

**ТОПЛИВОПОДАЮЩАЯ СИСТЕМА НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ  
С ЭЛЕКТРОННО-УПРАВЛЯЕМЫМ КОЛЬЦЕВЫМ КЛАПАНОМ****Ф.З. Габдрафиков, Д.Д. Харисов, И.Г. Галиев**

**Реферат.** Исследования проведены с целью разработки метода пропуска подач топлива (выключения отдельных рабочих ходов поршней) на низких частотах вращений коленчатого вала и на частичных режимах работы двигателя с системами топливоподачи непосредственного действия для повышения топливной экономичности. Разработанный метод легко реализуется с применением нагнетательного клапана кольцевого типа с электронным управлением. Пропуском подачи топлива управляет клапан, выполненный в виде разрезного упругого кольца и установленный в линии высокого давления над плунжерной парой. Электромагнит, расположенный в полости кольцевого клапана, управляет им с помощью электронного регулятора, воздействуя в нужный момент согласно сигналам, поступающим от датчиков частоты вращения коленчатого вала двигателя, объема поступающего воздуха и положения поршня. Предлагаемая топливоподающая система непосредственного действия с электронно-управляемым кольцевым клапаном надежно обеспечивает скоростные и нагрузочные характеристики двигателя путем воздействия на число цикловых подач. Со снижением нагрузки и частоты вращения коленчатого вала двигателя сокращается число цикловых подач топлива из-за уменьшения сигналов на обмотку электромагнита и, как следствие, клапан не притягивается и пропускает подачу топлива. Уменьшение неравномерности топливоподачи по динамической составляющей, возникающей при выключении подачи, обеспечивается снижением инертности действия регулятора за счет электронного управления кольцевым клапаном. Разработанная математическая модель топливоподающей системы непосредственного действия с кольцевым нагнетательным клапаном позволяет раскрыть взаимосвязь параметров подачи топлива с конструктивными размерами разрезного кольца. Такая топливоподающая система непосредственного действия с электронно-управляемым нагнетательным клапаном позволяет, за счет пропусков рабочих ходов в режимах малых нагрузок и холостого хода, перераспределяя предусмотренный объем топлива на работающие цилиндры, существенно снизить расход топлива.

**Ключевые слова:** топливоподающая система, кольцевой клапан, электронное управление.

**Введение.** Топливоподающие системы непосредственного действия дизельных двигателей хорошо показали себя в течении всего периода многолетней эксплуатации. Широкое их распространение стало возможным благодаря доработанной конструкции всех элементов системы, унификации, ремонтпригодности и неприхотливости.

Они наиболее эффективно работают на режимах близких к номинальному [1]. Исследования тракторных и комбайновых дизелей в процессе эксплуатации, показали, что большую часть в балансе времени занимают работы, требующей только частичной нагрузки на двигатель [2]. Аналогичные результаты показали проведенные нами ранее наблюдения в условиях очень высокой культуры эксплуатации техники в фермерском хозяйстве «Бертхольд» (Бавария, ФРГ).

При снижении нагрузки на двигатель и переходе на низкие частоты вращения его коленчатого вала и при холостом ходе эффективность работы топливоподающей системы значительно ухудшается из-за уменьшения величины цикловой подачи и возрастания ее межсекционной и межцикловой неравномерностей [3].

Одним из вариантов недопущения снижения цикловой подачи и экономичности дизеля на частичных нагрузках является метод отключения цилиндров [4]. Данный метод оправдал себя при переводе на холостой ход двигателей Д-108, Д-160 и Д-180 Челябинско-

го тракторного завода и А-01М Алтайского моторного завода.

Положительный эффект от отключения цилиндров был получен на восьмицилиндровом двигателе автомобиля Камаз-740 [5]. Отключение части цилиндров осуществлялось соединением линии нагнетания насоса высокого давления с линией низкого давления с помощью управляемого электромагнитного клапана в системе подачи топлива.

Ведутся исследования по отключению цилиндров тракторных и автомобильных дизелей с одновременным воздействием на клапаны газораспределительного механизма на режимах частичной нагрузки [5, 6] для снижения потерь на насосные ходы поршня в тактах всасывания и сжатия. Установлено снижение часового расхода топлива дизеля до 38% при отключении части цилиндров в режимах малой нагрузки [7].

Фирма «MTU» (Германия) провела модернизацию тепловозных двигателей 12V956TB, введя технологию последовательного отключения цилиндров [8, 9].

Метод отключения цилиндров на двигателе, работающим по циклу Миллера с регулируемым тактом всасывания через управление подъемом клапана газораспределительного механизма, разработан компанией Tula Technology [9, 10]. Исследования показали возможность снижения расхода топлива двигателя на 23%.

Метод отключения цилиндров широко применяется на бензиновых двигателях легко-

Таблица 1 – Расчетные значения неравномерности вращения и пусковых оборотов при последовательном отключении цилиндров двигателя Д-240

Число работающих цилиндров	Показатели	
	Неравномерность вращения коленчатого вала, $\delta$	Условные значения пусковых частот вращения коленчатого вала, пп, мин-1
4	0,008	330
3	0,009	364
2	0,012	404
1	0,014	442

вых автомобилей. Компания Mercedes на своих автомобилях 500-й и 600-й серий при помощи системы Active Cylinder Control (ACC) автоматически отключала половину цилиндров на восьми и двенадцати цилиндровых двигателях. Система Multi-Displacement System (MDS) используется на автомобилях Jeep, Dodge и Chrysler. General Motors внедрила также на свои автомобили систему Displacement on Demand (DoD). Компанией Honda была разработана система Variable Cylinder Management (VCM). С 2012 года похожую систему под названием Active Cylinder Technology (ACT) использует Фольксваген, но уже на четырехцилиндровых моторах TSI объемом 1,4 литра. Компания Audi также снабдила сначала свои мощные моторы V8 и V12, а затем четырехцилиндровые двигатели объемом 1,4 литра системой COD (cylinder on demand).

Общими недостатками метода отключения цилиндров на различных двигателях является увеличение необходимой пусковой частоты вращения и неравномерности вращения их коленчатого вала.

Целью научной работы является исследование метода пропуска подач топлива при работе дизеля на малых нагрузках с электронно-управляемым кольцевым клапаном и математическое описание его функционирования.

**Условия, материалы и методы.** В Башкирском ГАУ нами были проведены исследования по разработке метода пропуска подач топлива чередованием во всех цилиндрах при работе дизеля с частичной нагрузкой. Данный метод позволит уменьшить влияние недостат-

ков метода отключения цилиндров на работу двигателя.

Предварительные расчеты, проведенные для четырехцилиндрового тракторного дизеля Д-240, показали, что последовательное увеличение числа отключенных цилиндров приводит к возрастанию неравномерности вращения  $\delta$  его коленчатого вала и условных значений пусковых оборотов  $n_p$ . Данные расчетов приведены в таблице 1.

Из данных таблицы видно, что значения  $\delta$  больше, чем значения неравномерности, рекомендуемые для тракторных дизелей – 0,004... 0,010, но незначительно. Для снижения  $\delta$  до 0,01 необходимо запускать двигатель при работе на всех цилиндрах или увеличить момент инерции маховика.

Существенное значение для повышения качества подачи топлива имеет уменьшение инертности действия его механического регулятора. Хорошо себя в повышении качества топливоподачи на любых режимах показали электромеханические регуляторы с кольцевыми нагнетательными клапанами, которые могут обеспечить пропуск подач топлива [11].

Кольцевой нагнетательный клапан устанавливается над плунжерной парой насоса высокого давления как показано на рисунке 1. В корпус 1 клапана встроено разрезное кольцо 7, зафиксированное с одной стороны штифтом 9. В полости 8 клапана установлен электромагнит 10 с катушкой 14. Свободная сторона (кромка) кольца способна перекрывать сливной канал 12.

Для подачи топлива в цилиндр через фор-

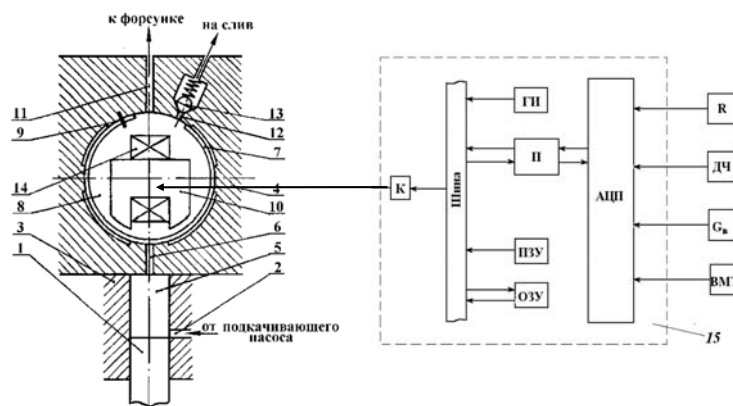


Рис. 1 – Схема электро-механического регулятора с кольцевым нагнетательным клапаном: 1- плунжер; 2, 6, 11, 12 - каналы; 3 - втулка; 4 - корпус клапана; 5, 8 - полости; 7 - кольцо разрезное; 9 - штифт; 10 - электромагнит; 13 - клапан сливной; 14 - катушка электромагнита; 15 - электронный регулятор; ПЗУ - постоянно запоминающее устройство; ГИ - генератор импульсов; АЦП - аналогово-цифровой преобразователь; П - процессор; ОЗУ - оперативно-запоминающее устройство; К - коммутатор

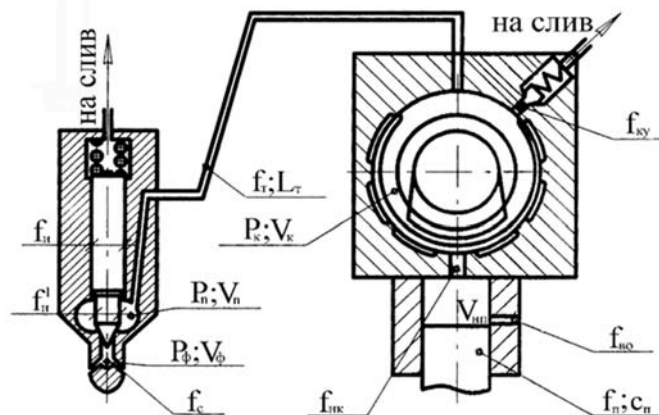


Рис. 2 – Схема электроуправляемой системы подачи топлива с кольцевым нагнетательным клапаном

сунку плунжер 1 насоса нагнетает топливо через нагнетательный клапан приподнимая разрезное кольцо 7, при этом электромагнит 10 дополнительно притягивает кольцо, которое перекрывает сливной канал 12 свободной кромкой.

При обесточивании электромагнита разрезное кольцо опускается и открывает сливной канал 12. Линия высокого давления соединяется со сливом и впрыск топлива в цилиндр прекращается. Остаточное давление топлива в линии высокого давления обеспечивается сливным клапаном 13.

Благодаря электронному регулятору 15 кольцевой нагнетательный клапан может регулировать угол опережения впрыска топлива и длительность подачи (величину цикловой подачи), определяемые моментом и продолжительностью подачи управляющего импульса к электромагниту.

Своевременная подача импульса на электромагнит обеспечивается в соответствии с данными, получаемыми от датчиков положения поршня относительно ВМТ, объема поступающего воздуха  $G_b$ , частоты вращения коленчатого вала двигателя (ДЧ) и рычага регулирования подачи топлива  $R$ .

Для пропуска подачи при нагнетании плунжером топлива на электромагнит управляющий импульс не подается и топливо направляется сразу на слив. Упругость кольца рассчитана так, что высота ее подъема и перемещение свободной кромки от давления топлива недостаточно для закрытия сливного канала 12.

Таким образом, кольцевой нагнетательный клапан с электромагнитом может осуществлять регулирование режимов работы дизеля пропуском подач топлива в зависимости от нагрузки. При уменьшении нагрузки сокращается не величина цикловых подач, а увеличивается количество пропущенных подач. При этом величина цикловой подачи будет равняться номинальному значению. Это положительно отразится на качестве распыла топлива, смесеобразования и сгорания. В связи с чем предполагается повышение экономичности работы двигателя.

**Результаты и обсуждение.** Разработана математическая модель электроуправляемой системы подачи топлива с кольцевым нагнетательным клапаном (рисунок 2) с учетом особенностей его работы на основе использования метода гидродинамического расчета существующих систем топливоподачи непосредственного действия.

Движение топлива в топливопроводе высокого давления было рассмотрено с учетом давления волн, идущих навстречу со скоростью звука. Скорости течения топлива в каналах нагнетания и управления определялись на основе уравнения сплошности и неразрывности потока жидкости.

$$\left. \begin{aligned} 6\pi n \beta_{\text{пл}} V_{\text{пл}} \frac{d\beta_{\text{пл}}}{d\varphi} &= (f_{\text{т}} c_{\text{п}} - \sigma_{\text{во}} Q_0 - \sigma_{\text{к}} Q_1 - Q_3 - Q_4); \\ 6\pi n \beta_{\text{к}} V_{\text{к}} \frac{d\beta_{\text{к}}}{d\varphi} &= (\sigma_{\text{к}} Q_1 - \sigma_{\text{ку}} Q_2 - f_{\text{т}} c_{\text{нк}}) \sigma_2; \\ \frac{dV_{\text{нк}}}{d\varphi} &= -(\sigma_{\text{к}} Q_1 - \sigma_{\text{ку}} Q_2 - f_{\text{т}} c_{\text{нк}}) \frac{\sigma_1^2}{6\pi}; \\ 6 \cdot M_{\text{к}} \cdot n \cdot \frac{dc_{\text{к}}}{d\varphi} &= (f_{\text{нк}} \cdot (P_{\text{пл}} - P_{\text{к}}) + f_{\text{нк}} \rho_{\text{т}} \cdot c_{\text{п}} \cdot (c_{\text{п}} - c_{\text{нк}}) - P_{\text{рад}} \cdot b \cdot D - f_{\text{нк}} \cdot P_{\text{к}} \cdot \sigma_{\text{кк}}) \sigma_{\text{к}}; \\ 6\pi n \frac{dh_{\text{к}}}{d\varphi} &= c_{\text{к}} \sigma_{\text{к}}. \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $p_{\text{во}}$ ,  $p_{\text{пл}}$ ,  $p_{\text{к}}$  – давления подаваемого топлива в полостях над плунжером, внутри клапана и в всасывающем канале, Па;

$f_{\text{ку}}$ ,  $f_{\text{нк}}$ ,  $f_{\text{т}}$  – площади сечения каналов управления, нагнетания и линии высокого давления,  $\text{мм}^2$ ;

$\mu_{\text{ку}}$ ,  $\mu_{\text{нк}}$ ,  $\mu_{\text{во}}$  – коэффициенты топливного расхода каналов управления, нагнетания и через впускное окно гильзы плунжерной пары;

$c_{\text{п}}$  – скорость движения плунжера, м/с;

$c_{\text{нк}}$ ,  $c_{\text{ку}}$ ,  $c_{\text{к}}$  – скорости подачи топлива в канале нагнетания, управления и в полости клапана, м/с;

$V$  – объем,  $\text{м}^3$ ;

$\rho_{\text{т}}$  – плотность подаваемого топлива,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$Q$  – расход топлива,  $\text{кг}/\text{с}$ ;

$M_{\text{к}}$  – масса разрезного кольца, кг;

$n$  и  $\varphi$  – частота вращения ( $\text{мин}^{-1}$ ), и угол поворота (град) кулачкового вала насоса;

$s$  – логический элемент ступенчатой функции;

$h_k$  – подъем разрезного кольца, мм;  
 $p_{рад}$  – радиальное давление кольца, Па;  
 $b$  и  $D$  – ширина и диаметр кольца, мм;  
 $\beta$  – коэффициент сжимаемости топлива.

В системе (1) первое уравнение – это баланс объема топлива в полости над плунжером ( $V_{нп}$ ). Следующие второе и третье уравнения – это баланс объема топлива в полости клапана ( $V_k$ ). При отсутствии разрыва сплошности, используется для расчета второе выражение, при разрыве сплошности – третье.

Количество топлива, поступающее в полость за единицу времени при поднятом кольцевом клапане во втором уравнении, приравнивается к расходу через канал нагнетания, за исключением топлива в канале управления и в топливопроводе линии нагнетания. При подаче управляющего напряжения к электромагниту ступенчатая функция  $\sigma_{ку}=0$ . В третьем уравнении (его левой части) описываются изменения объема ( $V_{пк}$ ) за единицу времени в полости ( $V_k$ ) кольца. При этом правая часть этого уравнения демонстрирует рост объема топлива в полости  $V_k$ , что приводит к снижению свободного объема  $V_{пк}$ .

Динамическое равновесие кольцевого нагнетательного клапана описывается в четвертом и пятом выражениях системы. В четвертом уравнении (левой части) – это сила инерции разрезного кольца клапана, а сумма сил давления топлива и усилия клапана в правой части.

Принимались в расчетах следующие логические элементы:

при  $p_{нп} \geq p_{во}$ :  $\sigma_{во}=1$ ; при  $p_{нп} < p_{во}$ :  $\sigma_{во} = -1$ ;  
 когда впускное окно открыто:  $\sigma_{во} = 0$ ;  
 когда кольцо прижато к корпусу:  $\sigma_{кк} = 1$ ; в остальных случаях  $\sigma_{кк} = 0$ ;

при  $p_{нп} \geq p_k$ :  $\sigma_k=1$ ; при  $p_{нп} < p_k$ :  $\sigma_k = -1$ .

Порядок использования в вычислении второго и третьего выражений определяется в системе уравнений (1) логическими элементами  $\sigma_2$  и  $\sigma_2^1$ : так при  $V_{пк} \geq 0$  и  $p_k=0$ :  $\sigma_2=0$  и  $\sigma_2^1=1$ ; при  $p_k > 0$  и  $V_{пк}=0$ :  $\sigma_2=1$  и  $\sigma_2^1=0$ .

Расходы топлива в системе уравнений (1):  $Q_0$  – во впускном канале,  $Q_1$  – в нагнетательном канале,  $Q_2$  – в канале управления,  $Q_3$  – через зазоры плунжера в золотниковой части и  $Q_4$  – в поршневой части, вычисляются следующим образом:

$$Q_0 = \mu_{во} \cdot f_{во} \sqrt{\frac{2}{\rho_m}} \sqrt{|p_{нп} - p_{во}|}, \quad (2)$$

$$Q_1 = \mu_{кк} \cdot f_{кк} \sqrt{\frac{1}{1 + \kappa_{кк}^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho_m}} \sqrt{|p_{нп} - p_k|}, \quad (3)$$

$$Q_2 = \mu_{ку} \cdot f_{ку} \sqrt{\frac{1}{1 + \kappa_{ку}^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho_m}} \sqrt{|p_k - p_{кл}|}, \quad (4)$$

$$Q_3 = \sigma_{во} \cdot \frac{\pi \cdot (p_{нп} - p_{во}) \cdot (\delta_p + B \cdot p_{нп})^3 \cdot p_{нп} \cdot \ell_n \cdot \sigma_4}{6 \cdot \ell_n \cdot \left[ \frac{2}{r_{во}} \cdot (h - h_{нп}) + 1 \right] \cdot \mu_m \cdot (c_n - 1)}, \quad (5)$$

$$Q_4 = \frac{\pi \cdot d_p \cdot (\delta_p + B \cdot p_{нп})^3 \cdot p_{нп}^2 \cdot \ell_n \cdot \sigma_4}{12 \cdot \ell_n \cdot \mu_m \cdot (c_n - 1)}, \quad (6)$$

где  $m_T$  – динамическая вязкость топлива Па·с;  
 $d_p$  – зазор между гильзой и плунжером, мм;  
 $u=1,0025$  – коэффициент, выражающий физические характеристики топлива;  
 $k$  – коэффициент учета дросселирования топлива;

$B$  – коэффициент, учитывающий свойства материал и особенности конструкции плунжерной пары;

$\ell_n$  – размер по длине уплотняющей части плунжера, мм;

$h_{гнп}$  – ход плунжера по геометрическому началу подачи топлива, мм;

$r_{во}$  – радиус канала всасывания во втулке плунжера, мм.

Процессы, протекающие в форсунке, описываются системой уравнений (7), состоящей из выражений баланса объема и динамики равновесия движущихся деталей форсунки (иглы и пружины):

$$\begin{aligned} \beta_n V_n \delta_n \frac{dp_n}{d\varphi} &= (f_T c_{нк} - Q_n - \sigma_3 f_n c_n) \sigma_4; \\ \delta_n \frac{dV_{нф}}{d\varphi} &= -(f_n c_{нк} - \sigma_3 f_n c_n) \sigma_4^1; \\ M_n \delta_n \frac{dc_n}{d\varphi} &= \left[ (f_n - f_n^1) (p_n - p_\phi) + f_n^1 p_\phi^1 - h_n \cdot \delta_n^1 - f_n p_{ост} \right] \sigma_3; \\ \delta_n \frac{dh_n}{d\varphi} &= c_n \cdot \sigma_3^1, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $h_n$  – ход иглы, мм;  $f_T$ ,  $f_n$ ,  $f_n^1$  – площади поперечного сечения топливопровода, цилиндрической и конусной (запирающей) частей иглы форсунки, мм<sup>2</sup>;  $p_\phi$ ,  $p_\phi^1$ ,  $p_{ост}$  – давления топлива перед конусом иглы, отверстиями распыла форсунки и остаточное в линии нагнетания, Па;  $\delta_n^1$  – жесткость пружины форсунки, Н/м.

В системе уравнений 7 первое выражение является балансом объема в распылительной полости. Объем аккумулируемого топлива ( $V_n$ ) за единицу времени сжатия, приравнивается к изменению количества топлива, нагнетаемого через сопловые отверстия и расходу топлива, отсасываемого в результате хода иглы. При этом если сплошность потока топлива не восстановлена, то задается уравнение второе. Очередность применения двух указанных уравнений определяется также логическими элементами

при  $V_n \geq 0$  и  $p_n=0$ :  $\sigma_4=0$  и  $\sigma_4^1=1$ ;

при  $p_n > 0$  и  $V_n=0$ :  $\sigma_4=1$  и  $\sigma_4^1=0$ .

Динамическое равновесие иглы форсунки описывается третьим и четвертым уравнениями системы (7).

Если конус иглы прижат к корпусу распылителя ( $h_n=0$  и  $F_n \leq 0$ ) и если игла максимально поднята ( $h_n=h_{n \max}$  и  $F_n \geq 0$ ), то ступенчатая функция  $\sigma_3$  будет равняться нулю. В остальных случаях  $\sigma_3=1$ .

Давление впрыска и расход топлива определяются следующими выражениями:

$$p_\phi^1 = \frac{(\mu f)_p^2}{(\mu c f_c)^2} (p_\phi - p_n) + p_n, \quad Q_n = \mu_n f_n \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{|p_n - p_{п}|}, \quad (8)$$

где  $(\mu f)_p$  – эффективное сечение распылите-

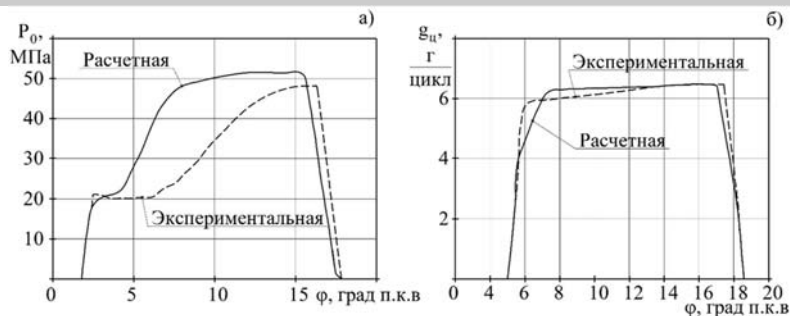


Рис. 3 – Расчетные и экспериментальные зависимости давления у штуцера форсунки (а) и закона подачи топлива (б)

ля,  $\text{мм}^2$ ;  $\mu_n, \mu_c$  – коэффициенты расхода топлива в сечениях плунжера и распыливающих отверстий;  $p_{ц}$  – давление газов в цилиндре, Па;

Для расчета процесс впрыскивания топлива был разбит на ряд этапов, от начала перемещения плунжера и подъема кольцевого нагнетательного клапана до посадки конуса иглы форсунки на запирающий пояс (завершения впрыска).

Расчеты, проведенные по этим уравнениям, позволили уточнить конструктивные размеры разработанной топливоподающей системы с электронно-управляемым кольцевым нагнетательным клапаном, в частности параметры определяющие жесткость кольца и объем полости клапана – диаметр (D), ширину (b) и толщину (t) разрезного кольца,

Точность разработанной математической модели проверялась путем сравнения расчетных данных с результатами экспериментов. Предварительно были приняты конструктивные размеры кольцевого нагнетательного клапана равными  $D=20$  мм,  $b=10$  мм,  $t=0,5$  мм. Частота вращения кулачкового вала ТНВД размерностью 1ТН-9Х10 принята  $n_n=600$   $\text{мин}^{-1}$ , давление у штуцера форсунки  $P_0=1,0$  МПа при полной цикловой подаче топлива с форсункой ФД-22.

На рисунке 3 приведены графики расчетных и экспериментальных зависимостей давления топлива у штуцера форсунки и закона подачи при идентичных режимах работы топливоподающей системы.

Как видно, расчетная кривая графика пока-

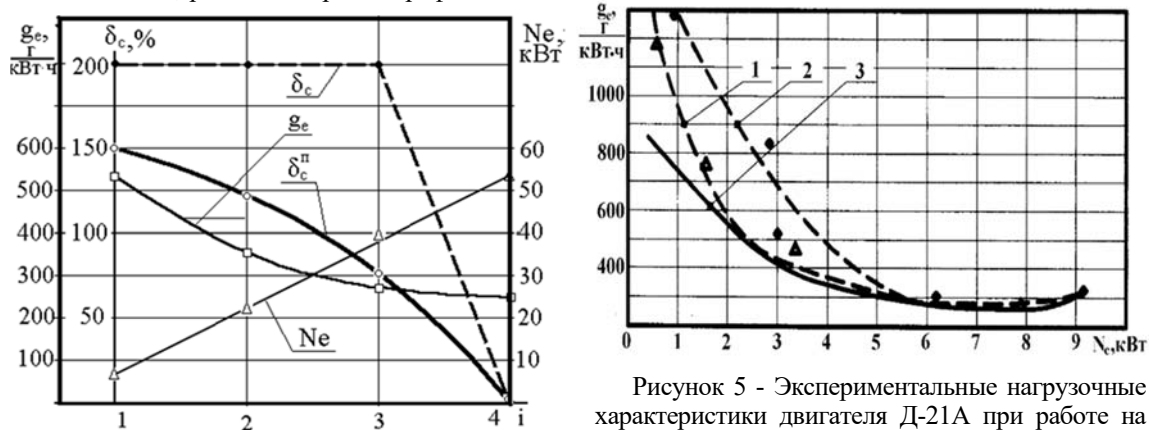


Рис. 4 – Представлены результаты исследования основных показателей работы дизеля Д-240 от числа работающих одновременно цилиндров

зывает раннее увеличение давления и возрастает существенно быстрее. График экспериментальной зависимости имеет пологий характер и позднее начало подачи топлива. Это объясняется прежде всего увеличением противодавления в линии низкого давления при соединении с отсечным каналом, неучтенным в расчетах. Кроме этого, коэффициент истечения топлива в отсечном канале в расчетах принимался постоянным. Но, как известно, при высоком давлении топлива в полости над плунжером и малом проходном сечении канала величина коэффициента истечения уменьшается. Считалось, что притягивание электромагнитом (срабатывание) кольцевого нагнетательного клапана происходило мгновенно.

На рисунке 4 представлены результаты исследования основных показателей работы дизеля Д-240 от числа работающих одновременно цилиндров, т.е. при отключении соответственно одного, двух и трех цилиндров. Эксперименты показали, что при отключении цилиндров меняется и межсекционная неравномерность ( $\delta_c$ ) подачи топлива.

Доказано, что  $\delta_c$  возрастает по мере увеличения числа отключенных цилиндров. Значительно повышается удельный эффективный расход топлива  $g_e$  и снижается эффективная мощность  $N_e$  (рисунок 4).

Отключение цилиндров существенно влияет на минимально-устойчивую частоту вращения коленчатого вала двигателя. Так при работе на четырех цилиндрах она составляла 750

Рисунок 5 - Экспериментальные нагрузочные характеристики двигателя Д-21А при работе на одном (1) и двух (2) цилиндрах, ожидаемая характеристика при работе с пропуском рабочих ходов (подач топлива) (3);  $n=1100$   $\text{мин}^{-1}$

мин<sup>-1</sup>, на одном – 700 мин<sup>-1</sup>.

Отключение одного из двух цилиндров двигателя Д-21А при эффективной мощности  $N_e=3$  кВт обеспечивало снижение удельного расхода топлива с 700 до 420 г/кВт·ч (рисунок 5).

Полученные расчетные и экспериментальные данные позволяют установить возможность регулирования частоты вращения коленчатого вала двигателя пропуском подач топлива в зависимости от нагрузки. К примеру, снижение нагрузки на 1% – дает возможность пропускать каждый сотый рабочий ход, на 10% – каждый десятый, на 20% – каждый пятый и т.д. Такое регулирование дает возможность впрыскивать полную норму топлива в каждом рабочем цикле, и поэтому по мере уменьшения нагрузки удельный расход топлива будет снижаться, а сама нагрузочная характеристика будет изменяться плавно (рисунок 5).

Таким образом, отключение цилиндров, а еще лучше, пропуск рабочих ходов (подач топлива) по мере снижения нагрузки является эффективным способом повышения топлив-

ной экономичности дизелей.

**Выводы.** Топливоподающая система непосредственного действия с электронно-управляемым кольцевым нагнетательным клапаном обеспечивает надежное регулирование пропуском подач топлива частоты вращения вала двигателя при снижении нагрузки.

Разработанная математическая модель топливоподающей системы с электронно-управляемым кольцевым клапаном позволяет установить взаимосвязь и выполнить расчеты конструктивных параметров системы пропуска подач топлива (выключения рабочих ходов поршней) двигателя.

Эффект от предложенной топливоподающей системы с электронно-управляемым нагнетательным кольцевым клапаном проявляется в повышении топливной экономичности дизельного двигателя, особенно в режимах частичных нагрузок и холостого хода. Так у дизеля Д-21А удельный расход снизился от 700 до 420 г/(кВт·ч) в режиме  $N_e=3$  кВт.

#### Литература

1. Астахов И. В. Топливные системы и экономичность дизелей / И. В. Астахов, Л. Н. Голубков, В. И. Трусов и др. - М. : Машиностроение, 1990. – 287.
2. Габдрафиков Ф.З. Динамическая модель переходного процесса работы дизельного двигателя/ Габдрафиков Ф.З., Шамукаев С.Б. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2010. № 9. С. 22-24.
3. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для студентов высших учебных заведений / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. - 2-е изд. - Москва: Легион-Автодата, 2005. - 344 с.
4. Dexing Qian, Ridong Liao, Jianhua Xiang, Baigang Sun and Shangyong Wang (2016) Fluid-Structure Interaction Analysis on the Performance of the High-Pressure Fuel Pump for Diesel Engines. ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Phoenix, Arizona, USA, 2016
5. Валеев Д.Х., Гергенредер В.А., Олесов И.Ю. Возможности улучшения экономических и экологических свойств дизелей КАМАЗ-740 отключением цилиндров и циклов на режимах холостых ходов и малых нагрузок // Двигателестроение. - 1991. - № 8. - 9. С. 62 - 69.
6. Gots, A.N., Guskov, V.F. Determining Fuel Consumption of Automobile and Tractor Diesels When Some of Cylinders Disconnected. Lecture Notes in Mechanical Engineering с. 787-796. (2021)
7. Gritsenko, A.V., Glemba, K.V., Petelin, A.A. A study of the environmental qualities of diesel engines and their efficiency when a portion of their cylinders are deactivated in small-load modes Journal of King Saud University - Engineering Sciences 33(1), с. 70-79. (2021)
8. Wenfu Sun and Xiaoqin Mo. Simulation of Solenoid Valve Characteristics of Electronically Controlled Fuel System for Diesel Engine. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 381 (2018) 012065.
9. Ortiz-Soto, E., Yang, X., Van Ess, J., (...), Joshi, A., Younkins, M. Controls and Hardware Development of Multi-Level Miller Cycle Dynamic Skip Fire (mDSF) Technology SAE Technical Papers (2021)
10. Zhu, X., Limbu, S., Cung, K., De Ojeda, W. et al. HEUI Injector Modeling and ROI Experiments for High Injection Pressure of Diesel and Dimethyl Ether (DME). SAE Technical Paper 2016-01-0855, 2016, <https://doi.org/10.4271/2016-01-0855>.
11. Топливная система с электронно-управляемым кольцевым нагнетательным клапаном для автотракторных двигателей с регулированием режимов работы отключением подач топлива/ Баширов Р.М., Галиуллин Р.Р., Ильин А.А., Габдрафиков Ф.З. Патент на изобретение RU 2258823 С1, 20.08.2005. Заявка № 2004114019/06 от 06.05.2004.

#### Сведения об авторах.

Габдрафиков Фаниль Закариевич, доктор технических наук, профессор кафедры теплоэнергетики и физики, [gfz-757@mail.ru](mailto:gfz-757@mail.ru)

Харисов Денис Дамирович, кандидат технических наук, доцент кафедры теплоэнергетики и физики, [kharisov777@mail.ru](mailto:kharisov777@mail.ru)

ФГБОУ ВО «Башкирский государственный аграрный университет», г. Уфа, Россия

Галиев Ильгиз Гакифович – доктор технических наук, профессор кафедры эксплуатации и ремонта машин, [drGali@mail.ru](mailto:drGali@mail.ru)

ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет», г. Казань, Россия

#### DIRECT FUEL SUPPLY SYSTEM WITH ELECTRONICALLY CONTROLLED RING VALVE F.Z. Gabdrifikov, D.D. Kharisov, I.G. Galiev

**Abstract.** The studies were carried out with the aim of developing a method for skipping fuel supplies (turning off individual working piston strokes) at low crankshaft rotational speeds and at partial engine operating modes at low load in direct-acting fuel supply systems to improve fuel efficiency. The developed method is easily implemented using an

electronically controlled ring-type discharge valve. A valve made in the form of rigid elastic ring and installed in the high-pressure line above the plunger pair regulates fuel skip. An electromagnet located in the cavity of the annular valve controls it using an electronic regulator, acting at the right time according to the signals coming from the sensors of the engine crankshaft speed, the volume of incoming air and the position of the piston. The proposed fuel supply system of direct action with an electronically controlled annular valve reliably ensures the speed and load characteristics of the engine by influencing the number of cycle fuel supplies. With a decrease in the load and speed of the engine crankshaft, the number of fuel supply cycle's decreases due to a decrease in signals to the electromagnet winding and, as a result, the valve is not attracted and the fuel supply is skipped. A decrease in the unevenness of the fuel supply in terms of the dynamic component that occurs when the supply is turned off is ensured by a decrease in the inertia of the regulator action due to the electronic control of the annular valve. The developed mathematical model of a direct-acting fuel supply system with an annular pressure valve makes it possible to reveal the relationship between the fuel supply parameters and the design dimensions of the split ring. Such a fuel supply system of direct action with an electronically controlled delivery valve allows, due to skipping of working strokes in low load and idle modes, redistributing the provided volume of fuel to working cylinders, significantly reduce fuel consumption.

**Key words:** fuel supply system, ring valve, electronic control.

#### References

1. Astakhov IV, Golubkov LN, Trusov VI. *Toplivnyye sistemy i ekonomichnost' dizelei*. [Fuel systems and efficiency of diesel engines]. Moscow: Mashinostroenie. 1990; 287 p.
2. Gabdrafiqov FZ, Shamukaev SB. [Dynamic model of the transient process of diesel engine operation]. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaistva*. 2010; 9. 22-24 p.
3. Grekhov LV, Ivashchenko NA, Markov VA. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizelei: uchebnik dlya studentov vysshikh uchebnykh zavedenii*. [Fuel equipment and diesel control systems: a textbook for students of higher educational institutions]. Moscow: Legion-Avtodata. 2005; 344 p.
4. Dexing Qian, Ridong Liao, Jianhua Xiang, Baigang Sun and Shangyong Wang. Fluid-structure interaction analysis on the performance of the high-pressure fuel pump for diesel engines. ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Phoenix, Arizona, USA, 2016.
5. Valeev DKh, Gergenreder VA, Olesov IYu. [Possibilities for improving the economic and environmental properties of KAMAZ-740 diesel engines by disabling cylinders and cycles at idle and low loads]. *Dvigatellestroenie*. 1991; 8 (9). 62-69 p.
6. Gots AN, Guskov VF. Determining fuel consumption of automobile and tractor diesels when some of cylinders disconnected. *Lecture Notes in Mechanical Engineering* 2021; 787-796 p.
7. Gritsenko AV, Glemba KV, Petelin AA. A study of the environmental qualities of diesel engines and their efficiency when a portion of their cylinders are deactivated in small-load modes. *Journal of King Saud University - Engineering Sciences*. 33(1). 2021; 70-79 p.
8. Wenfu Sun and Xiaoqin Mo. Simulation of solenoid valve characteristics of electronically controlled fuel system for diesel engine. *IOP Conf. Series: Proceedings of science and engineering*. 381. 2018; 012065 p.
9. Ortiz-Soto E, Yang X, Van Ess J, Joshi A, Younkins M. Controls and hardware development of multi-level miller cycle dynamic skip fire (mDSF) technology. *SAE Technical Papers*. 2021.
10. Zhu X, Limbu S, Cung K, De Ojeda W. HEUI Injector Modeling and ROI Experiments for High Injection Pressure of Diesel and Dimethyl Ether (DME). *SAE Technical Paper* 2016-01-0855, 2016; <https://doi.org/10.4271/2016-01-0855>.
11. Bashirov RM, Galiullin RR, Il'in AA, Gabdrafiqov FZ. [Fuel system with an electronically controlled annular pressure valve for automotive engines with control of operating modes by turning off the fuel supply]. *Patent na izobreteniye RU 2258823 C1*, 20.08.2005. Zayavka № 2004114019/06 ot 06.05.2004.

#### Authors.

Gabdrafilov Fanil Zakariyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Chair of thermal power and physics, e-mail: [gfz-757@mail.ru](mailto:g fz-757@mail.ru)  
 Kharisov Denis Damirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate professor of the Chair of thermal power and physics, e-mail: [kharisov777@mail.ru](mailto:kharisov777@mail.ru)  
 Bashkir State Agrarian University, Ufa, Russia.  
 Galiev Ilgiz Gakifovich – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Chair of Operation and Repair of machines, e-mail: [drGali@mail.ru](mailto:drGali@mail.ru)  
 Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia