

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.436.12

doi: 10.18698/0536-1044-2020-1-32-42

Организация ступенчатой характеристики впрыскивания топлива управлением электрическим импульсом, поступающим на электромагнит форсунки аккумуляторной топливной системы*

А.Ю. Дунин, М.Г. Шатров, Л.Н. Голубков, А.Л. Яковенко

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Providing Boot-Type Injection Rate Shape by Electric Impulse Control of the Common Rail Injector

A.Y. Dunin, M.G. Shatrov, L.N. Golubkov, A.L. Yakovenko

Moscow Automobile and Road Construction State Technical University MADI

Для эффективного снижения уровня шума и содержания оксидов азота в отработавших газах дизельных двигателей применяют многостадийное впрыскивание топлива в сочетании с управлением передним фронтом его основного впрыскивания. В Московском автомобильно-дорожном государственном техническом университете (МАДИ) предложен способ управления формой дифференциальной характеристики впрыскивания топлива электрическим импульсом, подаваемым на электромагнит управляющего клапана электрогидравлической форсунки аккумуляторной топливной системы. Проведен расчетно-экспериментальный анализ возможности организации ступенчатого переднего фронта характеристики впрыскивания (ступенчатого впрыскивания) топлива. Исследованы три самые распространенные конструкции электрогидравлической форсунки. Первая — оснащена управляющим клапаном с запорным конусом и поршеньком, вторая — управляющим клапаном с плоским запором и иглой, не перекрывающей слив при нахождении в крайнем верхнем положении, третья представляет собой форсунку с частичным перекрытием слива топлива, расходуемого на управление. Установлено, что трение в паре поршенька управляющего клапана — направляющая поверхность первой электрогидравлической форсунки затрудняет реализацию ступенчатого переднего фронта характеристики впрыскивания топлива вследствие его сглаживания. Вторая и третья электрогидравлические форсунки обеспечивают ступенчатое впрыскивание топлива при различном давлении в топливном аккумуляторе. На примере третьей электрогидравлической форсунки показано, что нестабильность топливоподачи при ступенчатом впрыскивании топлива сопоставима

* Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках Соглашения № 14.580.21.0002 от 27.07.2015 г. (уникальный идентификатор ПНИЭР RFMEFI58015X0002).

с таковой при его предварительном впрыскивании, широко применяемым при организации рабочего процесса дизелей с аккумуляторными топливными системами типа Common Rail.

Ключевые слова: электрогидравлическая форсунка, аккумуляторная топливная система, управление характеристикой впрыскивания, дизель, показатели токсичности дизеля

For effective reduction of noise level and nitrogen oxide content in exhaust fumes of diesel engines, multistage fuel injection is used in combination with control of the front edge shape of the main injection. At the Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), a method of control of the injection rate shape using an electric impulse was proposed, which was applied to the electromagnet of the control valve of the injector of the common rail fuel system. A computational and experimental analysis of the possibility of boot-type injection rate shape was carried out. The studies involved three most used designs of the common rail injector (CRI): CRI 1 featuring a control valve with shut-off cone and piston; CRI 2 consisting of a flat-lock control valve and a needle, which does not overlap the drain when the needle is in the highest position; CRI 3 with an injector that partially overlaps the drain. It was established that friction in the control valve piston and the guide surface pair of CRI 1 complicated the implementation of the boot-type injection rate due to its smoothing. CRI 2 and CRI 3 provide boot-type injection rate at different pressures in the fuel accumulator. The CRI 3 example shows that the instability of fuel supply during boot-type injection rate is comparable with that of fuel pre-injection, which is widely used in the organization of the common rail diesel engines working process.

Keywords: common rail electro-hydraulic injector, common rail fuel system, fuel injection characteristic, diesel engine toxicity indicators

Мощностные, топливно-экологические и экологические показатели современных дизельных двигателей (далее дизели) в значительной степени определяются совершенством процессов распыливания топлива и смесеобразования [1, 2]. Большое влияние на характер протекания этих процессов оказывает конструкция системы топливоподачи, важнейшим элементом которой является форсунка, формирующая характеристики впрыскивания топлива (ВТ) и его распыливания [3–5].

От конструкции форсунки (в первую очередь, от ее распылителя) зависят геометрические характеристики струй распыливаемого топлива, структура топливного факела, мелкость распыливания топлива и другие параметры процесса топливоподачи [2, 6]. При этом необходима организация регулирования основных параметров, характеризующих процесс ВТ [2, 7, 8].

Системы топливоподачи современных дизелей весьма разнообразны. Основным признаком их классификации является способ создания высокого давления ВТ и наличие или отсутствие трубопроводов высокого давления [2, 9, 10]. По этому признаку классификации можно выделить топливоподающую аппаратуру

разделенного типа (где топливный насос высокого давления (ТНВД) и форсунка соединены нагнетательным трубопроводом), неразделенного типа (с насос-форсунками, в которых ТНВД и форсунка объединены в одном узле) и аккумуляторные системы топливоподачи (где высокое давление топлива создается в аккумуляторе, откуда оно через короткие топливопроводы подается к форсункам).

Преимущества аккумуляторной топливной системы (АТС) типа Common Rail с электрогидравлическими форсунками (ЭГФ) и электронным управлением перед другой топливоподающей аппаратурой объясняются разделением функций получения высокого давления и ВТ. АТС также позволяет осуществлять дробное ВТ, гибкое регулирование угла опережения ВТ (УОВТ) и давления ВТ и количества впрыскиваний за цикл [11].

Применение АТС упрощает задачи отключения цилиндров и циклов, управления работой системы нейтрализации отработавших газов (ОГ), а также диагностирование датчиков и исполнительных устройств [12].

Дальнейшее ужесточение экологических правил и стандартов для дизелей создает предпосылки для совершенствования АТС. Одно из

таких направлений развития АТС — обеспечение требуемой формы переднего фронта характеристики ВТ (ХВТ). Ступенчатый передний фронт ХВТ позволяет снизить скорость нарастания и максимальное давление в цилиндре для некоторых режимов работы дизеля, что обеспечивает уменьшение вредных выбросов с ОГ и уровня шума.

Цель работы — сравнение трех конструкций ЭГФ с точки зрения возможности организации ступенчатого ВТ.

Объекты исследования. В качестве объектов исследования выбраны три современные ЭГФ, имеющие следующие отличительные конструктивные особенности.

В ЭГФ № 1 (рис. 1) применена конструкция управляющего клапана 7, включающая в себя запорный конус 5 с внутренним диаметром 2 мм и поршень 4 диаметром 2 мм. Такую конструкцию ЭГФ используют фирма Delphi и Алтайский завод прецизионных изделий (АЗПИ).

ЭГФ № 2 (рис. 2) отличается от аналогов конструкцией управляющего клапана 6 с плоским запором, а также тем, что при нахождении в верхнем положении торец иглы 1 не перекрывает слив. Схема ЭГФ № 2 реализована в форсунке ПЛТД.387442.20.00, разработанной

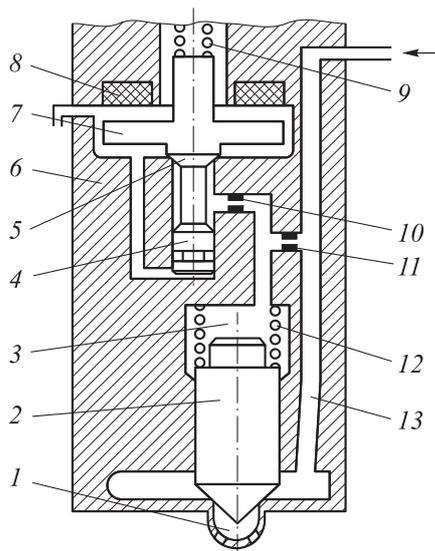


Рис. 1. Конструктивная схема ЭГФ № 1:

- 1 — подыгольный объем; 2 — игла; 3 — управляющая камера; 4 — поршень управляющего клапана; 5 — запорный конус управляющего клапана; 6 — корпус; 7 — управляющий клапан; 8 — электромагнит; 9, 12 — пружины; 10 — выпускной жиклер; 11 — впускной жиклер; 13 — внутренний объем

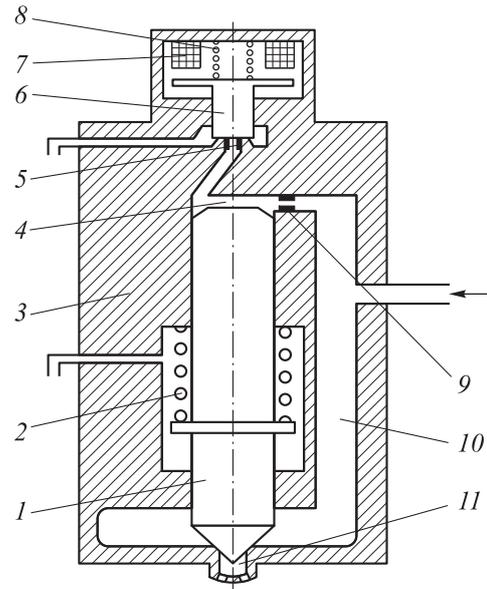


Рис. 2. Конструктивная схема ЭГФ № 2:

- 1 — игла; 2, 8 — пружины; 3 — корпус ЭГФ; 4 — управляющая камера; 5 — выпускной жиклер; 6 — управляющий клапан; 7 — электромагнит; 9 — наполнительный жиклер; 10 и 11 — внутренний и подыгольный объемы

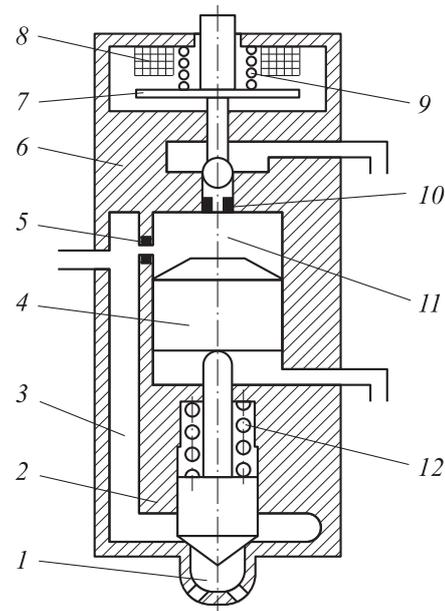


Рис. 3. Конструктивная схема ЭГФ № 3:

- 1 — подыгольный объем; 2 — игла распылителя; 3 — внутренний объем ЭГФ; 4 — поршень мультипликатора; 5 — наполнительный жиклер; 6 — корпус ЭГФ; 7 — управляющий клапан; 8 — электромагнит; 9, 12 — пружины; 10 — выпускной жиклер; 11 — управляющая камера

в Проблемной лаборатории транспортных двигателей Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ) совместно с Ногинским заводом топливной аппаратуры (НЗТА).

ЭГФ № 3 (рис. 3) является одной из самых распространенных конструкций, которая реализована, например, в ЭГФ фирмы Bosch CRI 2.2. Основная особенность ЭГФ № 3 — частичное перекрытие слива топлива, расходомерного на управление. Диаметр выступа на поршне 4 мультипликатора подобран таким образом, чтобы слив топлива на управление в течение ВТ периодически перекрывался и затем открывался. Такая конструкция позволяет существенно снизить расход топлива на управление ЭГФ.

Результаты расчетного исследования. Для расчета влияния сил трения $F_{тр}$, возникающих в ЭГФ № 1 при движении поршенька управляющего клапана, на формирование ХВТ использованы данные, приведенные в работе [13]. Эти данные получены для иглы распылителя. Результаты расчета показали, что ступенчатый передний фронт ХВТ полностью сглаживается при коэффициенте трения $k_{тр} = 60 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ (и давлении в топливном аккумуляторе $p_{ак} = 100 \text{ МПа}$) и $k_{тр} = 50 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ ($p_{ак} = 160 \text{ МПа}$).

Доказана возможность реализации ступенчатой ХВТ (с помощью формирования как одного, так и двух предварительных импульсов) при давлении $p_{ак} = 200 \text{ МПа}$ с применением ЭГФ № 2.

Результаты экспериментального исследования. Стенд для испытания АТС и измерительная система описаны в работах [14, 15]. К временным параметрам, задаваемым при исследовании форсунок в случае формирования ступенчатой ХВТ, относятся: $\tau_{имп1}$, $\tau_{имп2}$, $\tau_{имп3}$ — продолжительность соответственно первого, второго и третьего управляющих импульсов тока (УИТ); $\Delta\tau_{1-2}$ и $\Delta\tau_{2-3}$ — продолжительность интервалов между первым и вторым УИТ и вторым и третьим УИТ.

Цель экспериментального исследования конструкции ЭГФ № 1 — оценка стабильности формирования ступенчатой ХВТ по сравнению со стабильностью формирования предварительного ВТ. Для проведения исследования использованы форсунка производства АЗПИ, выполненная по схеме, изображенной на рис. 1, а также следующие значения задаваемых параметров: $p_{ак} = 150 \text{ МПа}$; $\tau_{имп1} = 0,35 \text{ мс}$; $\tau_{имп2} = 0,33 \text{ мс}$; $\tau_{имп3} = 1,90 \text{ мс}$; $\Delta\tau_{1-2} = 0,27 \text{ мс}$; $\Delta\tau_{2-3} = 0,43 \text{ мс}$.

Оценка стабильности цикловых подач с предварительным впрыскиванием топлива ЭГФ

№ 1 показала колебания цикловой подачи $q_{ц}$ от 0,81 до 8,7 %. При ступенчатой ХВТ разброс $q_{ц}$ между замерами составил 22,5 % (от 436,8 до 550,4 мг). Такой увеличенный (по сравнению с применением предварительного ВТ) разброс объясняется наличием в конструкции ЭГФ № 1 управляющего клапана с поршеньком (см. рис. 1). Нестабильность трения в соединении поршенек — направляющая поверхность приводит к нестабильному движению управляющего клапана и, как следствие, к изменению формы переднего фронта ХВТ и времени окончания ВТ.

Результаты исследования показали, что ЭГФ № 2 при давлении $p_{ак} = 200 \text{ МПа}$ в отличие от ЭГФ № 1 позволяет формировать сравнительно устойчивую ступенчатую ХВТ.

Для анализа стабильности формы ХВТ при использовании конструкции ЭГФ № 3 (см. рис. 3) выбраны три режима работы форсунок CRI2.2, приведенные в табл. 1, где режим № 1 — ступенчатая ХВТ, сформированная при двух предварительных и основном УИТ; режим № 2 — ступенчатая ХВТ, полученная при одном предварительном и основном УИТ; режим № 3 — многофазовое ВТ (предварительное и основное).

В каждом режиме работы ЭГФ № 3 проведены три регистрации ХВТ, по которым рассчитаны цикловые подачи $q_{ц1}$, $q_{ц2}$ и $q_{ц3}$ (табл. 2).

Таблица 1
Значения продолжительности УИТ и интервалов между ними, задаваемых при испытании ЭГФ № 3

Номер режима	Продолжительность, мс				
	$\tau_{имп1}$	$\Delta\tau_{1-2}$	$\tau_{имп2}$	$\Delta\tau_{2-3}$	$\tau_{имп3}$
1	0,25	1,30	0,15	1,30	0,50
2	0,25	1,12	0,50	–	–
3	0,15	6,00	0,70	–	–

Таблица 2
Значения давления в аккумуляторе и цикловых подач ЭГФ № 3

Номер режима	$p_{ак}$, МПа	$q_{ц1}$, мг	$q_{ц2}$, мг	$q_{ц3}$, мг
1	100	128,7	132,2	113,3
2	150	161,4	144,7	141,9
3	100	96,9	88,2	92,8

Из табл. 2 следует, что межцикловая нестабильность в режиме № 1 (3) составляет 18,9 мг (15,1 %), в режиме № 2 — 19,5 мг (13,06 %). При этом межцикловая нестабильность характерна также для режима № 3 с предварительным и основным ВТ: 8,7 мг (9,4 %).

Исследования трех конструкций ЭГФ проведены с использованием системы управления разработки МАДИ [16], позволяющей формировать УИТ с точностью до ± 5 мкс. Системы управления, используемые в большинстве серийных автомобильных дизелей, обеспечивают точность до ± 1 мкс.

Для оценки влияния точности формирования УИТ на процесс ВТ проведено расчетное сравнительное исследование на примере ЭГФ № 1 при силе трения $F_{тр} = 0$ и давлении $p_{ак} = 160$ МПа. Определяли влияние точности формирования УИТ на максимально возможное отклонение δ_{max} цикловой подачи $q_{ц}$. При точности управления ± 1 мкс величина $q_{ц}$ колебалась в пределах 298,9...300,3 мг, что соответствует $\delta_{max} = 0,47$ %. В случае точности управления ± 5 мкс цикловая подача составила 295,15...302,51 мг, т. е. $\delta_{max} = 2,38$ %. Обе точности позволили сохранить ступенчатую форму переднего фронта ХВТ.

Расчетное исследование рабочего процесса дизеля при использовании ступенчатого ВТ. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК, разработанный в МГТУ им. Н.Э. Баумана, представляет собой интерфейсную оболочку для задания исходных данных и отображения результатов вычислений и расчетное ядро, выполняющее расчеты и оптимизацию рабочего процесса дизеля в целом [17].

Объектом исследования являлся одноцилиндровый дизель 1ЧН12/13, по которому имеются экспериментальные данные [18].

Техническая характеристика дизеля 1ЧН12/13

Диаметр цилиндра D , мм	120
Ход поршня S , мм	130
Рабочий объем цилиндра $V_{л}$, л	1,47
Тактность τ	4
Степень сжатия ϵ	15,4
Камера сгорания	Камера Гессельмана
Минимальный надпоршневой зазор δ , мм	1
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ	0,288

Количество впускных/выпускных клапанов, шт.	2/2
Количество сопловых отверстий распылителя, шт.	6
Диаметр соплового отверстия распылителя, мм	0,24

Для сопоставления результатов расчета и эксперимента выбран режим максимального крутящего момента ($M_{кр} = 145$ Н·м при частоте вращения коленчатого вала $n = 1400$ мин⁻¹). Как правило, в этом режиме для достижения современных экологических требований целесообразно использовать ступенчатую форму ХВТ.

Результаты расчета рабочего процесса исследуемого дизеля 1ЧН12/13 для режима максимального крутящего момента в сравнении с результатами эксперимента, проведенного в МАДИ [19], приведены в табл. 3.

Анализ данных табл. 3 обосновывает возможность использования метода и программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК для расчетного исследования в рассматриваемом режиме.

На первом этапе расчетов исследовано влияние расположения ступени на переднем фронте ХВТ на показатели токсичности дизеля. ХВТ, обеспечивая равные цикловые подачи и продолжительность ВТ, различаются относительной высотой ступеньки $y = q_c/q_{max}$, где q_c и q_{max} — высота ступеньки и максимальное значение ХВТ. Для ХВТ № 2 $y = 0,33$ (рис. 4, а), для ХВТ № 3 $y = 0,59$ (рис. 4, б). Исходная ХВТ № 1 не имеет ступени на переднем фронте. На рис. 4, а и б введены следующие обозначения: q — скорость ВТ; ϕ — угол ПКВ. Для более наглядного представления расчетные точки соединены кривыми.

Результаты расчета рабочего процесса дизеля 1ЧН12/13 без наддува для трех ХВТ при УОВТ $\phi_{оп.впр} = 5^\circ$ ПКВ до верхней мертвой точки (ВМТ) приведены в табл. 4, где $dp/d\phi$ — скорость нарастания давления; e_{PM} и e_{CO_2} — содержание в ОГ твердых частиц (PM — particulate matter) и углекислого газа.

Анализ результатов расчета рабочего процесса дизеля 1ЧН12/13 без наддува (см. табл. 4) показал, что использование ступенчатой ХВТ № 2 позволяет снизить максимальную скорость нарастания давления ($dp/d\phi$) на 8 %, а также сократить выбросы оксидов азота NO_x на 32 %. Однако при этом увеличиваются на 59 % выбросы твердых частиц.

Таблица 3

Параметры рабочего процесса дизеля 1ЧН12/13 в режиме максимального крутящего момента (идентификация)

Параметр	Значение		Ошибка, %
	экспериментальное	расчетное	
Частота вращения n , мин ⁻¹	1400	1400	–
Мощность N_e , кВт	21,60	20,95	3,35
Цикловая подача $q_{ц}$, мг	110	111	0,90
Индикаторный коэффициент полезного действия (КПД) η_i	0,460	0,457	0,44
Давление наддувочного воздуха p_s , МПа	1,90	1,91	0,52
Температура наддувочного воздуха T_s , К	300	313	4,15
Расход воздуха G_b , кг/ч	123,7	123,2	0,40
Коэффициент избытка воздуха α	1,85	1,85	0
УОВТ $\varphi_{оп.впр}$, град, поворота коленчатого вала (ПКВ)	5	5	0
Максимальное давление цикла p_z , МПа	10,3	10,9	5,50
Максимальное давление ВТ $p_{max\ впр}$, МПа	77	80	3,90
Содержание в ОГ оксидов азота $NO_x\ e_{NO_x}$, г/(кВт·ч)	5,8	5,3	9,40

Ступенчатая ХВТ № 3 с большей высотой расположения ступеньки незначительно влияет на параметры рабочего процесса (см. табл. 4), поэтому дальнейшие расчеты проводили только для ХВТ № 2.

На втором этапе расчетов исследовано влияние УОВТ на показатели токсичности при степени повышении давления наддува $\pi_{кк}$, равной 2 и 3. Результаты расчета влияния УОВТ на рабочий процесс дизеля 1ЧН12/13 показали существенную зависимость токсичных компонентов ОГ от УОВТ (табл. 5 и рис. 5).

Раннее относительно ВМТ (5...15° ПКВ до ВМТ) впрыскивание топлива ведет к повышению температуры в цилиндре T_z . Это способствует более полному сгоранию топлива, благодаря чему растет индикаторный КПД η_i , делая цикл более экономичным (см. табл. 5). Такое

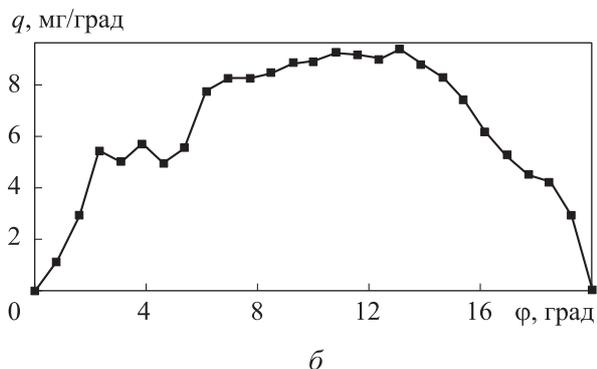
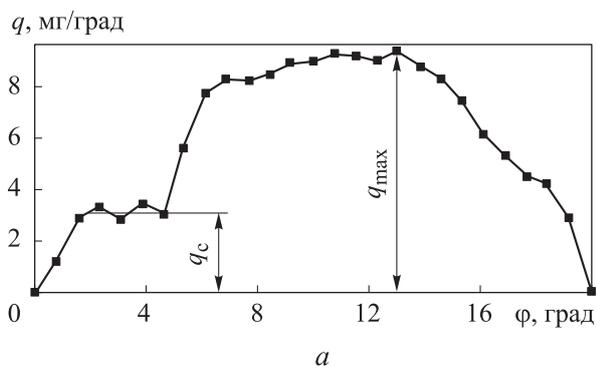


Рис. 4. ХВТ № 2 (а) и ХВТ № 3 (б)

Таблица 4

Расчетные параметры рабочего процесса дизеля 1ЧН12/13 без наддува для трех ХВТ при $\varphi_{оп.впр} = 5^\circ$ ПКВ до ВМТ

Параметр	Значение		
	ХВТ № 1	ХВТ № 2	ХВТ № 3
p_z , МПа	10,9	10,13	10,67
T_z , К	1814	1761	1800
$dp/d\varphi$, МПа/град	0,208	0,192	0,203
$p_{max\ впр}$, МПа	80	90	84
e_{PM} , г/(кВт·ч)	0,246	0,392	0,284
e_{CO_2} , г/(кВт·ч)	719	728	720
e_{NO_x} , г/(кВт·ч)	5,25	3,963	4,985

Таблица 5

**Параметры рабочего процесса дизеля 1ЧН12/13
для ХВТ № 1 и 2 при $\pi_k = 2$ и различных УОВТ**

Параметр	Значение при УОВТ, град					
	$\Phi_{\text{оп.впр}}$, ° ПКВ до ВМТ	-5	0	5	10	15
η_i		0,425/0,417	0,446/0,436	0,457/0,449	0,462/0,460	0,460/0,460
p_z , МПа		7,95/7,95	8,98/8,27	10,91/10,13	12,90/12,26	14,81/14,36
T_z , К		1729/1696	1771/1725	1813/1761	1872/1844	1942/1913
$dp/d\phi$, МПа/град		0,209/0,209	0,170/0,166	0,208/0,192	0,359/0,299	0,630/0,545
$p_{\text{max впр}}$, МПа		80/90	80/90	80/90	80/90	80/90
e_{PM} , г/(кВт·ч)		0,858/1,110	0,383/0,599	0,245/0,392	0,168/0,217	0,121/0,150
e_{CO_2} , г/(кВт·ч)		761/776	731/746	717/728	716/718	730/725
e_{NO_x} , г/(кВт·ч)		2,97/2,35	3,88/2,40	5,23/3,95	7,86/7,04	11,83/11,0/
α		1,85/1,85	1,85/1,85	1,85/1,85	1,85/1,85	1,85/1,85

Примечание. В числителе дроби указаны значения для ХВТ № 1, в знаменателе — для ХВТ № 2.

раннее начало процесса сгорания вследствие роста максимального давления и температуры цикла приводит к увеличению максимальной скорости нарастания давления $dp/d\phi$, а также способствует повышению выбросов оксидов азота NO_x .

Уменьшение УОВТ (позднее ВТ до -5° ПКВ до ВМТ) приводит к снижению максимальной температуры сгорания и времени, отводимому на процесс окисления продуктов сгорания, но

одновременно снижается полнота сгорания. Все это уменьшает содержание NO_x в ОГ, делает процесс «мягче», но ухудшает показатели экономичности и повышает содержание твердых частиц.

На третьем этапе расчетов проведено исследование влияния степени повышения давления наддува π_k с 2 до 3 на параметры рабочего процесса дизеля (табл. 6 и рис. 6). Расчет выполнен для ХВТ № 1 и 2 при изменении УОВТ от -5 до 15° ПКВ до ВМТ. Вследствие повышения давления наддува и при сохранении неизменной цикловой подачи коэффициент избытка воздуха увеличился с 1,85 до 2,52...2,6.

Анализ влияния повышения π_k на выбросы частиц выявил, что увеличение давления наддува до $\pi_k = 3$ существенно снижает выбросы частиц, уменьшая их негативное влияние при использовании ступенчатого ВТ.

Сравнение результатов исследования влияния увеличения давления наддува с $\pi_k = 2$ (см. табл. 5 и рис. 5) до $\pi_k = 3$ (см. табл. 6 и рис. 6) при использовании ступенчатого ВТ показало существенное снижение выбросов твердых частиц (с 1,11...0,15 до 0,264...0,078 г/(кВт·ч) при увеличении коэффициента избытка воздуха α (с 1,85 до 2,52...2,60), а также уменьшение КПД η_i (с 0,417...0,15 до 0,438...0,47). При этом незначительно повышаются выбросы NO_x (с 2,35...11,00 до 2,88...11,87 г/(кВт·ч) вследствие более высокой мак-

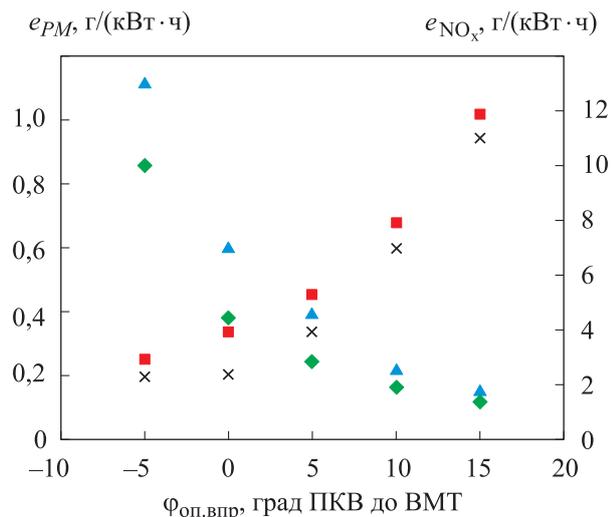


Рис. 5. Зависимость содержания в ОГ твердых частиц e_{PM} и оксидов азота e_{NO_x} от УОВТ $\Phi_{\text{оп.впр}}$ при степени повышения давления наддува $\pi_k = 2$:
 ◆ — e_{PM} , ХВТ № 1; ▲ — e_{PM} , ХВТ № 2;
 ■ — e_{NO_x} , ХВТ № 1; × — e_{NO_x} , ХВТ № 2

Таблица 6

Параметры рабочего процесса дизеля 1СН12/13 для ХВТ № 1 и 2 при $\pi_k = 3$ и различных значениях УОВТ

Параметр	Значение при УОВТ, град					
	Фоп. впр, град ПКВ до ВМТ	-5	0	5	10	15
η_i		0,445/0,438	0,462/0,457	0,472/0,468	0,474/0,473	0,468/0,470
p_z , МПа		11,83/11,83	12,51/11,86	14,92/14,20	17,30/16,68	19,60/19,00
T_z , К		1552/1518	1599/1563	1652/1612	1711/1673	1781/1746
$dp/d\phi$, МПа/град		0,311/0,311	0,263/0,261	0,299/0,286	0,480/0,411	0,730/0,650
e_{PM} , г/(кВт·ч)		0,138/0,264	0,059/0,102	0,054/0,08/	0,059/0,076	0,064/0,078
e_{CO_2} , г/(кВт·ч)		951/970	914/928	901/908	908/904	932/926
e_{NO_x} , г/(кВт·ч)		3,27/2,88	4,45/3,83	6,19/5,24	9,18/7,83	13,70/11,87
$p_{max\ впр}$, МПа		80/90	80/90	8090	80/90	80/90
α		2,6/2,6	2,58/2,59	2,56/2,57	2,54/2,55	2,52/2,53

Примечание. В числителе дроби указаны значения для ХВТ № 1, в знаменателе — для ХВТ № 2.

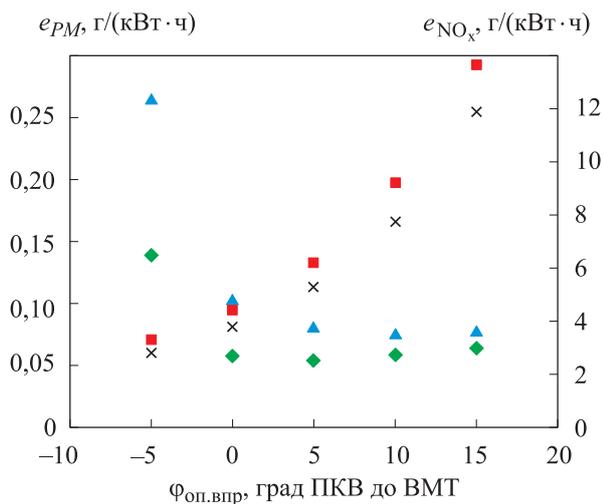


Рис. 6. Зависимость содержания в ОГ твердых частиц e_{PM} и оксидов азота e_{NO_x} от УОВТ $\phi_{оп.впр}$ при степени повышения давления наддува $\pi_k = 3$:
 ◆ — e_{PM} , ХВТ № 1; ▲ — e_{PM} , ХВТ № 1;
 ■ — e_{NO_x} , ХВТ № 1; × — e_{NO_x} , ХВТ № 2

симальной температуры цикла. Следует отметить также возрастание механических нагрузок из-за роста давления p_z (с 7,95...14,36 до 11,83...19,60 МПа).

Выводы

1. Выполнен расчетно-экспериментальный анализ возможности организации ступенчатого ВТ при использовании трех самых применяе-

мых конструкций ЭГФ: ЭГФ № 1 (конструкция Delphi и АЗПИ), оснащенная управляющим клапаном с запорным конусом и поршеньком; ЭГФ № 2 (конструкция МАДИ-НЗТА модели ПЛТД.387442.20.00), снабженная управляющим клапаном с плоским запором и иглой, не перекрывающей слив при нахождении в крайнем верхнем положении; ЭГФ № 3 (конструкция фирмы Bosch модели CRI 2.2) с частичным перекрытием слива топлива расходуемого на управление.

2. Ступенчатый передний фронт ЭГФ № 1 может сглаживаться при достижении коэффициента трения в соединении поршенек управляющего клапана — корпус ЭГФ, $k_{тр} > 60 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$.

3. ЭГФ № 2 и ЭГФ № 3 обеспечивают возможность получения ступенчатого ВТ при различных значениях давления в аккумуляторе.

4. На примере ЭГФ № 3 показано, что нестабильность топливоподачи при ступенчатом ВТ сопоставима с нестабильностью предварительного ВТ, широко применяемого при организации рабочего процесса дизелей с АТС типа Common Rail.

5. Проведена идентификация математической модели, составленной в программном комплексе ДИЗЕЛЬ-РК по результатам испытаний дизеля 1СН12/13 в режиме максимального крутящего момента. Математическая модель, дополненная данными о конструкции исследуе-

мого дизеля, позволяет моделировать рабочий процесс такого дизеля.

6. Расчетные исследования показали, что по сравнению с исходной ХВТ применение ступенчатой ХВТ в режиме максимального крутящего момента позволяет снизить максимальную скорость нарастания давления ($dp/d\phi$), а также выбросы оксидов азота. Одна-

ко при этом возрастают выбросы твердых частиц.

7. Применение ступенчатой ХВТ и увеличение степени повышения давления наддува до $\pi_k = 3$ позволяет существенно снизить выбросы частиц при незначительном росте выбросов оксидов азота.

Литература

- [1] Александров А.А., Иващенко Н.А., ред. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013. 784 с.
- [2] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Системы топливоподачи и управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2005. 344 с.
- [3] Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В. *Конструкция, расчет и технический сервис топливоподающих систем дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2013. 292 с.
- [4] Кутовой В.А. *Впрыск топлива в дизелях*. Москва, Машиностроение, 1981. 119 с.
- [5] Тер-Мкртчян Г.Г., Мазинг М.В. Современное состояние и перспективы развития топливной аппаратуры автотракторных дизелей. *Двигателестроение*, 2014, № 1, с. 30–35.
- [6] Марков В.А., Девянин С.Н., Мальчук В.И. *Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 360 с.
- [7] Рудаков В.Ю. Особенности развития топливной струи при двухфазном впрыске. *Двигателестроение*, 2011, № 1, с. 9–11.
- [8] Крупский М.Г., Кузин В.Е., Широких Э.В., Головачев А.Д. Повышение эффективности управления систем топливоподачи дизелей. *Двигателестроение*, 2010, № 4, с. 11–14.
- [9] Лышевский А.С. *Системы питания дизелей*. Москва, Машиностроение, 1981. 216 с.
- [10] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 376 с.
- [11] Дунин А.Ю., Голубков Л.Н., Мальчук В.И., Душкин П.В., Иванов И.Е. Новые возможности совершенствования процесса подачи топлива аккумуляторной топливной системой. *Тракторы и сельхозмашины*, 2017, № 10, с. 13–19.
- [12] Дунин А.Ю., Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Иванов И.Е., Трофименко Ю.В. Анализ методов, обеспечивающих выполнение экологических требований транспортными дизелями. *Вестник МАДИ*, 2017, вып. 3(50), с. 62–69.
- [13] Трусов В.И., Дмитриенко В.П., Масляный Г.Д. *Форсунки автотракторных дизелей*. Москва, Машиностроение, 1977. 167 с.
- [14] Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.Yu., Dushkin P.V., Yakovenko A.L. A method of control of injection rate shape by acting upon electromagnetic control valve of common rail injector. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 2017, vol. 8, iss. 11, pp. 676–690.
- [15] Дунин А.Ю. Способ управления формой дифференциальной характеристики впрыскивания воздействием на электромагнитный клапан форсунки. *Грузовик*, 2018, № 1, с. 43–48.
- [16] Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Дунин А.Ю., Душкин П.В. Экспериментальное исследование гидродинамических эффектов в топливной аппаратуре Common Rail при многократном впрыскивании. *Журнал ААИ*, 2016, № 2(97), с. 15–17.
- [17] Кулешов А.С. *Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2011. 235 с.
- [18] Хачиян А.С., Алексеев А.Б. Результаты исследования рабочего процесса дизеля при осесимметричном смесеобразовании, широкой неглубокой камере сгорания и форсированной топливной системе непосредственного действия. *Вестник МАДИ*, 2010, № 1(20), с. 39–46.

- [19] Хачиян А.С., Алексеев А.Б. Некоторые результаты исследований современного дизеля большегрузного автомобиля. 4-е Луканинские чтения. Решение экологических проблем в автотранспортном комплексе. Тез. докл. науч.-техн. конф., Москва, 29–30 января 2009, Москва, МАДИ (ГТУ), 2009, с. 66–68.

References

- [1] *Mashinostroyeniye. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal combustion engine]. Ed. Aleksandrov A.A., Ivashchenko N.A. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 2013. 784 p.
- [2] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Sistemy toplivopodachi i upravleniya dizeley* [Diesel fuel supply and control systems]. Moscow, Legion-Avtodata publ., 2005. 344 p.
- [3] Grekhov L.V., Gabitov I.I., Negovora A.V. *Konstruktsiya, raschet i tekhnicheskii servis toplivopoddayushchikh sistem dizeley* [Design, calculation and technical service of diesel fuel supply systems]. Moscow, Legion-Avtodata publ., 2013. 292 p.
- [4] Kutovoy V.A. *Vprysk topliva v dizelyakh* [Fuel injection in diesel engines]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1981. 119 p.
- [5] Ter-Mkrtych'yan G.G., Mazing M.V. Fuel Injection Systems of Car-and-Tractor Diesel Engines: Current Status and Projection. *Dvigatelistroyeniye*, 2014, no. 1, pp. 30–35 (in Russ.).
- [6] Markov V.A., Devyanin S.N., Mal'chuk V.I. *Vpryskivaniye i raspylivaniye topliva v dizelyakh* [Fuel injection and atomization in diesel engines]. Moscow, Bauman Press, 2007. 360 p.
- [7] Rudakov V.Yu. Fuel Jet Behaviour During Two-Phase Injection. *Dvigatelistroyeniye*, 2011, no. 1, pp. 9–11 (in Russ.).
- [8] Krupskiy M.G., Kuzin V.E., Shirokikh E.V., Golovachev A.D. Ways to Improve Dynamic Performance of Fuel Injection Control Systems. *Dvigatelistroyeniye*, 2010, no. 4, pp. 11–14 (in Russ.).
- [9] Lyshevskiy A.S. *Sistemy pitaniya dizeley* [The power supply system of diesel engines]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1981. 216 p.
- [10] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of exhaust gases of diesel engines]. Moscow, Bauman Press, 2002. 376 p.
- [11] Dunin A.Yu., Golubkov L.N., Mal'chuk V.I., Dushkin P.V., Ivanov I.E. New opportunities to improve the fuel supply system with a battery fuel system. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2017, no. 10, pp. 13–19 (in Russ.).
- [12] Dunin A.Yu., Shatrov M.G., Golubkov L.N., Ivanov I.E., Trofimenko Yu.V. The analysis of ways to fulfill requirements of transport diesel engines pollution. *Vestnik MADI*, 2017, iss. 3(50), pp. 62–69 (in Russ.).
- [13] Trusov V.I., Dmitriyenko V.P., Maslyanyy G.D. *Forsunki avtotraktornykh dizeley* [Injectors of automotive diesel engines]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1977. 167 p.
- [14] Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.Yu., Dushkin P.V., Yakovenko A.L. A method of control of injection rate shape by acting upon electromagnetic control valve of common rail injector. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 2017, vol. 8, iss. 11, pp. 676–690.
- [15] Dunin A.Yu. The method of injection rate shaping by acting upon control valve of common rail injector. *Gruzovik*, 2018, no. 1, pp. 43–48 (in Russ.).
- [16] Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.Yu., Dushkin P.V. Eksperimental'noye issledovaniye gidrodinamicheskikh effektov v toplivnoy apparature Common Rail pri mnogokratnom vpryskivanii. *Zhurnal AAI*, 2016, no. 2(97), pp. 15–17 (in Russ.).
- [17] Kuleshov A.S. *Razvitiye metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS*. Dokt. Diss. [The development of methods of calculation and optimization of working processes of internal combustion engine. Doct. Diss.]. Moscow, Bauman Press, 2011. 235 p.
- [18] Khachiyani A.S., Alekseyev A.B. Investigation of Diesel Combustion with Axial Symmetrical Process, Wide Open Combustion Chamber and Forced Pump-Line-Nozzle Fuel Injection System. *Vestnik MADI*, 2010, no. 1(20), pp. 39–46 (in Russ.).
- [19] Khachiyani A.S., Alekseyev A.B. Some results of studies of modern diesel heavy vehicle. 4-е Луканинские чтения. Решение экологических проблем в автотранспортном комплексе. Тез. докл. науч.-техн. конф., Москва, 29–30 января 2009, Москва, МАДИ (ГТУ), 2009, с. 66–68.

plekse. Tez. dokl. nauch.-tekhn. konf. [4th Lukasinski reading. The solution to energy problems in the road transport sector. Abstracts of scientific and technical conference]. Moscow, 2009, pp. 66–68.

Статья поступила в редакцию 05.08.2019

Информация об авторах

ДУНИН Андрей Юрьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели». Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ) (125319, Москва, Российская Федерация, Ленинградский пр-т, д. 64, e-mail: a.u.dunin@yandex.ru).

ШАТРОВ Михаил Георгиевич — доктор технических наук, заведующий кафедрой «Теплотехника и автотракторные двигатели». Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ) (125319, Москва, Российская Федерация, Ленинградский пр-т, д. 64, e-mail: dvs@madi.ru).

ГОЛУБКОВ Леонид Николаевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели». Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ) (125319, Москва, Российская Федерация, Ленинградский пр-т, д. 64, e-mail: dvsgolubkov@yandex.ru).

ЯКОВЕНКО Андрей Леонидович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели». Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ) (125319, Москва, Российская Федерация, Ленинградский пр-т, д. 64, e-mail: iakovenko_home@mail.ru).

Information about the authors

DUNIN Andrei Yurievich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Heat Engineering and Engines of Automobiles and Tractors. Moscow Automobile and Road Construction State Technical University MADI (125319, Moscow, Russian Federation, Leningradskiy Ave., Bldg. 64, e-mail: a.u.dunin@yandex.ru).

SHATROV Mikhail Georgievich — Doctor of Science (Eng.), Head of Department, Heat Engineering and Engines of Automobiles and Tractors. Moscow Automobile and Road Construction State Technical University MADI (125319, Moscow, Russian Federation, Leningradskiy Ave., Bldg. 64, e-mail: dvs@madi.ru).

GOLUBKOV Leonid Nikolaevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Heat Engineering and Engines of Automobiles and Tractors. Moscow Automobile and Road Construction State Technical University MADI (125319, Moscow, Russian Federation, Leningradskiy Ave., Bldg. 64, e-mail: dvsgolubkov@yandex.ru).

YAKOVENKO Andrei Leonidovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Heat Engineering and Engines of Automobiles and Tractors. Moscow Automobile and Road Construction State Technical University MADI (125319, Moscow, Russian Federation, Leningradskiy Ave., Bldg. 64, e-mail: iakovenko_home@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Дунин А.Ю., Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Яковенко А.Л. Организация ступенчатой характеристики впрыскивания топлива управлением электрическим импульсом, поступающим на электромагнит форсунки аккумуляторной топливной системы. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 1, с. 32–42, doi: 10.18698/0536-1044-2020-1-32-42

Please cite this article in English as:

Dunin A.U., Shatrov M.G., Golubkov L.N., Yakovenko A.L. Providing Boot-Type Injection Rate Shape by Electric Impulse Control of the Common Rail Injector. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 1, pp. 32–42, doi: 10.18698/0536-1044-2020-1-32-42