

Для цитирования: Годжаев К.М. Влияние метода дозирования на характеристики распределительного топливного насоса дизеля. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2018; 45(2): 52-61. DOI:10.21822/2073-6185-2018-45-2-52-61

For citation: Godzhaev K.M. Influence of the metering method on the characteristics of a diesel distributor fuel pump. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2018; 45(2): 52-61. (In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2018-45-2-52-61

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.43.038

DOI: 10.21822/2073-6185-2018-45-2-52-61

**ВЛИЯНИЕ МЕТОДА ДОЗИРОВАНИЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ
РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ТОПЛИВНОГО НАСОСА ДИЗЕЛЯ**

Годжаев К.М.

Азербайджанский технический университет,
AZ 1148, проспект Гусейн Джавида, 25, Азербайджан,
e-mail: gurban.goja8@gmail.com

Резюме: Цель. Целью исследования является улучшение характеристики системы дозирования и управления цикловой подачей распределительного насоса дизеля. Приведены результаты исследования влияния нового метода дозирования на характеристики распределительного топливного насоса. **Метод.** Проведен математический анализ и составлена математическая модель рабочего процесса системы топливоподачи с новым методом дозирования, при котором был применен метод «распада разрыва». В составленной математической модели использована система дифференциальных уравнений сплошности и количества движения, а также уравнения массового баланса при описании граничных условий для различных полостей топливной системы над плунжером, под клапаном, над клапаном полостей и в форсунке. В дифференциальных уравнениях были учтены двухфазность газожидкостной среды в полостях нагнетания и дозирующей системе, и конструктивные особенности насоса. Приведено выражение хода дозирующего плунжера в новой системе. **Результат.** Приведены теоретические и экспериментальные характеристики системы топливоподачи с предложенной системой дозирования, диаграммы максимальных давлений впрыска в зависимости от хода дозирующего плунжера при различных ходах нагнетающего плунжера, изменения максимального давления впрыска форсунки в зависимости от оборотов кулачкового вала и диаграммы, которые характеризуют работы системы топливоподачи насоса при различных жесткостях пружины дозирующего плунжера. Приведены сравнительные параметры процесса топливоподачи при стандартном и новом методе дозирования. Описаны особенности применения распределительных насосов высокого давления дизеля, их конструктивные и рабочие особенности. Раскрыты преимущества предложенной автором системы дозирования, а также определено ее влияние на процесс топливоподачи. Приведена сравнительная оценка методов дозирования в распределительных насосах, применяемых в современных дизельных двигателях. **Вывод.** Результаты экспериментов показали приемлемость нового метода дозирования для использования в дизельных двигателях.

Ключевые слова: распределительный топливный насос, нагнетательный плунжер, дозирующий плунжер

TECHNICAL SCIENCE
POWER, METALLURGICAL AND CHEMICAL MECHANICAL ENGINEERING

INFLUENCE OF THE METERING METHOD ON THE CHARACTERISTICS OF A DIESEL
DISTRIBUTOR FUEL PUMP

Kurban M. Godzhaev

Azerbaijan Technical University,
25 Hussein Javid Ave., Baku 370073, Azerbaijan,
e-mail: kurban.goja8@gmail.com

Abstract Objectives The aim of the study is to improve the performance of the metering system and thus enhance control over the cyclical supply of fuel to a diesel distributor pump. The results of a study of the effect of a new metering method on the characteristics of a distributor fuel pump are presented. **Methods** Following mathematical analysis, a mathematical model of the working process of the fuel supply system, based on a new metering approach employing the "decay of discontinuity" method, was compiled. The model comprises a system of differential equations for continuity and momentum alongside mass balance equations for describing the boundary conditions for various cavities of the fuel system, i.e. above the plunger, under the valve, above the valve cavities and in the nozzle. The differential equations take into account the two-phase nature of the gas-liquid medium in the injection cavities and metering system, as well as the design features of the pump. An expression for the stroke of the metering plunger in the new system is given. **Results** The theoretical and experimental characteristics of a fuel supply system employing the proposed metering system are considered. Diagrams showing maximum injection pressures, which depend on the stroke of the metering plunger at various strokes of the injection plunger and alteration of maximum injection pressure of the nozzle depending on the rotation speed of the cam shaft, are provided. The characteristics of the fuel supply system of the pump for various spring stiffness of the metering plunger are also provided in diagram form. The comparative parameters of the fuel supply process are presented for the conventional and new metering methods. The features of the use of diesel high-pressure distributor pumps, their design and operational features are described. The advantages of the metering system proposed by the author are presented in terms of its influence on the fuel injection process. A comparative evaluation of metering methods used in contemporary distributor pumps for diesel engines is given. **Conclusion** The results of the experiments confirmed the suitability of the new metering method for use in diesel engines.

Keywords: distributor fuel pump, injection plunger, metering plunger

Введение. Наряду с секционными насосами широко применяются и распределительные насосы высокого давления, которые упрощают топливные системы. Совершенствование конструкций элементов традиционных дизельных топливных систем и исследование их влияния на характеристики впрыска являются одними из актуальных научных направлений в моторостроении [13, 15].

На показатели системы впрыска, а также технико-экономические и экологические показатели дизеля большое влияние оказывают характеристики топливного насоса [7]. Сложность конструкции системы дозирования и органов управления цикловой подачей топлива в распределительных топливных насосах делает актуальным их усовершенствование [10-11].

В дизельных распределительных насосах при большой интенсивности работы нагнетающего плунжера прецизионность трущихся пар ускоряется, что приводит к ухудшению характеристики насоса. Дросселирование в распределительных отверстиях и каналах уменьшает давление нагнетания. Конструкция корпуса и ограничение контактных напряжений в кулачковом механизме не даёт возможности для повышения давления впрыска.

Постановка задачи. Целью исследования является система топливоподачи с распределительным топливным насосом с новой упрощенной системой дозирования, позволяющей

улучшить характеристики системы дозирования и управления цикловой подачей распределительного насоса дизеля [1, 4-6].

Методы исследования. Преимущество предлагаемого метода дозирования и управления цикловой подачей заключается в том, что впрыск в распределительных насосах с новой конструкцией системы дозирования выполняется путем задержки открытия окна отсечки на максимальной подаче топлива и регулирование давления впрыска на различных ходах дозирующего плунжера. Схема указанной системы топливоподачи приводится на рис. 1.

Рабочий цикл насоса и описание предложенной системы дозирования.

Нагнетающий плунжер 1 (рис. 1), получая движение от кулачкового механизма (на схеме не показан), совершает возвратно-поступательное движение в гнезде втулки. За один оборот кулачкового вала, нагнетающий плунжер совершает столько ходов, сколько цилиндров он обслуживает, а кулачок имеет соответствующее количество выступов профиля. Одновременно, нагнетающий плунжер совершает вращательное движение вокруг своей оси, получая движение от кулачкового вала через специальные шестерни (на схеме не показаны). За один оборот кулачкового вала нагнетающий плунжер совершает один оборот вокруг своей оси.

При движении нагнетающего плунжера вниз, он своей боковой поверхностью открывает отверстие наполнительного канала, через которое из канала низкого давления в полость нагнетания поступает топливо и заполняет ее.

Одновременно, дозирующий плунжер 2 под действием усилия пружины и давления топлива над ним, поступающего из канала низкого давления, перемещается вниз и упирается в нижний торец цилиндрического гнезда. В дальнейшем, при движении нагнетающего плунжера вверх, вначале, до перекрытия отверстия наполнительного канала часть топлива из полости нагнетания вытесняется через наполнительный канал обратно, в канал низкого давления. При этом давление топлива в полости нагнетания ненамного превышает давление в системе низкого давления и оказывается недостаточным для преодоления усилия пружины дозирующего плунжера и поэтому, дозирующий плунжер остается в своем нижнем крайнем (по схеме) положении.

После перекрытия отверстия наполнительного канала боковой поверхностью нагнетающего плунжера давление в полости нагнетания возрастает, в результате, под действием давления в полости нагнетания дозирующий плунжер 2, преодолевая усилие пружины и силу давления в полости над ним, перемещается вверх. К этому времени в результате вращательного движения нагнетающего плунжера 1 отверстие нагнетания на его боковой поверхности совпадает с входным отверстием канала нагнетания очередного цилиндра. Но на этой стадии давление в полости нагнетания определяется усилием пружины и низким давлением над дозирующим плунжером, так как, последний своим движением вверх освобождает объем полости нагнетания и не позволяет давлению в этой полости подниматься значительно. Это давление до достижения дозирующим плунжером ограничителя 3 его хода оказывается недостаточным для открытия нагнетательного клапана 6 и начала впрыска топлива. Но дозирующий плунжер имеет возможность передвигаться только до ограничителя 3 его хода (на расстоянии h_d), высвобождая соответствующий этому объем полости, и после упора в ограничитель, его движение резко прекращается. При этом давление в полости нагнетания резко возрастает и, в результате продолжения движения нагнетающего плунжера 1, продолжает расти, вследствие высокого давления открывается нагнетательный клапан 6 и через канал нагнетания 4 происходит нагнетание топлива через трубопровод высокого давления 7 в форсунку 8. Пока отсечное отверстие плунжера находится в гнезде втулки и перекрыто, процесс впрыска продолжается. В момент, когда отсечное отверстие нагнетающего плунжера начинает выходить из гнезда и сообщается с полостью отсечки, которая, в свою очередь, соединена с каналом низкого давления, топливо из полости нагнетания через канал в нагнетающем плунжере и отсечное отверстие вытекает в полость отсечки и далее, в систему низкого давления, давление в полости нагнетания падает и, несмотря на продолжающееся движение плунжера вверх, нагнетание топлива прекращается. Таким образом, активный ход плунжера 1 начинается в момент достижения дозирующим плунжером 2 ограничителя 3 его хода и кончается в момент начала открытия отсечного отвер-

ствия.

После достижения нагнетающим плунжером верхней мертвой точки, начинается его обратное движение. При этом в результате падения давления в полости нагнетания дозирующий плунжер под действием усилия пружины и давления топлива над ним перемещается вниз, до достижения крайнего нижнего положения. В дальнейшем, открывается отверстие наполнительного канала, и полость нагнетания из канала низкого давления заполняется топливом. Процесс повторяется, но в результате поворота нагнетающего плунжера, его отверстие нагнетания в следующем ходе нагнетания сообщается уже со следующим каналом нагнетания другого цилиндра двигателя.

Нами проведено расчетное исследование системы топливоподдачи с предлагаемой системой дозирования с использованием усовершенствованной проверенной на адекватность математической модели, в которой учитывается двухфазность газожидкостной среды [12, 14].

Уравнения потока математической модели решены методом «распада разрыва» [2, 8-9].

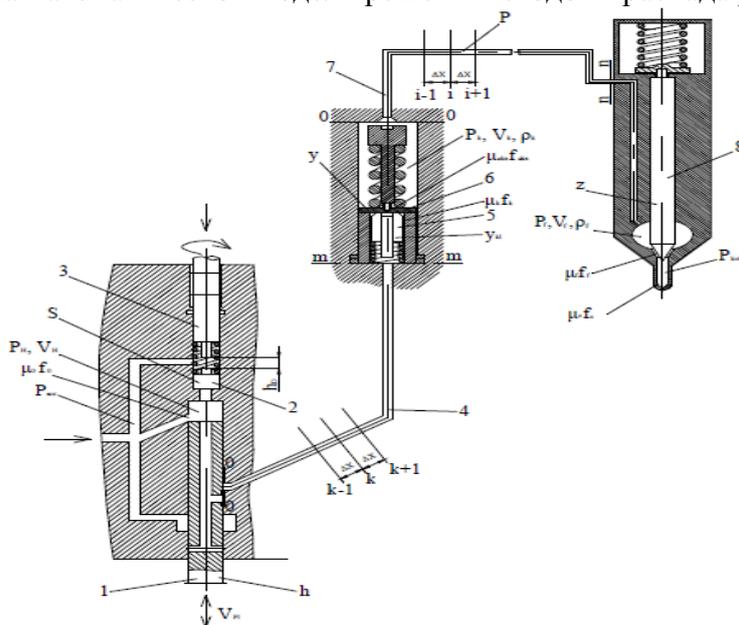


Рис.1. Расчётная схема топливоподдачи системы:

1-нагнетающий плунжер; 2-дозировующий плунжер; 3-ограничитель; 4-распределительный канал; 5-обратный клапан; 6-плоский нагнетающий клапан двухстороннего действия; 7-трубопровод высокого давления; 8-игольчатый клапан форсунки

Fig.1. The design scheme of fuel injection system:

1-injection plunger; 2-dosing plunger; 3-limiter; 4-distribution channel; 5-check valve; 6-flat double-acting injection valve; 7-high pressure pipeline; 8-needle nozzle valve

Адекватность используемой математической модели процесса топливоподдачи была подтверждена в работе [3]. В ней для описания неустановившегося потока топлива в трубопроводе высокого давления используется система дифференциальных уравнений сплошности и количества движения:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w^2 + P)}{\partial x} = -\frac{\lambda_T}{2d_T} \rho w^2, \quad (2)$$

где: w – скорость потока, x – координата по длине трубопровода, τ – время, λ_T , d_T – соответственно, коэффициент гидравлического сопротивления и внутренний диаметр трубопровода.

Для определения давления среды было использовано выражение:

$$\frac{\partial P}{\partial \tau} = c^2 \frac{\partial \rho}{\partial \tau}, \quad (3)$$

где c – скорость распространения волны давления, которая принимается равной скорости звука в среде.

В качестве граничных условий были использованы уравнения массового баланса для различных полостей исследуемой топливной системы.

Например, для над плунжерной полости насоса уравнение массового баланса топлива имеет вид:

$$\frac{dG_H}{d\tau} = -\mu_0 f_0 \rho_{H(вс)} w_{вс} - \mu_k f_k \rho_{H(k)} w_K, \quad (4)$$

где: G_H – масса жидкой или двухфазной среды в надплунжерной полости насоса; $\mu_0 f_0$ и $\mu_k f_k$ – соответственно, эффективные проходные сечения наполнительных и отсечных окон втулки плунжера и нагнетательного клапана; $w_{вс}$ и w_K – соответственно, скорости истечения среды через наполнительные и отсечные окна втулки плунжера и нагнетательного клапана; $\rho_{вс}$, ρ_H и ρ_k – плотность среды, которая находится во всасывающей полости насоса (в системе низкого давления), над плунжером и над нагнетательным клапаном, соответственно (двойные индексы «Н(вс)» и «Н(к)» означают полости выхода среды в зависимости от направления истечения во время расчёта скоростей $w_{вс}$ и w_K , соответственно).

Аналогичные дифференциальные уравнения граничных условий были составлены и для массы сред в под клапанной, над клапанной полостях и полости форсунки. Скорости истечения среды через наполнительные и отсечные окна втулки плунжера и нагнетательного клапана определялись с использованием известных выражений Бернулли.

Дифференциальные уравнения движения нагнетательного клапана насоса и игольчатого клапана форсунки были составлены на основе второго закона Ньютона.

Ход дозирующего плунжера определялся из выражения объема нагнетания [1]:

$$V_H = V_{H_0} - f_P \cdot h_1 + f_D \cdot S_{j+1} [m^3], \quad (5)$$

где: V_{H_0} – начальное значение надплунжерного объема топлива, f_P , f_D – соответственно, поперечное сечение нагнетательного плунжера и дозирующего плунжера, h_1 – ход нагнетательного плунжера, S_{j+1} – текущее положение дозирующего плунжера.

Обсуждение результатов. В Азербайджанском техническом университете проведены расчетные и экспериментальные исследования работы системы топливоподачи с новой системой дозирования в распределительном насосе высокого давления.

На рис.2 приведен график влияния перемещения дозирующего плунжера на цикловую подачу топлива при различных значениях ограничителя дозирующего плунжера.

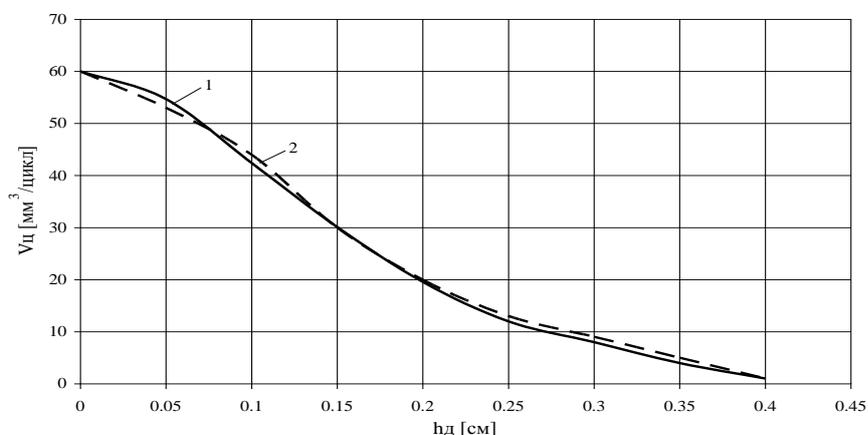


Рис.2. Характеристика подачи насоса НД-21 в зависимости от хода дозирующего плунжера ($n = 1100 \text{ мин}^{-1}$; $h_{AK} = 1.242 \text{ мм}$) [4]: 1-теоретически, 2-экспериментально

Fig.2. Characteristics of the flow pump ND-21, depending on the stroke of the metering

plunger ($n = 1100 \text{ min}^{-1}$; $h_{AK} = 1.242 \text{ mm}$) [4]: 1-theoretically, 2-experimentally

Как видно, изменения цикловой подачи топлива происходит пропорционально ходу дозирующего плунжера, который упирается в ограничитель. Во время процесса впрыска величина $V_{\text{ц}}$ зависит от объёма в нагнетательном трубопроводе. Сжимаемость топлива снижает скорость подачи, и уменьшает величину $V_{\text{ц}}$. В этом случае большая часть впрыска реализуется за счёт его расширения в нагнетательном трубопроводе.

На рис.3 приведен график изменения цикловой подачи в зависимости максимальных давлений впрыска от хода дозирующего плунжера на различных ходах нагнетающего плунжера.

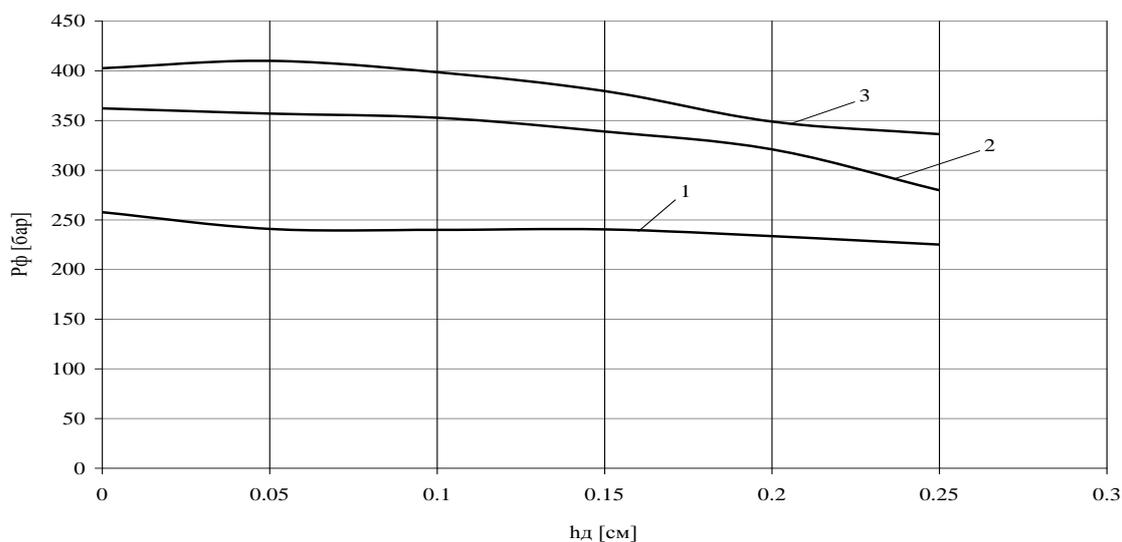


Рис.3. Диаграммы максимальных давлений впрыска в зависимости от хода дозирующего плунжера при различных ходах нагнетающего плунжера: 1 - $h_{AK} = 1.242 \text{ мм}$; 2 - $h_{AK} = 3.0 \text{ мм}$; 3 - $h_{AK} = 3.5 \text{ мм}$

Fig.3. Diagrams of maximum injection pressures depending on the stroke of the metering plunger at different strokes of the injection plunger: 1 - $h_{AK} = 1.242 \text{ mm}$; 2 - $h_{AK} = 3.0 \text{ mm}$; 3 - $h_{AK} = 3.5 \text{ mm}$

Как видно, величина $V_{\text{ц}}$ зависит от давления в нагнетательном трубопроводе. При оборотах кулачкового вала до $n = 1100 \text{ min}^{-1}$ давление топлива остается стабильным при увеличении величины $V_{\text{н}}$ от 166.7 mm^3 до 248.9 mm^3 и изменении хода дозирующего плунжера ($h_{\text{д}}$) от 0.5 мм до 1.5 мм , уменьшая при этом величину цикловой подачи $V_{\text{ц}}$ от 60 до $19.6 \text{ mm}^3/\text{цикл}$. При этом давление в над плунжерном объёме снижается с 384.15 бар до 213.32 бар в положении хода дозирующего плунжера $h_{\text{д}} = 0$ и $h_{\text{д}} = 2 \text{ мм}$ соответственно, а максимальное давление впрыска форсунки снижается с 257.62 бар до 233.5 бар в течении 2.98° и 1.28° поворота кулачкового вала, соответственно. Момент начала впрыска изменяется с 23.64° на 27.1° соответственно хода дозирующего плунжера $h_{\text{д}} = 0$ и $h_{\text{д}} = 2 \text{ мм}$.

На рис.4 приведен график изменения максимального давления впрыска форсунки в зависимости от оборотов кулачкового вала. Как видно, при сохранении характера изменения давления оно имеет более пологую форму изменения.

В интервале $250 \div 950 \text{ min}^{-1}$ оборотов кулачкового вала при ходе дозирующего плунжера до $h_{\text{д}} = 2 \text{ мм}$ с изменением скорости истечения топлива в течении $6.5 \div 10^\circ$ поворота кулачкового вала максимальное давление впрыска форсунки изменяется более гладко по сравнению с $h_{\text{д}} = 0 \text{ мм}$, т.е. со стандартным над плунжерным объёмом. Это объясняется тем, что с $h_{\text{д}} = 0 \text{ мм}$ с изменением скорости топлива в трубопроводе высокого давления в определённых оборотах кулачкового вала, повышение давления впрыска в объёмах над нагнетательным плунжером и форсунки происходит в противофазе, чем с $h_{\text{д}} = 2 \text{ мм}$.

В случае с $h_d = 2 \text{ мм}$ при колебаниях двухфазной среды перемещение массы среды в течении продолжительного времени, сопоставимого с периодом колебаний, не приводит к большому повышению давления в надплунжерном объёме и в объёме форсунки.

Это значит, что в результате колебаний с изменением скорости топлива, перепад давлений между двумя объёмами изменяется незначительно и, соответственно, повышение давления впрыска изменяется стабильно. Уменьшение давления впрыска с изменением хода дозирующего плунжера до $h_d = 2 \text{ мм}$ не влияет отрицательно на процесс на полости форсунки.

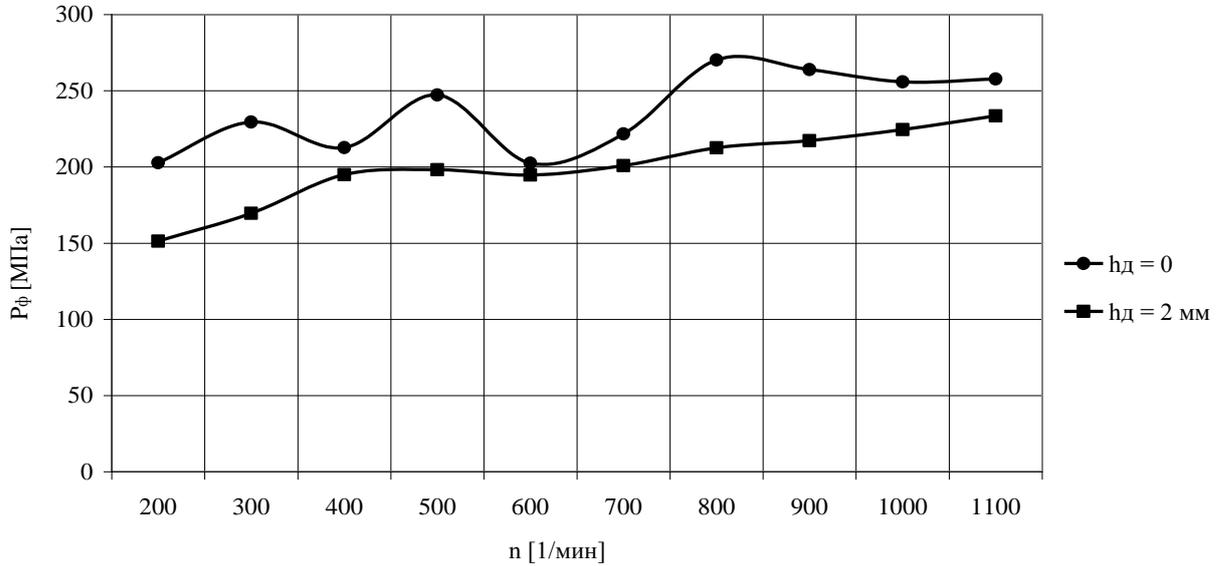
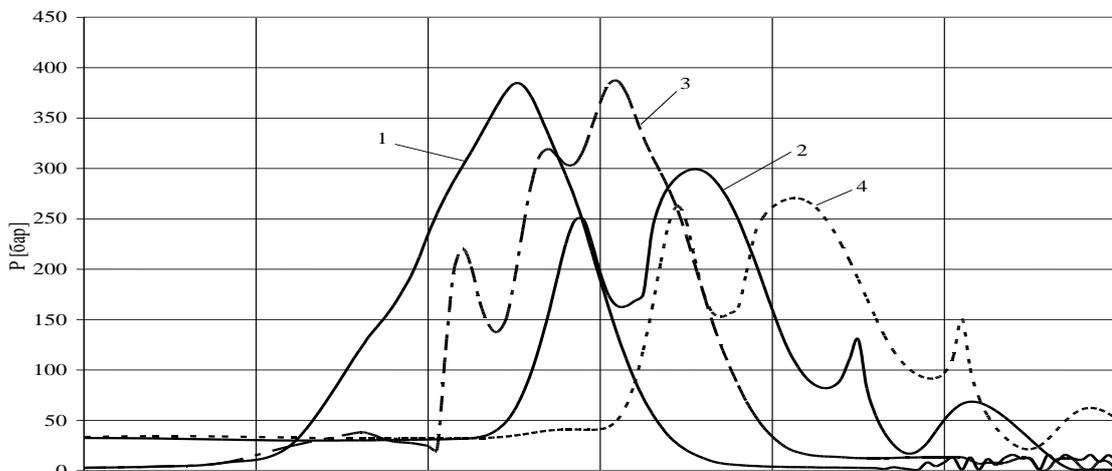
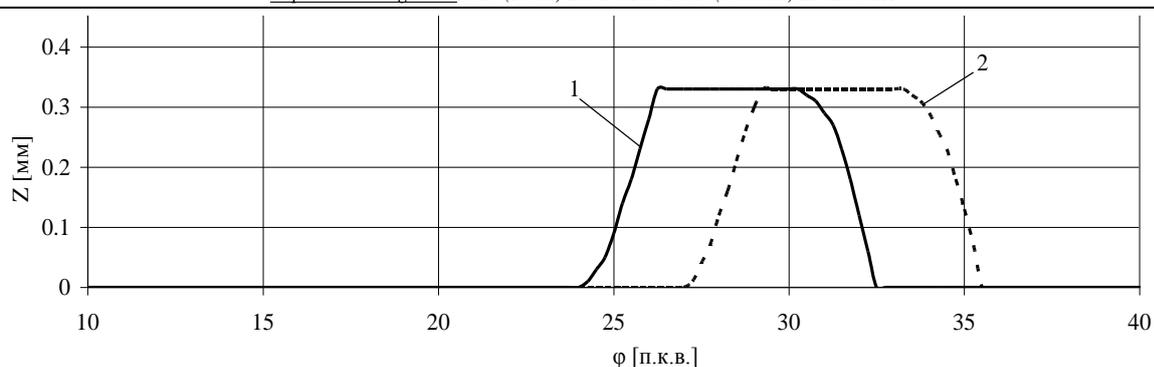


Рис.4. Диаграмма изменения максимального давления впрыска форсунки в зависимости от оборотов кулачкового вала

Fig.4. Chart of change of the maximum injection pressure of the nozzle depending on the speed of the camshaft

На математических экспериментах выявлено, что в данной конструкции на характеристику топливоподающей системы оказывает большое влияние и жесткость пружины C_d дозирующего плунжера (рис.5). С параметрами $h_{AK} = 2.028 \text{ мм}$, $h_d = 2 \text{ мм}$, $C_d = 8000 \text{ Н/м}$ с цикловой подачей $\Delta V_u = 60 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ и одинаковыми давлениями над нагнетательным плунжером, давление впрыска форсунки, которое происходит в течении 8.25° поворота кулачкового вала, уменьшается с 299.31 бар до 270.32 бар.





б)

Рис.5. Сравнительные теоретические диаграммы, характеризующие работы системы топливоподачи насоса НД-21 ($V_{\text{ц}} = 60 \text{ мм}^3/\text{цикл}$): а-диаграммы давления в системе топливоподачи насоса: 1-давление в объёме над нагнетательным плунжером, 2-давление впрыска форсунки ($h_{\text{AK}} = 1.103 \text{ мм}$, $h_{\text{д}} = 0$, $C_{\text{д}} = 4000 \text{ Н/м}$); 3-давление в объёме над нагнетательным плунжером, 4-давление впрыска форсунки ($h_{\text{AK}} = 2.028 \text{ мм}$, $h_{\text{д}} = 2 \text{ мм}$, $C_{\text{д}} = 8000 \text{ Н/м}$); б-диаграммы подъёма игольчатого клапана форсунки:

1-при $h_{\text{AK}} = 1.103 \text{ мм}$, $h_{\text{д}} = 0$, $C_{\text{д}} = 4000 \text{ Н/м}$; 2-при $h_{\text{AK}} = 2.028 \text{ мм}$, $h_{\text{д}} = 2 \text{ мм}$, $C_{\text{д}} = 8000 \text{ Н/м}$

Fig.5. Comparative theoretical diagrams characterizing the operation of the fuel supply system of the pump ND-21 ($V_{\text{ц}} = 60 \text{ мм}^3/\text{cycle}$): а-diagrams of pressure in the fuel pumping system of the pump: 1-pressure in volume above the injection plunger, 2-injection pressure of the injector ($h_{\text{AK}} = 1.103 \text{ мм}$, $h_{\text{д}} = 0$, $C_{\text{д}} = 4000 \text{ Н/м}$);

3-pressure in the volume above the injection plunger; 4-injection pressure of the nozzle ($h_{\text{AK}} = 2.028 \text{ мм}$, $h_{\text{д}} = 2 \text{ мм}$, $C_{\text{д}} = 8000 \text{ Н/м}$); б-diagrams of lifting the needle valve of the nozzle: 1- $h_{\text{AK}} = 1.103 \text{ мм}$, $h_{\text{д}} = 0$, $C_{\text{д}} = 4000 \text{ Н/м}$; 2 $h_{\text{AK}} = 2.028 \text{ мм}$, $h_{\text{д}} = 2 \text{ мм}$, $C_{\text{д}} = 8000 \text{ Н/м}$

Момент начала впрыска, в этом случае, изменяется с 24.25° на 27.25° соответственно хода дозирующего плунжера. В это время диаграмма подъёма игольчатого клапана форсунки остается стабильной. Эти показатели значительно отличаются от показателей с параметрами $h_{\text{AK}} = 1.965 \text{ мм}$, $h_{\text{д}} = 2 \text{ мм}$, $C_{\text{д}} = 4000 \text{ Н/м}$ с цикловой подачей $\Delta V_{\text{ц}} = 60 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ (табл.1) Это объясняется тем, что с жесткости пружины $C_{\text{д}} = 8000 \text{ Н/м}$ дозирующий плунжер движется с меньшей интенсивности во время нагнетания с измененным активным ходом нагнетательного плунжера.

С наполнением и повышением давления в трубопроводе высокого давления открытие игольчатого клапана и процесс впрыска выполняется с меньшим опозданием по сравнению с жесткостью $C_{\text{д}} = 4000 \text{ Н/м}$ и с одинаковой цикловой подачей.

Таблица 1. Показатели в зависимости от метода дозирования
Table 1. Indicators depending on the method of dosing

Метод дозирования	P_f [бар]	h_{AK} [мм]	$h_{\text{д}}$ [мм]	$C_{\text{д}}$ [Н/м]	$\varphi_{\text{фн.впр}}$ [п.к.в.]	$\varphi_{\text{фк.впр}}$ [п.к.в.]	$\varphi_{\text{ф}}$ [п.к.в.]
Стандартная	299.31	1.103	0	4000	24.25ε	32.5ε	8.25ε
С дозирующим плунжером	270.32	2.028	2	8000	27.25ε	35.5ε	8.25ε

Вывод. Расчетные исследования математической модели системы впрыска с модернизированным методом дозирования в распределительном топливном насосе показали приемле-

мость его характеристик для использования в дизельных двигателях.

В новой системе топливоподачи улучшаются условия работы топливного насоса, что может привести к увеличению долговечности в условиях эксплуатации.

Библиографический список:

1. Керимов З.Х., Годжаев К. М. Евразийский патент № 014848 «Способ управления цикловой подачей топливного насоса высокого давления и устройство для его осуществления».
2. Керимов З.Х. Некоторые результаты математического моделирования волновых процессов в двухфазной среде в дизельной топливовпрыскивающей системе // -Харьков, Двигатели внутреннего сгорания., -2004, -№1, -с.20-24.
3. Керимов З.Х. Математическое моделирование и исследование гидрогазодинамических процессов в дизельных двигателях. Диссертация на соискание ученой степени д.т.н., -Баку 2007, -432 с.
4. Годжаев К.М. Влияние нового дозирующего метода на топливовпрыскивающий процесс в дизельных распределительных насосах высокого давления. Материалы Республиканского Научно-Технического Конфранса, по теме перспективы развития транспортно-дорожного комплекса Азербайджанской Республики. -Баку 2017, -стр.42-45.
5. Годжаев К.М. Анализ рабочего процесса с новым методом дозирования в дизельных распределительных насосах высокого давления. Баку: -АзГУ, "Научные труды", -2015, -стр.60-66.
6. Годжаев К.М. Особенности внедрения нового дозирующего метода в дизельных распределительных насосах высокого давления. -Баку: -АзГУ, "Научные труды", 2015, -стр.94-100.
7. Астахов И.В. Топливные системы и экономичность дизелей -М.: Машиностроение, 1990. - 288 с.
8. Годунов С.К., Рябенский В.С. Разностные схемы. -М.: Наука, 1977. -440 с.
9. Голубков Л.Н., Перепелин А.П. Метод гидродинамического расчета топливной системы дизеля с учетом двухфазного состояния топлива // Рабочие процессы в ДВС и их агрегатах: М:Тр. МАДИ, 1987. - с. 80-87.
10. Djordjevic Ilija; 159 Kimberly Road, East Grandy, CT 06026 (US). Patent No.: 99/22134.
11. Ernst Linder, Mьhlacker; Walter Schlagmьller, Schwieberdingen, Robert Bosch GmbH, Stuttgart, Germany. Patent No.: 4,667,639.
12. Ferziger J.H., Peric M. (2002) *Computational Methods for fluid Dynamics*. Berlin: Springer, 423 p.
13. Heinz Heisler (1995) *Advanced Engine Technology*. Arnold Publications, London.
14. M.Sussman, E.Fatemi, P.Smereka, S.Osher (1997) An improved level set method for incompressible two-phase flows Center for Computational Sciences and Engineering, LLNL, Livermore, CA, 94550, USA.
15. Ralbovsky Edward (1996) *Introduction to Compact and Automotive Diesels (It-Automotive Technology) 1st Edition*. Delmar Publishers, New-York.
16. Hollembeak, Barry (2005). Classroom Manual for Automotive Fuels and Emissions. Cengage Learning. p. 154. Retrieved June 12, 2012.
17. Mollenhauer, K., & Tschьke, H. (2010). *Handbook of Diesel Engines*. Berlin: Springer- Verlag.

References:

1. Kerimov Z.Kh., Godzhaev K. M. Evraziiskii patent № 014848 "Sposob upravleniya tsiklovoi podachei toplivnogo nasosa vysokogo davleniya i ustroistvo dlya ego osushchestvleniya" [Kerimov Z.Kh., Godzhaev K. M. Eurasian patent No. 014848 "Method for controlling the cyclic supply of a high-pressure fuel pump and the device for its implementation" (in Russ.)]
2. Kerimov Z.Kh. Nekotorye rezul'taty matematicheskogo modelirovaniya volnovykh protsessov v dvukhfaznoi srede v dizel'noi toplivovpryskivayushchei sisteme. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. 2004;1:20-24. [Kerimov Z.Kh. Some results of mathematical modeling of wave processes in a two-phase medium in a diesel fuel-injection system. Internal combustion engines. 2004;1:20-24. (in Russ.)]
3. Kerimov Z.Kh. Matematicheskoe modelirovanie i issledovanie gidrogazodinamicheskikh protsessov v dizel'nykh dvigatelyakh. Dissertatsiya na soiskanie uchenoi stepeni d.t.n. Baku; 2007. 432 s. [Kerimov Z.Kh. Mathematical modeling and investigation of hydro-gas dynamic processes in diesel engines. Doctor of technical sciences thesis. Baku; 2007. 432 p. (in Russ.)]
4. Godzhaev K.M. Vliyanie novogo doziruyushchego metoda na toplivovpryskivayushchii protsess v dizel'nykh raspredelitel'nykh nasosakh vysokogo davleniya. Materialy Respublikanskogo Nauchno-Tekhnicheskogo Konfransa, po teme perspektivy razvitiya transportno-dorozhnogo kompleksa Azerbaidzhanskoi Respubliki. Baku; 2017. С.42-45. [Godzhaev K.M. The effect of the new metering method on the fuel-injection process in high-pressure diesel distribution pumps. Materials of the Re-

- publican scientific and technical conference on the development of the transport and road complex of the Republic of Azerbaijan. Baku; 2017. P.42-45. (in Russ.)]
5. Godzhaev K.M. Analiz rabocheho protsessa s novym metodom dozirovaniya v dizel'nykh raspreditel'nykh nasosakh vysokogo davleniya. Nauchnye trudy AzTU. Baku: AzTU; 2015. C.60-66. [Godzhaev K.M. Analysis of the working process with a new metering method in high-pressure diesel distribution pumps. Scientific works of AzTU. Baku: AzTU; 2015. P.60-66. (in Russ.)]
 6. Godzhaev K.M. Osobennosti vnedreniya novogo doziryuushchego metoda v dizel'nykh raspreditel'nykh nasosakh vysokogo davleniya. Nauchnye trudy AzTU. Baku: AzTU; 2015. C. 94-100. [Godzhaev K.M. Features of the introduction of a new metering method in high-pressure diesel distribution pumps. Scientific works of AzTU. Baku: AzTU; 2015. P. 94-100. (in Russ.)]
 7. Astakhov I.V. Toplivnye sistemy i ekonomichnost' dizelei. M.: Mashinostroenie; 1990. 288 s. [Astakhov I.V. Fuel systems and economy of diesel engines. M.: Mashinostroenie; 1990. 288 p. (in Russ.)]
 8. Godunov S.K., Ryaben'kii V.S. Raznostnye skhemy. M.: Nauka; 1977. 440 s. [Godunov S.K., Ryaben'kii V.S. Difference schemes. M.: Nauka; 1977. 440 p. (in Russ.)]
 9. Golubkov L.N., Perepelin A.P. Metod gidrodinamicheskogo rascheta toplivnoi sistemy dizelya s uchetom dvukhfaznogo sostoyaniya topliva. Rabochie protsessy v DVS i ikh agregatakh. M.:Tr. MADI; 1987. C. 80-87. [Golubkov L.N., Perepelin A.P. Method of hydrodynamic calculation of the diesel fuel system taking into account the two-phase fuel state. Work processes in ICE and their aggregates. M.:Tr. MADI; 1987. P. 80-87. (in Russ.)]
 10. Djordjevic I. Patent No.: 99/22134. CT 06026 (US).
 11. Mühlacker E.L., Schlagmüller W., Schwieberdingen R. Bosch GmbH, Stuttgart, Germany. Patent No.: 4,667,639.
 12. Ferziger J.H., Peric M. Computational Methods for fluid Dynamics. Berlin: Springer; 2002. 423 p.
 13. Heisler H. Advanced Engine Technology. London: Arnold Publications; 1995.
 14. Sussman M., Fatemi E., Smereka P., Osher S. An improved level set method for incompressible two-phase flows. Livermore, CA, USA: Center for Computational Sciences and Engineering, LLNL; 1997.
 15. Ralbovsky E. Introduction to Compact and Automotive Diesels (It-Automotive Technology). 1st Edition. New-York: Delmar Publishers; 1996.
 16. Hollebeak B. Classroom Manual for Automotive Fuels and Emissions. Cengage Learning. 2005. P.154. Retrieved June 12, 2012.
 17. Mollenhauer K., Tschüke H. Handbook of Diesel Engines. Berlin: Springer- Verlag; 2010.

Сведения об авторе.

Курбан Музаффар оглы Годжаев – старший преподаватель, кафедра автомобильная техника.

Information about the authors.

Kurban M. oglu Gojayev – Senior Lecturer, Department of Automotive Technology.

Конфликт интересов.

Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

Поступила в редакцию 12.03.2018.

Принята в печать 10.05.2018.

Conflict of interest.

The author declare no conflict of interest.

Received 12.03.2018.

Accepted for publication 10.05.2018.