

DOI

УДК 62-531.9

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ ПОВЫШЕНИЕМ ИНТЕНСИВНОСТИ ВПРЫСКИВАНИЯ

Ф.З. Габдрафиков, И.В. Муслимов

Реферат. Исследования проводили с целью повышения интенсивности и давления впрыскивания топлива в системах топливоподачи непосредственного действия дизельного двигателя для улучшения качества его работы и снижения расхода. Для ее достижения на основе теоретических исследований был модернизирован профиль кулачка топливной аппаратуры дизеля с использованием синусоидального закона движения плунжера. Полученное аналитическое выражение синусоидального закона перемещения плунжера (из условия обеспечения его безударного и безотрывного движения по кулачку) позволяет рассчитать профиль кулачка, обеспечивающего повышение интенсивность подачи и высокое давление впрыскивания топлива. С учетом граничных условий (исходя из габаритных размеров существующего насоса 4УТНИ) и допустимого уровня нагрузки на подшипник вала были рассчитаны профиль, скорость и ускорение кулачка. Изготовленный экспериментальный насос с расчетным кулачковым валом синусоидального профиля показал высокие результаты при сравнительных испытаниях с существующим штатным насосом высокого давления дизеля Д-144. У усовершенствованного топливного насоса высокого давления интенсивность нагнетания и давление впрыскивания на номинальном режиме были выше, по сравнению со штатным насосом 4УТНИ, на 9 %, при низкой частоте вращения коленчатого вала давление – на 20 %, интенсивность подачи – на 35 %. Увеличение интенсивности нагнетания и давления впрыскивания топлива обеспечивает сокращение времени подъема толкателя. Одновременно межсекционная равномерность топливоподачи при частоте вращения вала $n=1000$ мин⁻¹ возрастает на 1,1 %, при $n=200$ мин⁻¹ – на 18 %.

Ключевые слова: топливный насос высокого давления, кулачковый вал, интенсивность впрыскивания, плунжер, привод, формула, усовершенствованный закон топливоподачи.

Введение. Основной энергетической установкой в отечественных тракторах и комбайнах, благодаря экономичному и надежному функционированию, остаются дизельные двигатели [1]. В условиях сельскохозяйственного производства машинно-тракторные агрегаты большую часть рабочего времени функционируют в частичных режимах нагрузки из-за особенностей эксплуатации [2].

В большей части дизелей, находящихся в эксплуатации, установлены надежные в работе и хорошо конструктивно исполненные системы топливоподачи непосредственного действия. Однако стабильность качественной работы этих систем зависит от частоты вращения вала и цикловой подачи из-за падения давления впрыскивания на малых частотах вращения коленчатого вала, и, как следствие, снижения технико-экономических показателей дизеля. Отрицательное влияние при этом оказывает и снижение равномерности подачи топлива [3]. Решение этих проблем актуально для повышения эффективности работы дизеля, особенно на режимах частичных нагрузок.

В работах D. Qian et al. предлагается

увеличение давления и интенсивности подачи топлива в цилиндр дизельного двигателя путем совершенствования клапанного механизма и выключением цилиндров на низких частотах вращения коленчатого вала [4].

Известна попытка добиться повышения интенсивности и давления впрыскивания топлива путем изменения кинематики кривошипно-поршневого механизма, введением планетарной некруглой зубчатой передачи между кривошипом и маховиком [5].

Цель исследования – разработка метода повышения интенсивности и давления впрыскивания в системах топливоподачи дизеля непосредственного действия.

Условия, материалы и методы. На основании анализа научных работ и данных заводо-изготовителей было установлено, что различные направления повышения давления или интенсивности впрыскивания связаны прежде всего с увеличением скорости подачи топлива или с гибким электронным управлением. Поэтому требуется или модернизация на заводе-изготовителе в целом, или создание топливной аппаратуры другой конструкции [6].

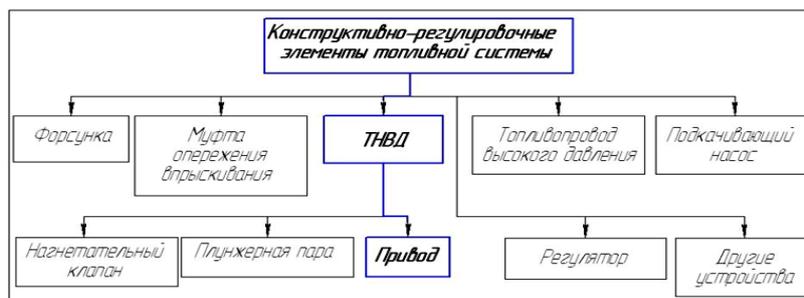


Рис. 1 – Обобщенная модель структурно-регулирующих элементов топливной системы дизеля

Ранее выполненными исследованиями было установлено, что надежное повышение интенсивности подачи топлива без существенных изменений конструкции насоса, возможно только путем модернизации отдельных конструктивных и регулировочных элементов топливной системы. При этом к числу наиболее важных элементов повышения давления впрыскивания топлива относится привод плунжера насоса высокого давления (рис. 1).

Для дальнейшей модернизации не усложняя в целом конструкцию и надежную в эксплуатации систему топливоподачи непосредственного действия, был предложен вариант ее усовершенствования путем изменения кулачкового механизма.

Предварительно был проведен анализ тангенциального закона подачи топлива существующего насоса. Для анализа аналитического выражения тангенциального закона движения плунжера топливного насоса 4УТНИ по кулачку его рабочая зона подъема была разбита на два участка (рис. 2): зона постоянной скорости, с законом движения плунжера; зона отрицательного ускорения, с законом движения плунжера.

Аналитическое выражение тангенциального закона движения для этих зон имеет следующий вид:

$$s_1 = s_l + k(\phi - \phi_i), \quad (1)$$

$$s_2 = s_l - \frac{2 \cdot s_{lm}}{\phi_{lm}^2} (\phi_m - \phi)^2, \quad (2)$$

где $\phi_{lm} = \phi_m - \phi_l$; $s_{lm} = s_m - s_l$; $k = \frac{s_{jl}}{\phi_{jl}}$.

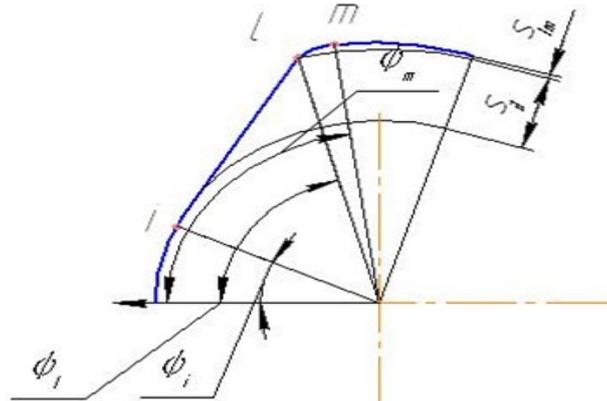


Рис. 2 – Схема к выводу аналитического выражения закона перемещения плунжера насоса 4УТНИ: s_l – начальный радиус кулачка, мм; s_m – конечный радиус кулачка, мм;

ϕ_i – начальное угловое положение кулачкового вала, град; ϕ_j – конечное угловое положение кулачкового вала, град; ϕ_k – угол, за который осуществляется подъем кулачка, град.

При увеличении скорости движения плунжера для повышения давления впрыскивания топлива важным условием служит обеспечение безударного перемещения (без отрыва) плунжера по кулачку.

s_l – начальный радиус кулачка, мм;

s_m – конечный радиус кулачка, мм;

s_k – высота подъема плунжера, мм;

ϕ – угол поворота кулачкового вала, град;

ϕ_i – начальное угловое положение кулачкового вала, град;

ϕ_j – конечное угловое положение кулачкового вала, град;

ϕ_k – угол, за который осуществляется подъем кулачка, град;

k – коэффициент перемещения кулачка вала.

Скорость движения плунжера в первой и второй зоне легко определить, продифференцировав уравнения (1) и (2):

$$v_1 = v_2 = \frac{s_{jl}}{\phi_{jl}}, \quad (3)$$

$$v_2 = 4 \cdot \frac{s_{lm}}{\phi_{lm}^2} (\phi_m - \phi). \quad (4)$$

Аналогично определяется ускорение плунжера:

$$a_1 = 0, \quad (5)$$

$$a_2 = 4 \cdot \frac{s_k}{\phi_k^2} \quad (6)$$

Решая эти уравнения для каждого положения кулачка, можно построить график перемещений, скоростей и ускорений толкателя (рис. 3а). Кулачок вала насоса 4УТНИ дизеля функционирует в условиях высокого переменного скоростного режима с большой нагрузкой при подаче топлива на впрыскивание [7].

При модернизации системы топливоподачи для повышения интенсивности впрыскивания был рассмотрен синусоидальный закон перемещения плунжера, описание которого выглядит следующим образом:

$$y = \frac{s}{\pi} \left(\frac{\pi\phi_m}{\phi} - \frac{1}{2} \sin \frac{2\pi\phi_m}{\phi} \right), \quad (7)$$

где ϕ_m – угол текущий поворота кулачка вала, град; s – радиус кулачка, мм.

Дифференцировав уравнение (7), получим выражения скорости перемещения плунжера и его ускорения:

$$v = \frac{dy}{dt} = \frac{h\omega}{\phi} \left(1 - \cos \frac{2\pi\phi_T}{\phi} \right), \quad (8)$$

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{2\pi\omega^2}{\phi^2} \sin \frac{2\pi\phi_T}{\phi}, \quad (9)$$

где ω – угловая скорость вала насоса, град.

Для выполнения расчетов, предварительно были установлены граничные условия безударного и безотрывного движения кулачка и толкателя при изменении угла поворота кулачкового вала ϕ .

С учетом этих ограничений и габаритных размеров насоса 4 УТНИ были рассчитаны профиль, скорость и ускорение кулачка.

На основе полученных данных построили графики перемещения, скорости и ускорения ведомого звена кулачкового механизма (рис. 3б).

Проверочные расчеты кулачкового вала и корпуса насоса показали достаточный запас прочности при увеличении нагрузки на кулачки и высоких скоростях работы.

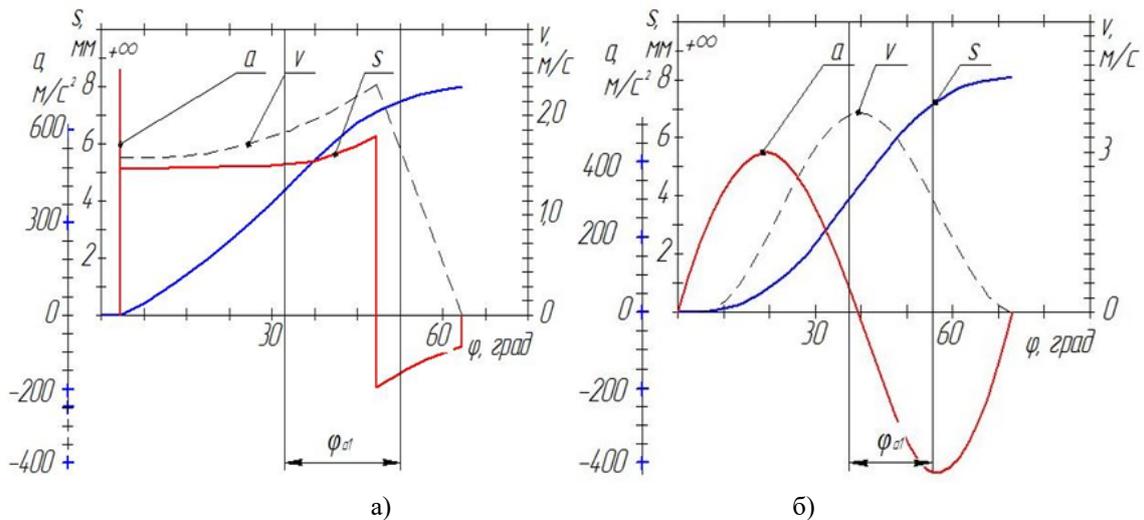


Рис. 3 – Графики перемещения s , скорости V и ускорения a ведомого звена кулачкового механизма: а) ТНВД 4УТНИ; б) ТНВД с измененным законом подачи топлива

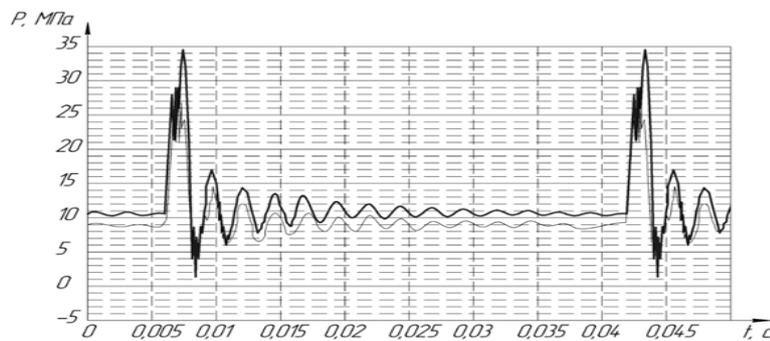


Рис. 4 – Сравнительная осциллограмма давления у штуцера форсунки штатного (линия тонкая) и усовершенствованного насосов (утолщенная линия) в зависимости от длительности подачи топлива

Анализ и обсуждение результатов. Разработанный экспериментальный насос с измененным законом топливоподачи позволил повысить интенсивность и давление впрыскивания топлива при достаточно высокой степени надежности работы (рис. 4). На частичных режимах работы экспериментального насоса оно составляет 35 МПа, что на 20 % выше, чем у штатного.

В случае уменьшения частоты вращения кулачкового вала падение давления подачи

у штатного насоса происходит заметно быстрее, чем у модернизированной системы топливоподачи. Давление у штуцера форсунки при максимальной частоте вращения вала насоса 4УТНИ с усовершенствованным насосом было на 9 % выше, чем со штатным насосом. При уменьшении частоты вращения разница между значениями давления становится выше. Так, при частоте вращения вала $n=800$ мин⁻¹ она составила 10,5 % и 11,7 %, при $n=600$ мин⁻¹, при $n=200$ мин⁻¹ – 16,8 % (рис.5).

При номинальном режиме работы у экспериментального насоса достигается повышение интенсивности нагнетания на 9 %, а при пусковой частоте вращения кулачкового вала – на 20 %.

Межсекционная равномерность топливоподачи экспериментального насоса на частичных режимах так же была выше, чем при штатной системе. Например, при $n=200$ мин⁻¹ разница составляла 18 %.

Результаты анализа скоростных и

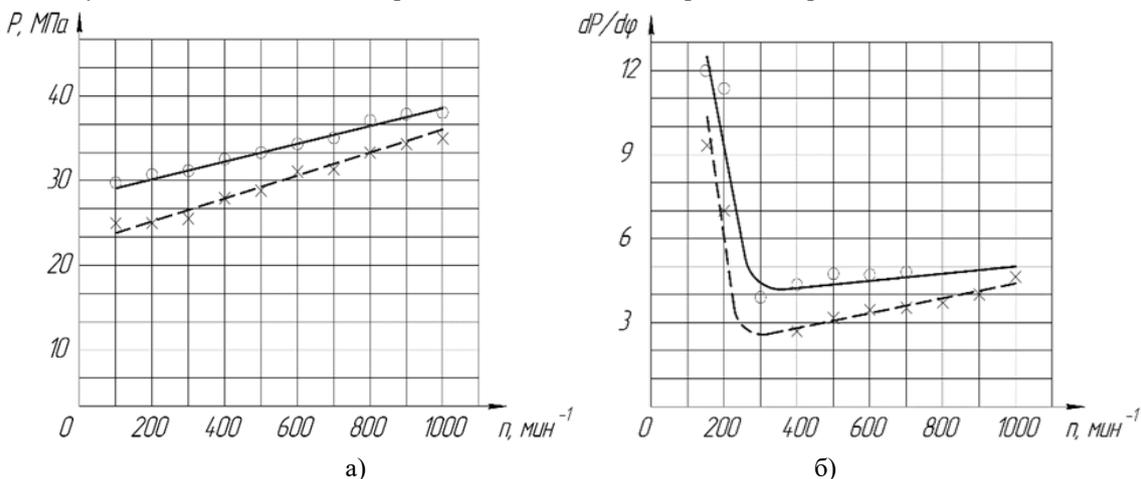


Рис. 5 – Зависимости давления (а) и интенсивности впрыскивания топлива (б) штатной и с измененным законом топливоподачи от частоты вращения кулачкового вала насоса

Результаты экспериментальных исследований свидетельствуют, что при установке ТНВД с измененным законом топливоподачи дизель обеспечивает более высокие технико-экономические показатели.

Так, удельный расход топлива при частоте вращения коленчатого вала 1600 мин⁻¹

нагрузочных характеристик дизеля (рис. 5) свидетельствуют, что при частоте вращения вала $n=500$ мин⁻¹ давление впрыскивания у экспериментального насоса высокого давления было выше, чем у штатного, на 20 %, а интенсивность – на 35%.

При работе дизеля с экспериментальным насосом оптимальный угол опережения подачи топлива на 3° меньше, чем при использовании базового из-за более высокой интенсификации процесса впрыскивания.

составил $g_e=271$ г/(кВт·ч), что на 8,5 % ниже, чем при использовании штатного насоса (рис. 6).

В целом было установлено, что экспериментальный насос обеспечивает более устойчивую работу дизеля на частичных режимах эксплуатации.

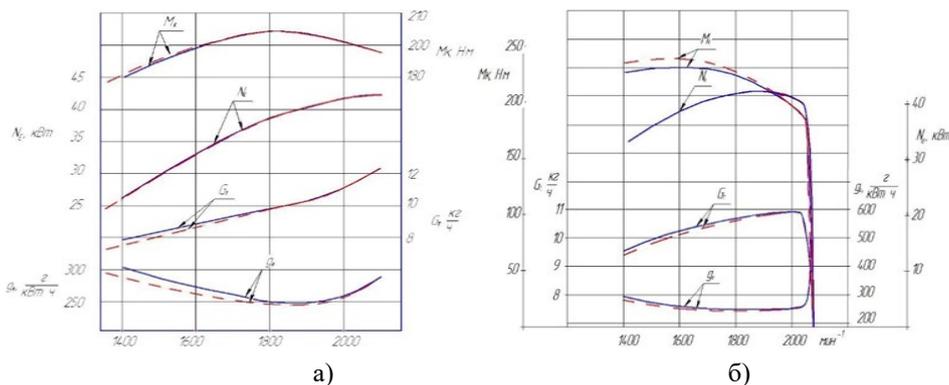


Рис. 6 – Зависимость скоростных (а) и нагрузочных (б) характеристик дизеля Д-144

– в случае работы с экспериментальным насосом; – в комплектации со штатным 4УТНИ

Выводы. Модернизированная система топливоподачи непосредственного действия с топливоподачей, усовершенствованной путем профилирования кулачков вала на синусоидальный закон движения плунжера, позволяет повысить интенсивность подачи топлива на частичных режимах функционирования на

35 %, давление впрыскивания – на 20 % и равномерность подачи – на 18 %.

Полученное аналитическое выражение синусоидального закона топливоподачи позволило провести расчеты и изготовить экспериментальный насос высокого давления.

Дизель Д-144 с ТНВД с усовершенствован-

ным топливным насосом продемонстрировал более экономичную работу, чем при использовании штатного насоса, особенно на частичных режимах функционирования. Удельный расход топлива при частоте вращения коленчатого вала 1600 мин⁻¹ составил $g_e=271$ г/(кВт·ч), что на 8,5% ниже, чем при работе со штатным насосом.

Литература

1. Габдрафиков Ф.З., Шамукаев С.Б., Мехоношин Е.П. Повышение эффективности работы дизелей на неустановившихся режимах электронным регулированием топливоподачи // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2015. № 7. С. 19-22.
2. Габдрафиков Ф.З., Шарифуллин Ф.А. Повышение эффективности работы дизеля интенсификацией впрыскивания топлива // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 2013 - №5. – С.30-31.
3. Галиев И.Г., Хусайнов Р.К. Оценка условий функционирования тракторов в аграрном производстве // Техника и оборудование для села. 2015. № 10. С. 13-15.
4. Analysis of fluid-structure interaction during operation of a high-pressure fuel pump for diesel engines / D. Qian, R. Liao, J. Xiong, et al. // International Congress and Exhibition of Mechanical Engineering. Phoenix: Industrial Engineering Journal, 2016. P. 50-61.
5. Скоростное форсирование топливного насоса в системах топливоподачи малых дизелей / Е.А. Салыкин, Д.С. Березюков, В.И. Липилин и др. // Известия Волг ГТУ, 2011. №3, С. 19-21.
6. Юлдашев А.К. Динамика рабочих процессов двигателя машинно-тракторных агрегатов. Казань, Татарское кн. изд-во, 1980. - 142 с.
7. M.S. Stavljanin. Mathematical modeling and identification of the mathematical model parameters of diesel fuel injection systems // Vojnotehnicky glasnik. 2017. Vol. 65. No. 2. P. 421-441.
8. Eriksson, L., & Nielsen, L. (2014) Modeling and Control of Engines and Drivelines. 2014 John Wiley & Sons, Ltd, pp. 107-110.
9. Salykin E.A., Lipilin V.I., Skorobogatov A.A. Method of Fuel Injection in Small Diesel Engines Author links open overlay panel // Procedia Engineering. 2017. Vol. 206. P. 1552-1557.
10. Description of the operation of a fast-response electromagnetic drive in a diesel fuel system model / Z. Jay, L. V. Grekhov, L. Fan, et al. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol. 327. № 5. 2018.

Сведения об авторах

Габдрафиков Фаниль Закариевич – доктор технических наук, профессор, e-mail: gabdrafikov@mail.ru
Муслимов Ильшат Вахитович – аспирант 3-го года обучения, e-mail: muslimovilshat2009@yandex.ru
Башкирский государственный аграрный университет, Уфа, Россия.

MODERNIZATION OF THE DIRECT-ACTING DIESEL FUEL SUPPLY SYSTEM BY INCREASING THE INJECTION INTENSITY F.Z. Gabdrafikov, I.V. Muslimov

Abstract. The research was carried out with the aim of increasing the intensity and pressure of fuel injection in direct-acting fuel supply systems of a diesel engine to improve the quality of its work and reduce consumption. To achieve it, on the basis of theoretical studies, the cam profile of the diesel fuel equipment was modernized using the sinusoidal law of plunger motion. The resulting analytical expression of the sinusoidal law of plunger displacement (from the condition of ensuring its shockless and continuous movement along the cam) makes it possible to calculate the cam profile, which provides an increase in the flow rate and high fuel injection pressure. Taking into account the boundary conditions (based on the overall dimensions of the existing 4UTNI pump) and the permissible level of load on the shaft bearing, the profile, speed and acceleration of the cam were calculated. The manufactured experimental pump with a calculated camshaft of a sinusoidal profile showed good results in comparative tests with the existing standard diesel high-pressure pump D-144. For the improved high-pressure fuel pump, the injection intensity and injection pressure in the nominal mode were 9% higher compared to the standard 4UTNI pump, at a low crankshaft speed, the pressure was 20% higher, and the flow rate was 35%. Increasing the injection rate and fuel injection pressure reduces the pusher lift time. At the same time, the cross-sectional uniformity of fuel supply at a shaft speed of $n=1000$ min⁻¹ increases by 1.1%, at $n=200$ min⁻¹ - by 18%.

Key words: high pressure fuel pump, camshaft, injection intensity, plunger, drive, formula, improved fuel supply law.

References

1. Gabdrafikov FZ, Shamukaev SB, Mekhonoshin EP. [Improving the efficiency of diesel engines in unsteady modes by electronic fuel supply control]. Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaistva. 2015; 7. 19-22 p.
2. Gabdrafikov FZ, Sharifullin FA. [Improving the efficiency of a diesel engine by intensifying the injection of fuel]. Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaistva. 2013; 5. 30-31 p.
3. Galiev IG, Khusainov RK. [Evaluation of the conditions for the functioning of tractors in agricultural production]. Tekhnika i oborudovanie dlya sela. 2015; 10. 13-15 p.
4. Qian D, Liao R, Xiong J. Analysis of fluid-structure interaction during operation of a high-pressure fuel pump for diesel engines. International congress and exhibition of mechanical engineering. Phoenix: Industrial engineering journal. 2016; 50-61 p.
5. Salykin EA, Berezyukov DS, Lipilin VI. [High-speed forcing of the fuel pump in the fuel supply systems of small diesel engines]. Izvestiya Volg GTU. 2011; 3, 19-21 p.
6. Yuldashev AK. Dinamika rabochikh protsessov dvigatelya mashinno-traktornykh agregatov. [Dynamics of working processes of the engine of machine-tractor units]. Kazan': Tatarskoe kn.izd-vo. 1980; 142 p.
7. Stavljanin MS. Mathematical modeling and identification of the mathematical model parameters of diesel fuel injection systems. Vojnotehnicky glasnik. 2017; Vol.65. 2. 421-441 p.
8. Eriksson L, Nielsen L. (2014) Modeling and control of engines and drivelines. 2014; John Wiley & Sons. Ltd, 107-110 p.
9. Salykin EA, Lipilin VI, Skorobogatov AA. Method of fuel injection in small diesel engines author links open overlay panel. Procedia engineering. 2017; Vol.206. 1552-1557 p.

10. Jay Z, Grekhov LV, Fan L. Description of the operation of a fast-response electromagnetic drive in a diesel fuel system model. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 327. 5. 2018.

Authors:

Muslimov Ilshat Vakhitovich - graduate student of the third year of study, e-mail: muslimovilshat2009@yandex.ru
Gabdrafikov Fanil Zakariyevich - Professor, Doctor of Technical sciences, e-mail: gabdrafikov@mail.ru
Bashkir State Agrarian University, Ufa, Russia.