F2 tends to overcome the moment of resistance and continues to increase until it reaches the maximum value, accelerating the rotation of the driven clutch masses under the action of the free excess torque until the driving and driven discs of the activated friction clutch F2 are synchronized. The friction clutch skids as a result. The disengagement of clutch F1 does not reduce the speed of the output shaft. Therefore, a further joint operation of the two transmissions becomes impractical from the standpoint of ensuring the continuity of the power flow. An increase in the overlap time in the operation of the clutches will induce power circulation and clutch skidding. With optimal regulation of friction clutch activation/deactivation, power is transmitted in two parallel flows during gear shifting in the CG with no power circulation. This mathematical model allows a computational simulation of this process to be performed.

Following the completion of the revolution synchronization of the driven and driving parts, the torque in the activated friction clutch rapidly decreases to the value of the reduced moment of resistance.

Qualitatively similar processes occur when switching from the second to third gear, the third to the fourth gear, etc.

The nature of the change and peak values of the torques on the main links, the change in the revolutions of the links, and the time of the dynamic processes can all be accessed using mathematical modeling of this gear shifting process. The results of the analysis provide information on the parameters of friction clutch skidding, the occurrence of power circulation, etc.

Conclusion

1. Using the MATLAB Simscape software package, a method for numerical simulation of dynamic processes in transport vehicle transmissions is proposed.

2. A mathematical model of a wheeled tractor gearbox was created using the typical blocks of the MATLAB library (Simulink and Simscape), which provides a contemporary interface for receiving, processing, and visualizing calculation results in the process of simulating the work of the sample under consideration.

3. The proposed calculation technique enables effective virtual modeling of dynamic systems

of vehicle transmissions, simulation of CG operation using several frictional control elements in different operating modes, with different time characteristics of control commands, and determination of the optimal algorithms for the CG control system.

Литература

1. Трансмиссии тракторов. М., Машиностроение, 1976, 280 с.
2. Бойков А.В., Шувалов Е.А., Добряков Б.А. Теория и расчет трактора «Кировец» / под общ. ред. А.В. Бойкова. Л.: Машиностроение, 1980. 208 с.
3. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов вузов. 2-е изд. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
4. Тарасик В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. Минск, «Наука и техника», 1973.
5. Кочнев А.М. Рабочие режимы отечественных колесных трелевочных тракторов // С.Петербург: Издательство Политехнического университета, 2008. 520 с.
6. S. Kuwahara, H. Kubonoya, H. Mizuno, M. Kaigawa, and K. Kono, "Toyota's New Integrated Drive Power Control System," SAE Paper No. 2007-01-1306, SAE International, Warrendale, PA, 2007.
7. S. Bai, D. Brennan, D. Dusenberry, X. Tao, Z. Zhang, "Integrated Powertrain Control," SAE Paper No. 2010-01-0368, SAE International, Warrendale, PA, 2010.
8. D. Kim, H. Peng, S. Bai, J. Maguire, "Control of Integrated Powertrain With Electronic Throttle and Automatic Transmission," IEEE Transactions on Control System Technology, May 2007, Volume 15, Issue 3, P474-482.
9. Kondo M., Hasegawa Y., Takanami Y., Arai K., Tanaka M., Kinoshita M., "Toyota A80E 8-speed Automatic transmission with Novel Powertrain Control System", SAE Paper No. 2007-01-1311, Detroit, 2007.
10. Bukashkin A., Galyshev Yu., Dobretsov R., "Split Transmission of Tractor with Automatic Gearbox", Procedia Engineering Vol. 206 (2017). pp 1728-1734. doi.org/10.1016/j.proeng.2017. 10.705.
11. Didikov R., ect., "Power Distribution Control in Perspective Wheeled Tractor Transmission" Procedia Engineering, Vol. 206 (2017) pp 1735–1740. doi.org/10.15866/ireme.v12i9.15646
12. Dobretsov R., Galyshev Yu., Porshnev G., Didikov R., Telyatnikov D., Komarov I. Transmission of the Per-

- spective Wheel Tractor with Automatic Gearbox // International Review of Mechanical Engineering (IREME), Vol 12, No 9. (2018). Pp. 790-796. DOI: <https://doi.org/10.15866/ireme.v12i9.15646>.
13. Deur J., Asgari J., Hrovat D., "Modeling and analysis of automatic transmission engagement dynamics – Linear case", ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control, vol. 128, pp. 263–277, 2006.
 14. Simscape™ User's Guide. COPYRIGHT 2007–2013 by The MathWorks, Inc. p. 203.
 15. Using SIMULINK (December 1996). COPYRIGHT 1990–1996 by The MathWorks, Inc. p. 473.
- ### References
1. Transmissii traktorov [Tractors transmissions]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1976, 280 p.
 2. Boykov A.V., Shuvalov YE.A., Dobryakov B.A. Teoriya i raschet traktora «KiroveTS» [Theory and calculation of the Kirovets tractor]. Pod obshch. red. A.V. Boykova. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1980. 208 p.
 3. Sharipov V.M. Konstruirovaniye i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]: Uchebnik dlya studentov vuzov. 2-e izd. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2009. 752 p.
 4. Tarasik V.P. Friksionn-yye mufty avtomobil'nykh gidromekhanicheskikh peredach [Friction clutches of automotive hydromechanical transmissions]. Minsk, «Nauka i tekhnika» Publ., 1973.
 5. Kochnev A.M. Rabochiye rezhimy otechestvennykh kolesnykh trelevochnykh traktorov [Operating modes of domestic wheeled skidders]. S.Peterburg: Izdatel'stvo Politekhnicheskogo universiteta Publ., 2008. 520 p.
 6. S. Kuwahara, H. Kubonoya, H. Mizuno, M. Kaigawa, and K. Kono, "Toyota's New Integrated Drive Power Control System," SAE Paper No. 2007-01-1306, SAE International, Warrendale, PA, 2007.
 7. S. Bai, D. Brennan, D. Dusenberry, X. Tao, Z. Zhang, "Integrated Powertrain Control," SAE Paper No. 2010-01-0368, SAE International, Warrendale, PA, 2010.
 8. D. Kim, H. Peng, S. Bai, J. Maguire, "Control of Integrated Powertrain With Electronic Throttle and Automatic Transmission," IEEE Transactions on Control System Technology, May 2007, Volume 15, Issue 3, P474-482.
 9. Kondo M., Hasegawa Y., Takanami Y., Arai K., Tanaka M., Kinoshita M., "Toyota A80E 8-speed Automatic transmission with Novel Powertrain Control System", SAE Paper No. 2007-01-1311, Detroit, 2007.
 10. Bukashkin A., Galyshev Yu., Dobretsov R., "Split Transmission of Tractor with Automatic Gearbox", Procedia Engineering Vol. 206 (2017). pp 1728-1734. doi.org/10.1016/j.proeng.2017. 10.705.
 11. Didikov R., et., "Power Distribution Control in Perspective Wheeled Tractor Transmission" Procedia Engineering, Vol. 206 (2017), pp. 1735–1740. doi.org/10.15866/ireme.v12i9.15646
 12. Dobretsov R., Galyshev Yu., Porshnev G., Didikov R., Telyatnikov D., Komarov I. Transmission of the Perspective Wheel Tractor with Automatic Gearbox // International Review of Mechanical Engineering (IREME), Vol 12, No 9. (2018). Pp. 790-796. DOI: <https://doi.org/10.15866/ireme.v12i9.15646>.
 13. Deur J., Asgari J., Hrovat D., "Modeling and analysis of automatic transmission engagement dynamics – Linear case", ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control, vol. 128, pp. 263-277, 2006.
 14. Simscape™ User's Guide. COPYRIGHT 2007–2013 by The MathWorks, Inc. p. 203.
 15. Using SIMULINK (December 1996). COPYRIGHT 1990–1996 by The MathWorks, Inc. p. 473.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

д.т.н. Худорожков С.И., к.т.н. Красильников А.А.

Санкт-Петербургский политехнический университет (СПбПУ), Санкт-Петербург, Россия
xscu-55@mail.ru, a_kr36@mail.ru

В данной статье рассмотрены вопросы цифрового моделирования физических динамических процессов в трансмиссиях транспортной техники. Целью данного исследования являлась отработка алгоритма численного математического моделирования динамических процессов в трансмиссиях транспортных машин с использованием современных цифровых пакетов программ. Методика включает системный подход к исследованию динамических процессов при переключении, основанный на моделировании работы КПП совместно с двигателем внутреннего сгорания (с учетом его динамических, скоростных и нагрузочных характеристик). Рассмотрен порядок применения пакета программ MATLAB–Simulink, Simscape для численного моделирования динамических процессов. При помощи фундаментальных блоков данных приложений созданы модели физических компонентов: двигателя внутреннего сгорания, фрикционных муфт сцепления, зубчатых редукторов, упругих валов, демпфирующих устройств, а также системы управления силовой передачей трактора. Создана цифровая модель трансмиссии трактора, приведена ее расчетная схема, заданы исходные характеристики. С ее помощью проведено моделирование динамических процессов в коробке перемены передач трактора. Основное внимание в данной работе уделено применению предлагаемой методики для расчета динамических процессов в КПП при переключениях передач под нагрузкой при прямом и реверсном включении, в том числе с одновременным использованием нескольких фрикционных муфт.

Ключевые слова: трансмиссия, численное моделирование, коробка перемены передач, трактор, динамические процессы.

Для цитирования: Худорожков С.И., Красильников А.А. Численное моделирование динамических процессов в трансмиссии транспортных средств // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 1 (47). С. 38–45. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-38-45

METHOD FOR DETERMINING THE TEMPERATURE FIELDS OF THE SPARK PLUG

PhD in Engineering **D.R. Yakhutl'**, PhD in Engineering **R.A. Maleyev**,
PhD in Physics and Mathematics **S.M. Zuyev**, **YU.M. Shmatkov**, **YE.A. Ryabykh**
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
eope@mospolytech.ru

This article examines the main factors that determine the thermal performance of a spark plug in the temperature range from 300 to 2500 Kelvin. The optimal value of the temperature of the heat cone was determined. A technique and algorithms for the numerical simulation of the thermal state of a spark plug are presented. These made it possible to calculate the dependence of the thermal conductivity coefficient of ceramic elements of a plug and the specific heat capacity of ceramic insulator on temperature. The calculation of the working cycle in the engine cylinder was carried out. The calculation of the temperature distribution of heat fluxes in the elements of the spark plug design was performed.

The assessment of the thermal characteristics of the spark plug is carried out by the method of numerical modeling of the operating cycle of an internal combustion engine. The calculation of the instantaneous temperature distribution in the body of the spark plug and on its surface is carried out. Calculations of the intensity of heat fluxes between the spark plugs and adjacent parts of the working fluid were carried out. The modeling of the operating cycle for various operating modes of the engine was made. The temperature fields of the spark plugs were determined. An array of initial data for calculating the temperature fields of the spark plug was formed. Dependences of the temperature of the working fluid in the vicinity of the spark plug on the angle of rotation of the crankshaft are determined. The harmonic components of the heat transfer coefficients between the working fluid and the cylinder fire guard (Voshni coefficient) are considered. The harmonic components of the heat flux density are considered. Calculations of the heat field of the spark plug are carried out for various operating modes of the engine, using the finite element method. The calculation of the temperature field of the spark plug by the finite element method was carried out using ANSYS, SolidWorks, Inventor, etc.

Keywords: numerical simulation, spark plug, thermal state, thermal characteristics, temperature field.

Cite as: Yakhutl' D.R., Maleyev R.A., Zuyev S.M., Shmatkov YU.M., Ryabykh YE.A. Method for determining the temperature fields of the spark plug. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 1 (47), pp. 46–53 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-46-53

Introduction

Heat flow power emitted by elements of its design, such as the thermal cone of an insulator and the central and side electrodes, to the adjacent layer of the fuel–air mixture in the combustion chamber of a gasoline engine at the compression stroke primarily determines the thermal characteristic of a spark plug (SP) [1]. Insufficient flow power results in the formation of carbon deposits. If its power is higher than a certain critical value, then the pre-flame reactions are sharply accelerated in the heated volume of the mixture, and spontaneous combustion occurs, which generates a self-propagating flame, that is, potash ignition (PI) [2].

Study aim

This article aims to investigate the main factors that determine the thermal characteristics of a SP at 300 Kelvin to 2500 Kelvin.

Main part

The minimum volume (ΔV_f) of the flame “germ” depends on the air–fuel mixture composition and gas-dynamic conditions in the cylinder. ΔV_f can be calculated using the method proposed by B. Lewis and G. von Elbe [3].

t_q is the time required to heat this volume to the temperature (T_q) at which pre-flame reactions are generated, which is calculated

on the basis of the conditions of heat transfer of the heated structural elements of the SP of the air–fuel mixture in the cylinder, and p_q is the pressure in the cylinder at t_q [4]. Then, the moment (t_{ign}) of PI occurrence, counted from the moment of closing the intake valve, can be calculated using the following equation:

$$t_{ign} = \Delta t_q + 19.75 \left(\frac{ON}{100} \right)^{3.4107} p_q^{-1.7} \exp \left(\frac{3800}{T_q} \right) \quad (1),$$

where ON is the gasoline octane number.

The occurrence of PI in a gasoline-engine cylinder is calculated on the basis of the evident inequality t_{ign} :

$$\frac{180 - \varphi_a - \theta}{n} > t_{ign} \quad (2),$$

where φ_a is the angle of the intake valve closing lag, indicating the degrees of the crankshaft rotation (CR); θ is the ignition advance angle, and n is the engine CR speed, min^{-1} .

Inequality (2) implies that spontaneous combustion of the fuel–air mixture (PI) occurs before the moment of spark formation.

A numerical simulation of the working cycle of the internal combustion engine (ICE) is required to evaluate the thermal characteristic of the SP, accompanied by the calculation of the instantaneous distribution of temperatures $T(t,x,y,z)$ in the SP body and on its surface and the intensity of heat fluxes between the SP and adjacent parts of the working body.

Full execution of this program requires significant resources even for modern computing aids. Therefore, for effective modeling of thermal processes, the problem formulation should be simplified.

Thus, we assume that the SP thermal characteristics for the steady-state loaded operating mode of the ICE must be evaluated, and the solution of the numerical simulation problem must be divided into two stages. At stage 1, the working cycle in the engine cylinder is calculated, and at stage 2, the temperature distribution and heat flows in SP structural elements are calculated.

In addition, the numerical simulation of the ICE working cycle can be performed because the temperature of the elements of

the cylinder fire protection enclosure (cylinder head, piston fire surface, and cylinder lateral surface) do not depend on the CR angle, whereas the temperature of the working fluid changes by an order of magnitude from $T_{\min} \approx 300$ K to $T_{\max} \approx 3000$ K.

Therefore, heat propagation is expressed as follows:

$$pc \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div}(\lambda \text{grad } T) \quad (3),$$

where p is the substance density, kg/m^3 ; c is the heat capacity, and λ is the coefficient of thermal conductivity, $\text{W/m} \cdot \text{K}$.

Thermophysical parameters p , c , and λ of metal structural elements are almost independent of temperature T [5]. Therefore, for the elements of the fire protection enclosure of the cylinder, Eq. (3) turns into a linear equation:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (4),$$

where $x = \lambda / (pc)$ is the thermal diffusivity.

Based on the ICE theory, heat exchange at the boundary between the working fluid and the fire surface of the cylinder occurs in accordance with Newton's law [6]:

$$\lambda \frac{\partial T_w}{\partial n} = \alpha_w (T_w - T_\infty) \quad (5),$$

where T_w is the surface temperature; T_∞ is the temperature of the working fluid in the cylinder; $\partial/\partial n$ is the derivative along the normal to the surface, and α_w is the coefficient of heat transfer (thermal emissivity) between the working fluid and fire protection enclosure of the cylinder.

The coefficient α_w is calculated in accordance with the equation proposed by Professor Voshni:

$$\alpha_w = 0.12793 \cdot 10^{-3} D_c^{-0.2} T_\infty^{-0.53} p^{0.8} W^{0.8} \quad (6),$$

where D_c is the cylinder diameter, and p is the pressure measured in bar. The W component in Eq. (6) represents a complex function of the engine geometrical and operating parameters.

In the steady state, the working cycle duration is $t = \text{const}$. Therefore, α_w and the product $\alpha_w T_\infty$

are periodic functions of time, which can be represented as Fourier series:

$$\alpha_w(t) = \overline{\alpha_w} + \sum_{k=-\infty}^{\infty} [\alpha_{c,k} \cos(k\omega t) + \alpha_{s,k} \sin(k\omega t)] \quad (7),$$

$$q_w(t) = \alpha_w T_{\infty} = \overline{q_w} + \sum_{k=-\infty}^{\infty} [q_{c,k} \cos(k\omega t) + q_{s,k} \sin(k\omega t)] \quad (8),$$

where $\omega = 2\pi/t$ is the angular frequency of the working cycle.

For simplicity, neglecting the surface curvature, Eqs. (4) and (5) can be rewritten as follows:

$$\frac{\partial T_{\omega}}{\partial t} = X \frac{\partial^2 T_{\omega}}{\partial x^2} \quad (9),$$

$$\lambda \frac{\partial T_{\omega}}{\partial x} \Big|_{x=0} = \alpha_w(t) T_w(t, 0) - q_w(t) \quad (10).$$

Let L be the conditional wall thickness, and on the surface $x = L$, heat exchange occurs with the cooling system, which has a temperature T_L . Therefore, the following equation is valid:

$$\lambda \frac{\partial T_{\omega}}{\partial x} \Big|_{x=L} = \alpha_L(t) (T_w(t, L) - T_L), \quad \alpha_L = \text{const} \quad (11).$$

The linearity of Eq. (9) and boundary conditions under Eqs. (10) and (11) enables to write the solution to problem under Eqs. (9) (11) as follows:

$$T(x, t) = \overline{T}(x) + \tilde{T}(x, t) + \tilde{\tilde{T}}(x, t) \quad (12)$$

where $\overline{T}(x)$ is the time-independent (constant) component; $\tilde{T}(x, t)$ is the free pulsating component, and $\tilde{\tilde{T}}(x, t)$ is the forced pulsating component.

The function $\overline{T}(x)$ is the solution to the problem:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 \overline{T}(x)}{dx^2} = 0 \\ \lambda \frac{d\overline{T}(x)}{dx} \Big|_{x=0} = \overline{\alpha_w} \overline{T}(0) - \overline{q_w} \\ \lambda \frac{d\overline{T}(x)}{dx} \Big|_{x=L} = \alpha_L (\overline{T}(L) - T_L) \end{array} \right\} \quad (13).$$

This solution is expressed as follows:

$$\overline{T}(x) = \frac{\lambda(\alpha_w T_w + \alpha_L T_L) + L \alpha_w \alpha_L T_{\omega} - x \alpha_w \alpha_L (T_{\omega} - T_L)}{\lambda(\alpha_w + \alpha_L) + L \alpha_w \alpha_L} \quad (14).$$

Given that $T_w > T_L$, it is a decreasing linear function of the x coordinate, that is, the distance from the cylinder fire surface.

The pulsating components $\tilde{T}(x, t)$ and $\tilde{\tilde{T}}(x, t)$ have the form of Fourier series:

$$\begin{aligned} \tilde{T}(x, t) &= \sum_{n=1}^{\infty} [\tilde{T}_{c,n}(x) \cos(n\omega t) + \tilde{T}_{s,n}(x) \sin(n\omega t)] \\ &\quad (15), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tilde{\tilde{T}}(x, t) &= \sum_{n=1}^{\infty} [\tilde{\tilde{T}}_{c,n}(x) \cos(n\omega t) + \tilde{\tilde{T}}_{s,n}(x) \sin(n\omega t)] \\ &\quad (16), \end{aligned}$$

which no longer contain permanent terms. By separating the variables to determine the coefficients of series under Eq. (15), we obtain the following system of equations:

$$\left\{ \begin{array}{l} pc_v n \omega \tilde{T}_{c,n}(x) = \lambda \frac{d^2 \tilde{T}_{c,n}(x)}{dx^2} \\ \lambda \frac{d\tilde{T}_{c,n}(x)}{dx} \Big|_{x=0} = \alpha_w \tilde{T}_{c,n}(0) + \alpha_{c,n} \tilde{T}(0) \\ -\lambda \frac{d\tilde{T}_{c,n}(x)}{dx} \Big|_{x=L} = \alpha_L \tilde{T}_{c,n}(L) \\ -pc_v n \omega \tilde{T}_{s,n}(x) = \lambda \frac{d^2 \tilde{T}_{s,n}(x)}{dx^2} \\ \lambda \frac{d\tilde{T}_{s,n}(x)}{dx} \Big|_{x=0} = \overline{\alpha_w} \tilde{T}_{s,n}(0) + \alpha_{s,n} \overline{T}(0) \\ -\lambda \frac{d\tilde{T}_{s,n}(x)}{dx} \Big|_{x=L} = \alpha_L \tilde{T}_{s,n}(L) \\ n = 1, 2, 3, \dots \end{array} \right\} \quad (17)$$

Using symbolic mathematics software packages such as Wolfram Mathematica or Maple, an analytical solution to the system of equations (17) can be obtained. Without writing out the solution because of its cumbersomeness,

we present the main result of analysis. The functions $\tilde{T}_{c,n}(x)$ and $\tilde{T}_{s,n}(x)$ decrease exponentially in the direction from the fire protection enclosure of the cylinder because they are proportional to the following equation:

$$A(x) = \exp\left(-x \frac{\sqrt{n\omega\rho c_v}}{2\lambda}\right) \quad (18).$$

The Fourier coefficients of expansion under Eq. (16) satisfy the system of equations:

$$\left\{ \begin{array}{l} pc_v n \omega \tilde{T}_{c,n}(x) = \lambda \frac{d^2 \tilde{T}_{c,n}(x)}{dx^2} \\ \lambda \frac{d\tilde{T}_{c,n}(x)}{dx} \Big|_{x=0} = -q_{c,n} \\ -\lambda \frac{d\tilde{T}_{c,n}(x)}{dx} \Big|_{x=L} = 0 \\ -pc_v n \omega \tilde{T}_{s,n}(x) = \lambda \frac{d^2 \tilde{T}_{s,n}(x)}{dx^2} \\ \lambda \frac{d\tilde{T}_{s,n}(x)}{dx} \Big|_{x=0} = -q_{c,n} \\ -\lambda \frac{d\tilde{T}_{s,n}(x)}{dx} \Big|_{x=L} = 0 \\ n = 1, 2, 3, \dots \end{array} \right. \quad (19).$$

The solution of the system of equations (19), performed by using Wolfram Mathematica package of symbolic mathematics, also exhibits an exponential decrease based on the law described by Eq. (18).

The abovementioned analysis shows that when heat propagates in the elements of the fire protection enclosure of the cylinder (cylinder head, piston, and cylinder liner), a thermal "skin effect" is observed, and temperature pulsations are practically concentrated in a thin layer of the protection enclosure material [7]. Based on the work data, the penetration depth of temperature pulsations is 0.5 mm for aluminum elements of the cylinder structure, 0.3 mm for steel elements of the structure, and 0.15 mm for ceramic SP parts. Therefore, when calculating thermal processes in the ICE combustion chamber, with sufficient accuracy for practice, the temperature of the surfaces of the cylinder fire protection enclosure at steady-

state operation mode of the ICE does not depend on the rotation angle of the crankshaft, that is, it is taken constant. However, the calculation of this temperature requires the solution of the thermal conductivity equations (3) or (4) the pulsations of the working fluid temperature in the ICE cylinder and operating modes of the cooling system.

In contrast to the calculation of the temperature field of metal elements, the ICE cylinder is also designed, where the thermophysical parameters of the material can be considered constant. When calculating the temperature field of a SP, the dependence of the heat capacity and thermal conductivity coefficient of its ceramic parts on temperature T can be observed [8]. Thus, the dependence of the thermal conductivity and specific heat capacity of corundum ceramics on temperature is presented as follows:

$$\lambda(T) = \frac{1.063 \cdot 10^4}{T} + 0.420 - 8.08 \cdot 10^{-3} T + 4.35 \cdot 10^{-6} T^2 \quad (20),$$

$$C(T) = \frac{0.345 \cdot 10^5}{T} + 1.123 + 0.126 \cdot 10^{-3} T \quad (21).$$

Figures 1 and 2 present the graphs of these functions.

A characteristic aspect of the $\gamma(T)$ function is the minimum at a temperature of $T \sim 1500$ K. The presence of this minimum ensures the temperature stability of the heat cone of the SP with fluctuations in the working fluid temperature T_∞ .

Further discussion of the properties of the SP temperature field will be discussed below. Thus, mathematical modeling of the ICE working cycle should be performed.

When developing an algorithm for the numerical simulation of thermal processes in an ICE cylinder, attention should be paid to two of these processes, namely, compression and combustion expansion (Fig. 2), which are characterized by the highest rates of change in temperature, pressure, and thermophysical parameters of the working fluid [9]. Experience indicates that gas exchange processes have little effect on the thermal characteristics of the SP, and they can be neglected when simulating the temperature field of the SP [10].

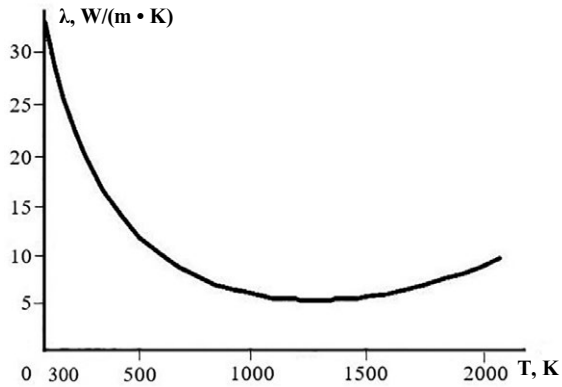


Fig. 1. Dependence of the thermal conductivity of the insulator ceramic λ on the temperature T

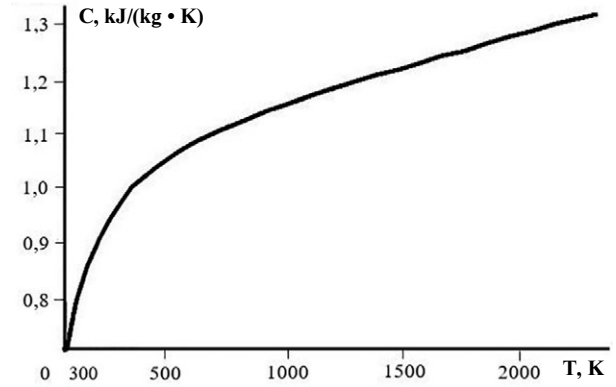


Fig. 2. Dependence of the specific heat capacity of the insulator ceramic C on temperature T

Compression is based on the energy balance equation in the ICE cylinder, which is written as follows:

$$M_a C_{vu} \frac{dT_u}{d\varphi^o} + p \frac{dV}{d\varphi^o} + \frac{1}{6n} \alpha_w \sum_{i=1}^3 F_i (T_u - T_{w,i}) = 0 \quad (22),$$

where φ^o , deg., is the rotation angle of the crankshaft; the index “u” (“unburned”) refers to the unburned mixture; $T_u = T_u(\varphi^o)$, K, is the instantaneous temperature value of the unburned (fresh) fuel–air mixture; $p = p(\varphi^o)$, MPa, is the instantaneous value of pressure in the cylinder; $V = V(\varphi^o)$, m³, is the instantaneous value of the cylinder volume; n , min^{−1}, is the CR frequency; M_a , kmol, is the amount of the working fluid in the cylinder; $C_{vu} = C_{vu}(T_u)$, kJ/(kmol × K), is the heat capacity of the working fluid at constant volume; $T_{w,i}$, K, is the average temperature of the i -th section of the cylinder fire protection enclosure (block head, cylinder liner, and piston fire surface); F_i , m², is the area of the i -th section of the cylinder fire protection enclosure.

The instantaneous values of the cylinder volume and area of its parts are considered as given functions φ^o , and the heat capacity C_{vu} is a given function of temperature, $M_a = \text{const}$. The dependence of the heat transfer coefficient α_w on the process parameters is described using Eq. (6). Thus, Eq. (22) comprises two unknown functions, namely, p and T_u . The differential form of the Clapeyron–Mendeleev equation of state is used to complete the definition of the problem:

$$\frac{dT_u}{d\varphi^o} = \frac{1}{M_a R_u} \left(V \frac{dp}{d\varphi^o} + p \frac{dV}{d\varphi^o} \right) \quad (23),$$

where R_u is the universal gas constant.

The simplest model of combustion (Fig. 3) in gasoline engines divides the working fluid division into three zones:

- the zone of the unburned part of the charge containing M_u kilomoles of a mixture, consisting of air, residual gases, and fuel vapors; occupying volume V_u ; and containing T_u ;
- the area of the burned part of the charge containing M_b kilomoles of combustion products and T_b and occupying volume V_b ;
- the zone of the flame front, characterized by the adiabatic combustion temperature T_{fad} and volume Δf as the depth of the flame zone and S_f as its area.

The instantaneous value of gas mixture pressure $p(\varphi^o)$ in all zones is equal.

If the x -th part of the charge has burned out by a certain moment of time t , then M_u is determined using the following equation:

$$M_u = (1 - x) M_a R_u T_u \quad (24).$$

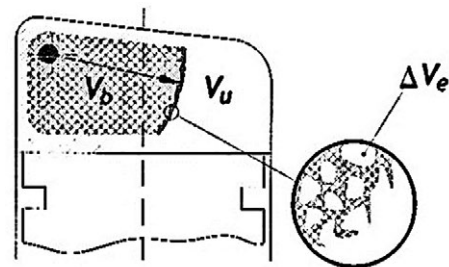


Fig. 3. Diagram of the combustion process in a gasoline internal combustion engine: V_b – area of combustion products; V_u – area of fresh mixture; ΔV_e – burning out globule of the fresh mixture

The equation of state of the gas mixture, which forms the unburned part of the charge, is expressed as follows:

$$pV_u = (1-x)M_\alpha R_\mu T_u \quad (25).$$

Performing logarithmic differentiation with regard to the rotation angle (φ°) of the crankshaft, this equation can be presented as follows:

$$p^{-1} \frac{dp}{d\varphi^\circ} + V_u^{-1} \frac{dV_u}{d\varphi^\circ} = T_u^{-1} \frac{dT_u}{d\varphi^\circ} - (1-x)^{-1} \frac{dx}{d\varphi^\circ} \quad (26).$$

Similarly, the number of kilomoles M_b of combustion products is determined using the following ratio:

$$xM_b = x\mu_0 M_\alpha \quad (27),$$

where μ_0 is the coefficient of molecular change in the working fluid during combustion.

The equation of the gas mixture state in the zone of the burned part of the charge is presented as follows:

$$pV_b = xM_b R_\mu T_b \quad (28).$$

The differential form of this equation is as follows:

$$\begin{aligned} p^{-1} \frac{dp}{d\varphi^\circ} + \frac{dV_u}{d\varphi^\circ} V_b^{-1} \frac{dV_b}{d\varphi^\circ} = \\ = x^{-1} \frac{dx}{d\varphi^\circ} T_b^{-1} \frac{dT_b}{d\varphi^\circ} + M_b^{-1} \frac{dM_b}{d\varphi^\circ} \end{aligned} \quad (29).$$

In the presence of residual gases in the unburned mixture, the coefficient of the molecular change of the working fluid during combustion can be written as follows:

$$\mu_0 = \frac{M_b}{M_\alpha} = \begin{cases} 0, 21(1-\alpha)L_0 + g_H / 4 - 1 / m_F + \gamma_r, & \text{if } \alpha < 1 \\ \frac{(\alpha L_0 + 1) \frac{1}{m_F} (1 + \gamma_r)}{\alpha L_0 + \frac{g_H}{4 + \gamma_r}}, & \text{if } \alpha \geq 1 \end{cases} \quad (30),$$

where m_F is the molar mass of the fuel, kmol.

Eq. (30) uses the notations of L_0 as the amount of air required for complete combustion of 1 kg of liquid fuel, kmol/kg; α as the excess air coefficient; g_H as the amount of hydrogen in 1 kg of fuel; m_F as the molar mass of the fuel; and γ as the coefficient of residual gases.

For gasoline of standard composition, $g_H = 0.145$ kg, $m_F = 114$ kg/kmol, and the balance equation of gasoline is C_8H_{18} .

During combustion, when turning the crankshaft through an angle $d\varphi^\circ$, the number of kilomoles of aerated concrete mixture in the zone of the unburned part of the charge changes by value $d[(1-x(\varphi^\circ))M_\alpha] = -M_\alpha dx(\varphi^\circ)$, thereby changing the enthalpy of this zone by $-M_\alpha H_u(T_u)dx(\varphi^\circ)$. Therefore, the power balance equation in this zone is as follows:

$$\begin{aligned} -H_u(T_u)M_\alpha \frac{dx}{d\varphi^\circ} = \frac{d}{d\varphi^\circ} [M_\alpha (1-x)U_u(T_u)] + \\ + p \frac{dV_u}{d\varphi^\circ} + \frac{dQ_{w,u}}{d\varphi^\circ} = 0 \end{aligned} ,$$

where $\delta Q_{w,u}$ is the elementary amount of heat lost (received) by the zone from the fire protection enclosure of the cylinder.

After performing some elementary calculations, we obtain the following differential equations:

$$\begin{aligned} M_\alpha [(1-x(\varphi^\circ))C_{v,u}(T_u(\varphi^\circ)) \frac{dT_u(\varphi^\circ)}{d\varphi^\circ} + \\ + R_\mu T_u(\varphi^\circ) \frac{dx(\varphi^\circ)}{d\varphi^\circ}] + p T_u(\varphi^\circ) \frac{dV_u(\varphi^\circ)}{d\varphi^\circ} + \\ + \frac{\delta Q_{w,u}(T_u, \varphi^\circ)}{d\varphi^\circ} = 0 \end{aligned} \quad (31).$$

An elementary portion $M_\alpha dx(\varphi^\circ)$ of the unburned mixture, which have entered the flame zone, burns adiabatically, turning into $M_b dx(\varphi^\circ)$ kilomoles of combustion products. Its combustion time (δt) satisfies the condition $\delta t \ll (6n)^{-1} d\varphi^\circ$; therefore, combustion can be considered as instantaneous. The adiabatic flame temperature (T_{fl}^{ad}) can be determined from the enthalpy balance condition by using the following equation:

$$C_{v,u}(T_u) \frac{dT_u}{d\varphi^\circ} - \mu_0 C_{p,b}(T_{fl}^{ad}) \frac{dT_{fl}^{ad}}{d\varphi^\circ} = 0 \quad (32).$$

The power balance equation in the zone of combustion products is written as follows:

$$H_b(T_{fl}^{ad}) \frac{d}{d\varphi^o} [M_b x(\varphi^o)] = \frac{d}{d\varphi^o} [M_b x(\varphi^o) U_b(T_b)] + p \frac{dV_b(\varphi^o)}{d\varphi^o} + \frac{\delta Q_{w,b}}{d\varphi^o} \quad (33).$$

In classical combustion schemes for a gasoline–air mixture, when a stoichiometric mixture burns, only H_2O and CO_2 molecules are obtained (namely, complete combustion). Moreover, during the combustion of nonstoichiometric fuel–air mixtures, the coefficient of molecular change does not depend on time (i.e., angle φ^o) but rather on the excess air coefficient α . In this case, after the necessary transformations, Eq. (33) can be rewritten as follows:

$$M_b x C_{v,b}(T_b) \frac{dT_b}{d\varphi^o} + p \frac{dV_b}{d\varphi^o} + M_b [U_b(T_b) - H_b(T_{fl}^{ad})] \frac{dx}{d\varphi^o} + \frac{\delta W_{w,b}}{d\varphi^o} = 0 \quad (34).$$

In solving the abovementioned system of equations, the equation of the burnout of the air–fuel mixture proposed by prof. Vibe is used, which is written as follows:

$$\frac{dx}{d\varphi^o} = 6.908 \frac{m+1}{\varphi^o z} \left(\frac{\varphi^o + \vartheta^o}{\varphi^o z} \right)^m (1-x) \quad (35),$$

where φ_z^o is the duration of combustion, measured in degrees of CR; ϑ^o is the ignition advance angle, CR degrees, and m is the combustion indicator.

The heat transfer $\frac{\delta Q_{w,u}}{d\varphi^o} = \frac{\delta Q_{w,b}}{d\varphi^o}$ between the zones of the working fluid and elements of the fire protection enclosure of the cylinder is described using the following equations:

$$\frac{\delta Q_{w,u}}{d\varphi^o} = \alpha_w \sum_{i=1}^3 F_{i,u} (T_u - T_{w,i}) \quad (36),$$

$$\frac{\delta Q_{w,b}}{d\varphi^o} = \alpha_w \sum_{i=1}^3 F_{i,b} (T_u - T_{w,i}) \quad (37).$$

In these equations, the heat transfer coefficient α_w is calculated using the Voshni equation (6), and the function $F_{i,u}(\varphi^o)$ and

$F_{i,b}(\varphi^o)$ denotes the areas of the i -th element of the cylinder fire protection enclosure, washed by the fresh mixture and combustion products, respectively.

Research results and their discussion

Based on the results of numerical modeling of the operating cycle of the considered ICE, the following values are calculated:

- 1) average indicator pressure of the cycle p_i ;
- 2) approximation using a trigonometric polynomial of degree N , that is, the working fluid temperature in the vicinity of the SP:

$$T_\infty(\varphi^o) = \bar{T}_\infty + \sum_{n=1}^N [\alpha_n \cos(n\varphi^o) + b_n \sin(n\varphi^o)] \quad (38);$$

- 3) approximation of the heat flux using a trigonometric polynomial of degree N :

$$q_w(\varphi^o) = \bar{q}_w + \sum [cn \cos(n\varphi^o) + dn \sin(n\varphi^o)] \quad (39).$$

The coefficients of Eqs. (38) and (39) are written in the form of tables suitable for subsequent use in programs for the numerical simulation of the SP field.

Conclusion

This study investigates the main factors determining the thermal characteristics of the SP and describes the methodology and algorithms for the numerical simulation of the thermal state of the SP. Numerical simulation of the ICE working cycle has been performed. The article substantiates the need to study the thermal diffusivity of the SP ceramic elements to obtain information on the properties of the temperature field of the SP for analysis and calculation. The advantages and disadvantages of the proposed algorithm for calculating the thermal characteristics of a SP are presented, and safe and optimal operating modes of SPs have been developed.

Литература

1. Breden D., Karpatne A., Suzuki K., Raja L. // SAE Technical Papers. 2019. T. 2019-April. № April.
2. Skvortsov A.A., Khortov V.P., Zuev S.M. // International Journal of Pure and Applied Mathematics, Volume 111, № 3, 2016. P. 455.
3. Wolk B., DeFilippo A., Chen J.-Y., Dibble R., Nishiyama A., Ikeda Y. // Fall Technical Meeting of

- the Western States Section of the Combustion Institute 2011, WSS/CI 2011 Fall Meeting 2011. P. 590.
- Maleev R.A., Zuev S.M., Fironov A.M., Volchkov N.A., Skvortsov A.A. // Periodico Tche Quimica, 2019, vol.16, № 33. P. 877.
 - Zheng D. // Plasma Science and Technology. 2016. T. 18. № 2. P. 162.
 - Crispim L.W.S., Hallak P.H., Benilov M.S., Ballester M.Y. // Combustion and Flame. 2018. T. 198. P. 81.
 - Bellenoue M., Labuda S., Ruttun B., Sotton J. // Combustion Science and Technology. 2007. T. 179. № 3. P. 477.
 - Oliveira C., Souza-Corrka J.A., Amorim J., Reis J.L., Dal Pino A. // Journal of Physics D: Applied Physics. 2012. T. 45. № 25. P. 255201.
 - Kawahara N., Tomita E., Takemoto S., Ikeda Y. // Spectrochimica Acta Part B: Atomic Spectroscopy. 2009. T. 64. № 10. C. 1085–1092.
 - Yang C., Wu X., Ma H., Peng L., Gao J. // Experimental Thermal and Fluid Science. 2016. T. 71. P. 154.
 - Skvortsov A.A., Khortov V.P., Zuev S.M. International Journal of Pure and Applied Mathematics, Volume 111, № 3, 2016. P. 455.
 - Wolk B., DeFilippo A., Chen J.-Y., Dibble R., Nishiyama A., Ikeda Y. Fall Technical Meeting of the Western States Section of the Combustion Institute 2011, WSS/CI 2011 Fall Meeting 2011. P. 590.
 - Maleev R.A., Zuev S.M., Fironov A.M., Volchkov N.A., Skvortsov A.A. Periodico Tche Quimica, 2019, vol. 16, № 33. P. 877.
 - Zheng D. Plasma Science and Technology. 2016. T. 18. № 2. P. 162.
 - Crispim L.W.S., Hallak P.H., Benilov M.S., Ballester M.Y. Combustion and Flame. 2018. T. 198. P. 81.
 - Bellenoue M., Labuda S., Ruttun B., Sotton J. Combustion Science and Technology. 2007. T. 179. № 3. P. 477.
 - Oliveira C., Souza-Corrka J.A., Amorim J., Reis J.L., Dal Pino A. Journal of Physics D: Applied Physics. 2012. T. 45. № 25. P. 255201.
 - Kawahara N., Tomita E., Takemoto S., Ikeda Y. Spectrochimica Acta Part B: Atomic Spectroscopy. 2009. T. 64. № 10. S. 1085–1092.
 - Yang C., Wu X., Ma H., Peng L., Gao J. Experimental Thermal and Fluid Science. 2016. T. 71. P. 154.

References

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ СВЕЧИ ЗАЖИГАНИЯ

К.Т.Н. Яхутль Д.Р., К.Т.Н. Малеев Р.А., К.Ф.М.Н. Зуев С.М., Шматков Ю.М., Рябых Е.А.

Московский политехнический университет, Москва, Россия

eoqe@mospolytech.ru

В данной статье исследованы основные факторы, определяющие тепловую характеристику свечи зажигания в диапазоне температур от 300 до 2500 градусов Кельвина. Определено оптимальное значение температуры теплового конуса. Представлена методика и алгоритмы численного моделирования теплового состояния свечи зажигания, которые позволили выполнить расчеты зависимости коэффициента теплопроводности керамических элементов свечи и удельной теплоемкости керамики изолятора от температуры. Проведен расчет рабочего цикла в цилиндре двигателя. Выполнен расчет распределения температуры тепловых потоков в элементах конструкции свечи зажигания.

Проведена оценка тепловой характеристики свечи зажигания методом численного моделирования рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания. Проведен расчет мгновенного распределения температур в теле свечи зажигания и на ее поверхности. Проведены расчеты интенсивности тепловых потоков между свечей зажигания и прилегающих к ней частей рабочего тела.

Проведено моделирование рабочего цикла для различных режимов работы двигателя. Определены температурные поля свечей зажигания. Сформирован массив исходных данных для расчета температурных полей свечи зажигания. Определены зависимости температуры рабочего тела в окрестностях свечи зажигания от угла поворота коленчатого вала. Рассмотрены гармонические составляющие коэффициентов теплопередачи между рабочим телом и огневым ограждением цилиндра (коэффициент Вошни). Рассмотрены гармонические составляющие плотности теплового потока. Проведены расчеты теплового поля свечи для различных режимов работы двигателя с использованием метода конечных элементов. Расчет температурного поля свечи методом конечных элементов производился с использованием программ ANSYS, Solid Works, Inventor и др.

Ключевые слова: численное моделирование, свеча зажигания, тепловое состояние, тепловые характеристики, температурное поле.

Для цитирования: Яхутль Д.Р., Малеев Р.А., Зуев С.М., Шматков Ю.М., Рябых Е.А. Методика определения температурных полей свечи зажигания // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 1 (47). С. 46–53. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-46-53

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА АКТИВИРОВАННОМ ТОПЛИВЕ

д.т.н. Плотников С.А., д.т.н. Карташевич А.Н., Мотовилова М.В.

Вятский государственный университет (ВятГУ), Киров, Россия

Plotnikovsa@bk.ru

Двигатель внутреннего сгорания является самым распространенным и массовым источником энергии для транспортных средств. К основным требованиям, предъявляемым к ДВС можно отнести: эффективность функционирования в составе транспортного средства, высокие эксплуатационные показатели, а также экологические параметры эмиссии отработавших газов в окружающую среду. Выполнение данных условий возможно за счет совершенствования конструкции двигателя, а также улучшения рабочего процесса дизельного двигателя при повышении качества дизельного топлива или дополнительного воздействия непосредственно на само топливо.

Одним из эффективных способов воздействия на дизельное топливо является передача ему определенного количества тепла в топливопроводе высокого давления перед форсунками. При этом у дизельного топлива изменяются физико-механические свойства, что приводит к изменению смесеобразования и процессу сгорания в цилиндре двигателя. Для интенсификации процесса сгорания был предложен способ предварительного высокотемпературного локального нагрева ДТ в системе топливоподачи перед форсунками.

Для достижения поставленной цели было определено несколько основных направлений, в число которых входило исследование экологических показателей при интенсификации процесса сгорания.

Испытания проводились поэтапно. На первом этапе исследовалась работа ТПА и топливной форсунки при работе на активированном топливе (стендовые, лабораторные испытания). На следующем этапе исследовались показатели дизеля на основных режимах его работы.

Стендовые (лабораторные) испытания позволили сделать вывод о работоспособности и соответствии ТПА техническим требованиям завода-изготовителя и параметрам ГОСТ. Проведенные стендовые испытания доказали возможность работы дизеля на активированном топливе без ухудшения экологических показателей в отработавших газах при этом выявлены изменения токсичности и дымности отработавших газов от разных значений среднего эффективного давления.

Ключевые слова: дизель, высокоактивированное топливо, экологические показатели, дымность, токсичность, отработавшие газы.

Для цитирования: Плотников С.А., Карташевич А.Н., Мотовилова М.В. Исследование экологических характеристик дизеля при работе на активированном топливе // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 1 (47). С. 54–62. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-54-62.

Введение

Быстрый рост тракторного и автомобильного парков в России и во всем мире неблагоприятно сказывается на экологических показателях окружающей среды. Остро стоит проблема снижения токсичности двигателей при эксплуатации (рис. 1).

В настоящее время данная проблема решается:

- усовершенствованием конструкции двигателя;
- совершенствованием рабочего процесса существующих поршневых ДВС;
- разработкой и установкой на двигатель дополнительных устройств, которые очищают отработавшие газы от токсичных компонентов;

– повышением требований к качеству регулировки топливоподающей аппаратуры, а также систем смесеобразования и сгорания, применением различных топлив, отработавшие газы которых обладают меньшей токсичностью.



Рис. 1. Полевые работы

Fig. 1. Field work

При работе двигателя существенное значение имеют полноценные процессы топливоподачи, смесеобразования, воспламенения и сгорания ДТ в цилиндре. Процессы смесеобразования и сгорания зависят от физических и химических свойств применяемого дизельного топлива (ДТ).

На основе экспериментальных исследований и полученных данных предложен ряд способов воздействия на топливо, которые изменяют их физические и химические свойства. На сегодняшний день используют физический и химический способы воздействия.

При физическом способе результат достигается в применении магнитного (электромагнитного), радиационного, ультрафиолетового, температурного и других видов воздействия на топливо. При данных типах воздействия происходит изменение физико-механических свойств топлива. Химический способ основан на действии различных присадок и химических веществ на ДТ [1, 2].

В последнее время увеличилось число работ по совершенствованию процесса смесеобразования в дизельных двигателях с непосредственным впрыском топлива.

Одним из эффективных и перспективных способов воздействия на ДТ является локальная передача ему определенного количества тепла в самой системе топливоподачи перед форсунками [3–7]. При таких условиях необходимо обеспечить устойчивый впрыск топлива форсункой и полноценное сгорание топлива на всех скоростных и нагрузочных режимах двигателя.

Процесс сгорания является сложным и многостадийным процессом, при котором происходит последовательность реакций с образованием промежуточных соединений, активных радикалов и продуктов сгорания. Он характеризуется скоростью химических реакций (которые зависят от концентрации реагирующих компонентов в зоне окисления, выделяющейся теплоты, температуры и давления в цилиндре) и скоростью образования топливовоздушной смеси (скорость диффузии углеводородного топлива в зону сгорания и продуктов сгорания из этой области). Скорость образования топливовоздушной смеси превышает скорость химических реакций топлива. Изменением условий смесеобразования можно воздействовать на протекание процесса сгорания. Процесс сгорания можно интенсифицировать, уменьшив время на смесеобразование за счет увели-

чения скорости испарения мелкодисперсного и подогретого ДТ. При подаче высокоактивированного топлива форсункой в камеру сгорания струя распыливается на более мелкие фракции и взаимодействует с вихреобразными потоками воздуха. В результате мелкодисперсного распыления увеличивается общая площадь поверхностей всех капель, пары топлива интенсивно диффундируют в окружающий воздух. Перемешивание топлива и поступающего воздуха становится интенсивнее и достигается более полная однородность смеси [8, 9]. При этом струя топлива расширяется в направлении движения. Угол распыления становится больше.

С увеличением скорости испарения время полного испарения определяется по формуле:

$$\tau_{\text{и}} = \frac{d_0^2 \cdot \gamma}{8k_F \cdot \Delta p_{\text{п}}} \quad (1)$$

Из выражения видно, что время полного испарения прямо пропорционально квадрату начального диаметра капли при мелкодисперсном распыливании, обратно пропорционально коэффициенту диффузии, который возрастает при увеличении температуры и обратно пропорционально упругости паров топлива, которая увеличивается при температуре испарения [8].

Топливоздушная смесь быстро нагревается и воспламеняется, уменьшается время на прогрев топлива до температуры самовоспламенения. За счет улучшения условий смесеобразования процесс сгорания будет происходить интенсивнее, с меньшими значениями скорости нарастания давления. Мелкодисперсное распыление позволяет улучшить некоторые экологические показатели, так как создаются благоприятные условия для более полного сгорания топлива в цилиндре двигателя.

Цель и задачи

Цель исследований – экспериментальное определение экологических показателей дизельного двигателя Д-245.5S2 при его работе на высокоактивированном топливе.

Для достижения цели необходимо решить следующие задачи:

- исследовать влияние активированного топлива на работоспособность форсунки;
- исследовать влияние и установить зависимость экологических показателей работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 на активированном топливе.

Методы исследования

Для достижения выше поставленной цели были определены основные направления. Испытания проводились в несколько этапов. На первом этапе исследовалась работа топливной форсунки ФД-22.455.1112010-50 закрытого типа с гидравлическим управлением подъема иглы на активированном топливе. Испытания проводились в лабораторных условиях на стенде М107-CR, предназначенном для испытания и регулировки форсунок авто-тракторных дизельных двигателей по основным параметрам согласно ГОСТ 10579-2017 [10] в диапазоне температур от 50 до 300 °С. Измерения производились по стрелочному манометру (диапазон воспроизводимого давления от 0 до 40 МПа). Дизельное топливо соответствовало ГОСТ 305-2013 [11], а вязкость топлива техническим условиям на форсунки. Температура окружающей среды соответствовала ГОСТ 10579-2017. В качестве нагревательного элемента использовался провод с высоким электрическим сопротивлением диаметром 0,4–0,5 мм. Температурный диапазон регулировался при помощи регулятора напряжения. Результаты исследований топливной форсунки (табл. 1) при работе на высокоактивированном топливе позволяют сделать вывод, о ее работоспособности и соответствии техническим требованиям ГОСТ 10479-2017.

На втором этапе производилось экспериментальное определение регулировочных показателей дизельного двигателя Д-245.5S2 при его работе на высокотемпературном ДТ. В состав экспериментальной установки входил двигатель Д-245.5S2, электротормозной стенд RAPIDO SAK N670 с балансирной

маятниковой машиной, комплект измерительных приборов и система вывода данных на монитор компьютера (рис. 2). Далее исследовались параметры рабочего процесса, эффективные и токсические показатели дизеля на высокотемпературном ДТ на основных режимах его работы. Применялись комплект измерительных приборов по определению компонентов в ОГ и система вывода данных на монитор компьютера. Испытания проводились на ДТ без подогрева и с подогревом до 300 °С. Установочный угол опережения впрыскивания топлива ($\theta_{впр}$) при максимальном значении эффективного КПД соответствовал 22 градусам поворота коленчатого вала до в.м.т. [12].

Результаты и обсуждение

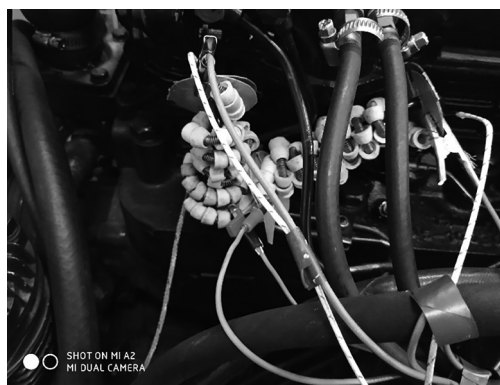
Использование активированного топлива влияет на работу топливоподающей аппаратуры (ТПА). При эксплуатации двигателя необходимо соответствие работы штатной ТПА требованиям ТУ завода-изготовителя, а форсунка должна удовлетворять основным параметрам ГОСТ. Результаты представлены в таблице 1.

Анализ и расчетные значения топливного факела (табл. 2) при нагреве характеризуются увеличением угла распыливания, изменением физико-механических свойств ДТ, уменьшением длины топливной струи и объемно-поверхностного диаметра капель топлива.

Происходит интенсивная деструкция топливного факела, улучшаются условия смесеобразования, повышается однородность топливовоздушной смеси (при тепловом воздействии изменяется коэффициент поверхностного натяжения и кинематическая вязкость топлива) [13].



а



б

Рис. 2. Общий вид:

а) нагрузочного стенда; б) подогревателей на дизеле

Fig. 2. General view: а) load test bench; б) diesel heaters

Таблица 1

Результаты испытания форсунки ФД-22.455.1112010-50

Table 1. Test results of the injector FD-22.455.1112010-50

№ п/п	Основные параметры в соответствии с ГОСТ	Среднее значение повторности опытов					
		50 °C	100 °C	150 °C	200 °C	250 °C	300 °C
1	Давление начала впрыскивания, МПа	21,08	20,92	20,75	20,66	20,62	20,59
2	Подвижность иглы распылителя	да	да	да	да	да	да
3	Качество распыливания	да	да	да	да	да	да
4	Герметичность по запирающему конусу, сек	104,0	92,0	71,00	47,33	28,00	16,67
5	Герметичность уплотнений	да	да	да	да	да	Да
6	Гидроплотность распылителей, сек	11,33	9,33	8,00	6,33	5,67	5,33
7	Отклонение струй топлива от заданных направлений	не выявлено	не выявлено	не выявлено	не выявлено	не выявлено	не выявлено

Таблица 2

Характеристики топливного факела в зависимости от температуры активации ДТ

Table 2. Characteristics of the fuel flame depending on the activation temperature of the diesel fuel

№ п/п	Показатели	ДТ без подогрева	ДТ ($t_1 = 150$ °C)	ДТ ($t_2 = 300$ °C)
1	Число Вебера, W_e	158022	280847	$1782 \cdot 10^3$
2	Средний диаметр капель ДТ при впрыске по Заутеру, d_{32} , мкм	26,31	19,42	4,52
3	Угол топливного факела, $\text{tg} \frac{\Theta}{2}$	13,24	0,1912	0,621
4	Угол топливного факела, Θ , град.	14°49'	20°55'	51°9'
5	Длина топливной струи, s , м	0,0265	0,0221	0,015
6	Скорость впрыскивания топлива, v , м/с	144,81	155,88	219,48
7	Длина топливной струи, s , м (за 1 градус п.к.в.)	0,0066	0,0071	0,009

Испытания двигателя проводились для оценки его основных показателей при работе двигателя на активированном топливе. Оценка влияния активированного топлива на эффективные и экологические показатели проводилась на основе анализа нагрузочных характеристик двигателя при $n = 1800$ мин⁻¹, $n = 1400$ мин⁻¹ и оптимальном значении угла опережения впрыскивания топлива $\Theta_{\text{впр}} = 22^\circ$ до в.м.т. ГОСТ 17.2.2.02-98 устанавливает нормы и методы определения дымности отработавших газов. Дымность определяют при положении органов управления регулятором частоты вращения коленчатого вала дизеля, соответствующем полной подаче топлива при номинальной частоте вращения коленчатого вала и частоте вращения коленчатого вала, соответствующей режиму максимального крутящего момента дизеля [14, 15].

Из графиков экологических показателей (рис. 3) видно, что содержание сажи (С) в отработавших газах при работе на ДТ с подогревом увеличивается при увеличении среднего эффективного давления (характер подъема линии графика). Можно предположить, что при мелкодисперсном распылении топлива в ядре струи образуются зоны горения обогащенных участков смеси с локальным повышением температуры и недостатком кислорода. При таких условиях на малых нагрузках может происходить пиролиз топлива с образованием углерода и оксида углерода. При нагрузке, равной 0,9 МПа, значение выбросов углерода составляет 10 % и 10,6 % при работе дизеля с подогревом топлива 100 °C и 300 °C соответственно.

Увеличение содержания концентрации монооксида углерода (рис. 4) дает увеличе-

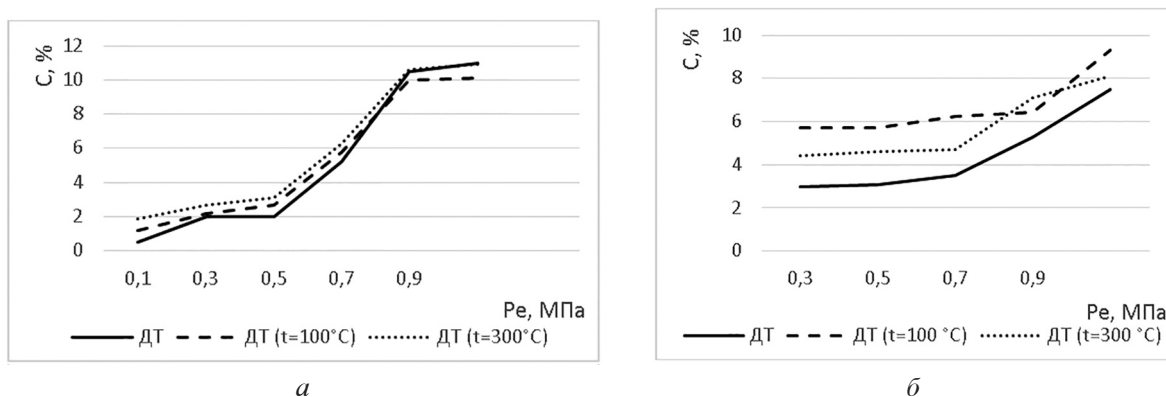


Рис. 3. Показатели уровня сажи в ОГ при частоте вращения коленчатого вала:

а) $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и б) $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$

Fig. 3. Soot level indicators in the exhaust gas at the frequency of the crankshaft rotation:

а) $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ and б) $n = 1400 \text{ min}^{-1}$

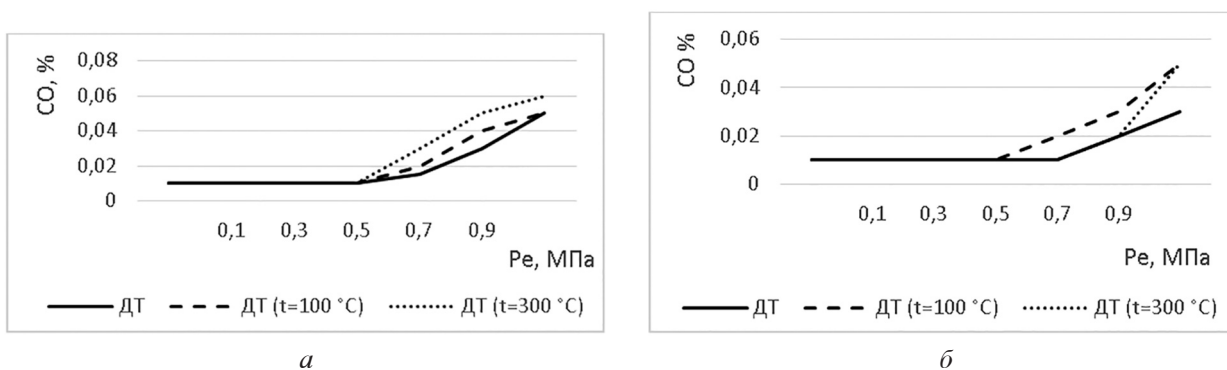


Рис. 4. Показатели уровня СО в ОГ при частоте вращения коленчатого вала:

а) $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и б) $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$

Fig. 4. CO level indicators in the exhaust gas at the frequency of the crankshaft rotation:

а) $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ and б) $n = 1400 \text{ min}^{-1}$

ние среднего эффективного давления (подъем линии графика), а в целом концентрация СО незначительно увеличивается и составляет 0,04 %, 0,04 % и 0,05 % для ДТ без подогрева, при работе дизельного двигателя с подогревом топлива 100 °С и 300 °С соответственно. Предполагается, что образование монооксида углерода происходит в условиях недостатка кислорода в зоне распылителей форсунки, а также в ходе холоднопламенных реакций [1].

Из графиков экологических показателей (рис. 5) видно, что содержание оксидов азота (NO_x) в ОГ при работе как на ДТ без подогрева, так и при работе дизеля с подогревом топлива 100 °С и 300 °С повышается при увеличении среднего эффективного давления. Однако при работе дизеля численные значения оксида азота уменьшаются и составляют 952 ppm и 948 ppm с подогревом топлива

100 °С и 300 °С соответственно (при частоте вращения коленчатого вала $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$). Можно предположить, что за счет интенсификации процесса смесеобразования не происходит резкого повышения температуры в цилиндре двигателя.

Содержание оксидов азота (NO_x) в ОГ при работе дизеля с частотой вращения коленчатого вала $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ увеличивается как на ДТ без подогрева, так и с подогревом. Численные значения оксидов азота увеличиваются на 4,62 % при подогреве топлива до 300 °С по сравнению с ДТ при нагрузке 0,9 МПа. Согласно теории Зельдовича, образование NO_x в процессе сгорания связано с повышением локальной концентрации атомов кислорода и локальной температуры в зоне реакции, что приводит к повышению концентрации оксидов азота в зонах сгорания бедной смеси на поздних стадиях горения [2].

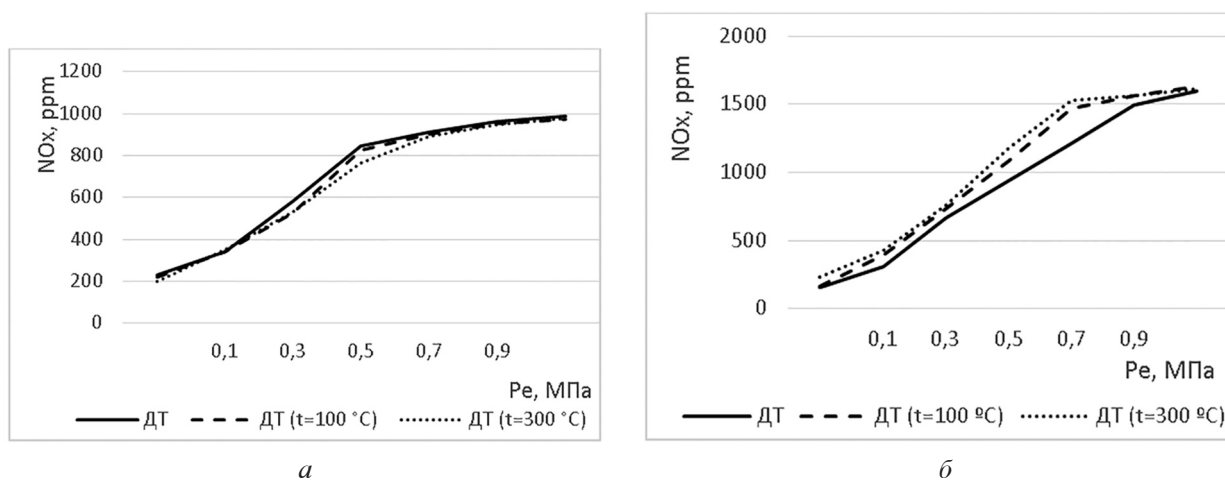


Рис. 5. Показатели уровня NO_x в ОГ при частоте вращения коленчатого вала:
а) $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и б) $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$

Fig. 5. NO_x level indicators in the exhaust gas at the frequency of the crankshaft rotation:
а) $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ and б) $n = 1400 \text{ min}^{-1}$

Работа дизельного двигателя на топливе с подогревом сопровождается повышением (подъем линии графика) выбросов диоксида углерода (CO_2) с ОГ в сторону увеличения среднего эффективного давления (рис. 6). При давлении равном 0,9 МПа численные значения диоксида углерода составляют 8,44 %, 8,06 % и 8,29 % при работе двигателя на ДТ и с подогревом ДТ до 100 °С и 300 °С, соответственно. Основное влияние в этом случае оказывает недостаток кислорода в зоне горения.

На рис. 7 представлены показатели содержания C_xH_y в отработавших газах при частоте вращения коленчатого вала 1800 мин^{-1} и частоте максимального крутящего момента 1400 мин^{-1} . При работе дизельного двигателя при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ с подогревом топлива наблюдается увеличение концентрации C_xH_y

в сторону повышения среднего эффективного давления (подъем линии графика). Так, при давлении равном 0,9 МПа значение C_xH_y при работе дизеля составляет 5 %, 4,8 %, 4,7 % для случаев ДТ без подогрева, с подогревом топлива до 100 °С и до 300 °С, соответственно.

При работе дизеля на частоте вращения коленчатого вала 1400 мин^{-1} значения концентрации C_xH_y при нагреве ДТ уменьшаются. Предполагается, что при мелкодисперсном впрыскивании и хорошей скорости диффузии окислителя происходит ускорение реакции окисления углеводородов, а значит, и снижение их концентрации в ОГ. На режимах нагрузки температура в цилиндре двигателя повышается, а мелкодисперсное впрыскивание приводит к быстрому разложению легких и средних молекул углеводородов.

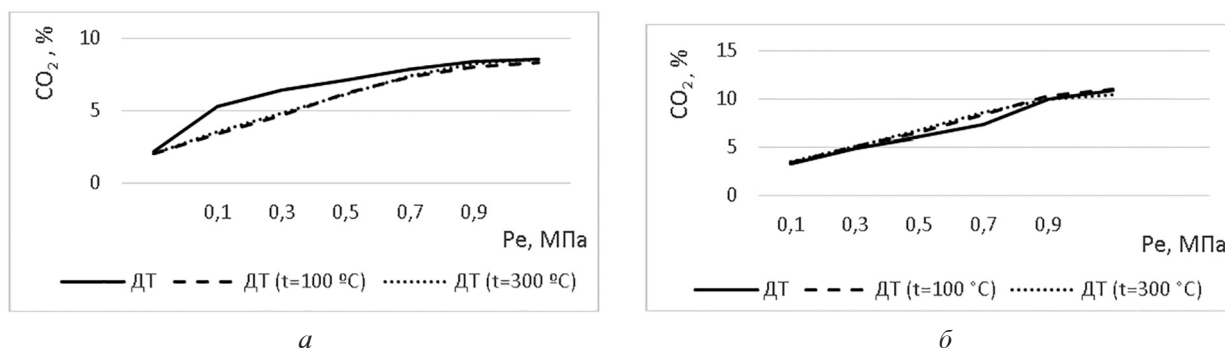


Рис. 6. Показатели уровня CO_2 в ОГ при частоте вращения коленчатого вала:
а) $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и б) $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$

Fig. 6. CO_2 level indicators in the exhaust gas at the frequency of the crankshaft rotation:
а) $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ and б) $n = 1400 \text{ min}^{-1}$

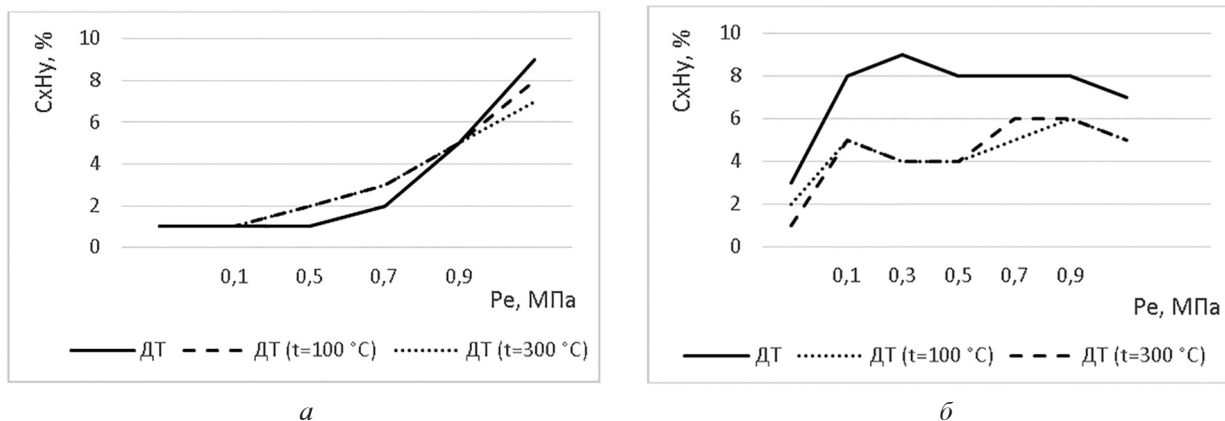


Рис. 7. Показатель уровня C_xH_y в ОГ при частоте вращения коленчатого вала:
а) $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и б) $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$

Fig. 7. C_xH_y level indicators in the exhaust gas at the frequency of the crankshaft rotation:
а) $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ and б) $n = 1400 \text{ min}^{-1}$

Выводы

1. Результаты исследований топливной форсунки при работе на высокоактивированном топливе позволяют сделать вывод о ее работоспособности.

2. В результате испытаний были установлены зависимости показателей токсичности и дымности, выявлены их изменения при работе двигателя на активированном топливе.

3. Нагрев топлива позволяет снизить содержание C_xH_y в ОГ с 8 ppm до 6 ppm при нагреве топлива до 300°C и работе двигателя на частоте вращения коленчатого вала 1400 мин^{-1} . Содержание оксидов азота в ОГ при работе двигателя на нагретом топливе при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ увеличивается на 0,01 % по сравнению с ДТ без подогрева, а при частоте вращения $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ уменьшается на 0,01 %. Концентрации углерода составляют 10,6 %, 10 % и 10,6 % при работе дизельного двигателя на ДТ без подогрева и с подогревом топлива до 100°C и до 300°C соответственно.

Литература

1. Ассад М.С., Пенязьков О.Г. Продукты сгорания жидких и газообразных топлив: образование, расчет, эксперимент. Минск: Беларус. Наука, 2010. 305 с.
2. Чигир Н.А., Вейнберг Р.Дж., Боумэн К.Т. и др. Образование и разложение загрязняющих веществ в пламени. Пер. с англ. под ред. Ю.Ф. Дяткина. Москва: Машиностроение, 1981. 407 с.
3. Плотников С.А. Улучшение эксплуатационных показателей дизелей путем создания новых альтернативных топлив и совершенствование топли-

воподающей аппаратуры: монография. Нижний Новгород: НГТУ, 2011. 40 с.

4. Мартынова И.Б. Исследование особенностей топливоподачи и экономичности дизеля на долевых нагрузках при подогреве топлива: автореферат дисс. канд. техн. наук. Калининград, КГТУ, 1996. 23 с.
5. Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Бирюков А.Л. Анализ процесса сгорания и тепловыделения тракторного дизеля с термической подготовкой топлива // Молочнохозяйственный вестник, 2017. № 3 (27). С. 114–124.
6. Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Атаманюк В.Ф. Исследование процесса сгорания и тепловыделения дизеля с термофорсированием // Тракторы и сельхозмашины, 2014. № 7. С. 25–27.
7. Балабин В.Н., Васильев В.Н. Особенности применения термофорсирования топлива на локомотивных дизелях // Современные наукоемкие технологии, 2015. № 4. С. 107–113.
8. Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Калиш Г.Г. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. А.С. Орлина. Москва: Машгиз, 1957. Том 1. 396 с.
9. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. Ленинград: Машиностроение, 1990. 352 с.
10. ГОСТ 10579-2017 Форсунки дизелей. Технические требования и методы испытаний. М.: Изд-во стандартов, 2018. 14 с.
11. ГОСТ 305-82 Топливо дизельное. Технические условия. М.: Изд-во стандартов, 1983. 15 с.
12. Карташевич А.Н., Плотников С.А., Мотовилова М.В. Оценка регулировочных показателей дизеля при высокотемпературном воздействии на ДТ // Вестник РГТУ, 2019. № 4 (44). С. 131–136. DOI 10.36508/RSATU.2019.68.89.023

13. Плотников С.А., Кантор П.Я., Мотовилова М.В. Расчет характеристик впрыскивания при работе дизеля на активированном топливе // Двигательное строение, 2019.
 14. ГОСТ 17.2.2.02-98. Охрана природы. Атмосфера. Нормы и методы определения дымности отработавших газов дизелей, тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин. М.: Изд-во стандартов, 1998. 11 с.
 15. ГОСТ 17.2.2.05-97. Охрана природы. Атмосфера. Нормы и методы измерения выбросов вредных веществ с отработавшими газами тракторных и комбайновых дизелей. М.: Изд-во стандартов, 1998. 13 с.
- References**
1. Assad M.S., Peniaz'kov O.G. Produkty sgoraniya zhidkikh i gazoobraznykh topliv: obrazovaniye, raschet, eksperiment [Combustion products of liquid and gaseous fuels: formation, calculation, experiment]. Minsk: Belarus. Nauka Publ., 2010. 305 p.
 2. Chigir N.A., Veynberg R.Dzh., Boum'en K.T. i dr. Obrazovaniye i razlozheniye zagryaznyayushchikh veshchestv v plameni [Formation and decomposition of contaminants in the flame]. Per. s angl. pod red. YU.F. Dityakina. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1981. 407 p.
 3. Plotnikov S.A. Uluchsheniye ekspluatatsionnykh pokazateley dizeley putem sozdaniya novykh al'ternativnykh topliv i sovershenstvovaniye toplivopoddayushchey apparatury [Improving the performance of diesel engines by creating new alternative fuels and improving fuel supply equipment]: monografiya. Nizhniy Novgorod: NGTU Publ., 2011. 40 p.
 4. Martynova I.B. Issledovaniye osobennostey toplivopodachi i ekonomichnosti dizelya na dolevykh nagruzkakh pri podogreve topliva: avtoreferat diss. kand. tekhn. nauk [Investigation of the peculiarities of fuel supply and efficiency of a diesel engine at fractional loads when heating fuel: Abstract to Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Kaliningrad, KGTU, 1996. 23 p.
 5. Plotnikov S.A., Buzikov SH.V., Biryukov A.L. Analysis of the combustion process and heat release of a tractor diesel engine with thermal fuel preparation. Molochnokhozyaystvennyy vestnik, 2017. No 3 (27), pp. 114–124 (in Russ.).
 6. Plotnikov S.A., Buzikov SH.V., Atamanyuk V.F. Investigation of the combustion process and heat release of a diesel engine with thermal boost. Traktory i sel'khoz mashiny, 2014. No 7, pp. 25–27 (in Russ.).
 7. Balabin V.N., Vasil'yev V.N. Features of the use of thermal boosting of fuel on locomotive diesel engines. Sovremennyye naukoemye tekhnologii, 2015. No 4, pp. 107–113 (in Russ.).
 8. Orlin A.S., Vyrubov D.N., Kalish G.G. i dr. Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Internal combustion engines]. Pod red. A.S. Orlina. Moscow: Mashgiz Publ., 1957. Vol. 1. 396 p.
 9. Faynleyb B.N. Toplivnaya apparatura avtotraktornykh dizeley: Spravochnik [Fuel equipment of autotractor diesel engines: Handbook]. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1990. 352 p.
 10. GOST 10579-2017 Diesel injectors. Technical requirements and test methods. Moscow: Izd-vo standartov Publ., 2018. 14 p.
 11. GOST 305-82 Diesel fuel. Technical conditions. Moscow: Izd-vo standartov Publ., 1983. 15 p.
 12. Kartashevich A.N., Plotnikov S.A., Motovilova M.V. Evaluation of diesel engine adjusting parameters under high-temperature impact on diesel fuel. Vestnik RGATU, 2019. No 4 (44), pp. 131–136 (in Russ.). DOI 10.36508/RSATU.2019.68.89.023
 13. Plotnikov S.A., Kantor P.YA., Motovilova M.V. Calculation of injection characteristics when the diesel engine is running on activated fuel. Dvigatel'stroyeniye, 2019.
 14. GOST 17.2.2.02-98. Protection of Nature. Atmosphere. Norms and methods for determining the opacity of exhaust gases of diesel engines, tractors and self-propelled agricultural machinery. Moscow: Izd-vo standartov Publ., 1998. 11 p.
 15. GOST 17.2.2.05-97. Protection of Nature. Atmosphere. Standards and methods for measuring emissions of harmful substances with exhaust gases of tractor and combine diesel engines. Moscow: Izd-vo standartov Publ., 1998. 13 p.

INVESTIGATION OF THE ENVIRONMENTAL CHARACTERISTICS OF A DIESEL ENGINE WHEN OPERATING ON ACTIVATED FUEL

DSc in Engineering **S.A. Plotnikov**, DSc in Engineering **A.N. Kartashevich**, **M.V. Motovilova**
Vyatka State University, Kirov, Russia
Plotnikovsa@bk.ru

The internal combustion engine is the most widespread source of energy for vehicles. The main requirements for an internal combustion engine include: the efficiency of functioning as part of a vehicle, high performance indicators, as well as environmental parameters of the emission of exhaust gases into the environment. The fulfillment of these conditions is possible by improving the design of the engine, as well as improving the working process of the diesel engine while increasing the quality of diesel fuel or additional impact directly on the fuel itself.

One of the most effective ways to influence diesel fuel is to transfer a certain amount of heat to it in the high-pressure fuel line in front of the injectors. At the same time, the physical and mechanical properties of diesel fuel change, which leads to a change in mixture formation and the combustion process in the engine cylinder. To intensify the combustion process, a method of preliminary high-temperature local heating of diesel fuel in the fuel supply system in front of the injectors was proposed.

To achieve this goal, several main directions were identified, including the study of environmental indicators during the intensification of the combustion process.

The tests were carried out in stages. At the first stage, the operation of the fuel injector when operating on activated fuel (bench, laboratory tests) was investigated. At the next stage, the indicators of the diesel engine in the main modes of its operation were investigated.

Bench (laboratory) tests made it possible to draw a conclusion about the operability and compliance of the aggregate with the technical requirements of the manufacturer and the parameters of GOST. The bench tests proved the possibility of a diesel engine running on activated fuel without deteriorating environmental performance in the exhaust gases; at the same time, changes in the toxicity and smoke of the exhaust gases from different values of the average effective pressure were revealed.

Keywords: diesel, highly activated fuel, environmental performance, smoke, toxicity, exhaust gases.

Cite as: Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Motovilova M.V. Investigation of the environmental characteristics of a diesel engine when operating on activated fuel. *Izvestiya MGТУ «МAMI»*. 2021. No 1 (47), pp. 54–62 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-54-62.

СОВРЕМЕННЫЙ ПОДХОД К ТЕСТИРОВАНИЮ И ВАЛИДАЦИИ СИСТЕМ ПОМОЩИ ВОДИТЕЛЮ

Торопов Е.И., Трусов Ю.П., к.т.н. Вашурин А.С., Мошков П.С.

Нижегородский государственный технический университет им Р.Е. Алексеева, Нижний Новгород, Россия
evgeny.toropov@nntu.ru

Постоянно растущие требования к безопасности транспортных средств вынуждают автопроизводителей заниматься разработкой ADAS-систем («интеллектуальных помощников»). В свою очередь, перед выпуском на рынок автомобиля, оборудованного подобными функциями, необходимо полноценно протестировать и свалидировать алгоритмы работы электронных систем в различных условиях. В настоящее время наиболее популярны методы отладки и тестирования ADAS-систем, основанные на программном («модель и программное обеспечение в петле») и аппаратно-программном моделировании («оборудование в петле»), что позволяет выявлять и устранять ошибки на ранних стадиях разработки продукта, таким образом экономя денежные средства. Несмотря на огромные преимущества имитационного моделирования, натурные испытания остаются основополагающим и финальным этапом перед стартом серийного производства. Это обусловлено тем, что международные и отечественные стандарты в настоящее время не предусматривают сертификацию «электронных помощников» посредством проведения виртуальных тестов. В связи с этим перед производителями измерительного оборудования и инженерами-испытателями встает задача по разработке принципиально новой тест-установки, обеспечивающей фиксацию положения транспортных средств в динамических режимах с сантиметровой точностью, а также производство синхронизированной видеозаписи. В данной статье рассказывается о подходе сотрудников НГТУ им. Р.Е. Алексеева к решению данной проблемы: проектировка принципиальной схемы и ее реализация на прототипе легкого коммерческого автомобиля, оборудованного ADAS-системами. Для фиксации географических координат с сантиметровой точностью использовался прибор Racelogic Vbox 100 Hz, работающий в режиме real-time kinematic (RTK), синхронизированная видеозапись производилась при помощи Racelogic Video Vbox Pro, включающий в себя 4 широкоугольные камеры. Апробация работы измерительной установки была проведена при испытаниях следующих систем: детектор мертвых зон, предупреждение о выходе из полосы и помощник поиска парковочного места. В статье представлен ряд графиков функционирования одной из систем.

Ключевые слова: ADAS, RTK, ГНСС, измерительное оборудование, испытания, валидация.

Для цитирования: Торопов Е.И., Трусов Ю.П., Вашурин А.С., Мошков П.С. Современный подход к тестированию и валидации систем помощи водителю // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 1 (47). С. 63–72. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-63-72.

Введение

На протяжении последних десятилетий автопроизводители уделяют большое внимание развитию электронных систем активной безопасности, таких как антиблокировочная система (АБС), противобуксовочная (ПБС) и система электронного контроля устойчивости (ЭКУ). Наличие подобных функций позволяет водителю сохранять и осуществлять контроль над транспортным средством в критических ситуациях. Однако развитие и удешевление микроэлектроники, возможность использования ранее недоступных гражданской отрасли технологий (радары, лидары, ультразвуковые датчики, камеры, цифровое зрение) подтолкнули автопроизводителей к реализации такого направления, как автоматизация управ-

ления транспортным средством. Результатом осуществления подобных научно-конструкторских работ стало появление серийных образцов вспомогательных систем активной безопасности, так называемых ассистентов (DAS/ADAS). Данные системы могут как предупреждать водителя в случае отрицательной динамики, приводящей к возникновению критической ситуации, так и заблаговременно вмешиваться в управление транспортным средством: оказывать воздействие на рулевой механизм, тормозную систему и системы управления двигателем, трансмиссией [1, 2].

Для сферы грузопассажирских перевозок, в которых используются легкие коммерческие, среднетоннажные транспортные средства и большегрузы, наиболее перспективным явля-

ется развитие и внедрение интеллектуальных систем помощи водителю, отвечающих за мониторинг слепых зон, что наиболее актуально для грузовых автомобилей, а также предотвращающих ошибки в случае невнимательности, кратковременного отвлечения и физической усталости водителя [2, 3]. Следующие системы отвечают данным требованиям:

- ассистент удержания в полосе (Lane keep assistance – LKA). Основная функция – информирование водителя о выходе автомобиля из полосы движения, а также корректировка курса, если действия водителя недостаточны или отсутствуют;

- помощник при парковке (Park assist system – PAS) – система помогает в поиске парковочного места, а также управляет рулевым механизмом [4].

- мониторинг слепых зон (Blind spot monitoring – BSM) – предупреждает и предотвращает столкновение с попутно движущимся транспортным средством, если он находится в мертвой зоне [5].

Внедрение данных систем позволит повысить безопасность дорожного движения, а также снизить расходы транспортных компаний в случае простоя при ДТП.

В настоящее время при тестировании электронных систем наибольшую популярность получили технологии программного (Model-in-the-loop – MIL, Software-in-the-loop – SIL) и программно-аппаратного моделирования (Hardware-in-the-loop – HIL), что снижает стоимость изготовления прототипа, а также позволяет избежать ошибок на ранних этапах разработки. Несмотря на все преимущества виртуальных испытаний, они неспособны в полной мере заменить полевые, таким образом натурные тесты на протяжении многих лет остаются основным этапом разработки, а их результаты определяющими, готов ли автомобиль к выпуску на рынок [6, 7].

В связи с этим актуальным остается вопрос о методиках натурных испытаний электронных систем помощи водителю, а также необходимом измерительном оборудовании.

Целью приведенных в статье исследований является рассмотрение этого вопроса.

Методы и средства проведения исследований

Нормативная документация на функциональные свойства систем ADAS

В настоящее время в Российской Федерации действует ряд нормативных документов, регламентирующих общие технические требования по отношению к электронным системам, а также описывающих методы их испытаний. Разберем каждую систему в отдельности:

1. Предупреждение о выходе из занимаемой полосы движения. Функционирование системы описано в ГОСТ Р 58807-2020. Для оценки эффективности срабатывания согласно данному документу необходимо зафиксировать:

- скорость движения транспортного средства;
- скорость выхода автомобиля из занимаемой полосы движения;
- момент срабатывания оптического сигнализатора;
- положение испытуемого объекта относительно линии разметки;
- момент срабатывания сигнализатора неисправности [8].

2. Помощь водителю при принятии решения о смене полосы движения. Функционирование данной системы регламентируется в ГОСТ Р 58803-2020 (часть заимствована из Правил ООН № 130 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения механических транспортных средств в отношении системы предупреждения о выходе из полосы движения»). Необходимо фиксировать следующие параметры:

- скорость движения транспортного средства;
- усилие на рулевом колесе;
- боковое ускорение;
- временные интервалы;
- моменты срабатывания оптического сигнализатора активации функции и информирования о неисправности;
- видеофиксация действий водителя (управление переключателем поворота);
- расстояние между вспомогательным (приближающегося) т.с. и испытуемым объектами [9].

3. Система удержания транспортного средства в полосе движения – ГОСТ Р 58804-2020. Замеряемые параметры:

- скорость движения транспортного средства;
- усилие на рулевом колесе;
- боковое ускорение;
- временные интервалы;
- моменты срабатывания оптического, акустического сигнализаторов активации функции и информирования о неисправности;

– видеофиксация действий водителя [10].

4. Мониторинг слепых зон – ГОСТ Р 58808-2020. Замеряемые параметры:

- скорость движения транспортного средства;
- скорость сближения испытуемого т.с. и вспомогательного;
- временные интервалы;
- продольное и боковое расстояния между испытуемым и вспомогательным т.с.;
- моменты срабатывания оптического сигнализатора и информирования о неисправности;
- видеофиксация действий водителя [11].

5. Помощь при парковке – ПНСТ 381-2019 (афилирован с ISO 16787:2017-Intelligent transport systems – Assisted parking system (APS) – Performance requirements and test procedures). Замеряемые параметры:

- скорость движения;
- поперечное расстояние до припаркованных автомобилей;
- курсовое угловое расстояние между объектом испытаний и припаркованными автомобилями;
- моменты срабатывания оптического, звукового сигнализаторов и информирования о неисправности;
- расположение испытуемого т.с. в геометрии парковочного места;
- временные интервалы;
- моменты срабатывания оптического сигнализатора и сигнализатора неисправности [12].

Как видим, исходя из требований регламентирующих документов измерительная установка, располагающаяся на испытуемом транспортном средстве, должна обладать следующими возможностями:

- определение местоположения объекта испытаний с сантиметровой точностью, а в ряде тестов дополнительно еще вспомогательного т.с.;
- возможность подключения к бортовой информационной шине CAN для фиксации временных задержек в работе человеко-машинного интерфейса;
- получение видеоряда с возможностью синхронизации записи со сторонним оборудованием.

Разработка измерительной установки

Измерение расстояний между движущимися испытуемыми транспортными средствами с сантиметровой точностью невозможно

с применением классических установок по измерению пройденного пути и расстояний (например, оптический датчик пройденного пути, «пятое колесо», линейный лазерный датчик расстояний). Рост спроса автопроизводителей на оборудование по тестированию ADAS-функций вынудил разработчиков измерительного оборудования применить технологии, ранее используемые в гражданской сфере только в геодезических измерениях.

Для достижения максимальной точности и удобства испытания ADAS производители измерительных систем сейчас используют передовые ГНСС-технологии. Для достижения точности позиционирования до 2 см применяется технология кинематики реального времени (Real-time-kinematic – RTK). Как известно, из-за влияния большого количества негативных факторов (атмосферные неоднородности, помехи от стационарных и подвижных объектов, переотражение сигнала или многолучевость) одиночный спутниковый прибор любого класса не может обеспечить высокую точность позиционирования (до 10 м), поэтому для уточнения координат используются так называемые RTK-поправки, которые рассчитываются и передаются другим ГНСС-приемником (базовая станция), точное местоположение которого известно (рис. 1) [5, 13].

Для передачи RTK-поправок от базовой станции к подвижному приемнику (ровер) существует несколько способов:

1) используется GPRS-канал; минус этого метода состоит в том, что каждый приемник должен иметь возможность подключения к сети интернет, что не везде возможно;

2) GSM-соединение – в данном случае возможно подключить только 1 ровер, остальные недостатки аналогичны первому методу;

3) использование радиоканала – является наиболее предпочтительным, нет ограничений по количеству подключаемых роверов и независим от качества сотовой связи.

Единственным минусом является то, что в Российской Федерации (как и во многих других странах) ограничена мощность нелицензируемого использования источника радиочастотного сигнала (РЭС): при работе на частоте 433 МГц максимальная мощность не должна превышать 10 мВт, а 2,4 ГГц – не более 100 мВт с максимальной высотой подвеса антенны – 10 метров. Как показывает практика, данных мощностей достаточно,

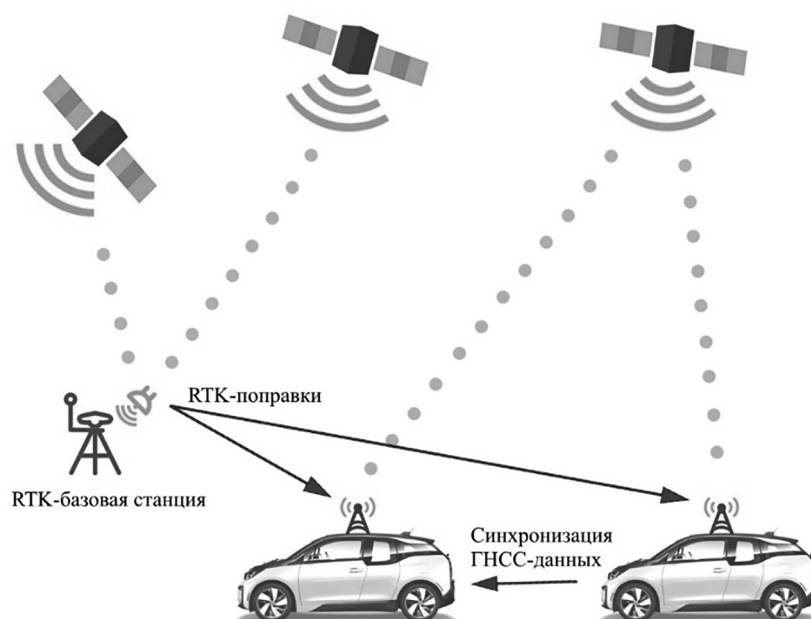


Рис. 1. Принципиальная схема ГНСС-измерений при тестировании ADAS

Fig.1. Schematic diagram of GNSS measurements during ADAS testing

чтобы покрыть зону радиусом 500–600 метров (при условии прямой видимости). Если появляется необходимость в большей зоне охвата радиосигналом, т.е. использование более мощного передатчика, то необходимо проходить процедуру получения разрешения на использование радиочастоты и регистрации РЭС, что может по времени затянуться до 6–8 месяцев. Это целесообразно при проведении испытаний всегда в одном и том же месте (автомобильном полигоне), так как в случае перебазирования все разрешения необходимо получать заново.

При испытаниях и валидации систем ADAS недостаточно получения точных координат каждого из подвижных приемников, необходимо вычислять параметры испытуемого автомобиля (кратчайшее, продольное и поперечное расстояния, скорость сближения и т.п.) относительно вспомогательных транспортных средств или линии разметки. С этой целью каждый автомобиль оборудуется дополнительным комплектом телеметрии для синхронизации ГНСС-данных на целевом объекте (рис. 1).

Перед специалистами Нижегородского государственного технического университета была поставлена задача разработать и реализовать на практике измерительную установку по тестированию и валидации ADAS-функций легкого коммерческого автомобиля. Принципиальная схема представлена на рис. 2.

На рис. 2 обозначено: *a* – часть, устанавливаемая на испытуемое т.с.; *b* – часть, устанавливаемая на вспомогательное т.с.; *1* – CAN-интерфейс, подключаемый к бортовой информационной шине; *2* – измерительное рулевое колесо MSW; *3* – измерительный ГНСС-прибор Racelogic VBox 3i 100Hz RTK; *4* – телеметрия 2,4 ГГц синхронизации ГНСС-данных между автомобилями; *5* – радиоканал 2,4 ГГц синхронизации ГНСС-данных; *6* – радиоприемник RTK-поправок; *7* – радиоканал 2,4 ГГц передачи RTK-поправок; *8* – дисплей скорости движения т.с.; *9* – multifunctional display MFD; *10* – Video VBox Pro; *11* – Racelogic CAN-шина; *12* – ГНСС-базовая станция с телеметрией 2,4 ГГц передачи поправок.

Основные составляющие элементы измерительной установки:

1. Высокоточный измерительный ГНСС-прибор Racelogic VBox 3i 100 Hz (поз. 3 рис. 2). Устанавливается в каждое транспортное средство для расчета точного местоположения, определения динамических характеристик и параметров оценки функций ADAS.

2. ГНСС-базовая станция (поз. 12) необходима для уточнения (до 2 см) местоположения измерительных приборов. Для передачи RTK-поправок организуется местная радиосвязь, то есть базовая станция и все роверы оборудуются радиомодулями, работающими на частоте 2,4 ГГц (поз. 6).

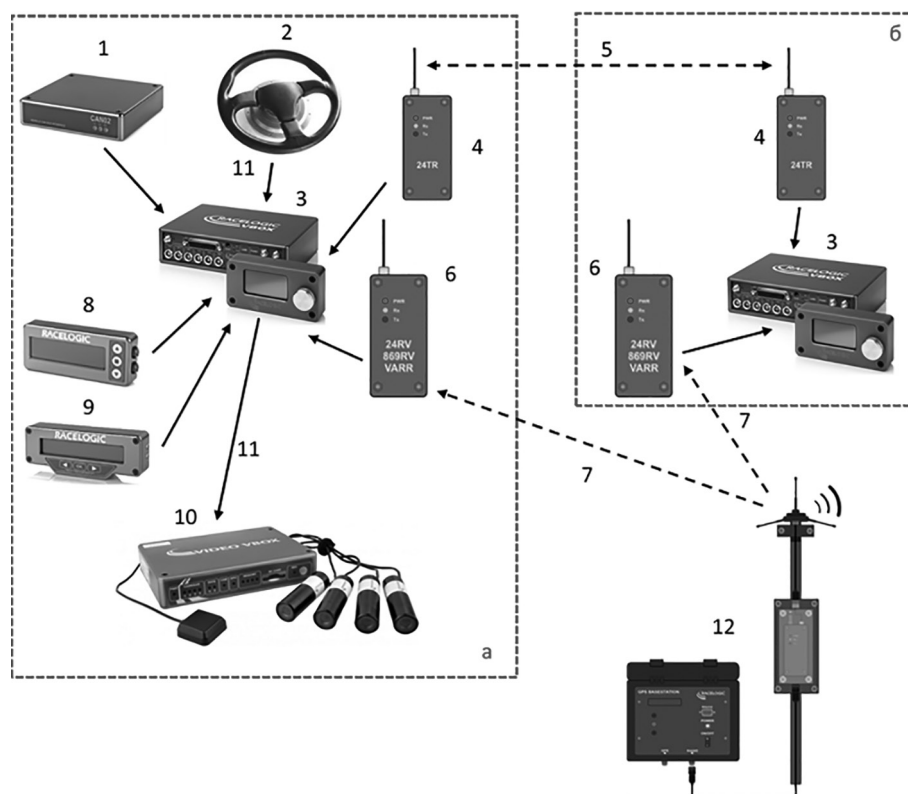


Рис. 2. Принципиальная схема измерительной установки

Fig. 2. Schematic diagram of the measuring installation

3. Дополнительная телеметрия 2,4 ГГц (поз. 4) синхронизации ГНСС-данных необходима для расчета ADAS-параметров, таких как относительное расстояние между испытуемыми транспортными средствами, скорость сближения и т.п.

4. CAN-интерфейс Racelogic CAN02 (поз. 1) подключается к информационной шине испытуемого автомобиля для фиксации статусов срабатывания ADAS-функций, а также ряда других параметров (обороты двигателя, нажатие на тормоз, педаль газа, включение сигнализаторов поворота, номер включенной передачи и т.п.).

5. Дисплей скорости (поз. 8) – отображение действительной скорости движения т.с.

6. Многофункциональный дисплей MFD (поз. 9) позволяет вывести на дисплей любой из измеряемых параметров. Например, необходим при контроле боковой дистанции между т.с.

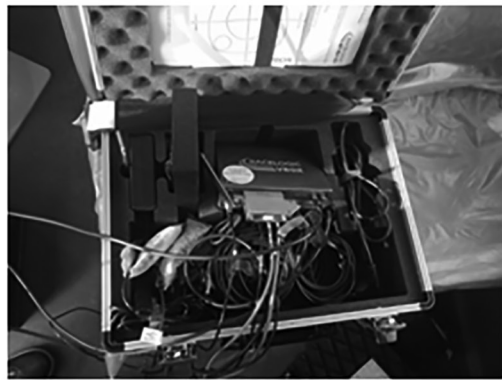
7. Racelogic Video Vbox Pro (поз. 10) – ГНСС-прибор с возможностью записи видеопотока одновременно с 4 видеокамер, необходим при фиксации срабатывания световых индикаторов, пересечения транспортным средством линии разметки, видеозапись действий водите-

ля и т.п. Для синхронизации записи с Vbox 3i подключается к Racelogic CAN-шине (поз. 11).

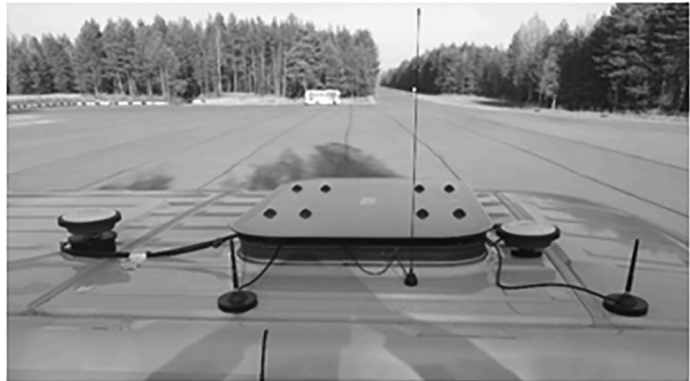
8. Измерительное рулевое колесо MSW (поз. 2). Устанавливается непосредственно на штатное рулевое колесо, необходим для измерения угла поворота, скорости вращения и крутящего момента. Измеренные данные передаются на Vbox 3i также при помощи Racelogic CAN-шины.

Установка измерительного оборудования на основное и вспомогательное транспортные средства представлена на рис. 3 (а-д). Рис. 3, е – размещение ГНСС-базовой станции с установленной на телескопической штанге радиопередатчика 2,4 ГГц и его антенны. Стоит отметить, что максимальная мощность составляет 60 мВт, высота подвеса антенны – 5 м, что позволяет использовать данный источник РЭС без получения дополнительных разрешений.

На рис. 3 показаны: а – Racelogic Vbox 3i 100Hz в салоне основного транспортного средства; б – установленные на крыше основного т.с. GPS/Глонасс и телеметрические антенны; в – Racelogic Vbox 3i 100Hz в салоне вспомогательного транспортного средства; г – камеры Video Vbox Pro, фиксирующие пересечение



а



б



в



г



д



е

Рис. 3. Установленное измерительное оборудование

Fig. 3. Installed measuring equipment

передним правым колесом линии разметки; д – измерительное рулевое колесо MSW, дисплей Vbox, салонная камера Video Vbox; е – ГНСС-базовая станция с комплектом телеметрии.

При тестировании функций ADAS, связанных с работой по определению полосы движения, отсутствует необходимость использования вспомогательного транспортного средства. Вместо него, используя комплект по разметке

полосы движения, осуществляется наземная трассировка линии с геодезической точностью (рис. 4) с последующей загрузкой в измерительный прибор Vbox3i, установленный на объект испытаний. Благодаря этому производится расчет необходимых для оценивания и валидации ADAS-функции параметров движения: расстояние от колес до линии, скорость выхода из полосы движения.



Рис. 4. Трассировка линии разметки

Fig. 4. Tracing the line markings

Результаты тестирования функций ADAS и их обсуждение

Разработанная измерительная система была апробирована при тестировании прототипа легкого коммерческого автомобиля, оборудованного системами помощи водителю. Испытания проводились на полигоне ОИЦ «Березовая пойма», тестировались следующие функции:

- предупреждение о выходе из занимаемой полосы движения;
- детектор слепых зон;
- поиск парковочного места.

Для наглядности представим часть результатов по тестированию функции «Детектор мертвых зон» (BSM). Режим испытания: тестируемое транспортное средство движется со скоростью 30–35 км/ч, вспомогательный автомобиль разгоняется до 40–45 км/ч и про-

изводит опережение по правому борту. Задача теста – определить моменты срабатывания и подачи светозвуковой сигнализации помощника «Мониторинг мертвых зон». Помимо статистических данных производилась запись видеоряда при помощи оборудования Racelogic Video Vbox Pro. Пример видеокadra показан на рис. 5.

Как видно, помимо возможности синхронной фиксации видео сразу с 4 камер программы обеспечение позволяет наносить виртуальную разметку, помогающую оценивать расположение наружных объектов. Стоит отметить, что Video Vbox оборудован CAN-интерфейсом с возможностью записи дополнительных 32 каналов из информационной шины – все числовые значения, представленные на видеокadre (рис. 5), получены данным способом (статусы срабатывания звукооптического сигнализатора BSM, расположение испытуемых транспортных средств относительно друг друга, а также точки контакта – точки на периметре т.с., соответствующие минимальному расстоянию между объектами теста).

Измерительный прибор Racelogic Vbox 3i 100 Hz вычисляет и записывает ADAS-параметры, к которым относятся:

- скорость движения обоих объектов (рис. 6, а);
- расстояние между т.с.: кратчайшее, продольное, поперечное (рис. 6, б);
- контактные точки обоих транспортных средств (рис. 6, в). При настройке измерительной системы размечается контур испытуемых



Рис. 5. Кадр видеоряда Video Vbox Pro

Fig. 5. Video frame of Video Vbox Pro

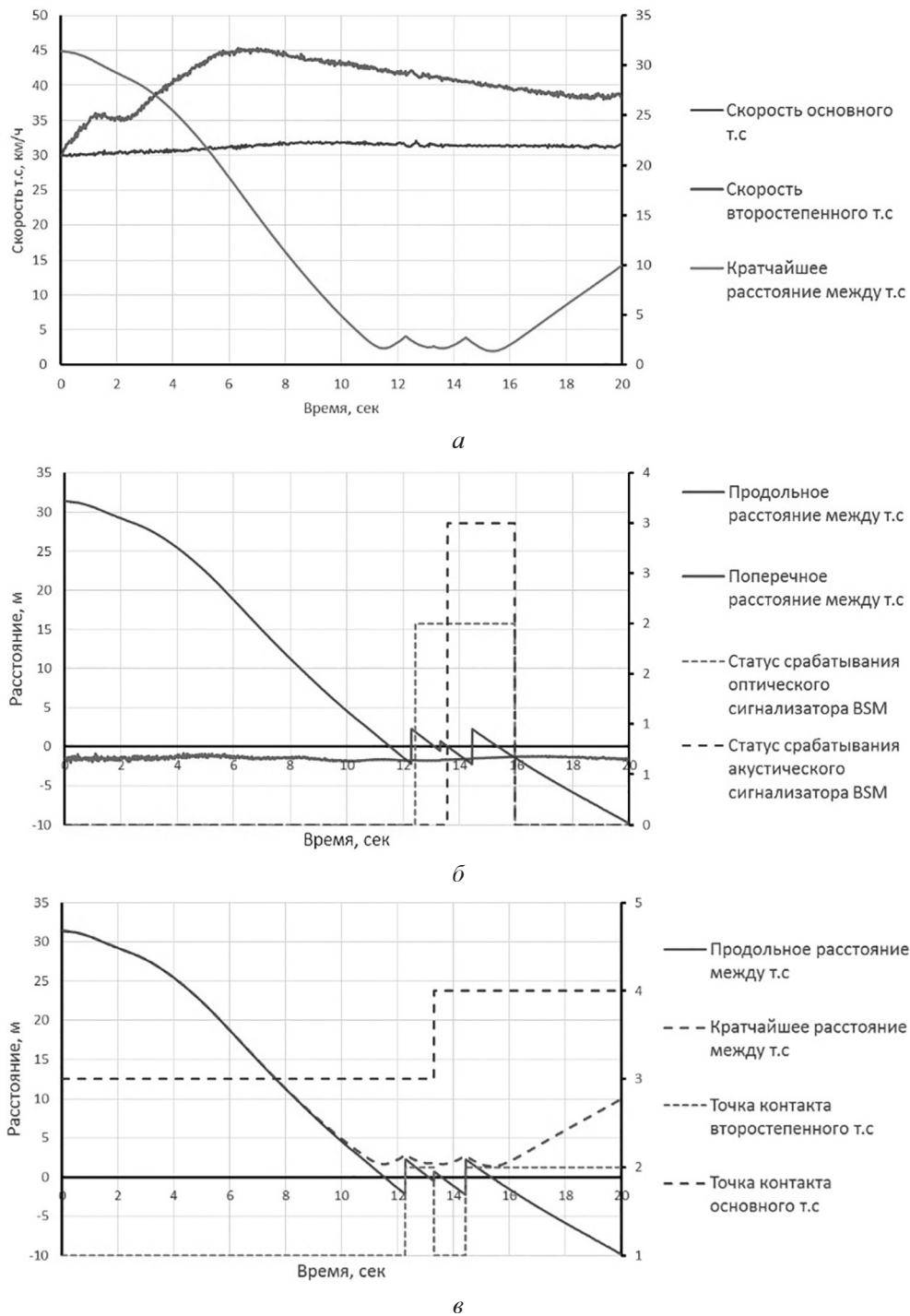


Рис. 6. Графики, полученные по результатам испытаний системы BSM

Fig. 6. Graphs derived from BSM system test results

автомобилей (так называемые contact points), т.е. расположение маркеров по периметру относительно измерительной GPS/Глонасс антенны. В нашем случае это были 4 точки: левый передний угол – первый маркер, и далее нумерация против часовой стрелки;

- скорость сближения, а также ускорение одного объекта относительно другого;
- угловое расстояние между курсами т.с.

Таким образом, по результатам испытаний мы получаем набор статистического материала, который позволяет оценить правильность (точность функционирования, отсутствие ложных срабатываний) работы алгоритма ADAS-системы, свалидировать ее, проверить на соответствие высоким международным и отечественным требованиям, что является неотъемлемой частью процесса разработки любого продукта.

На рис. 6 показаны: *a* – график скоростей движения основного и вспомогательного т.с.; *b* – продольное, поперечное расстояние между т.с., статусы срабатывания BSM; *в* – кратчайшее расстояние между т.с., контактные точки.

Заключение

Разработанная измерительная система была успешно апробирована при испытаниях систем помощи водителю прототипа первой серии. Полученные в ходе испытаний результаты будут использованы при доводке и отладке алгоритма высшего уровня электронных помощников, также планируется повторное использование при тестировании прототипов второй и третьей серии.

Стоит отметить, что данная измерительная система удовлетворяет международным и отечественным нормативным документам, поэтому может использоваться при сертификационных испытаниях ADAS-систем.

Возможности данного измерительного оборудования не ограничиваются тестированием систем, представленных в данной статье, возможно также проводить испытания адаптивного круиз-контроля (Adaptive Cruise Control – ACC), экстренного торможения (Autonomous Emergency Braking – AEB) как с движущейся целью, так и с неподвижной, предупреждения о столкновении (Forward Collision Warning – FCW), распознавания дорожных знаков (Traffic Sign Recognition – TSR).

Исследования выполнены при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках проекта «Создание высокотехнологичного производства модельного ряда автомобилей ГАЗель Next с новой электронной архитектурой электронных систем» по Соглашению № 075-11-2019-027 от 29.11.2019 (постановление Правительства Российской Федерации от 09 апреля 2010 года № 218) с использованием измерительной аппаратуры Центра коллективного пользования НГТУ «Транспортные системы».

Литература

1. Приходько В.М., Иванов А.М., Борисевич В.Б., Шадрин С.С. Методики тестирования автоматизированных систем управления автомобилем // Вестник МАДИ, 2017. № 4. С. 10–15.
2. Порубов Д.М., Зезюлин Д.В., Тюгин Д.Ю., Тумасов А.В., Беляков В.В., Грошев А.М., Береснев П.О. Разработка автомобильной системы определения и удержания в полосе движения // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2018. № 2. С. 25–29.
3. Тумасов А.В., Береснев П.О., Филатов В.И., Тюгин Д.Ю., Улитин А.В. Разработка системы помощи водителю при парковке для коммерческих транспортных средств // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2020. № 3. С. 132–140. DOI: 10.46960/1816-210X_2020_3_132.
4. Шашкина К.М., Порубов Д.М., Пинчин А.В., Тумасов А.В. Разработка электронного блока рулевого управления для интеграции с системами помощи водителю коммерческого транспорта // Наука и бизнес: пути развития. 2019. № 8. С. 15–22.
5. Hun-Jung Lim, Tai-Myoung Chung RP-ADAS: Relative Position-Advanced Drive Assistant System based on VANET (GNSS) // World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Electrical and Computer Engineering. Vol. 6, No. 3, 2012. P. 397–402.
6. Мардоян Г.Р., Симонян Р.И., Карпов Н.А., Пронин Н.А., Метелев С.Ю. Современные подходы к испытанию систем ADAS на всех этапах разработки // Труды НГТУ им. П. Е. Алексеева. 2018. № 4. С. 233–242.
7. Krejci P. Testing of Automotive Park Assistant Control Unit by HIL Simulation // Mechatronics. 2013. P. 487–493. DOI: 10.1007/978-3-319-02294-9_62.
8. ГОСТ Р 58807-2020. Автомобильные транспортные средства. Системы предупреждения о выходе из занимаемой полосы движения. Общие технические требования и методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2020. 7 с.
9. ГОСТ Р 58803-2020. Автотранспортные средства. Системы помощи водителю при принятии решения о смене полосы движения. Общие технические требования и методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2020. 15 с.
10. ГОСТ Р 58804-2020. Автотранспортные средства. Системы удержания транспортного средства в занимаемой полосе движения. Общие технические требования и методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2020. 11 с.
11. ГОСТ Р 58808-2020. Автотранспортные средства. Системы мониторинга слепых зон. Общие технические требования и методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2020. 15 с.
12. ПНСТ 381-2019. Интеллектуальные транспортные средства. Системы помощи при парковке. Технические требования и процедуры испытаний. М.: Стандартинформ, 2020. 22 с.
13. Kwanghee Lee, Jeong-Hyeon Bak, Chul-Hee Lee A Study on Vehicle Lateral Motion Control Using DGPS/RTK // IRAM 2012, CCIS 330. 2012. P. 159–166.

References

1. Prikhod'ko V.M., Ivanov A.M., Borisevich V.B., Shadrin S.S. Testing techniques for automated vehicle control systems. Vestnik MADI, 2017. No 4, pp. 10–15 (in Russ.).
2. Porubov D.M., Zezyulin D.V., Tyugin D.YU., Tumasov A.V., Belyakov V.V., Groshev A.M., Beresnev P.O. Development of an automotive lane detection and keeping system. Trudy NGTU im. R.E. Alekseyeva. 2018. No 2, pp. 25–29 (in Russ.).
3. Tumasov A.V., Beresnev P.O., Filatov V.I., Tyugin D.YU., Ulitin A.V. Development of a parking assistance system for commercial vehicles. Trudy NGTU im. R. YE. Alekseyeva. 2020. No 3, pp. 132–140 (in Russ.). DOI: 10.46960/1816-210KH_2020_3_132.
4. Shashkina K.M., Porubov D.M., Pinchin A.V., Tumasov A.V. Development of an electronic steering unit for integration with driver assistance systems for commercial vehicles. Nauka i biznes: puti razvitiya. 2019. No 8, pp. 15–22 (in Russ.).
5. Hun-Jung Lim, Tai-Myoung Chung RP-ADAS: Relative Position-Advanced Drive Assistant System based on VANET (GNSS) // World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Electrical and Computer Engineering. Vol. 6, No. 3, 2012. P. 397–402.
6. Mardoyan G.R., Simonyan R.I., Karpov N.A., Pronin N.A., Metelev S.YU. Modern approaches to testing ADAS systems at all stages of development. Trudy NGTU im. R. YE. Alekseyeva. 2018. No 4, pp. 233–242 (in Russ.).
7. Krejci P. Testing of Automotive Park Assistant Control Unit by HIL Simulation // Mechatronics. 2013. P. 487–493. DOI: 10.1007/978-3-319-02294-9_62
8. GOST R 58807-2020. Automobile vehicles. Lane departure warning systems. General technical requirements and test methods. Moscow: Standartinform Publ., 2020. 7 p.
9. GOST R 58803-2020. Motor vehicles. Driver assistance systems when deciding to change lanes. General technical requirements and test methods. Moscow: Standartinform Publ., 2020. 15 p.
10. GOST R 58804-2020. Motor vehicles. Vehicle keeping systems in the occupied lane. General technical requirements and test methods. Moscow: Standartinform Publ., 2020. 11 p.
11. GOST R 58808-2020. Motor vehicles. Blind spot monitoring systems. General technical requirements and test methods. Moscow: Standartinform Publ., 2020. 15 p.
12. PNST 381-2019. Intelligent vehicles. Parking assistance systems. Specifications and test procedures. Moscow: Standartinform Publ., 2020. 22 p.
13. Kwanghee Lee, Jeong-Hyeon Bak, Chul-Hee Lee A Study on Vehicle Lateral Motion Control Using DGPS/RTK // IRAM 2012, CCIS 330. 2012. P. 159–166.

MODERN APPROACH TO TESTING AND VALIDATION OF DRIVER ASSISTANCE SYSTEMS

YE.I. Toropov, YU.P. Trusov, PhD in Engineering **A.S. Vashurin, P.S. Moshkov**
Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, Nizhny Novgorod, Russia
evgeny.toropov@nntu.ru

The ever-increasing demands of vehicle safety are forcing car manufacturers to develop ADAS systems ("intelligent assistants"). However, before starting sales of car equipped with such functions it is necessary to fully test and validate the algorithms for the operation of electronic systems in various conditions. Currently, the most popular methods for debugging and testing ADAS systems are based on "model-", "software-" and "hardware-in-the-loop" modelling, which allows developers to identify and eliminate errors in the early stages of product development, thus saving money. Despite the enormous advantages of simulation, full-scale tests remain the fundamental and final stage before the start of mass production, this is due to the fact that international and Russia government standards currently don't provide for the certification of "electronic assistants" through virtual tests. In this regard, manufacturers of measuring equipment and test-engineers are faced with the task of developing a new test setup that provides fixing the GNSS-position of vehicles in dynamic modes with centimeter accuracy, as well as making synchronized video recording. This article describes the approach of the employees of the NNTU n.a. R.E. Alekseev to the solution of this problem: the design of the concept and its implementation on a light commercial vehicle with ADAS systems. To fix coordinates with centimeter accuracy we have used Racelogic VBox 100 Hz, operating in the RTK-mode, synchronized video recording was made using Racelogic Video VBox Pro, which includes 4 wide-angle cameras. The approbation of the measuring installation was carried out when testing the following systems: a blind spot detector, a lane departure warning and a parking space search assistant. The article presents a number of graphs of the functioning of one of the systems.

Keywords: ADAS, RTK, GNSS, measurement equipment, testing, validation.

Cite as: Toropov YE.I., Trusov YU.P., Vashurin A.S., Moshkov P.S. Modern approach to testing and validation of driver assistance systems. Izvestiya MGTU «MAMI». 2021. No 1 (47), pp. 63–72 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-63-72.

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИНТЕНСИВНОСТИ КОАГУЛЯЦИИ КАПЕЛЬ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ФРАКЦИЙ ПОЛИДИСПЕРСНОГО АЭРОЗОЛЯ

Тукмаков Д.А.

Федеральный исследовательский центр «Казанский научный центр РАН», Казань, Россия
tukmakovDA@imm.knc.ru

Исследование посвящено изучению влияния интенсивности колебаний аэрозоля на распределение фракций дисперсной компоненты коагулирующего аэрозоля. В работе численно моделируются колебания аэрозоля в закрытом канале. Для описания динамики несущей среды применяется двумерная нестационарная система уравнений Навье-Стокса для сжимаемого газа, записанная с учетом межфазного силового взаимодействия и межфазного теплообмена. Для описания динамики дисперсной фазы, для каждой ее фракции решается система уравнений, включающая в себя уравнение неразрывности для средней плотности фракции, уравнения сохранения пространственных составляющих импульса и уравнение сохранения тепловой энергии фракции дисперсной фазы газозвеси. Межфазное силовое взаимодействие включало в себя силу Архимеда, силу присоединенных масс и силу аэродинамического сопротивления. Также учитывался теплообмен между несущей средой – газом и каждой из фракций дисперсной фазы. Математическая модель динамики полидисперсного аэрозоля дополнялась математической моделью столкновительной коагуляции аэрозоля. Для составляющих скорости компонент смеси задавались однородные граничные условия Дирихле. Для остальных функций динамики многофазной смеси задавались однородные граничные условия Неймана. Уравнения решались явным методом Мак-Кормака со схемой нелинейной коррекции, позволяющей получить монотонное решение. В результате численных расчетов было определено, что вблизи генерирующего колебания поршня образуется область с повышенным содержанием крупнодисперсных частиц. Процесс коагуляции приводит к монотонному росту объемного содержания фракции крупнодисперсных частиц и монотонному уменьшению объемного содержания мелкодисперсных частиц. Увеличение интенсивности колебаний газа приводит к интенсификации процесса коагуляции капель аэрозоля.

Ключевые слова: многофазные среды, численное моделирование, полидисперсный аэрозоль, межфазное взаимодействие, коагуляция.

Для цитирования: Тукмаков Д.А. Численное исследование влияния интенсивности коагуляции капель на распределение фракций полидисперсного аэрозоля // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 1 (47). С. 73–80. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-73-80.

Введение

Многие природные явления и технические процессы связаны с движением сплошных сред, являющихся неоднородными по своим механическим и физико-химическим свойствам [1–10]. Проблема удаления дисперсной компоненты аэрозольных сред в каналах, трубах и емкостях встречается в ряде вопросов промышленной энергетики [6]. Для очистки газокapельного потока от дисперсной фазы часто применяются инерционные сепараторы. При этом мелкодисперсные частицы плохо отделяются инерционными сепараторами, и возникает задача удаления мелкодисперсных

частиц дисперсной фазы за счет поглощения мелкодисперсных капель каплями большего размера, после чего крупнодисперсная фаза газокapельной среды отделяется от газа инерционным сепаратором.

Изучение динамики аэрозольных сред в случае, когда капельная компонента смеси имеет массовую долю, сопоставимую с массовой долей газа, требует использования математических моделей, учитывающих инерционное и тепловое взаимодействие газовой и капельной фаз смеси, скоростную и тепловую неоднородность течения многофазной среды [1]. В данной работе применяется математическая

модель, описывающая поля скорости и температуры у каждой из компонент смеси. Дисперсная фаза смеси моделируется как многофракционная – фракции дисперсной фазы отличаются размером дисперсных включений. Математическая модель динамики полидисперсной газокapельной среды дополнялась моделью столкновительной коагуляции [4, 10].

Данная работа посвящена исследованию влияния коагуляции частиц дисперсной фазы аэрозоля на распределение объемного содержания фракций газозвеси при колебаниях аэрозоля в закрытой трубе.

Методы исследования

Динамика полидисперсной газозвеси описывается системой уравнений полидисперсной газозвеси с учетом межфазного обмена импульсом и энергией. Движение несущей среды описывается системой уравнений Навье-Стокса [11] для сжимаемого теплопроводного газа с учетом межфазного силового взаимодействия и теплообмена:

$$\frac{\partial \rho_i}{\partial t} + \nabla(\rho_i \mathbf{V}_i) = 0, \quad (i = 1, \dots, n); \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho_1 V_1^k}{\partial t} + \nabla^i (\rho_1 V_1^k V_1^i + \delta_{ik} p - \tau_{ik}) = \\ = - \sum_{j=2}^m F_{jk} + \sum_{j=2}^m \alpha_j \nabla^k p, \quad (i, k = 1, 2); \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho_j V_j^k}{\partial t} + \nabla^i (\rho_j V_j^k V_j^i) = \\ = F_{jk} - \alpha_j \nabla^k p, \quad (j = 2, \dots, n, i, k = 1, 2); \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial (e_1)}{\partial t} + \nabla^i (V_1^i (e_1 + p - \tau_{ii}) - V_1^k \tau_{ki} - \lambda \nabla^i T) = \\ = - \sum_{j=2}^n Q_j - \sum_{j=2}^n |F_{jk}| (V_1^k - V_j^k) + \left(\sum_{j=2}^n \alpha_j \right) \nabla^k (p V_1^k); \end{aligned} \quad (4)$$

$$\frac{\partial (e_j)}{\partial t} + \nabla^i (e_j V_j^k) = Q_j, \quad (j = 2, \dots, n, k = 1, 2), \quad (5)$$

$$p = (\gamma - 1)(e_1 - \rho_1(u_1^2 + v_1^2)/2),$$

$$e_1 = \rho_1 I + \rho_1(u_1^2 + v_1^2)/2,$$

$$\rho_i = \alpha_i \rho_{i0}, \quad e_i = \rho_i C_{pi} T_i.$$

Здесь $\mathbf{V}_i = [u_i, v_i]$ – вектор скорости компонент смеси, τ_{ij} – тензор вязких напряжений несущей компоненты:

$$\tau_{11} = \mu(2 \frac{\partial u_1}{\partial x} - \frac{2}{3} D), \quad \tau_{22} = \mu(2 \frac{\partial v_1}{\partial y} - \frac{2}{3} D),$$

$$\tau_{12} = \mu(\frac{\partial u_1}{\partial y} + \frac{\partial v_1}{\partial x}), \quad D = \frac{\partial u_1}{\partial x} + \frac{\partial v_1}{\partial y}.$$

Уравнение (1) описывает непрерывность плотности несущей среды и средней плотности фракций дисперсной фазы ($i > 1$). Уравнения (2) и (3) описывают законы сохранения компонент вектора импульса несущей среды и фракций дисперсной фазы соответственно. Уравнения (4) и (5) описывают законы сохранения полной энергии газа и тепловой энергии фракций дисперсной фазы.

Сила межфазного взаимодействия включает в себя силу аэродинамического сопротивления, силу Архимеда и силу присоединенных масс [1]. Здесь p, ρ_i, u_i, v_i – давление, плотность, декартовы составляющие скорости несущей среды в направлении осей x и y соответственно; T_1, e_1 – температура и полная энергия газа; $\alpha_i, \rho_i, T_i, C_{pi}, e_i, u_i, v_i$ – объемное содержание фракции дисперсной фазы, средняя плотность, физическая плотность, температура, теплоемкость, внутренняя энергия, декартовы составляющие скорости фракций дисперсной фазы; F_{jk} – составляющие вектора силового взаимодействия фракций дисперсной фазы и несущей среды, $k = 1, 2$; Q_j – тепловой поток между j -ой фракцией дисперсной фазы и несущей средой, $j = 2 \dots n$, [1, 2]:

$$\begin{aligned} F_{xi} = \frac{3}{4} \frac{\alpha_i}{(2r_i)} C_{di} \rho_1 \sqrt{(u_1 - u_i)^2 + (v_1 - v_i)^2} (u_1 - u_i) + \\ + \alpha_i \rho_1 \left(\frac{\partial u_1}{\partial t} + u_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} + v_1 \frac{\partial u_1}{\partial y} \right). \end{aligned}$$

$$+ 0,5 \alpha_i \rho_1 \left(\frac{\partial u_1}{\partial t} + u_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} + v_1 \frac{\partial u_1}{\partial y} - \frac{\partial u_i}{\partial t} - u_i \frac{\partial u_i}{\partial x} - v_i \frac{\partial u_i}{\partial y} \right),$$

$$\begin{aligned} F_{yi} = \frac{3}{4} \frac{\alpha_i}{(2r_i)} C_{di} \rho_1 \sqrt{(u_1 - u_i)^2 + (v_1 - v_i)^2} \times \\ \times (v_1 - v_i) + \alpha_i \rho_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial t} + u_1 \frac{\partial v_1}{\partial x} + v_1 \frac{\partial v_1}{\partial y} \right), \end{aligned}$$

$$+ 0,5 \alpha_i \rho_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial t} + u_1 \frac{\partial v_1}{\partial x} + v_1 \frac{\partial v_1}{\partial y} - \frac{\partial v_i}{\partial t} - u_i \frac{\partial v_i}{\partial x} - v_i \frac{\partial v_i}{\partial y} \right),$$

$$C_{di} = \frac{24}{\text{Re}_{il}} + \frac{4}{\text{Re}_{il}^{0.5}} + 0,4, \quad M_{il} = |\bar{V}_1 - \bar{V}_i| / c,$$

$$\text{Re}_{il} = \rho_1 |\bar{V}_1 - \bar{V}_i| 2r_i / \mu, \quad \text{Pr} = C_p \mu / \lambda,$$

$$Q_i = 3\alpha_i \alpha_i^T (T_1 - T_i) / r_i, \quad i = 2, \dots, n.$$

Одним из важных параметров динамики многофазных сред является объемное содержание дисперсной фазы, отношение объема компоненты смеси к общему объему смеси $\alpha_i = V_i / V$, при этом физическая плотность материала дисперсной фазы представляется неизменной. Для описания процесса коагуляции частиц использовалась математическая модель столкновительной коагуляции [4]:

$$\frac{dm_i}{dt} = \sum_{j=1}^{i-1} k_{ij} N_j m_j, \quad \frac{dN_i}{dt} = -N_i \sum_{j=i+1}^n k_{ij} N_j. \quad (6)$$

В уравнении (6) m_i и N_i – масса и концентрация частиц i -ой фракции,

$$\alpha_i = \frac{4}{3} \pi N_i r_i^3, \quad \theta_j = \arctg(v_j / u_j),$$

$$k_{ij} = \frac{\pi}{4} (d_i + d_j)^2 \left[u_i \cos(\theta_j) + v_i \sin(\theta_j) - \sqrt{u_j^2 + v_j^2} \right].$$

Изменение составляющих скорости i -ой фракции дисперсной фазы определяется следующими уравнениями:

$$\frac{du_i}{dt} = \frac{1}{m_i} \sum_{j=1}^{i-1} k_{ij} (u_j - u_i) m_j N_j,$$

$$\frac{dv_i}{dt} = \frac{1}{m_i} \sum_{j=1}^{i-1} k_{ij} (v_j - v_i) m_j N_j,$$

$$\frac{d}{d\tau} = \frac{\partial}{\partial t} + u_i \frac{\partial}{\partial x} + v_i \frac{\partial}{\partial y}.$$

Температура частиц i -ой фракции после поглощения более мелких частиц находится из уравнения:

$$T_i^* = \frac{1}{C_i m_i^*} \left(\sum_{j=1}^{i-1} k_{ij} N_j C_j m_j T_j + C_i m_i T_i \right).$$

Наличие в газокapельном потоке процессов коагуляции характеризуется безразмерным параметром числом Вебера – рассматривается число Вебера $We_i = 2\rho_1 r_i |\mathbf{V}_1 - \mathbf{V}_i|^2 / \sigma$, где σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости, из которой сформированы капли аэрозоля, ρ_1 – плотность несущей среды. В моделируемых процессах относительные числа Вебера для фракций дисперс-

ной фазы имеют значение меньше критического $We_{кр} \approx 10$.

Для составляющих скорости компонент смеси задавались однородные граничные условия Дирихле. Для остальных функций динамики многофазной смеси задавались однородные граничные условия Неймана.

Система уравнений динамики многофазной среды (1)–(5) решалась двухэтапным явным конечно-разностным методом Мак-Кормака, позволяющим получать решения второго порядка точности [11].

Рассмотрим применение численного алгоритма на примере скалярного нелинейного уравнения в частных производных (7):

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \frac{\partial a(f)}{\partial x} + \frac{\partial b(f)}{\partial y} = c(f). \quad (7)$$

Алгоритм явного конечно-разностного метода Мак-Кормака для нелинейного уравнения (7) имеет вид (8)–(9):

$$f_{j,k}^* = f_{j,k}^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} (a_{j+1,k}^n - a_{j,k}^n) -$$

$$- \frac{\Delta t}{\Delta y} (b_{j,k+1}^n - b_{j,k}^n) + \Delta t c_{j,k}^n; \quad (8)$$

$$f_{j,k}^{n+1} = 0,5(f_{j,k}^n + f_{j,k}^*) - 0,5 \frac{\Delta t}{\Delta x} (a_{j,k}^* - a_{j-1,k}^*) -$$

$$0,5 \frac{\Delta t}{\Delta y} (b_{j,k}^* - b_{j,k-1}^*) + 0,5 \Delta t c_{j,k}^*. \quad (9)$$

Здесь Δx , Δy – шаги по пространственным направлениям, Δt – шаг по времени.

После каждого временного шага для получения монотонного численного решения применялась схема нелинейной коррекции численного решения [12].

Результаты расчетов

В расчетах задавались следующие параметры моделируемого процесса. Дисперсная фаза газозвеси состояла из двух фракций с диаметрами частиц $d = 2$ мкм и $d = 200$ мкм, объемными содержаниями каждой фракции $\alpha_2 = \alpha_3 = 0,005$ с дисперсными включениями, равномерно распределенными по всей емкости, для начального момента времени физической плотностью материала частиц $\rho_{20} = \rho_{30} = 1000$ кг/м³. При $t = 0$ поршень начинал движение по гармоническому закону $x(t) = A \sin(\omega t)$, где ω – циклическая частота первого линейного резонанса колебаний в закрытой трубе, $\omega = \pi c/L$ [13].

На рис. 1 схематически изображен акустический резонатор. Высота акустического резонатора – $L = 0,6938$ м, диаметра трубы – $h = 0,1$ м. Расчетные параметры сетки – 200 узлов в направлении y и 40 узлов в направлении x .

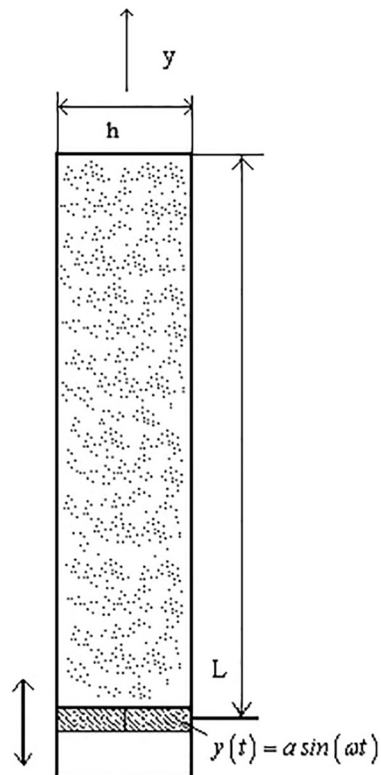


Рис. 1. Схематическое изображение акустического резонатора

Fig. 1. Schematic representation of an acoustic resonator

Схема данного резонатора использована в физическом эксперименте [8]. Вертикальное расположение канала, в котором происходят колебания аэрозоля, объясняется тем, что при таком расположении акустического резонатора процесс гравитационного осаждения более длительный. Пространственное распределение y -составляющей скорости газа при колебаниях двухфракционной газозвеси представлено на рис. 2, на поверхности поршня и на закрытом конце канала наблюдаются минимальные значения скорости, наибольшее значение y -составляющая скорости газа достигает вблизи середины канала. Колебания столба газа в однородном газе и в аэрозоле отличаются интенсивностью (рис. 3), что вызвано межфазным взаимодействием несущей среды и дисперсной фазы. При амплитудах хождения поршня $A = 0,05$ см и $A = 0,1$ см ве-

личины изменения y -составляющей скорости газа в двухфракционной газозвеси составляют, соответственно, 0,69 и 0,715 от величин изменения y -составляющей скорости газа при соответствующих амплитудах хождения поршня. Таким образом, при возбуждении поршнем более интенсивных колебаний влияние дисперсной фазы является менее существенным.

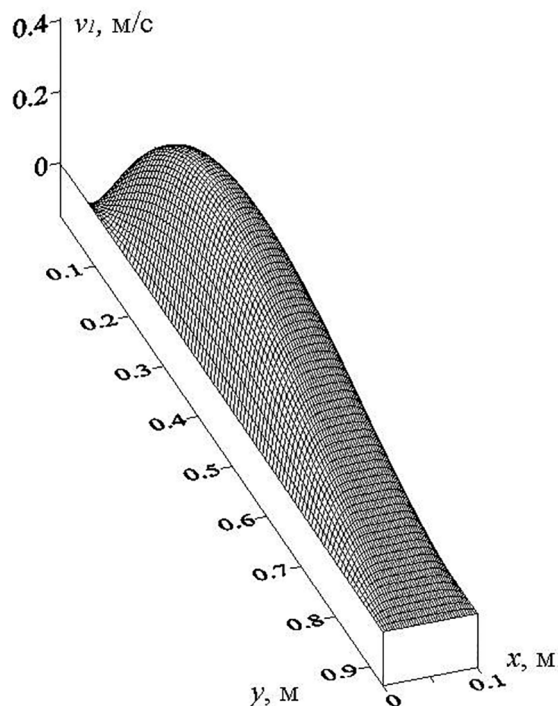


Рис. 2. Пространственное распределение y -составляющей скорости газа в момент времени $t = 0,62$ с

Fig. 2. Spatial distribution of the y -component of the gas velocity at the moment of time $t = 0,62$ с

Для фракций крупных частиц скорости колебаний имеют существенное отличие от скорости колебаний мелкодисперсных частиц, при этом мелкодисперсные частицы имеют несущественные скоростные отличия в сравнении с несущей средой (рис. 4). На рис. 5 изображены временные зависимости объемных содержаний фракций дисперсной фазы. Из рисунка следует, что массоперенос частиц крупной фракции происходит с большей интенсивностью. Так как для более крупных капель за счет их большей инерционности возникают условия несимметричности передачи импульса капле на фазах сжатия и разрежения при волновых колебаниях газа [9, 14], усиливается дрейф дисперсных включений. На рис. 6 представлены временные зависимости объемного содержания фракций дисперсной фазы, полу-

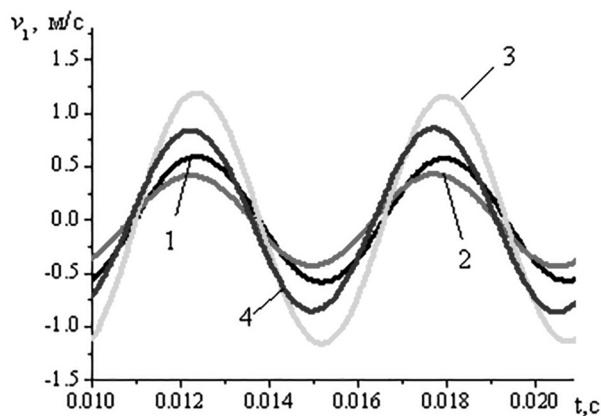


Рис. 3. Временные зависимости скорости газа в двухкомпонентной газовой взвеси для различных амплитуд хождения поршня.

Расчеты, полученные по модели однородного вязкого газа:

кривая 1 – амплитуда хождения поршня $A = 0,05$ см,
кривая 3 – амплитуда хождения поршня $A = 0,1$ см.

Расчеты, полученные по модели двухфракционной газовой взвеси:

кривая 2 – амплитуда хождения поршня $A = 0,05$ см,
кривая 4 – амплитуда хождения поршня $A = 0,1$ см

Fig. 3. Time dependences of the gas velocity in a two-component gas suspension for different amplitudes of piston stroke. Calculations obtained by the model of a homogeneous viscous gas: curve 1 – piston stroke amplitude $A = 0,05$ cm, curve 3 – piston stroke amplitude $A = 0,1$ cm. Calculations obtained by the model of a two-fraction gas suspension: curve 2 – piston stroke amplitude $A = 0,05$ cm, curve 4 – piston stroke amplitude $A = 0,1$ cm

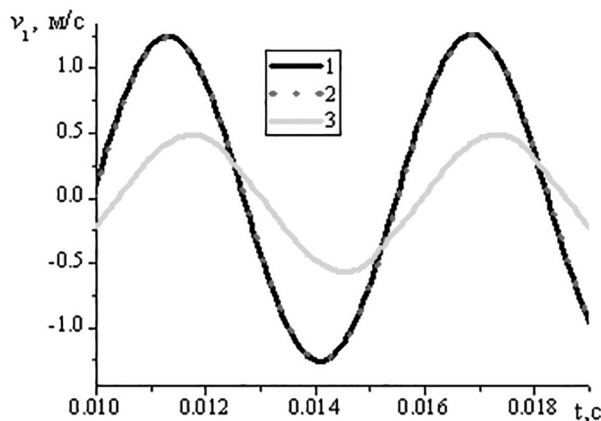


Рис. 4. Временная зависимость y-составляющей скорости компонент смеси:

кривая 1 – несущая среда; кривая 2 – фракция дисперсной фазы с размером частиц $d = 2$ мкм;
кривая 3 – фракция дисперсной фазы $d = 200$ мкм в точке $x = h/2, y = L/20$

Fig. 4. Time dependence of y velocity component of the mixture components, curve 1 – carrier medium; curve 2 – fraction of the dispersed phase with a particle size of $d = 2$ μm ; curve 3 – fraction of the dispersed phase $d = 200$ μm at the point $x = h/2, y = L/20$

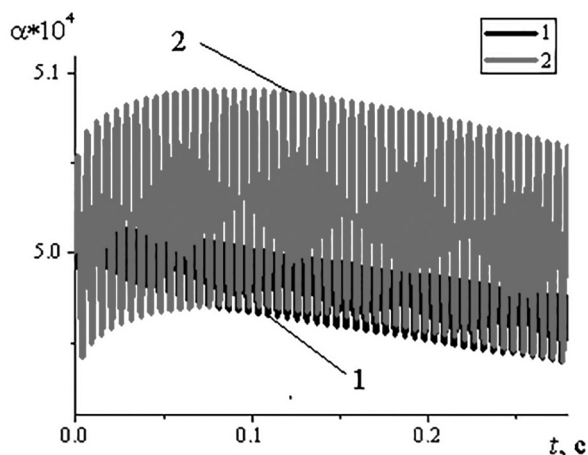


Рис. 5. Временные зависимости величины объемных содержаний:

мелкодисперсной фракции $d = 2$ мкм – кривая 1 – и крупнодисперсной фракции $d = 200$ мкм – кривая 2 – в точке $x = h/2, y = L/20$

Fig. 5. Time dependences of the volumetric content of the fine fraction $d = 2$ μm – curve 1 and the coarse fraction $d = 200$ μm – curve 2 at the point $x = h/2, y = L/20$

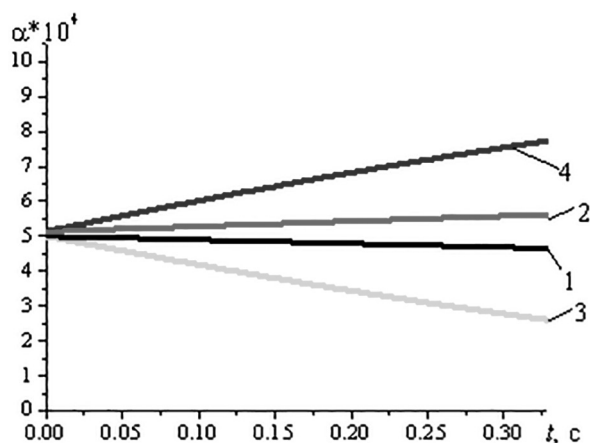


Рис. 6. Временные зависимости объемного содержания фракций дисперсной фазы в точке $x = h/2, y = L/20$.

Объемные содержания фракций дисперсной фазы при возбуждении колебаний с амплитудой хождения поршня $A = 0,5$ см:

кривая 1 – частицы с размером $d = 2$ мкм;
кривая 2 – частицы с размером $d = 200$ мкм.

Объемные содержания фракций частиц дисперсной фазы при возбуждении колебаний с амплитудой хождения поршня $A = 1$ см:

кривая 3 – частицы с размером $d = 2$ мкм;
кривая 4 – частицы с размером $d = 200$ мкм

Fig. 6. Time dependences of the volumetric content of the dispersed phase fractions at the point $x = h/2, y = L/20$. The volumetric content of fractions of particles of the dispersed phase upon excitation of oscillations with an amplitude of piston movement $A = 0,5$ cm; curve 1 – particles with a size of $d = 2$ μm ; curve 2 – particles with a size of $d = 200$ μm . Volumetric content of fractions of dispersed phase particles upon excitation of oscillations with the amplitude of piston travel $A = 1$ cm; curve 3 – particles with a size of $d = 2$ μm ; curve 4 – particles with a size of $d = 200$ μm

ченные расчетами математической модели, учитывающей коагуляцию частиц. За счет поглощения мелких частиц крупными наблюдается монотонный рост объемного содержания фракции крупных частиц и монотонное убывание объемного содержания мелких частиц.

На рис. 7 представлены численные расчеты пространственных распределений объемного содержания фракций дисперсной фазы газозвеси, полученные при моделировании колебаний с различной интенсивностью хождения поршня для математической модели, не учитывающей коагуляции капель. При большей интенсивности возбуждения колебаний среды вблизи поршня (вблизи узла стоячей волны поля скорости для первого линейного резонанса в закрытой трубе) область повышенной

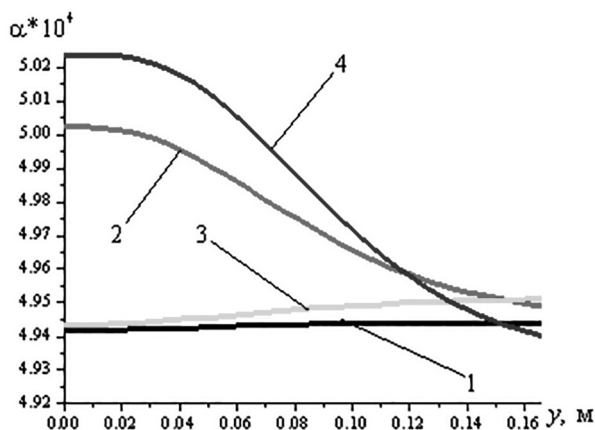


Рис. 7. Пространственное распределение объемного содержания фракций газозвеси вдоль оси $x = h/2$ в момент времени $t = 0,62$ с.

Объемные содержания фракций частиц дисперсной фазы при возбуждении колебаний с амплитудой хождения поршня $A = 0,5$ см:

кривая 1 – частицы с размером $d = 2$ мкм;
кривая 2 – частицы с размером $d = 200$ мкм.

Объемные содержания фракций частиц дисперсной фазы при возбуждении колебаний с амплитудой хождения поршня $A = 1$ см:

кривая 3 – частицы с размером $d = 2$ мкм;
кривая 4 – частицы с размером $d = 200$ мкм

Fig 7. Spatial distribution of the volumetric content of the gas suspension fractions along $x = h/2$ at the time $t = 0,62$ s. The volumetric content of fractions of particles of the dispersed phase upon excitation of oscillations with an amplitude of piston movement $A = 0,5$ cm; curve 1 – particles with a size of $d = 2$ μm; curve 2 – particles with a size of $d = 200$ μm. The volumetric content of fractions of particles of the dispersed phase upon excitation of oscillations with an amplitude of piston movement $A = 1$ cm; curve 3 – particles with a size of $d = 2$ μm; curve 4 – particles with a size of $d = 200$ μm

концентрации [9, 14] крупнодисперсных частиц формируется более интенсивно.

Расчеты объемных содержаний фракций дисперсной фазы с учетом влияния коагуляции представлены на рис. 8. Увеличение интенсивности хождения поршня приводит к интенсификации процесса коагуляции частиц – увеличению объемного содержания крупнодисперсной фракции и уменьшению объемного содержания мелкодисперсной фракции.

Выводы

В результате численного моделирования было выявлено, что в процессе колебаний полидисперсной газозвеси вблизи узла стоячей волны поля скорости газа формируется область с повышенным содержанием крупноди-

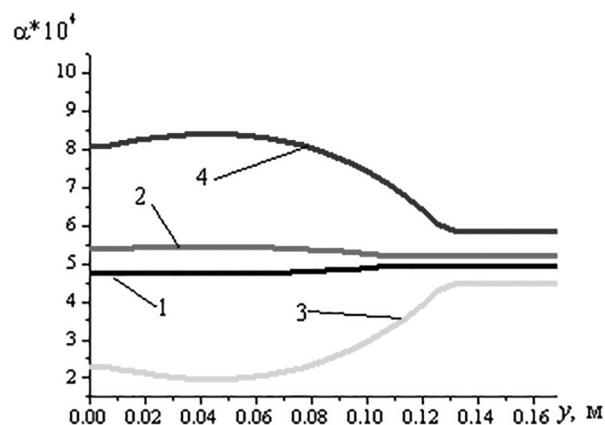


Рис. 8. Пространственное распределение объемного содержания фракций газозвеси вдоль оси $x = h/2$ в момент времени $t = 0,62$ с.

Объемные содержания фракций частиц дисперсной фазы при возбуждении колебаний с амплитудой хождения поршня $A = 0,05$ см:

кривая 1 – частицы с размером $d = 2$ мкм;
кривая 2 – частицы с размером $d = 200$ мкм.

Объемные содержания фракций частиц дисперсной фазы при возбуждении колебаний с амплитудой хождения поршня $A = 1$ см:

кривая 3 – частицы с размером $d = 2$ мкм;
кривая 4 – частицы с размером $d = 200$ мкм

Fig 8. Spatial distribution of the volumetric content of the gas suspension fractions along the $x = h/2$ axis at the time $t = 0,62$ s. Volumetric content of fractions of dispersed phase particles upon excitation of oscillations with a piston stroke amplitude $A = 0.05$ cm; curve 1 – particles with a size of $d = 2$ μm; curve 2 – particles with a size of $d = 200$ μm. Volumetric content of fractions of dispersed phase particles upon excitation of oscillations with the amplitude of piston travel $A = 1$ cm; curve 3 – particles with a size of $d = 2$ μm; curve 4 – particles with a size of $d = 200$ μm

сперсных частиц. При увеличении амплитуды хождения поршня интенсивность формирования области с повышенным содержанием крупнодисперсных частиц возрастает. Учет коагуляции капель аэрозоля демонстрирует то, что за счет поглощения мелких капель крупными каплями происходит монотонное увеличение объемного содержания крупнодисперсных частиц и монотонное уменьшение объемного содержания мелкодисперсных частиц. В области повышенной концентрации крупнодисперсной фракции за счет коагуляции объемное содержание мелкодисперсных частиц существенно уменьшается. Увеличение интенсивности колебаний газа в акустическом резонаторе интенсифицирует процесс коагуляции, увеличивая объемное содержание крупнодисперсной фракции за счет уменьшения объемного содержания мелкодисперсных частиц.

Литература

1. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Ч. 1 Наука, 1987. 464 с.
2. Кутушев А.Г. Математическое моделирование волновых процессов в аэродисперсных и порошкообразных средах. СПб.: Недра. 2003. 284 с.
3. Федоров А.В., Фомин В.М., Хмель Т.А. Волновые процессы в газовзвешах частиц металлов. 2015. Новосибирск. 301 с.
4. Алемасов В.Е., Дрегаллин А.Ф., Тишин А.П., Худяков В.А. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания: справочник в 5-ти томах. Т. 1. Методы расчета. Москва: Изд-во ВИНТИ, 1971. 267 с.
5. Покусав Б.Г., Таиров Э.А., Таирова Е.В., Некрасов Д.А., Васильев С.А. Исследование равновесной скорости звука парожидкостной среды с зернистым слоем с учетом теплофизических свойств засыпки Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2012. Т. 4. № 2. С. 47–55.
6. Федяев В.Л. Математическое моделирование и оптимизация градиен // Труды Академэнерго. 2009. № 3. С. 91–107.
7. Тонконог В.Г., Коченков А.Г., Кусюмов С.А. Кавитационный парогенератор для опреснительной установки // Труды Академэнерго. 2011. № 2. С. 33–39.
8. Губайдуллин Д.А., Зарипов Р.Г., Ткаченко Л.А., Шайдуллин Л.Р. Динамика табачного дыма при резонансных колебаниях в закрытой трубе // Теплофизика высоких температур. 2019. Т. 57. № 2. С. 312–315.
9. Тукмаков А.Л. Зависимость механизма дрейфа твердой частицы в нелинейном волновом поле от ее постоянной времени и длительности прохождения волновых фронтов // Прикладная механика и техническая физика. 2011. Т. 52. № 4. С. 106–115.
10. Тукмаков А.Л., Баянов Р.И., Тукмаков Д.А. Течение полидисперсной газовзвеси в канале, сопровождающееся коагуляцией в нелинейном волновом поле // Теплофизика и аэромеханика. 2015. Т. 22. № 3. С. 319–325.
11. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей в 2-х томах. Т. 2. Москва: Мир, 1991, 552 с.
12. Музафаров И.Ф., Утюжников С.В. Применение компактных разностных схем к исследованию нестационарных течений сжимаемого газа // Математическое моделирование. 1993. № 3. С. 74–83.
13. Горелик Г.С. Колебания и волны. М.: Физ.-мат. ГИЗ. 1959. 572 с.
14. Красильников В.А., Крылов В.В. Введение в физическую акустику. М.: Наука. 1984. 403 с.

References

1. Nigmatulin R.I. Dinamika mnogofaznykh sred [Dynamics of multiphase media]. CH. 1 Nauka Publ., 1987. 464 p.
2. Kutushev A.G. Matematicheskoye modelirovaniye volnovykh protsessov v aerodispersnykh i poroshkoobraznykh sredakh [Mathematical modeling of wave processes in aerodispersed and powdery media]. SPb.: Nedra Publ.. 2003. 284 p.
3. Fedorov A.V., Fomin V.M., Khmel' T.A. Volnovyye protsessy v gazovzvesyakh chastits metallov [Wave processes in gas suspensions of metal particles]. 2015. Novosibirsk. 301 p.
4. Alemasov V.E., Dregalin A.F., Tishin A.P., Khudyakov V.A. Termodinamicheskiye i teplofizicheskiye svoystva produktov sgoraniya [Thermodynamic and thermophysical properties of combustion products]: spravochnik v 5-ti tomakh. Vol. 1. Metody rascheta. Moscow: Izd-vo VINITI Publ., 1971. 267 p.
5. Pokusayev B.G., Tairov E.A., Tairova YE.V., Nekrasov D.A., Vasil'yev S.A. Investigation of the equilibrium speed of sound of a vapor-liquid medium with a granular layer taking into account the thermophysical properties of the backfill. Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta MAMI. 2012. Vol. 4. No 2, pp. 47–55 (in Russ.).
6. Fedyayev V.L. Cooling tower mathematical modeling and optimization. Trudy Akadem-energo. 2009. No 3, pp. 91–107 (in Russ.).

7. Tonkonog V.G., Kochenkov A.G., Kussyumov S.A. Cavitation steam generator for desalination plant. Trudy Akadem-energo. 2011. No 2, pp. 33–39 (in Russ.).
8. Gubaydullin D.A., Zaripov R.G., Tkachenko L.A., Shaydullin L.R. Dynamics of tobacco smoke with resonant vibrations in a closed pipe. Teplofizika vysokikh temperatur. 2019. Vol. 57. No 2, pp. 312–315 (in Russ.).
9. Tukumakov A.L. Dependence of the drift mechanism of a solid particle in a nonlinear wave field on its time constant and the duration of the passage of wave fronts. Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika. 2011. Vol. 52. No 4, pp. 106–115 (in Russ.).
10. Tukumakov A.L., Bayanov R.I., Tukumakov D.A. Flow of a polydisperse gas suspension in a channel accompanied by coagulation in a nonlinear wave field. Teplofizika i aeromekhanika. 2015. Vol. 22. No 3, pp. 319–325 (in Russ.).
11. Fletcher K. Vychislitel'nyye metody v dinamike zhidkostey [Computational methods in fluid dynamics]. V 2-kh tomakh, Vol. 2, Moscow: Mir Publ., 1991, 552 p.
12. Muzafarov I.F., Utyuzhnikov S.V. Application of compact difference schemes to the study of unsteady flows of a compressible gas. Matematicheskoye modelirovaniye. 1993. No 3, pp. 74–83 (in Russ.).
13. Gorelik G.S. Kolebaniya i volny [Oscillations and waves]. Moscow: Fiz.-mat. GIZ Publ. 1959. 572 p.
14. Krasil'nikov V.A., Krylov V.V. Vvedeniye v fizicheskuyu akustiku [Introduction to physical acoustics]. Moscow: Nauka Publ. 1984. 403 p.

NUMERICAL STUDY OF THE EFFECT OF DROPLET COAGULATION INTENSITY ON POLYDISPERSE AEROSOL FRACTION DISTRIBUTION

D.A. Tukumakov

Federal Research Center Kazan Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, Kazan, Russia
tukumakovDA@imm.knc.ru

The paper is devoted to the study of the effect of the intensity of aerosol fluctuations on the distribution of fractions of the dispersed component of the coagulating aerosol. Oscillations of aerosol in closed channel are numerically modeled in operation. To describe the dynamics of the carrier medium, a two-dimensional non-stationary system of Navier-Stokes equations for compressed gas is used. They are written taking into account interfacial power interaction and interfacial heat exchange. To describe the dynamics of the dispersed phase, a system of equations is solved for each of its fractions. It includes an equation of continuity for the "average density" of the fraction, equations of preservation of spatial components of the pulse and an equation of preservation of thermal energy of the fraction of the dispersed phase of the gas suspension. Phase-to-phase power interaction included Archimedes force, attached mass force, and aerodynamic drag force. Heat exchange between the carrier medium-gas and each of the fractions of the dispersed phase was also taken into account. The mathematical model of dynamics of polydisperse aerosol was supplemented by the mathematical model of collision coagulation of aerosol. For the velocity components of the mixture, uniform Dirichlet boundary conditions were set. For the remaining functions of the dynamics of the multiphase mixture, uniform Neumann boundary conditions were set. The equations were solved by the explicit McCormack method with a nonlinear correction scheme that allows to obtain a monotone solution. As a result of numerical calculations, it was determined that in the vicinity of the oscillating piston, an area with an increased content of coarse particles is formed. The coagulation process results in a monotonous increase in volume content of the coarse particle fraction and a monotonous decrease in volume content of fine particles. Increasing the intensity of gas fluctuations leads to intensification of the process of coagulation of aerosol droplets.

Keywords: multiphase media, numerical modeling, polydisperse aerosol, interfacial interaction, coagulation.

Cite as: Tukumakov D.A. Numerical study of the effect of droplet coagulation intensity on polydisperse aerosol fraction distribution. Izvestiya MGTU «MAMI». 2021. No 1 (47), pp. 73–80 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-73-80.

ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ КРЫШИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ПРИ БОКОВОМ УДАРЕ

Сулегин Д.А., д.т.н. Зузов В.Н.

ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)», Москва, Россия

d_sulegin@mail.ru

В данной статье рассматривались основные вопросы поиска оптимальных вариантов усиления крыши кузова автомобиля на базе топологической оптимизации с целью обеспечения требований пассивной безопасности при минимуме массы. Методом достижения поставленной цели являлось математическое моделирование с использованием модулей топологической оптимизации (Topology Optimization) программного комплекса ANSYS и явной динамики LS-Dyna. Для проверки эффективности усиления в качестве режима нагружения был выбран боковой удар о столб, регламентированный ЕЭК ООН 135 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении их характеристик при боковом ударе о столб». Критерием эффективности принималась энергоемкость кузова, определяемая как отношение энергии системы к остаточной (пластической) деформации на уровне центра двери. На основании топологической оптимизации были получены два практически равнозначных по эффективности варианта расположения усиливающих элементов. Для наиболее полной оценки влияния параметров были рассмотрены несколько вариантов усиления крыши: расстановка стальных усиливающих элементов; размещение пеноалюминия под крышу; комбинация стальных элементов с заполнением их полостей пеноалюминием. По результатам моделирования была выполнена сравнительная оценка эффективности рассмотренных вариантов усиления. Наиболее эффективные оказались варианты усиления крыши балками швеллерообразного сечения и заполнения их пеной и вариант усиления крыши балками швеллерообразного сечения и диагональными перемычками в них, обуславливающие ее повышение по сравнению с оригинальной конструкцией на 20,88 и 19,94 % соответственно, но при этом масса первого варианта на 42 кг меньше массы второго.

Ключевые слова: пассивная безопасность, топологическая оптимизация, боковой удар, кузов, энергоемкость, крыша.

Для цитирования: Сулегин Д.А., Зузов В.Н. Топологическая оптимизация конструкции крыши легкового автомобиля с целью повышения энергоемкости при боковом ударе // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 1 (47). С. 81–88. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-81-88.

Введение

Автомобильные аварии являются одной из основных причин роста смертности людей во всем мире. В частности боковой удар является одним из самых серьезных видов аварии в связи с непосредственной близостью водителя и пассажира к месту столкновения. По данным мировой статистики ДТП, почти 60 % смертей в результате бокового столкновения происходят из-за травм головного мозга. Травма головного мозга в основном возникала из-за проникновения элементов кузова внутрь пассажирского салона. При боковом ударе автомобиля с другим транспортным средством или узким объектом (дерево, столб) ударный объект за-

медляется за счет пластического деформирования и поглощения энергии таких силовых элементов, как двери, пороги, центральная стойка и крыша. Крыша, несмотря на то, что подключается не сначала процесса деформирования, так как не является наиболее выступающим в сторону препятствия элементом, оказывает существенное влияние на деформирование кузова и, как следствие, на величину проникновения внутренней панели двери в салон [1]. Вследствие этого повышение ее жесткости является важной задачей, решение которой позволит повысить уровень пассивной безопасности автомобиля. Крыша, которая усилена только пеноалюминием повышает энергоемкость кузова автомо-

бия на 10 %, но при этом масса автомобиля возрастает на 97 кг, поэтому усиление крыши необходимо проводить с помощью топологической оптимизации [1]. В работе Р.Б. Гончарова, В.Н. Зузова [2] с помощью топологической оптимизации было реализовано оптимальное расположение силовых элементов на задней стенке кабины при ударе маятником и при этом масса кабины увеличилась незначительно. В работе А.А. Французова и других [3] благодаря применению топологической оптимизации была снижена масса звеньев захвата в 1,5 раза по сравнению с первоначальной. Zhaokai Li [4] с помощью топологической оптимизации исследовал способы рационального распределения пеноалюминия в бампере автомобиля для повышения его ударопрочности при фронтальном ударе.

Цель исследования

Цель работы заключается в повышении энергоемкости кузова за счет разработки усиления крыши автомобиля на базе топологической оптимизации с целью удовлетворения требований пассивной безопасности.

Методы и средства проведения исследований Топологическая оптимизация крыши

На первый взгляд может показаться, что крыша в режиме бокового столкновения автомобиля с препятствием типа столб является лишь опорой для двери и принимает косвенное участие в деформировании боковой части кузова. Однако, как это было показано в статье [1], в фазе 3 (рис. 1) крыша подключается в непосредственное восприятие воздействия столба и, следовательно, влияет на общую энергоемкость кузова и проникновения различных элементов кузова в салон. Ввиду того, что пассивная безопасность включает в себя минимизацию продавливания элементов во внутреннее пространство салона, поэтому в данной статье производится оценка влияния различных вариантов усиления крыши на величину продавливания при боковом ударе.

В базовом варианте крыша усилена 3 поперечными лонжеронами корытообразного типа (рис. 2). Вариантами усиления крыши были рассмотрены:

- рациональная расстановка стальных усиливающих элементов;
- размещение пеноалюминия под крышу;

– комбинация стальных элементов с заполнением их полостей пеноалюминием.

Рациональная расстановка усиливающих элементов может быть найдена с использованием оптимизационных подходов [2–7].

Крыша представляет собой листовое штампованное тело, для которого может быть применима топографическая оптимизация, позволяющая получить расположение выштамповок, пуклей и зигов на ней. Альтернативным вариантом является топологическая оптимизация, которая позволяет получить карты псевдоплотностей материала, трактовка которых ведет к формированию расстановки усиливающих элементов.

Существует ряд программных продуктов, реализующих методы оптимизации, наиболее популярными из которых являются Ansys и Altair Inspire. Altair Inspire реализует

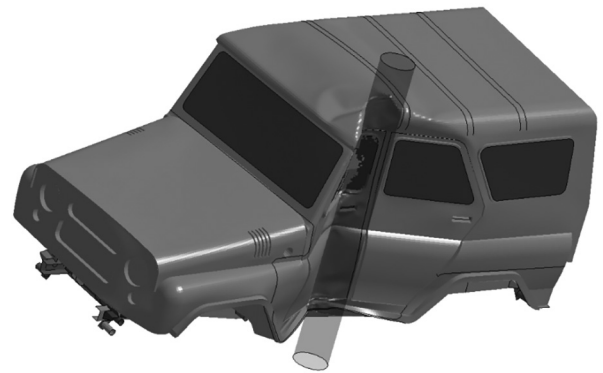


Рис. 1. Фаза 3. Деформирование крыши

Fig. 1. Phase 3. Roofing deformation

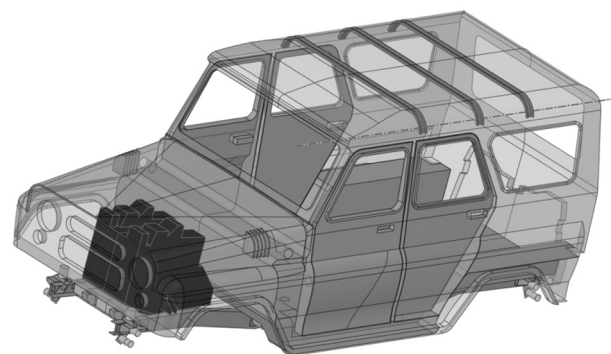


Рис. 2. Усиление крыши в базовом варианте

Fig. 2. Roofing reinforcement in basic version

как метод топологической оптимизации, так и топографической, Ansys – только метод топологической оптимизации. Однако формирование выштамповок в Altair Inspire возможно лишь в трех вариантах: двух ортогональных и круговом. Крыша выбранного нами автомобиля (рис. 1) находится при ударе в сложном напряженно-деформированном состоянии, это позволяет предположить, что расположение усиливающих элементов не будет ортогональным, поэтому целесообразно использовать ПК Ansys. Идея метода топологической оптимизации приведена в работе [3], в которой выполнялась оптимизация звеньев захвата тубингов тоннельного экскаватора. Это показывает на универсальность метода топологической оптимизации.

Для выполнения топологической оптимизации необходимо:

- задание массива материала для оптимизации и определение оптимизируемой части;
- формирование расчетной модели;
- определение целевой функции;
- задание ограничений.

Массив материала для оптимизации представлял собой крышу с частями стоек (рис. 3) в двух вариантах: без базовых усиливающих лонжеронов и с ними.

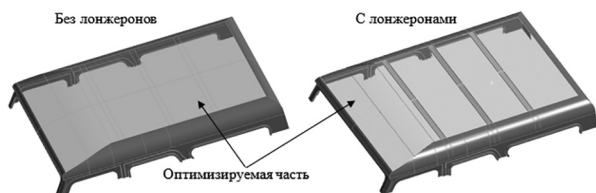


Рис. 3. Массив материала для оптимизации

Fig. 3. Array of material for optimization

Расчетная модель разрабатывалась преимущественно с использованием оболочечных конечных элементов, граничными условиями (ГУ) для которой являлись: закрепление по стойкам и усилие вдоль борта (рис. 4). При проведении оптимизации стойки кузова не учитывались, потому что они могут исказить результаты оптимизации. Нагрузка бралась неполной, так как часть энергии в процессе деформирования была уже затрачена на порог и дверь, потому что эти два силовых элемента первыми вступают в контакт со столбом. Кроме того, единственный краш-тест не позволяет оценить приложение нагрузки

не в месте размещения препятствия, столба, поэтому потребуется ряд расчетов и оптимизации на основании совокупности результатов. Значение нагрузки определялось по графикам распределения энергий, которые представлены в работе [1]. При больших деформациях жесткость и размеры конструкции меняются существенно, что влияет на расчетную схему, однако задачей является минимизация деформаций, поэтому справедливо рассматривать действие произвольной силы, приложенной к недеформированной геометрии.

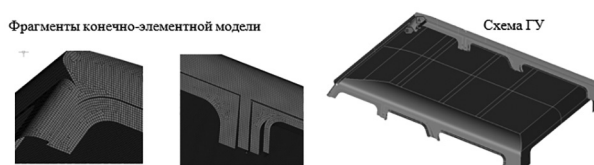


Рис. 4. Конечно-элементная модель и схема граничных условий

Fig. 4. Finite element model and boundary conditions scheme

Целевой функцией являлась максимизация жесткости, ограничением – остаточная масса, равная 50 % от исходной. На рис. 5 представлены результаты оптимизации по вариантам «без лонжеронов» и «с лонжеронами».

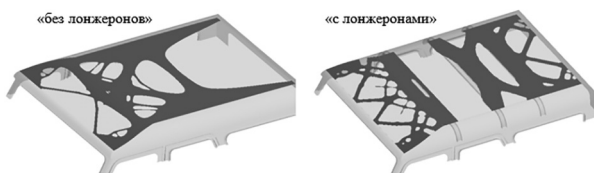


Рис. 5. Результаты топологической оптимизации

Fig. 5. Topological optimization results

В процессе удара автомобиля о столб столб может находиться в любой точке, соответственно, целесообразно усиливать всю крышу, поэтому усилие от столба может прилагаться вдоль всего борта, закрепление выполнено по стойкам в местах их отделения от остальной части.

В результате трактовки карт псевдоплотностей (рис. 6) были разработаны следующие варианты усиления с толщиной стенки 3 мм и высотой 24 мм (размеры соответствуют толщине и высоте базовых лонжеронов). В дальнейшем данные размеры уточнялись с помощью параметрической оптимизации.

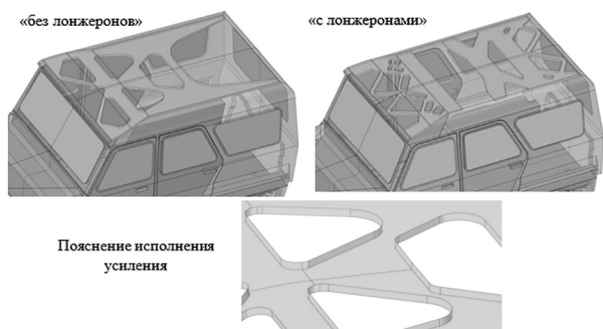


Рис. 6. Варианты усиления по результатам оптимизации

Fig. 6. Reinforcement options based on optimization results

Интерпретация результатов проводилась с учетом технологических возможностей, но это не является основной целью статьи, поэтому способ изготовления и установки усилителей в кузов не рассматривается.

Для проверки эффективности усиления была выполнена проверка в условиях виртуального краш-теста, регламентированных правилами ЕЭК ООН 135 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении их характеристик при боковом ударе о столб». Примем следующие обозначения (рис. 7):

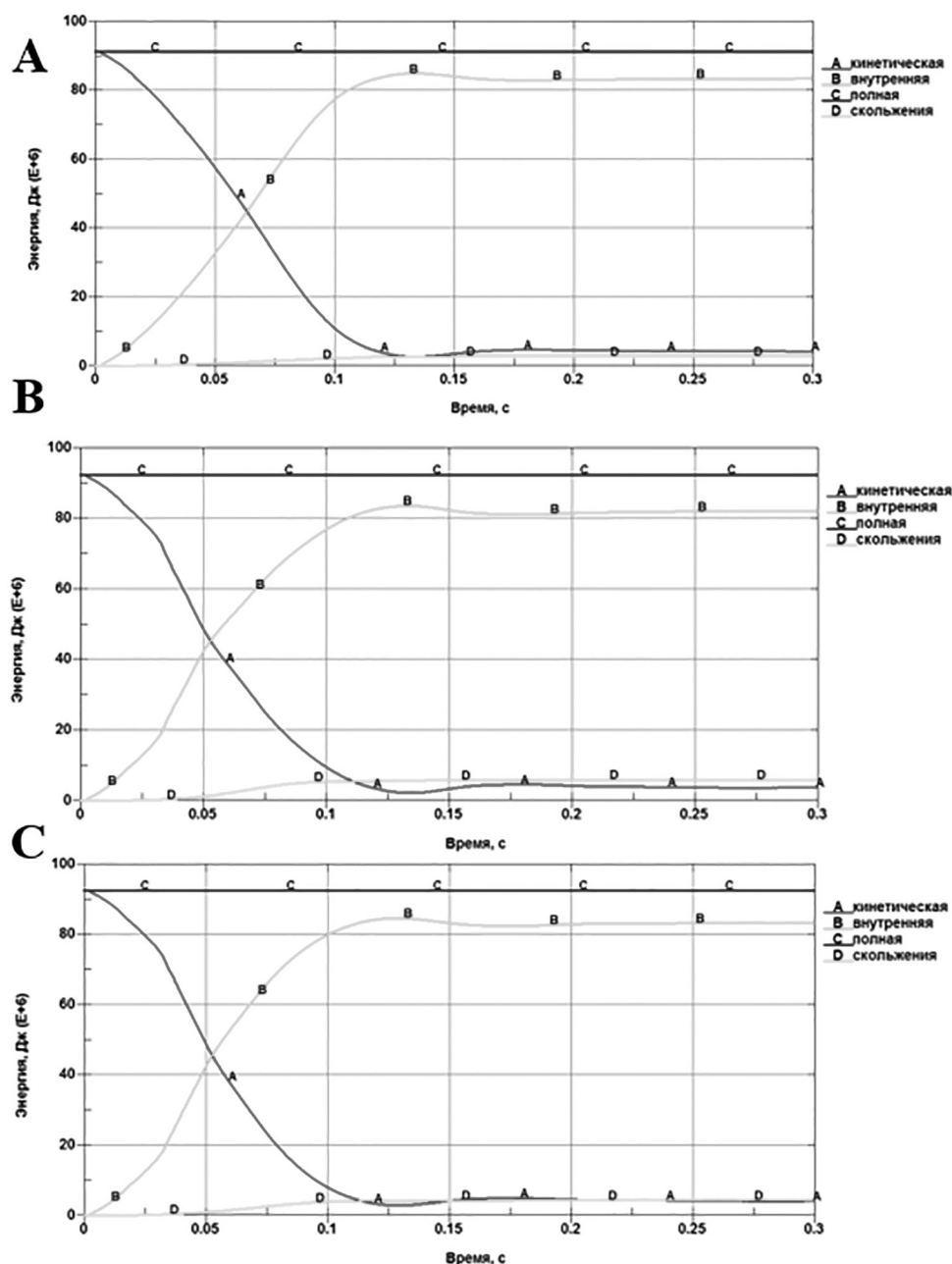


Рис. 7. Энергии процесса удара о столб

Fig. 7. The energies of the process of hitting the pillar

А – кузов в исходном исполнении, без усилителей;

В – вариант после оптимизации без лонжеронов;

С – вариант после оптимизации с лонжеронами.

Корректность решения поставленной задачи проверяется контролем энергий процесса (рис. 7).

Сумма внутренней, кинетической и энергии скольжения должна быть равна полной энергии с величиной погрешности определяемой

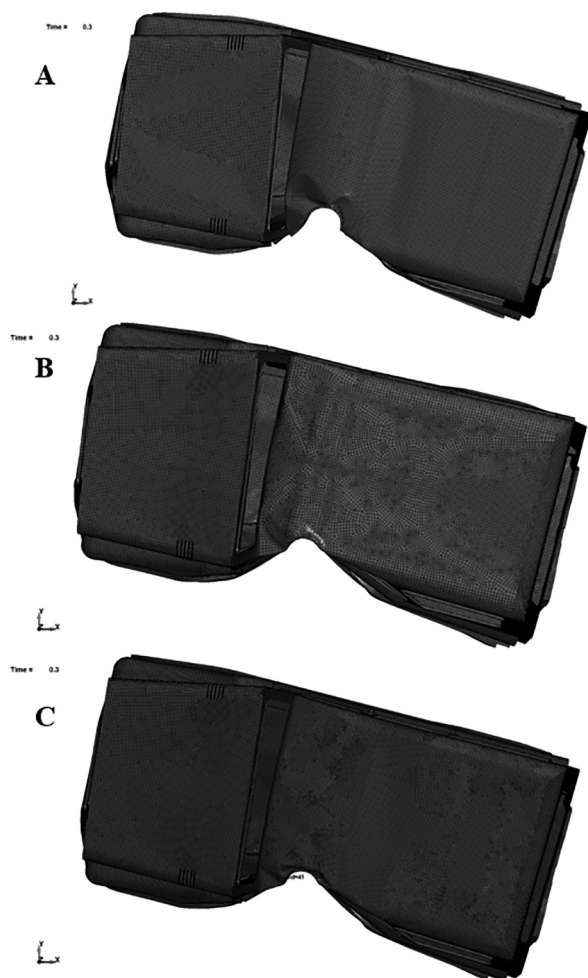


Рис. 8. Деформированное состояние после удара

Fig. 8. Deformed state after impact

энергией песочных часов [8]. На рис. 8 приведены деформированные состояния кузова после удара о столб.

Эффективность вариантов оцениваем по энергоемкости. Энергоемкость определялась как отношение начальной энергии к разности между начальным (при недеформированном состоянии кузова) и конечным (при деформированном состоянии кузова), результаты приведены в таблице 1 и на рис. 9 и 10.

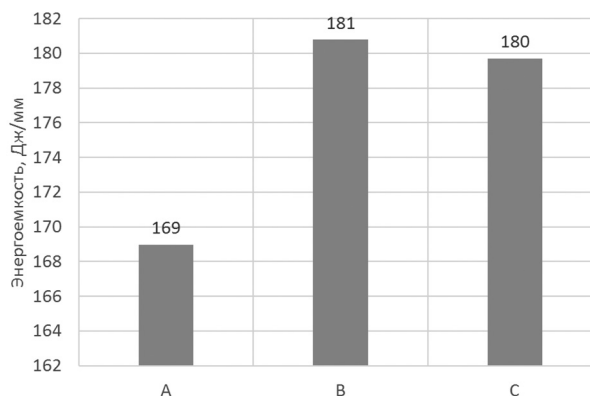


Рис. 9. Энергоемкость различных вариантов кузова

Fig. 9. Energy intensity of different body options

На основании полученных результатов можно сделать вывод о том, что вариант усиления В является более эффективным, вследствие чего дальнейшее рассмотрение вариантов усиления будем выполнять на его основе, в качестве дополнительного рассмотрим также вариант размещения усиления из пеноалюминия под крышей.

Такими вариантами являются (рис. 11):

В1 – усиливающий элемент собран из балок швеллерообразного сечения;

В2 – вариант В1 с заполнением полостей усиливающего элемента пеноалюминием;

В3 – вариант В1 с установленными в балках диагональными перемычками;

Д – пеноалюминий под крышей без стальных балок с исходными усиливающими лонжеронами.

Таблица 1

Энергоемкость различных вариантов кузова

Table 1. Energy intensity of different body options

Вариант	Начальный размер	Масса, кг	Размер после деформации, мм	Энергоемкость, Дж/мм	Прирост, %
А	1843	–	1302	169	–
В		+26	1332,62	181	6,99
С		+34	1328,2	180	6,36

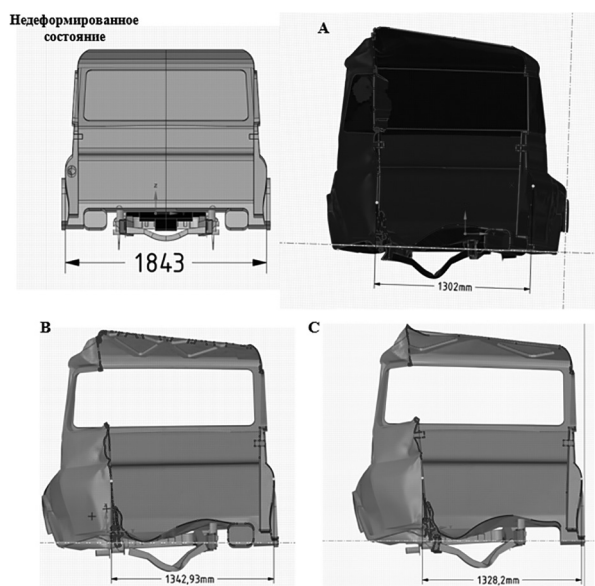


Рис. 10. Пояснение к расчету размера в деформированном состоянии

Fig. 10. Explanation of the calculation of the size in the deformed state

Для описанного ранее краш-теста были выполнены расчеты, в таблице 2 и на рис. 12 приведены расчетные величины энергоемкости, которая определялась как отношение начальной энергии к разности между начальным (при недеформированном состоянии кузова) и конечным (при деформированном состоянии кузова). Деформированное состояние кузова для рассмотренных вариантов представлено на рис. 13.

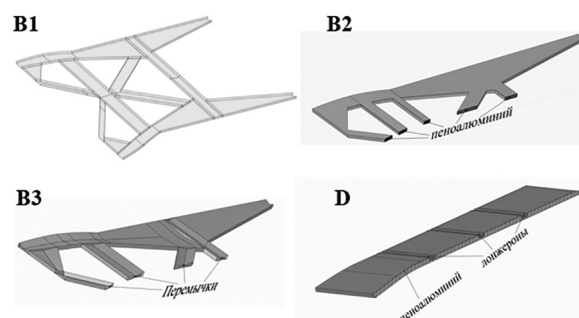


Рис. 11. Варианты усиления крыши (варианты B2, B3 и D в рассеченном состоянии)

Fig. 11. Roofing reinforcement options (options B2, B3 and D in the dissected state)

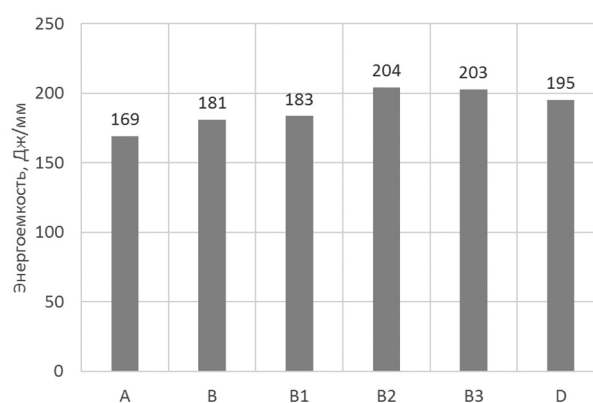


Рис. 12. Энергоемкости вариантов с усиленными крышами

Fig. 12. Energy intensity options with reinforced roofings

Таблица 2

Сравнение эффективности усиления крыши по энергоемкости

Table 2. Comparison of the efficiency of roofing reinforcement in terms of energy intensity

Вариант	Исполнение	Начальный размер	Масса, кг	Размер после деформации, мм	Энергоемкость, Дж/мм	Прирост, %
A	Оригинальная конструкция	1843	—	1302	169	—
B	Усиление по результатам оптимизации		+26	1332,62	181	6,99
B1	По варианту B с балками швеллерообразного сечения		+25	1330,11	180	6,76
B2	По варианту B1 с пеноалюминием		+39	1389,21	204	20,88
B3	По варианту B1 в диагональными перемычками		+81	1379	203	19,94
D	Пеноалюминий по крышей с исходными лонжеронами		+52	1365,3	195	15,36



Рис. 13. Деформированное состояние кузова для вариантов А, В1,2,3 и D

Fig. 13. Deformed state of the body for options A, B1,2,3 and D

Анализ результатов позволяет сделать вывод о том, что наиболее эффективными являются варианты В2 и В3, один из них, В2, содержит балочную конструкцию на основе топологической оптимизации с запененными ее полостями, второй, В3, реализован также на основе результатов оптимизации, но доработан установкой диагональных перемычек в балки усиления.

Выводы

1. В результате моделирования бокового удара о столб кузова с двумя вариантами конструкции крыши (с лонжеронами и без) на основе интерпретации результатов топологической оптимизации получено, что их эффективность практически одинакова и приводит к увеличению энергоемкости на 6,36 и 6,99 % соответственно (таблица 1).

2. Проведенные исследования показали, что наиболее эффективными, с позиции повышения энергоемкости, оказались вариант усиления крыши балками швеллерообразного сечения и заполнения их пеной и вариант усиления крыши балками швеллерообразного сечения и диагональными перемычками в них, обуславливающие ее повышение по сравнению с оригинальной конструкцией на 20,88 и 19,94 % соответственно, но при этом масса первого варианта на 42 кг меньше массы второго.

Литература

1. Зузов В.Н., Сулегин Д.А. Исследование влияния на энергоемкость основных силовых элементов кузова автомобиля в зоне бокового удара // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2020. Т. 20, № 4. С. 20–34.
2. Гончаров Р.Б., Зузов В.Н. Особенности поиска оптимальных параметров усилителей задней части кабины грузового автомобиля на базе параметрической и топологической оптимизации с целью обеспечения требований по пассивной безопасности по международным правилам получения ее минимальной массы // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2019. № 2 (125). С. 163–170.
3. Французов А.А., Шаповалов Я.И., Вдовин Д.С. Применение метода топологической оптимизации в задачах проектирования грузоподъемной техники // Технические науки. Машиностроение и машиноведение. 2017. № 2(42). С. 99–108.
4. Zhaokai Li. Crashworthiness and lightweight optimization to applied multiple materials and foam-filled front-end structure of auto-body / Li Zhaokai, Yu Qiang, Zhao Xuan, Yu Man, Shi Peilong, Yan Cilei // Adv. Mech. Eng. 2017. № 9 (8). P. 1–21. DOI: 10.1177/1687814017702806.
5. Гончаров Р.Б. Исследование эффективности алгоритмов параметрической оптимизации применительно к процессам ударного воздействия на примере бампера и кабины автомобиля // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2019. № 4 (709). С. 28–40.
6. Новокшенов А.Д., Марченко П.А., Немов А.С., Боровков А.И. Топологическая и параметрическая оптимизации кронштейна под установку звездного датчика // Вестник Машиностроения. 2017. № 10. С. 22–27.
7. Goel T. A topology optimization tool for LS-DYNA users: LS-OPT/ Topology / T. Goel, W. Roux, N. Stander // 7-th European LS-DYNA Conference, 2009.
8. R. Ouadday, A. Marouene, G. Morada, A. Kaabi, R. Boukhili, A. Vadean Experimental and numerical investigation on the impact behavior of dual-core composite sandwich panels designed for hydraulic turbine applications // Composite Structures. 2018. № 185. С. 254–263.

References

1. Zuzov V.N., Sulegin D.A. Investigation of the influence on the energy intensity of the main power elements of the vehicle body in the side impact zone. Vestnik YUURGU. Seriya «MashinostroyeniYE». 2020. Vol. 20, No 4, pp. 20–34 (in Russ.).

2. Goncharov R.B., Zuzov V.N. Features of the search for the optimal parameters of amplifiers for the rear of the truck cab on the basis of parametric and topological optimization in order to meet the requirements for passive safety in accordance with international rules for obtaining its minimum weight. Trudy NGTU im. R.E. Alekseyeva. 2019. No 2 (125), pp. 163–170 (in Russ.).
3. Frantsuzov A.A., Shapovalov YA.I., Vdovin D.S. Application of the method of topological optimization in the design problems of lifting equipment. Tekhnicheskiye nauki. Mashinostroyeniye i mashinovedeniye. 2017. No 2 (42), pp. 99–108 (in Russ.).
4. Zhaokai Li. Crashworthiness and lightweight optimization to applied multiple materials and foam-filled front-end structure of auto-body / Li Zhaokai, Yu Qiang, Zhao Xuan, Yu Man, Shi Peilong, Yan Cilei // Adv. Mech. Eng. 2017. № 9 (8). P. 1–21. DOI: 10.1177/1687814017702806.
5. Goncharov R.B. Investigation of the efficiency of parametric optimization algorithms as applied to impact processes using the example of a bumper and a cabin of the vehicle. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. 2019. No 4 (709), pp. 28–40 (in Russ.).
6. Novokshenov A.D., Marchenko P.A., Nemov A.S., Borovkov A.I. Topological and parametric optimization of the carrier for installation of star sensor. Vestnik Mashinostroyeniya. 2017. No 10, pp. 22–27 (in Russ.).
7. Goel T. A topology optimization tool for LS-DYNA users: LS-OPT/ Topology / T. Goel, W. Roux, N. Stander // 7-th European LS-DYNA Conference, 2009.
8. R. Ouadday, A. Marouene, G. Morada, A. Kaabi, R. Boukhili, A. Vadean Experimental and numerical investigation on the impact behavior of dual-core composite sandwich panels designed for hydraulic turbine applications // Composite Structures. 2018. No 185, pp. 254–263.

TOPOLOGICAL OPTIMIZATION OF THE ROOF STRUCTURE OF A PASSENGER CAR IN ORDER TO INCREASE ENERGY INTENSITY IN A SIDE IMPACT

D.A. Sulegin, DSc in Engineering **V.N. Zuzov**
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
d_sulegin@mail.ru

This article considered the main issues of finding options for strengthening the roofing of the vehicle body based on topological optimization in order to meet the requirements of passive safety with a minimum mass. The method for achieving this goal was mathematical modeling using the Topology Optimization modules of the ANSYS software package and the explicit dynamics of LS-Dyna. In order to test the effectiveness of the reinforcements, the pillar side impact according to UNECE 135 "Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to their performance in side impact on a pillar" was selected as the loading mode. The efficiency criterion was the energy intensity of the body, defined as the ratio of the energy of the system to the residual (plastic) deformation at the level of the center of the door. Based on the topological optimization, two variants of the arrangement of the reinforcing elements, practically equivalent in efficiency, were obtained. For the most complete assessment of the influence of the parameters, several options for strengthening the roofing were considered: placement of steel reinforcing elements; placement of foam aluminum under the roof; combination of steel elements with filling their cavities with foam aluminum. Based on the simulation results, a comparative assessment of the effectiveness of the considered amplification options was carried out. The most effective were the options for reinforcing the roofing with channel-shaped beams and filling them with foam and the option for reinforcing the roofing with channel-shaped beams and diagonal bridges in them, causing it to increase compared to the original structure by 20,88 and 19,94 %, respectively, but at the same time the mass of the first option is 42 kg less than the mass of the second.

Keywords: passive safety, topology optimization, a side impact, a body, energy intensity, a roof.

Cite as: Sulegin D.A., Zuzov V.N. Topological optimization of the roof structure of a passenger car in order to increase energy intensity in a side impact. Izvestiya MGTU «MAMI». 2021. No 1 (47), pp. 81–88 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-81-88.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ИЗОЛЯЦИИ ВЫСОКОВОЛЬТНОЙ ЭЛЕКТРОСЕТИ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ

Малышев А.Н.¹, Груненков Е.А.¹, к.т.н. Дебелов В.В.^{1,2},

д.т.н. Козловский В.Н.³, к.т.н. Шишков А.Н.²

¹ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия

²Московский политехнический университет, Москва, Россия,

³ФГБОУ ВО «СамГТУ», Самара, Россия

andrey.malyshev@nami.ru, vladimir.debelov@nami.ru

В работе представлены математические модели и расчетно-аналитические зависимости, позволяющие реализовать систему контроля сопротивления изоляции высоковольтной электросети гибридного автомобиля и сформулировать требования к физической и имитационной модели программно-аппаратного комплекса лабораторных испытаний. Целью работы является определение основных функций и характеристик системы контроля изоляции, ее особенностей, принципа действия и методов контроля сопротивления изоляции, составление требований к системе имитационного моделирования. Во введении обоснована важность контроля сопротивления изоляции, приводятся ссылки на стандарты, регламентирующие требования к измерению и определению неисправности электросети. Представлена структурная схема электропитания автомобиля и роль системы контроля сопротивления изоляции в этой схеме, поясняются особенности контроля изоляции. Рассматривается принцип действия системы контроля изоляции и применение наиболее распространенных схем, приводятся расчетные зависимости для каждой из представленных схем, позволяющие вычислить сопротивление изоляции. Описан порядок проведения измерений сопротивления изоляции согласно стандарту ISO и приводятся соответствующие уравнения. Для представленной схемы приводится график, поясняющий принцип работы системы, когда при замыкании одного из ключей происходит изменение напряжения на измерительном резисторе при нормальном состоянии изоляции положительной и отрицательной шины электропитания высоковольтной системы. В выводах дается обобщение представленной математической модели и формулируются требования к программно-аппаратному комплексу, который позволяет проводить имитационное и математическое моделирование электрических систем и их компонентов в различных режимах работы. Поясняются особенности исполнения программно-аппаратного комплекса, позволяющего моделировать изменение сопротивления изоляции и неисправности питающей электросети высокого напряжения для автомобиля с гибридной силовой установкой.

Ключевые слова: система электропитания, сопротивление изоляции, программно-аппаратный комплекс, гибридная силовая установка.

Для цитирования: Малышев А.Н., Груненков Е.А., Дебелов В.В., Козловский В.Н., Шишков А.Н. Математическое моделирование системы контроля сопротивления изоляции высоковольтной электросети гибридного автомобиля // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 1 (47). С. 89–98. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-89-98.

Введение

Загрязнение окружающей среды выхлопными газами транспортных средств становится все более серьезным в связи с расширяющимся автомобильным рынком. Столкнувшись с существующими проблемами эффективного использования энергии и защиты окружающей среды, исследования, разработка и продвижение высокоэффективных экологически чистых

электромобилей становятся мировой тенденцией в автомобильной сфере [10, 11, 12, 13].

Современный легковой автомобиль, оснащенный гибридной силовой установкой, помимо электросети низкого напряжения оборудован сетью высокого напряжения электропитания, которая включает в себя систему управления электромашиной, аккумуляторы высокого напряжения, преобразователи по-

стоянного напряжения, компрессор кондиционера, систему отопления, систему управления насосом усилителя рулевого управления, зарядное устройство и другие системы.

Изоляция кабеля – один из важнейших конструктивных элементов сети электропитания, определяющих надежность работы электрической машины, инвертора, преобразователей постоянного напряжения, и при этом наиболее уязвимая часть электросети.

Механическая прочность изоляции значительно ниже по сравнению с несущими элементами конструкции автомобиля и устройств, которые стационарно закреплены и не подвержены смещению и деформациям. Электрическая прочность изоляции зависит от влажности, температурного коэффициента, старения материалов, воздействия агрессивных сред, излучения тепла и света и других внешних факторов.

Повреждение изоляции приводит к серьезным авариям, связанным с коротким замыканием питающих проводников между собой, корпусом изделий или автомобиля и другими предметами, что приводит к нагреву и возгоранию частей автомобиля, порче жгутов проводов и изделий, выходу из строя компонентов, поражению людей и животных электрическим током, нанесению вреда окружающей среде (FMVSS 305, SAE J1766) [5, 6].

Контроль состояния изоляции – важная и непростая задача. Внедрение методов и средств диагностики состояния изоляции электросети позволяет решить проблему эксплуатационной надежности автомобиля. Разрабатываются стандарты по контролю состояния изоляции и внедряются устройства, измеряющие сопротивление изоляции электрической замкнутой цепи [7, 8].

Сопротивление изоляции – омическое сопротивление изолятора и значение коэффициента сопротивления изолятора току, генерируемому при приложении напряжения. Изолятор обладает свойством накопления заряда, в зависимости от внешней температуры и влажности и других факторов. Сопротивление изоляции – это еще и сопротивление между землей (внешней поверхностью устройства) и проводником. Если сопротивление изоляции высокое, то ток утечки мал и сопротивление поддерживается на заданном или высоком уровне.

При эксплуатации высоковольтных систем качество изоляции электросети автомобиля

имеет большое значение. Важно точно измерить сопротивление изоляции, чтобы предотвратить утечку тока и несчастные случаи, обеспечить стабильную работу сети электропитания.

Целью работы является определение основных функций и характеристик системы контроля изоляции, ее особенностей, принципа действия и методов контроля сопротивления изоляции, составление требований к системе имитационного моделирования.

Методы и средства проведения исследования

Моделирование характеристики сопротивления токоведущих частей систем контроля изоляции необходимо для оценки быстродействия и погрешности измерения сопротивления, сравнения реальной характеристики сопротивления с ее математическим описанием, для оценки задержек в цепи измерения и изучения физических особенностей работы измерительных цепей.

Математическое моделирование необходимо при построении физических моделей системы контроля изоляции, чтобы добиться достоверности воспроизведения физических характеристик сопротивления изоляции для различных условий эксплуатации транспортного средства. Поэтому важным критерием математической модели контроля сопротивления изоляции является получение характеристики сопротивления изоляции токоведущего проводника по его математическому описанию или экспериментальным данным. Математическая модель системы также должна позволять исследовать необратимые процессы старения и разрушения изоляционного слоя, влияние проникновения инородных веществ и частиц, снижающих сопротивление.

Назначение и особенности системы IRM

Система электропитания автомобиля является одной из наиболее важных, а ее структура приведена на рис. 1. Требования к питающему напряжению в разных местах электросети различаются, также различаются требования для высоковольтной и низковольтной электросети.

Низковольтная система питания обеспечивает электропитанием бортовую сеть низкого напряжения для питания электрических устройств. Она отвечает за контроль состоя-

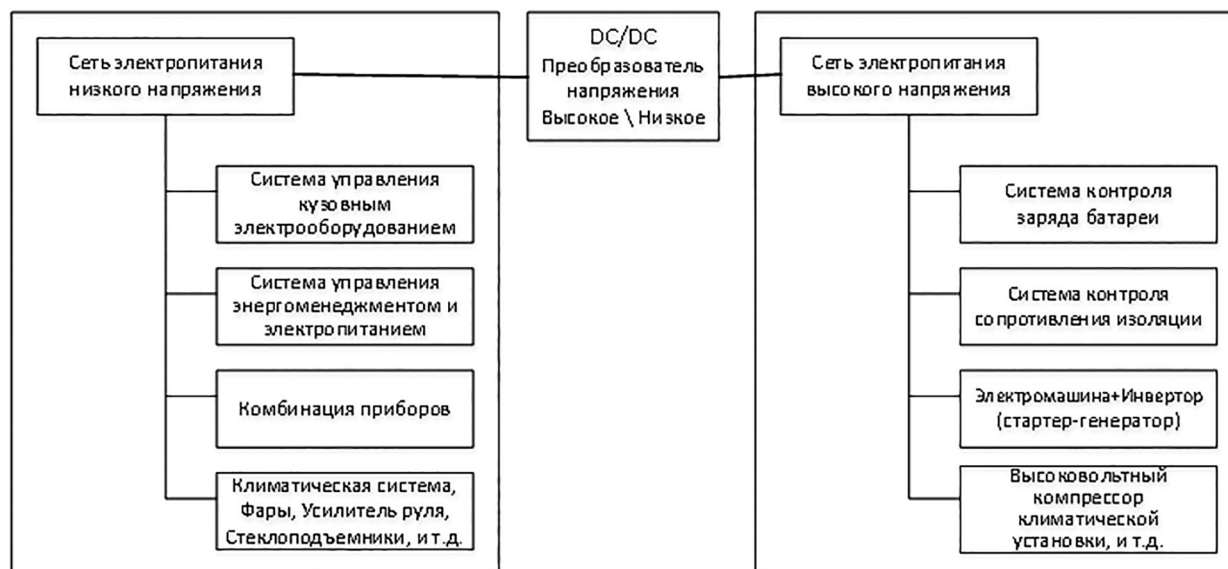


Рис. 1. Структурная схема системы электропитания автомобиля

Fig. 1. Block diagram of the vehicle power supply system

ния бортового аккумулятора электропитания, контроль токов нагрузки и управление мощными потребителями, а также регулирует уставку тока генератора или преобразователя энергии постоянного напряжения.

Наличие дефектов в электропитании бортовой сети низкого напряжения решается путем отключения потребителей, пока утечка тока или короткое замыкание не будет устранено.

Высоковольтная система питания состоит из электромашин и инверторного преобразователя, преобразователей постоянного напряжения, компрессора кондиционера, системы контроля заряда высоковольтной батареи и системы контроля изоляции, системы управления гидравлическим насосом усилителя рулевого управления, системы торможения и других систем, которые питаются от электросети высокого напряжения.

Напряжение электропитания высоковольтной системы автомобиля обычно находится в диапазоне 100В–500 В. Более высокое рабочее напряжение предъявляет более серьезные требования к характеристикам изоляции между высоковольтной шиной электропитания транспортного средства и шасси транспортного средства.

Кислотная и щелочная коррозия, изменение температуры и влажности окружающей среды вызывают старение или поломку высоковольтного токоведущего кабеля и его изоляции, что приводит к снижению сопротивления изо-

ляции между высоковольтной цепью и шасси автомобиля. Положительные и отрицательные выводы высоковольтной электросети образуют контур тока утечки через изоляцию и шасси, что приводит к росту потенциала шасси.

Для того, чтобы обнаружить неисправности в электросети высокого напряжения, часто применяются методы обнаружения сопротивления изоляции. Среди них наиболее распространены: метод измерения напряжения на конце шины, метод ввода сигналов переменного тока и метод измерения напряжения изоляции постоянного тока. Схема, используемая в методе определения напряжения на конце шины, проста, ненадежна и не может определить неисправность, например, короткое замыкание на землю. Метод генерации сигналов переменного тока обеспечивает формирование сигналов переменного тока в системе постоянного тока высоковольтной стороны электроавтомобиля, расчет и определение состояния изоляции системы. Метод измерения напряжения изоляции в сети постоянного тока реализуется путем измерения сопротивления изоляции методом трех вольтметров. Для того, чтобы измерить сопротивление изоляции, создаются специализированные системы контроля ее сопротивления.

Измерение сопротивления изоляции высоковольтной аккумуляторной батареи выполняется вместе с компонентами, расположенными внутри корпуса батареи, например, с устрой-

ствами мониторинга температуры, устройствами поддержания температуры и обеспечения теплообмена жидкостного типа [14].

Обе клеммы высоковольтной аккумуляторной батареи, как правило, имеют разные сопротивления изоляции относительно электрического шасси. По соображениям безопасности наименьшее из них считают сопротивлением изоляции электросети, которое рассчитывают с помощью измеренных значений напряжений.

Принцип действия системы контроля изоляции автомобиля

Система контроля сопротивления изоляции (Insulation-resistance monitoring system-IRM) – это надежная и простая в обслуживании система, которая используется для периодического или непрерывного контроля сопротивления изоляции токоведущих кабелей, применяемых в высоковольтных питающих цепях автомобиля и дает возможность отслеживать долговременную деградацию кабельной разводки высоковольтной питающей цепи. Система IRM может измерять сопротивление кабеля в диапазоне от 20 кОм до 1000 мОм, где оптимальным считается сопротивление свыше 500 кОм. Измерения сопротивления выполняются поочередно для каждой цепи и длительность измерений зависит от времени зарядки цепи. При отключенной цепи измерения сопротивления изоляции не выполняются.

В соответствии с положениями стандартов BS ISO 6469-1-2016, ISO 16750, IEC 60664-1 [1, 2, 3] состояние изоляции высоковольтной электросети автомобиля измеряется изолированным сопротивлением для положительной и отрицательной линии питания постоянного тока относительно земли. Для оценки требований безопасности выполняется деление значения сопротивления изоляции на номинальные напряжения U системы электропитания постоянного тока автомобиля, если результат превышает величину 100 Ом/В, то сеть считается безопасной, а если результат ниже этого значения, то сеть считается не безопасной и существует нарушение изоляции транспортного средства.

Для измерения сопротивления изоляции высоковольтной электросети по отношению к шасси используется цепь с переменным импедансом. Для этого рассмотрим схему измерительной цепи, показанной на рис. 2. В схеме Vb – напряжение аккумуляторной батареи GB , R_p и R_n – сопротивления изоляции положитель-

ной шины и отрицательной шины по отношению к земле соответственно. U_p и U_n представляют собой напряжения положительного полюса и отрицательного полюса относительно земли.

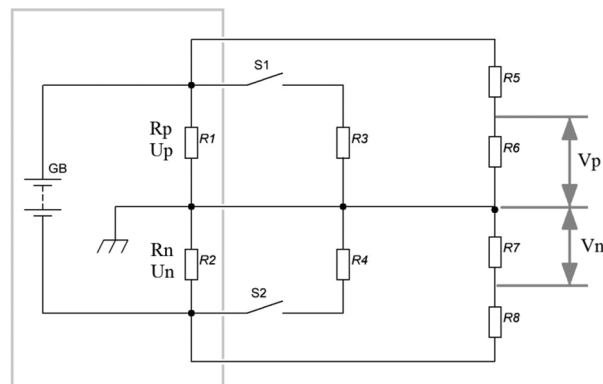


Рис. 2. Схема измерения сопротивления
изоляции электросети

Fig. 2. Electrical network insulation resistance
measurement circuit

Измерительная цепь представляет собой модель контроля изолированного сопротивления высоковольтной сети транспортного средства, в которой R_3 и R_4 являются шунтирующими резисторами с известными значениями сопротивлений, используемые для измерения элементы R_3 и R_4 , S_1 , S_2 образуют цепь сопротивления смещения. R_5 и R_6 , R_7 и R_8 образуют схему деления напряжения. Во время измерения поочередно включаются S_1 и S_2 и измеряются величины напряжения V_p и V_n . По значениям V_p и V_n определяется сопротивление изоляции высоковольтной электросети.

Теорема Тевенина для линейных электрических цепей утверждает, что любая электрическая цепь, имеющая два вывода и состоящая из произвольной комбинации источников напряжения, источников тока и резисторов (сопротивлений), электрически для этих двух выводов эквивалентна цепи с одним идеальным источником напряжения с ЭДС V и одним резистором R , соединенными последовательно с этим источником напряжения.

Когда все переключатели S_1 и S_2 отключены, напряжение между положительной, отрицательной шиной и электрическим шасси составляет U_{p1} и U_{n1} соответственно, согласно теореме Тевенина:

$$\frac{U_{p1}}{R_p} = \frac{U_{n1}}{R_n}.$$

Когда переключатель S_1 закрыт, а S_2 отключен, стандартный резистор смещения R_{C1} вставляется между положительной шиной и электрическим шасси. Напряжение между положительной и отрицательной шинами и электрическим шасси составляет U_{P2} и U_{N2} соответственно. Мы можем получить следующее уравнение:

$$\frac{U_{P2}}{R_p} + \frac{U_{P2}}{R_{C1}} = \frac{U_{N2}}{R_N}.$$

Решив уравнения, можно получить сопротивление изоляции:

$$R_p = R_{C1} \left(\frac{U_{P1} U_{N2}}{U_{N1} U_{P2}} - 1 \right) \text{ или}$$

$$R_p = R_{C1} \frac{U_{P1} U_{N2} - U_{N1} U_{P2}}{U_{P1} U_{P2}}.$$

Аналогично значение сопротивления изоляции может быть получено в следующих двух ситуациях:

(1) все S_1 и S_2 отключены или S_1 отключен, а S_2 замкнут;

(2) S_1 замкнут, S_2 отключен и S_1 отключен, S_2 замкнут.

На практике применяется также модифицированная схема (рис. 3), основанная на методе, который описан в стандарте BS ISO 6469-1-2016.

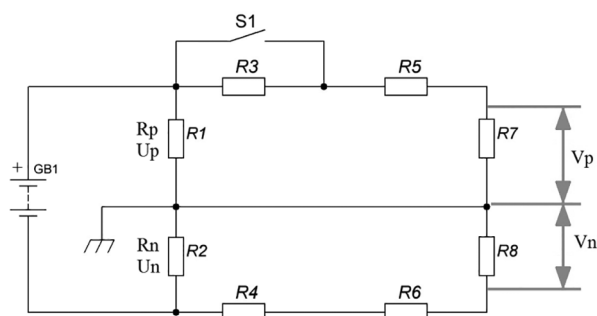


Рис. 3. Принципиальная схема измерения сопротивления изоляции

Fig. 3. Schematic diagram of insulation resistance measurement

R_p и R_N представляют собой сопротивление изоляции положительной и отрицательной токоведущей шины к корпусу корпуса. U_p и U_N представляют собой напряжение между положительной и отрицательной шинами и корпусом аккумулятора. U_{RP} и U_{RN} – значения напряжения на сопротивлениях R_p и R_N соответственно. R_3, R_4, R_5, R_6, R_7 и R_8 – значения из-

вестного сопротивления. Когда ключ S разомкнут, значения напряжения положительной и отрицательной шин по отношению к земле равны U_{P1} и U_{N1} . Когда S замкнут, значения напряжения положительной и отрицательной шин к земле равны U_{P2} и U_{N2} .

При разомкнутом ключе S по закону Кирхгофа получим выражение:

$$\frac{U_{P1}}{R_3 + R_5 + R_7} + \frac{U_{P1}}{R_1} = \frac{U_{N1}}{R_4 + R_6 + R_8} + \frac{U_{N1}}{R_2}.$$

Когда S замкнут, резистор R_1 закорочен, и получается соотношение:

$$\frac{U_{P2}}{R_5 + R_7} + \frac{U_{P2}}{R_p} = \frac{U_{N1}}{R_4 + R_6 + R_8} + \frac{U_{N1}}{R_N}.$$

Поскольку значения сопротивлений R_7 и R_8 значительно меньше, чем R_3, R_4, R_5 и R_6 , их значениями можно пренебречь и принять $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$. Формула для расчета сопротивления изоляции будет иметь вид:

$$R_p = \frac{2R_3(U_{N2}U_{P1} - U_{N1}U_{P2})}{2U_{N1}U_{P2} - U_{N2}U_{P1}} \text{ или}$$

$$R_p = \frac{2R_3(U_{N2}U_{P1} - U_{N1}U_{P2})}{U_{P1}U_{P2} + U_{N1}U_{P2} + U_{N2}U_{P1}}.$$

Из формул видно, что пока напряжение положительной и отрицательной шин по отношению к земле измеряется при отключении и подключении S , можно измерить величину изоляции положительной и отрицательной шин относительно земли. Основываясь на принципе последовательного включения сопротивления, напряжение положительной и отрицательной шин на землю может быть получено путем измерения напряжения на R_7 и R_8 .

Согласно принципу последовательного включения сопротивления, когда переключатель S разомкнут, справедливо уравнение:

$$U_{P1} = U_{R7} \frac{R_3 + R_5 + R_7}{R_7} \text{ или}$$

$$U_{N1} = U_{R8} \frac{R_4 + R_6 + R_8}{R_8}.$$

Когда ключ S замкнут, то получим:

$$U_{P2} = U_{R7.2} \frac{R_5 + R_7}{R_7} \text{ и } U_{N2} = U_{R8.2} \frac{R_4 + R_6 + R_8}{R_8}.$$

Значение сопротивления изоляции R_N и R_p может быть получено из приведенных выше соотношений.

Порядок проведения измерений сопротивления изоляции согласно ISO

Для измерения сопротивления изоляции транспортного средства обе силовые клеммы должны быть отсоединены от электрической силовой цепи и других внешних цепей. Контактные группы внутренних вспомогательных систем должны быть отключены от внешних источников питания и подключены к электрическому источнику, расположенному на шасси транспортного средства.

Сопротивление изоляции измеряют в течение стабилизирующего периода выдержки, при котором определяется наименьшее значение сопротивления. Параметры периодов предварительной и стабилизирующей выдержек выбирают в зависимости от состояния перехода накопителя энергии через точку росы.

Если это возможно, то аккумуляторная батарея должна быть заряжена до максимальной степени, рекомендованной изготовителем. При измерениях внутри транспортного средства, если аккумуляторная батарея заряжается только от бортовых преобразователей и источников энергии, то она должна быть заряжена до любой степени заряженности, подходящей для проведения измерений, обеспечивающая нормальный уровень функционирования.

Внутреннее сопротивление измерительной цепи должно быть более 10 МОм.

Система IRM должна заряжать цепь, пока не будет достигнута стабилизация. Цепь считается стабильной, если значение сопротивления ее изоляции находится в пределах 2 % или менее от предыдущего значения.

Если силовые контакторы батареи интегрированы в аккумуляторную батарею, то они должны быть отключены во время измерения. Процедура для каждого измерения заключается в следующем.

Необходимо измерить напряжения между каждой клеммой аккумулятора и электрическим шасси автомобиля (рис. 4). Большее значение напряжения обозначают U_1 , меньшее – U'_1 и два соответствующих сопротивления изоляции R_{i1} и $R_{i2} = R_i$. Поскольку R_{i2} – наименьшее сопротивление изоляции то, следовательно, оно и является сопротивлением изоляции аккумулятора. При измерении напряжения также необходимо включить измерительное сопротивление R_0 известного номинала параллельно R_{i1} и измерить напряжения U_2 и U'_2 . При выполнении измерений испытательное напряжение должно быть стабильным.

Теоретически величина сопротивления R_0 не имеет никакого влияния на расчетные сопротивления изоляции. Однако R_0 выбирают так, чтобы измеряемые напряжения как можно больше повысили точность расчетного сопротивления изоляции. Подходящим является значение сопротивления в диапазоне 100–500 Ом/В рабочего напряжения аккумулятора. Значение этого сопротивления должно быть известно с погрешностью не более 2 %.

Сопротивление изоляции R_i рассчитывают, используя R_0 и три значения напряжения U_1 , U'_1 и U_2 , при помощи следующего уравнения:

$$R_i = R_0 \frac{U_1 - U_2}{U_2} \left(1 + \frac{U'_1}{U_1} \right).$$

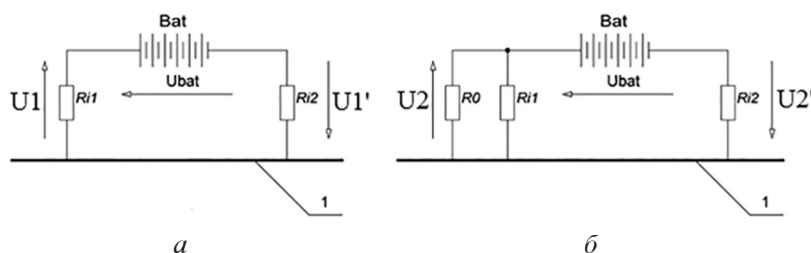


Рис. 4. Схема измерения напряжений на измерительном сопротивлении по отношению к кузову автомобиля для вычисления R изоляции:

а) измерение напряжения U_1 , U'_1 ; б) измерение напряжения U_2 , U'_2 при добавлении R_0 ; 1 – кузов автомобиля, образующий электрическую землю; R_{i1} и R_{i2} – номинальные сопротивления изоляции между двумя клеммами аккумуляторной батареи и корпусом шасси; R_0 – измерительное сопротивление

Fig. 4. The circuit for measuring voltages across the measuring resistance in relation to the car body for calculating R insulation: а) measurement of voltage U_1 , U'_1 ; б) measuring the voltage U_2 , U'_2 when adding R_0 ; 1 – vehicle body forming an electrical ground, R_{i1} and R_{i2} – nominal insulation resistance between the two terminals of the battery and the chassis, R_0 – measuring resistance

Уравнение описывается в стандартах SAE J1766 и FMVSS 305, ISO 6469-1: 2016, но только представлено с другими индексами.

R_i также можно рассчитать, используя R_0 и все четыре значения напряжения U_1 , U'_1 , U_2 , U'_2 , при помощи следующего уравнения:

$$R_i = R_0 \left(\frac{U'_2}{U_2} + \frac{U'_1}{U_1} \right).$$

Результаты исследований и их обсуждение

Представленный график (рис. 5) позволяет наглядно изобразить процесс работы системы IRM и измерения сопротивления изоляции, когда при замыкании одного из ключей происходит изменение напряжения на измерительном резисторе R при нормальном состоянии изоляции плюсового и минусового проводов высоковольтной системы. Измерения происходят примерно в точках 30 с, 60 с, 90 с, 120 с на графике кривой 3. По измеренному значению напряжения с учетом значений изме-

рительных сопротивлений вычисляется сопротивление изоляции по известным формулам. Сопротивления положительной и отрицательной шины представлены кривыми 1 и 2 и вычисляются с заданным периодом повторения (на рисунке это 30 секунд).

Измерение сопротивления изоляции происходит следующим образом:

- 1) измеряется общее напряжение на высоковольтной батарее;
- 2) IRM измеряет напряжение высоковольтной батареи;
- 3) IRM измеряет разность потенциалов между землей и плюсовым проводом высоковольтной системы;
- 4) IRM измеряет напряжение высоковольтной батареи;
- 5) IRM измеряет разность потенциалов между землей и минусовым проводом высоковольтной системы.

При падении сопротивления изоляции между корпусом и положительной шиной происходит смещение потенциала положительной

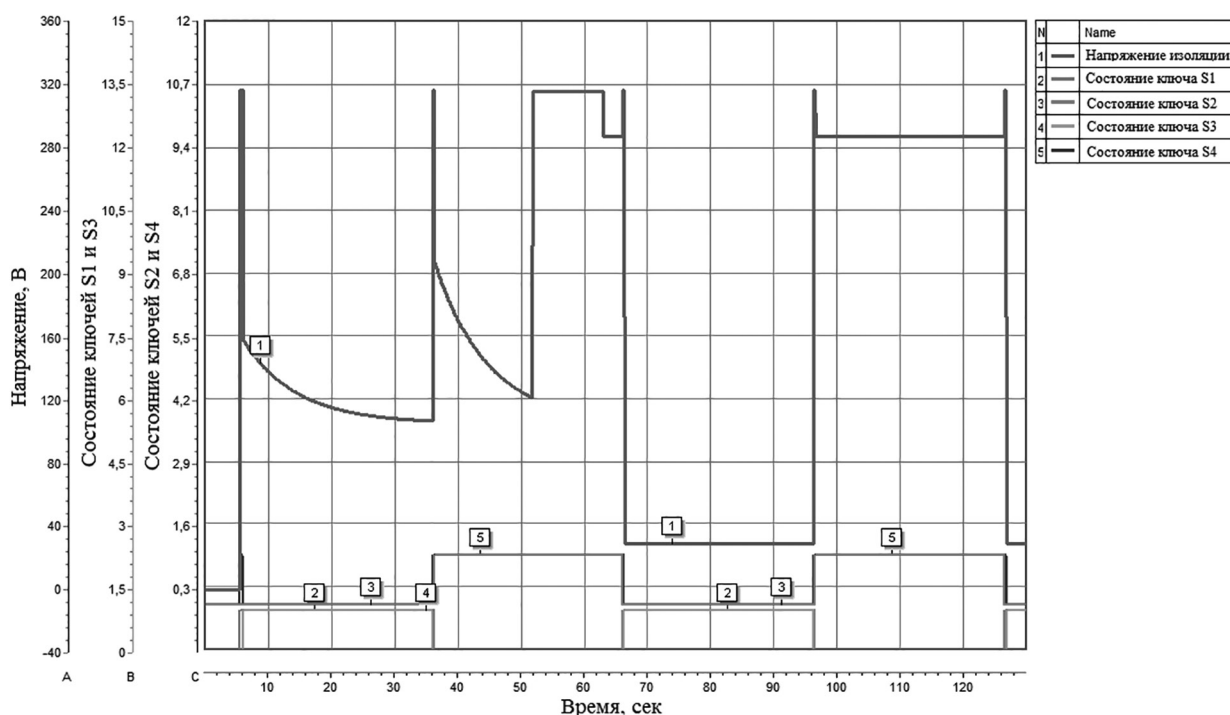


Рис. 5. График измерения потенциала на измерительных резисторах для определения сопротивления изоляции высоковольтной электросети:

1 – напряжение между корпусом высоковольтной батареи и положительной или отрицательной шиной питания в момент уменьшения сопротивления изоляции и смещения измеряемого потенциала, относительно корпуса высоковольтной батареи; 2, 3, 4, 5 – состояние ключей в момент переключения

Fig. 5. The graph of measuring the potential on the measuring resistors to determine the insulation resistance of the high-voltage power grid: 1 – voltage between the high-voltage battery case and the positive or negative power bus at the time of decreasing the insulation resistance and displacement of the measured potential, relative to the high-voltage battery case; 2, 3, 4, 5 – state of the keys at the moment of switching

шины батареи высокого напряжения относительно земли. На графике с 0 по 35 секунду моделируется измерение разности потенциалов на высоковольтной батарее, соответствующей нормальной изоляции. В момент времени 35 секунд моделируется измерение общего напряжения батареи. На интервале с 35 по 52 секунду моделируется процесс заряда емкости. Начиная с 52 секунды до 65 секунды моделируется измерение смещения потенциала между минусом высоковольтной батареи и корпусом, что соответствует снижению сопротивления изоляции. На интервале с 65 по 95 секунду моделируется измерение потенциала плюсовой шины относительно корпуса, что соответствует неисправной шине электропитания. Потенциал батареи смещен относительно потенциала, заданного сопротивлениями симметризации, что соответствует снижению сопротивления.

Заключение

Снижение сопротивления изоляции электросети может быть обусловлено старением и деградацией некоторых типов автомобильных аккумуляторов.

Если сопротивление изоляции всей силовой цепи, измеренное с помощью системы мониторинга сопротивления изоляции на борту транспортного средства, соответствует требованиям ISO 6469-3-2020, то измерение сопротивления изоляции аккумуляторной батареи как отдельного компонента по ISO не проводят [9].

Посредством физического моделирования необходимо определить наилучший метод контроля изоляции, который позволяет определить сопротивление относительно положительной и отрицательной шины электропитания, а также получить математическую и физическую модель сети.

Для того, чтобы оценить эффективность методов контроля изоляции, необходимо построить платформу для тестирования и имитации сопротивления изоляции, чтобы подтвердить достоверность и надежность теории и метода измерения.

При разработке программно-аппаратной платформы необходимо разработать схемы включения сопротивления смещения, контроля изоляции, защиты от высокого и низкого напряжения, блокировки контура высокого напряжения в соответствии с принципом обнаружения напряжения, чтобы испытать всю аппа-

ратную часть системы IRM. Следует составить модель, которая имитирует основные функции аппаратной электрической схемы IRM в среде MATLAB, а также платформу для отработки программного обеспечения, используя модульный принцип ее построения.

При практической апробации модели результаты измеренных значений сопротивления изоляции и теоретических значений должны сходиться и составлять порядка 100 кОм, и при этом относительная погрешность не должна превышать 10 %. Это достаточно, чтобы доказать достоверность используемой расчетной модели сопротивления изоляции, описанной в данной работе.

Учитывая границы и шаг изменения сопротивления изоляции электросети, необходимо разработать физическую модель, обеспечивающую динамическое изменение сопротивления для различных режимов эксплуатации транспортного средства. Модель необходима для определения оптимальных схемных решений и применяемых методов расчета и коррекции измеренных значений.

С учетом описанных принципов измерения сопротивления изоляции с использованием метода измерения напряжений для разработки физической модели системы контроля изоляции требуется реализовать модель напряжения в измеряемых цепях с использованием ЦАП, имеющего следующие технические характеристики:

- диапазон значений выходного напряжения 0–450 В $\pm$ 10 В;
- разрешающая способность на 1 бит не менее 10 мВ;
- погрешность не более $\pm$ 5 мВ на канал;
- время нарастания импульса от 0 В до 10 В – 50 мкс;
- время спада импульса от 10 В до 0 В – 50 мкс.

При разработке физической и имитационной моделей необходимо предусмотреть возможность моделирования состояния электронных ключей (программная или аппаратная модель), используемых для переключения каналов измерения изоляции между корпусом высоковольтной батареи и шиной электропитания (положительной и отрицательной).

Для уменьшения сложности, стоимости и времени создания физической модели ее следует выполнять на сигнальном уровне без использования элементов модели с высоким на-

пряжением (> 60 В), для который потребуются особые способы разработки с учетом предъявляемых требований к электрической безопасности (ЕЭК ООН N 100) [4]. Управляющие сигналы включения электронных ключей для измерительных каналов, являющихся входными сигналами физической модели, определяющими включение и выключение каналов измерения в системе контроля изоляции, должны заменяться на информационные сигналы, передаваемые по шине данных от системы контроля изоляции.

Литература

- ГОСТ Р ИСО 6469-1-2016. Транспорт дорожный на электрической тяге. Требования безопасности. Часть 1. Системы хранения энергии аккумуляторных бортовых. М.: Стандартинформ, 2016. 8 с.
- ISO 16750 (все части). Road vehicles Environmental conditions and testing for electrical and electronic equipment.
- IEC 60664-1. Insulation coordination for equipment within low-voltage systems — Part 1: Principles, requirements and tests. International Electrotechnical Commission. 2020. 167 с.
- ГОСТ Р 41.100-99 (Правила ЕЭК ООН N 100). Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения аккумуляторных электромобилей в отношении конкретных требований к конструкции и функциональной безопасности. М.: Изд-во стандартов, 2001. 17 с.
- FMVSS 305. Electric powered vehicles: Electrolyte spillage and electrical shock protection. USA. National Highway Traffic Safety Administration. 2017. 21 с.
- SAE J1766. Recommended Practice for Electric and Hybrid Electric Vehicle Battery Systems Crash Integrity Testing. Группа SAE. 2014. 22с.
- H.M. Vasquez, M. Kuttner: System and method for monitoring an electrical device. Patent US9172233, Assignee: Early Rescue Solutions, LLC, Inventors: M.H. Vasquez, M. Kuttner (2015).
- C. Zhou, S. Hu, W. Sha, Q. Liu, X. Yu: Active detection system of insulation resistance in electric vehicle // Journal of Electronic Measurement and Instrumentation 27 (2013), № 05, pp. 409–414.
- ГОСТ Р ИСО 6469-3-2020. Транспорт дорожный на электрической тяге. Требования безопасности. Часть 3. Электробезопасность. Электрические цепи электrorаспределительных систем и электропроводящие вспомогательные электрические системы. М.: ФГУП «Стандартинформ», 2020. 24 с.
- B. Dong, Y.T. Tian, C.J. Zhou: Fuzzy logic-based optimal control method for energy management of pure electric vehicle // Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition) 45 (2015), № 2, pp. 516–525.
- J. Yang, Z. Zeng, Y. Tang, J. Yan, H. He, Y. Wu: Load frequency control in isolated micro-grid with electrical vehicle based on multivariable generalized predictive theory // Energies 8 (2015), № 3, pp. 2145–2164.
- D. Savitski, V. Ivanov, B. Shyrokau, J.D. Smet, J. Theunissen: Experimental study on continuous abs operation in pure regenerative mode for full electric vehicle // SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems 8 (2015), № 1, pp. 364–369.
- Бахмутов С.В., Гайсин С.В., Карпукhin К.Е., Теренченко А.С., Курмаев Р.Х., Зиновьев Е.В. Способ повышения энергоэффективности электромобильного транспорта // Журнал автомобильных инженеров. 2015. № 4 (93). С. 4–10.
- Kurmaev R.Kh., Umnitsyn A.A., Struchkov V.S., Karpukhin K.E., Lyubimov I.A. Development and research of temperature control system of a high-voltage battery of a perspective electric vehicle // Trans and Motauto World. 2018. T. 3. № 4. С. 151–154.

References

- GOST R ISO 6469-1-2016. Electric road transport. Safety requirements. Part 1. Onboard battery energy storage systems. Moscow: Standartinform Publ., 2016. 8 p.
- ISO 16750 (vse chasti). Road vehicles Environmental conditions and testing for electrical and electronic equipment.
- IEC 60664-1. Insulation coordination for equipment within low-voltage systems – Part 1: Principles, requirements and tests. International Electrotechnical Commission. 2020. 167 p.
- GOST R 41.100-99 (Pravila YEEK OON N 100). Uniform provisions concerning the approval of battery electric vehicles with regard to specific requirements for construction and functional safety. Moscow: Izd-vo standartov Publ., 2001. 17 p.
- FMVSS 305. Electric powered vehicles: Electrolyte spillage and electrical shock protection. USA. National Highway Traffic Safety Administration. 2017. 21 p.
- SAE J1766. Recommended Practice for Electric and Hybrid Electric Vehicle Battery Systems Crash Integrity Testing. Gruppya SAE. 2014. 22 p.
- H.M. Vasquez, M. Kuttner: System and method for monitoring an electrical device. Patent US 9172233,

- Assignee: Early Rescue Solutions, LLC, Inventors: M.H. Vasquez, M. Kuttner (2015).
8. C. Zhou, S. Hu, W. Sha, Q. Liu, X. Yu: Active detection system of insulation resistance in electric vehicle. *Journal of Electronic Measurement and Instrumentation* 27 (2013), No 05, pp. 409–414.
 9. GOST R ISO 6469-3-2020. Electric road transport. Safety requirements. Part 3. Electrical safety. Electrical circuits of electrical distribution systems and electrically conductive auxiliary electrical systems. Moscow: FGUP «StandartinforM» Publ., 2020. 24 p.
 10. B. Dong, Y. T. Tian, C. J. Zhou: Fuzzy logic-based optimal control method for energy management of pure electric vehicle. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)* 45 (2015), No 2, pp. 516–525.
 11. J. Yang, Z. Zeng, Y. Tang, J. Yan, H. He, Y. Wu: Load frequency control in isolated micro-grid with electrical vehicle based on multivariable generalized predictive theory. *Energies* 8 (2015), No 3, pp. 2145–2164.
 12. D. Savitski, V. Ivanov, B. Shyrokau, J. D. Smet, J. Theunissen: Experimental study on continuous abs operation in pure regenerative mode for full electric vehicle. *SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems* 8 (2015), No 1, pp. 364–369.
 13. Bakhmutov S.V., Gaysin S.V., Karpukhin K.E., Terenchenko A.S., Kurmayev R.Kh., Zinov'yev YE.V. A way to improve the energy efficiency of electric vehicles. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*. 2015. No 4 (93), pp. 4–10 (in Russ.).
 14. Kurmaev R.Kh., Umnitsyn A.A., Struchkov V.S., Karpukhin K.E., Lyubimov I.A. Development and research of temperature control system of a high voltage battery of a perspective electric vehicle. *Trans and Motauto World*. 2018. Vol. 3. No 4, pp. 151–154.

MATHEMATICAL MODELING OF A SYSTEM FOR MONITORING THE INSULATION RESISTANCE OF A HIGH-VOLTAGE POWER GRID OF A HYBRID VEHICLE

A.N. Malyshev¹, YE.A. Grunenkov¹, PhD in Engineering V.V. Debelov^{1,2},
DSc in Engineering V.N. Kozlovskiy³, PhD in Engineering A.N. Shishkov²

¹Central research and development automobile and engine institute NAMI, Moscow, Russia

²Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

³Samara State Technical University (Samara Polytech), Samara, Russia

andrey.malyshev@nami.ru, vladimir.debelov@nami.ru

The paper presents mathematical models and computational and analytical dependences, which make it possible to implement a system for monitoring the insulation resistance of a high-voltage power grid of a hybrid vehicle and make it possible to formulate requirements for the physical and simulation model of the software and hardware complex of laboratory tests. The purpose of the work is to determine the main functions and characteristics of the insulation monitoring system, its features, the principle of operation and methods of monitoring the insulation resistance, drawing up requirements for the simulation system. The introduction justifies the importance of monitoring insulation resistance and provides references to standards that regulate the requirements for the measurement and determination of mains failure. The block diagram of the vehicle power supply and the role of the insulation resistance monitoring system in this diagram are presented, the features of insulation monitoring are explained. The principle of operation of the insulation monitoring system and the use of the most common schemes are considered. The calculated dependencies for each of the presented schemes are given. These allow calculating the insulation resistance. The procedure for measuring the insulation resistance according to the ISO standard is described and the corresponding equations are given. For the presented circuit, a graph that explains the principle of the system's operation, when one of the keys is closed, the voltage across the measuring resistor changes with the normal insulation state of the positive and negative power supply bus of the high-voltage system is given. The conclusions provide a generalization of the presented mathematical model and formulate the requirements for the software and hardware complex, which allows simulation and mathematical modeling of electrical systems and their components in various operating modes. The paper explains the features of the software and hardware complex that allows to simulate changes in the insulation resistance and faults of the high-voltage power supply network for a vehicle with a hybrid power plant.

Keywords: power supply system, insulation resistance, hardware and software complex, hybrid power plant.

Cite as: Malyshev A.N., Grunenkov YE.A., Debelov V.V., Kozlovskiy V.N., Shishkov A.N. Mathematical modeling of a system for monitoring the insulation resistance of a high-voltage power grid of a hybrid vehicle. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 1 (47), pp. 89–98 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-89-98.

