

**Р.В. Русинов, Р.Ю. Добрецов**

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет  
Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

## **К ВЫБОРУ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВОПОДАЧИ В ДИЗЕЛЯХ**

Рассмотрены вопросы, связанные с выбором основных параметров процесса впрыска топлива дизельного двигателя, и проблема обеспечения требуемых величин давления и продолжительности впрыска при использовании системы топливоподачи с механическим приводом. Показано, что в современных условиях остается актуальным вопрос о моделировании работы системы питания дизельного двигателя с механическим приводом топливного насоса высокого давления. Кратко рассмотрены преимущества и недостатки такой топливной системы в сопоставлении с системами, работающими под контролем электронной системы управления. Предложены зависимости, связывающие основные параметры процесса впрыска, и методология расчетного определения ее составляющих. Приведены необходимые справочные данные и результаты некоторых экспериментов по впрыску топлива в различные среды переменной плотности, выполненных в ЦНИДИ и СПбГПУ в разное время и разными коллективами исполнителей. Рассмотрен конкретный пример выбора параметров системы топливоподачи для реального двигателя, что позволило сравнить расчетные данные с характеристиками реальной конструкции и сделать положительный вывод об адекватности предложенной методики. Обоснованы предложения по упрощению процедуры определения значений поправочного коэффициента в формуле для расчета времени полета распыленной струи топлива в камере сгорания двигателя. Показано применение зависимостей для определения геометрических характеристик распылителя форсунки. Приведен пример расчета параметров распылителя форсунки для шестицилиндрового двигателя и произведено сравнение результатов расчета с характеристиками практически применяемой конструкции. Сделаны выводы по оценке адекватности предложенных расчетных зависимостей, содержащие рекомендации по использованию методики расчетов.

**Ключевые слова:** дизель, распыливание топлива, параметры струи, форсунка, параметры впрыска, топливная аппаратура дизелей, экономичность.

**R.V. Rusinov, R.Iu. Dobretsov**

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University,  
St.Petersburg, Russian Federation

## **THE CHOICE OF THE MAIN PARAMETERS OF FUEL INJECTION IN DIESEL ENGINES**

The article considers the issues related to the selection of the main parameters of the process of fuel injection diesel engine and the problem of providing the required values of pressure and duration of injection. It is shown that in modern conditions the question remains about the modeling of a power supply system of diesel engine driven fuel pump high pressure. Briefly discusses the advantages and disadvantages of such a fuel system in comparison with systems operating under the control of the electronic control system. The proposed relation between the main parameters of the injection process and the proposed methodology to calculate its components. The necessary reference data and the results of some experiments performed in side and Students in different times and different groups of performers.

Considered in the example of the choice of parameters fuel system for real engine that allowed us to compare the calculated data with the characteristics of the actual design and make a positive conclusion about the adequacy of the proposed methodology. Justified proposals for the simplification of the numerical definition of the main components of the calculated dependencies. Shows the use of dependencies to determine the geometric characteristics of the nozzle. The findings, assessment of the adequacy of the proposed settlement dependencies and contains recommendations on the use of calculation methods.

**Keywords:** diesel, fuel atomization, the parameters of the jet, nozzle, injection parameters, fuel equipment of diesel engines, efficiency.

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС), реализующие тепловой цикл дизеля, как наиболее экономичные из всех тепловых двигателей, до сих пор являются востребованным источником энергии, используемым как в составе стационарных силовых установок, так и на транспортных средствах. Если принцип работы таких ДВС практически не изменился за последние 50–70 лет, то топливная аппаратура эволюционировала значительно. В настоящее время, с точки зрения зарубежных производителей, актуальными являются исключительно системы питания, работающие под электронным управлением [1, 2].

Применение электронных систем управления – едва ли не единственный путь совершенствования характеристик дизелей и по мнению многих отечественных специалистов [3].

Безусловны преимущества с точки зрения топливной экономичности и экологических показателей ДВС с электронной системой управления [1, 4]. При хорошей отработке систем можно говорить о росте надежности и удельной мощности двигателя, увеличении приспособляемости, снижении динамических нагрузок (жесткости работы) [4].

Эти достоинства оборачиваются ростом себестоимости производства и эксплуатации ДВС, зависимостью от иностранного производителя и поставщика сервисных услуг, практически неремонтопригодностью высокотехнологичных систем питания в реальных условиях российской провинции, где дорогостоящая техника длительное время простаивает в ожидании подвоза запасных частей. Компоненты электронных систем управления обычно производятся за рубежом, и при их импорте, как продукции, имеющей «двойное назначение», возникают трудности.

Современные дизели, устанавливаемые на транспортно-технологические машины, практически не являются многотопливными. Эти ДВС отличаются высокими требованиями к качеству топлива, что также влечет рост эксплуатационных расходов [1, 4].

Потенциал систем топливоподачи с механическим управлением не исчерпан [3, 5]. Практический интерес представляют мероприятия, позволяющие в ходе ремонта и модернизации серийных отечественных ДВС с системами питания «традиционных» конструкций повышать мощностные, экономические и экологические показатели.

В этой связи не утратила актуальности задача развития аналитических методов, позволяющих проводить экспресс-оценку перспективности предлагаемых изменений конструкции узлов и систем силовой установки и самого двигателя.

Аналитические методы позволяют снизить затраты, связанные с поиском новых технических решений за счет уменьшения объема экспериментов, использования накопленного в отрасли опыта (в том числе экспериментальных данных), минимизации моделирования тепловых процессов ДВС в специальных программных пакетах.

Развитию методики определения исходных данных, от которых непосредственно зависит качество теплового процесса дизелей (число и диаметры сопловых отверстий распылителей форсунок, давление и продолжительность впрыска), уделено много внимания в специальной литературе [6–9].

Однако рассмотренные в этих публикациях подходы не позволяют непосредственно связать перечисленные параметры системы топливоподачи с процессом распыливания топлива в реальной камере сгорания. В данной статье используются отдельные положения, заимствованные из упомянутых публикаций, но предлагается иной подход к назначению и корректировке значений основных параметров системы топливоподачи.

Целью данной публикации является обоснование простого аналитического метода выбора первичных параметров системы топливоподачи при разработке нового или выбора стратегии модернизации существующего дизеля. Целесообразно проводить такой анализ на этапе предпроектных расчетов.

Таким образом, требуется выбрать способ математического описания движения струи распыленного топлива в реальной камере сгорания; предложить способ расчетного определения составляющих расчетных зависимостей; рассмотреть вопрос корректировки величины давления топлива и моментов впрыска с учетом влияния упругости валов в системе газораспределения.

Основой расчетной модели является закон движения распыленного потока топлива в плотных и нагретых газовых средах, характерных для реального состояния сжатого воздуха в камерах сгорания дизелей. Такой закон может быть выявлен экспериментально при возможности варьирования значений параметров, определяющих процесс распыливания, в настолько широких пределах, чтобы оказалось возможным уйти от конкретной геометрии рабочего пространства цилиндра экспериментального двигателя и получить обобщенную зависимость.

Данным требованиям в наибольшей степени удовлетворяют экспериментальные исследования, проведенные в СПбГПУ. Результаты этих исследований опубликованы в работе [10]. Время полета распыленной струи топлива может прогнозироваться по зависимости

$$t = \frac{1}{2} \frac{l}{V_0} \left[ 1 + \sqrt{1 + \frac{2}{3\eta} \frac{\rho_{cp}}{\rho_T} \left( \frac{l \cdot \operatorname{tg} \alpha / 3}{d_c} \right)^2} \right], \quad (1)$$

где  $V_0$  – начальная скорость вылета топлива из сопел распылителя;  $\alpha$  – половина величины угла конуса распыливания (полный угол составляет  $2\alpha$ );  $\rho_{cp}$  – плотность воздушной среды в камере сгорания;  $\rho_T$  – плотность впрыскиваемого топлива;  $\eta$  – опытный коэффициент.

Для практического применения зависимости (1) нужно предложить способ численной оценки опытного коэффициента  $\eta$  и объективности самой расчетной зависимости.

Используем опытные данные, полученные в ЦНИДИ в ходе исследования распыливания топлива в среды различной плотности (рис. 1). На рисунке эти кривые (1–5) показаны сплошными линиями.

Опыты проводились при относительно невысокой температуре внешней среды, но результаты представляется возможным использовать и для реальных температурных условий в камерах сгорания дизелей (750–950 К), поскольку в этом случае до момента самовоспламенения топлива визуальная констатация относительного уменьшения длины струи связана лишь с невидимостью реально существующих испаряющихся капель в термически активной зоне фронта распыленной струи паров.

Выразим интересующий нас параметр  $\eta$  из зависимости (1) и воспользуемся упомянутыми результатами испытаний для расчетного определения его величины:

$$\eta = \frac{\frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_{\text{T}}} \left( \frac{l \cdot \text{tg } \alpha / 3}{d_c} \right)^2}{6 \frac{V_0 t}{l} \left( \frac{V_0 t}{l} - 1 \right)}. \quad (2)$$

Результаты расчетов величины  $\eta$  по зависимости (2) для конкретных точек кривых пути  $l$  и времени  $t$  полета струи приведены в табл. 1.

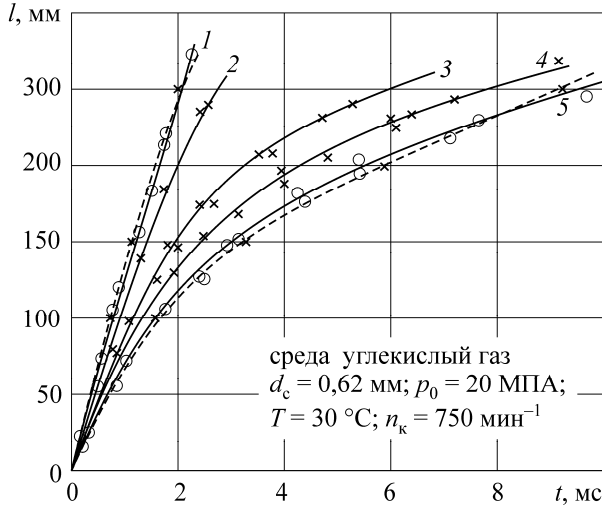


Рис. 1. Экспериментальные данные по длинам  $l$  распыленных струй топлива в функции времени  $t$  для различных плотностей внешней среды (сплошные линии) и расчетные кривые (пунктирные линии) для давлений  $p_{\text{ср}}$  (МПа) и плотностей  $\rho_{\text{ср}}$  (кг/м<sup>3</sup>) соответственно: 1 – 0,11 и 1,9; 2 – 0,5 и 8,7; 3 – 0,9 и 15,7; 4 – 1,2 и 21,0; 5 – 1,5 и 26,2

Таблица 1

Значение коэффициента  $\eta$  при впрыске топлива в функции плотности внешней среды:  $d_c = 0,62$  мм;  $\mu_c = 0,65$ ;  $p_0 = 20$  МПа;  $\rho_{\text{T}} = 0,85$  г/см<sup>3</sup>;  $T_c \approx 30$  °C

№ п/п	$p_{\text{ср}}$ , МПа	$\rho_{\text{ср}}$ , кг/м <sup>3</sup>	$p_0 - p_{\text{ср}}$ , МПа	$V_0$ , м/с	$2\alpha$ , град	$\text{tg } \alpha / 3$	$l$ , мм	$t$ , мс	$\eta$
1	0,11	1,9	19,89	140,6	7,5	0,0218	250	2,01	0,20
2	0,50	8,7	19,50	139,3	11,4	0,0332	200	2,00	0,36
3	0,90	15,7	19,10	137,8	14,3	0,0416	200	3,10	0,23
4	1,20	21,0	18,80	136,7	16,8	0,0489	200	4,20	0,19
5	1,50	26,2	18,50	135,6	19,1	0,0556	200	5,70	0,15

Предварительно необходимо задаться рядом начальных значений параметров, входящих в зависимость (2), или определить пределы, в которых будут варьироваться искомые параметры, с целью нахождения оптимума. В простейшем случае проблема определения оптимальных значений варьируемых параметров может быть рассмотрена как однопараметрическая задача оптимизации, а в более общем – как многопараметрическая. Ограничиваясь простейшей постановкой задачи, можно не заниматься поиском алгоритма оптимизации, а решать задачу перебором. Привлечения существенных вычислительных мощностей это не потребует.

Существенно упростить расчеты можно, воспользовавшись экспериментальными данными (см. рис. 1).

Рассмотрим вариант «1» по рис. 1:  $l = 250$  мм,  $t = 2,01$  мс,  $\rho_{\text{ср}} = 1,9$  кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_{\text{T}} = 0,85$  г/см<sup>3</sup>,  $d_{\text{с}} = 0,62$  мм,  $\mu_{\text{с}} = 0,65$ ,  $2\alpha = 7,5^\circ$ , откуда  $\text{tg } \alpha/3 = 0,0218$ , давление затяга пружины иглы форсунки  $p_0 = 20$  МПа, давление в среде углекислого газа  $p_{\text{ср}} = 0,11$  МПа [11].

Определим значения составляющих выражения (2).

Начальная скорость вылета топлива из сопла

$$V_0 = \mu_{\text{с}} \sqrt{\frac{2(p_0 - p_{\text{ср}})}{\rho_{\text{T}}}}.$$

Следует заметить, что по мере дальнейшего роста давления впрыска сверх давления  $p_0$  энергия струи топлива расходуется в основном на поддержание ее начальной скорости.

Коэффициент расхода сопла для рассматриваемого случая составляет  $\mu_{\text{с}} = 0,65$ .

При отсутствии экспериментальных данных для угла конуса распыленной струи топлива  $2\alpha$  можно использовать зависимости [10]:

- при впрыске в «открытое» пространство –  $2\alpha = 7,0 + 0,47\rho_{\text{ср}}$ ;
- при впрыске в ограниченный объем камеры сгорания, когда эжекция сжатого в камере сгорания воздуха в распыливаемую струю несколько снижает периферийную плотность воздушного заряда, угол конуса распыленной струи увеличивается –  $2\alpha = 7,5 + 0,47\rho_{\text{ср}}$ . Расчетная величина угла по данным зависимостям измеряется в градусах.

В табл. 2 приведены расчетные значения  $\eta$  для кривых 1 и 5 (см. рис. 1), на рис. 1 расчетные зависимости показаны пунктирными линиями. Расхождение расчетных и экспериментальных кривых незначительно.

Таблица 2

Расчетные длины  $l$  распыленных струй в функции времени  $t$  для кривых 1 и 5 на рис. 1:  $d_c = 0,62$  мм;  $\mu_c = 0,65$ ;  $p_0 = 20$  МПа;  
 $\rho_T = 0,85$  г/см<sup>3</sup>;  $T_c \approx 30$  °С

$l$ , мм	Вариант «1», $\eta = 0,20$	Вариант «5», $\eta = 0,15$
	$t$ , мс	$t$ , мс
0	0	0
50	0,36	0,42
100	0,73	1,65
150	1,12	3,36
200	1,55	5,68
250	2,02	8,61

На рис. 2 приведен вид зависимости  $\eta(\rho_{cp})$ . Расчеты произведены для начальной скорости распыленной струи  $V_0 = 140,6$  м/с с введением на основе данных, представленных на рис. 1, поправки на время пролета заданного пути –  $t_0 = t V_0 / 140,6$ .

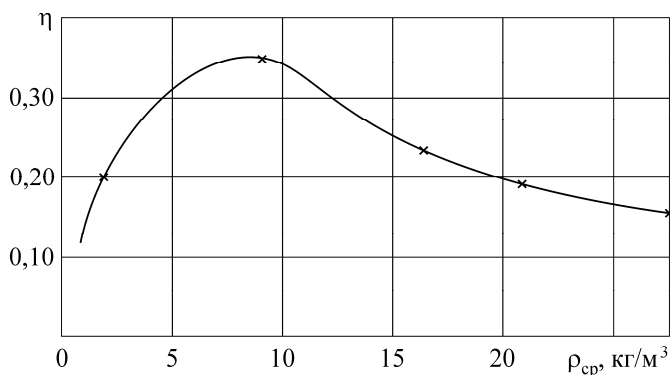


Рис. 2. Коэффициент  $\eta$  в функции плотности внешней среды  $\rho_{cp}$  ( $V_0 = 140,6$  м/с)

Представляется возможным и косвенный способ оценки величины коэффициента  $\eta$  с использованием уже имеющихся данных (с сопоставлением расчетных и имеющихся данных только в пределах впрыска топлива, безотрывного от сопла, после которого дальнейшее движение струи обусловлено только ее инерцией).

Для данных, представленных на рис. 1, при числе оборотов кулачкового вала топливного насоса высокого давления  $n_k = 750 \text{ мин}^{-1}$  и ориентировочном значении максимального давления впрыска [12] 20 МПа общая продолжительность впрыска составляет:

- по углу поворота коленчатого вала дизеля  $\varphi = 25,0^\circ$  п.кол.в.;
- по углу поворота кулачкового вала  $\varphi_k = \varphi/2 = 12,5^\circ$  п.кул.в.

По данным ЦНИДИ [10], для указанного давления соотношение реальной и геометрической продолжительностей впрыска  $\Delta = \varphi_k/\varphi_\Gamma = 1,40$ . Отсюда продолжительность впрыска топлива составит  $\varphi_\Gamma = 12,5/1,4 = 8,93^\circ$  п.кул.в. или  $t = \varphi_\Gamma/6n_k = 8,93/6 \cdot 750 = 1,98 \cdot 10^{-3} \text{ с} \approx 2 \text{ мс}$ .

Для наиболее пологой кривой 5 длина струи составляет 100 мм (см. рис. 1). Оказывается возможным прогнозировать величину коэффициента  $\eta$  для кривой 5 на основании данных для кривой 1.

Графические построения в этом случае нецелесообразны, так как приведут к большим погрешностям. Примем соотношения длин по табл. 2 и получим:  $t_1/t_5 = 0,73/1,65 = 0,44$  и  $\eta_5 = 1,65/11,85 = 0,146 \approx 0,15$ .

Величина  $\eta_5$  практически тождественна приведенной в табл. 1, в связи с чем, видимо, возможно и упрощенное, но достаточно точное определение величины  $\eta$  для плотных сред по экспериментальным данным при атмосферном давлении  $\rho_{\text{ср}} \approx 1,18 \text{ кг/м}^3$ , поскольку, в пределах собственно впрыска топлива, при существенной дальности полета струи при малой плотности внешней среды функция  $l = f(t)$  близка к линейной (см. рис. 1). В первом приближении можно принимать  $t_1/t_x = \alpha_1 V_1 / \alpha_x V_x$ . Следует обратить внимание, что при определении  $t = f(l)$  в этом случае практически не потребовалось определять значение  $\eta$ .

Это объясняется тем, что начальный процесс организации теплового процесса в дизелях связан с условием непопадания топлива на ох-



лаждаемые стенки камер сгорания за период  $\tau_i$  индукции (задержки самовоспламенения) топлива.

Поэтому при пробеге струей топлива пути, определяемого размерами камеры сгорания и продолжительностью периода индукции, зависящей от степени сжатия воздуха в камере сгорания, любая комбинация параметров, определяющих процесс топливоподачи ( $d_c, V_0, \alpha, \rho_{cp}, \rho_T$ ), автоматически соответствует конкретному значению коэффициента  $\eta$ , уже как ориентиру для поиска оптимального сочетания параметров системы топливоподачи.

Это оптимум в конечном итоге связан с поиском таких соотношений всех действующих факторов, при которых расчетное суммарное проходное сечение сопловых отверстий распылителей реализуемо на целом числе этих отверстий.

При этом диаметр соплового отверстия (выражение получено из (1) при подстановке параметра  $\tau_i$ )

$$d_c = \frac{l \cdot \operatorname{tg} \alpha / 3}{\sqrt{6\eta \frac{V_0 \tau_i}{l} \left( \frac{V_0 \tau_i}{l} - 1 \right) \frac{\rho_T}{\rho_{cp}}}}$$

Приведем пример расчета параметров процесса впрыска и характеристик распылителя для четырехтактного дизеля Д6 (6Ч15/18).

Мощность двигателя  $N_e = 110,3$  кВт (150 л.с.) при числе оборотов коленчатого вала  $n = 1500$  мин<sup>-1</sup> ( $n_k = 750$  мин<sup>-1</sup>). Удельный расход топлива  $g_e = 238$  г/кВт·ч, степень сжатия  $\varepsilon = 16$ , давление затяга пружины иглы форсунки  $p_0 = 210$  кгс/см<sup>2</sup> (20,6 МПа), давление в камере сгорания в конце процесса сжатия  $p_a = 3,5$  МПа, плотность сжатого в камере сгорания воздуха  $\rho_{cp} = 15$  кг/м<sup>3</sup>, продолжительность топливоподачи  $\varphi = 28^\circ$  п.кол.в. [12].

Величина угла конуса распыливания:  $2\alpha = 7,5^\circ + 0,47\rho_{cp} = 7,5^\circ + 0,47 \cdot 15 = 15^\circ$ . При  $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{3} = 0,044$  коэффициент расхода через семь сопловых отверстий распылителя ( $d_c = 0,25$  мм) составит  $\mu_c = 0,37$  [10].

По данным работы [13] (рис. 3), при степени сжатия  $\varepsilon = 16$  период индукции  $\tau_i$  дизельного топлива в градусах угла поворота коленча-

того вала опытного двигателя ( $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ ) составляет  $\varphi \approx 7,6^\circ$ , чему соответствует промежуток времени  $\tau_i = \varphi/6n = 7,6/(6 \cdot 900) = 0,00141 = 1,41 \text{ мс}$ .

Начальная скорость вылета струи топлива из сопла распылителя составит:

$$V_0 = \mu_c \sqrt{\frac{2(p_0 - p_{cp})}{\rho_T}} = 74,2 \text{ м/с}.$$

При диаметре цилиндра  $D = 150 \text{ мм}$  и центральном расположении форсунки за период индукции  $\tau_i$  реализуется длина струи  $l \approx 65 \text{ мм}$ . Получаем  $\eta = 0,39$ .

Суммарная площадь проходного сечения сопловых отверстий распылителя определяется по зависимости [13]

$$f_c = \frac{6ng_{ц}}{\mu_c \varphi \sqrt{2\rho_T(p_p - p_{cp})}}.$$

Здесь  $g_{ц}$  – единичная цикловая подача топлива,  $g_{ц} = \frac{N_{ец} g_e}{60n_k}$ ;  $g_e$  – удельный расход топлива;  $n_k$  – число оборотов кулачкового вала,  $n_k = n/2$ ;  $\varphi$  – продолжительность впрыска топлива по углу поворота коленчатого вала;  $p_p$  – осредненное давление впрыска единичного цикла.

В свою очередь,  $N_{ец}$  – эффективная мощность одного цилиндра двигателя,  $N_{ец} = N_e/i$ .

Из известной зависимости  $f_c = n_c \pi d_c^2/4$  выразим число сопловых отверстий распылителя:  $n_c = 4f_c/\pi d_c^2$ .

Для двигателя Д6 ( $i = 6$ ) имеем:  $N_{ец} = 110,3/6 = 18,4 \text{ кВт}$  и  $g_{ц} = 18,4 \cdot 238/(60 \cdot 750) = 0,0973 \text{ г/цикл}$ .

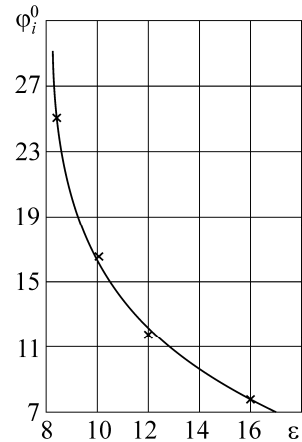


Рис. 3. Период задержки самовоспламенения  $\varphi_i^0$  дизельного топлива в функции степени сжатия  $\epsilon$  двигателя ( $n = 900 \text{ об/мин}$ )

По данным осциллографирования процесса топливоподачи [12], при продолжительности впрыска  $\varphi = 28^\circ$  п.кол.в. давление впрыска составило  $p_T = 44,1$  МПа ( $450 \text{ кгс/см}^2$ ).

С учетом квадратичного характера функциональной зависимости расхода топлива от давления и начала впрыска лишь при давлении выше давления  $p_0$ , при «осредняющем» переменное давление впрыска топлива коэффициенте порядка 1,75, имеем расчетное давление  $p_p = 1,75 p_T / 2 = 1,75 \cdot 44,1 / 2 = 38,6$  МПа, чему соответствует значение  $f_c = 0,346 \text{ мм}^2$ .

Число сопловых отверстий для  $d_c = 0,25 \text{ мм}$ :  $n_c = 4 \cdot 0,346 / (\pi \cdot 0,25^2) = 7,05$ .

Из результатов расчета параметров  $d_c$  и  $n_c$  (табл. 3) видно, что только вариант семидырчатого распылителя с диаметром сопел 0,25 мм является единственно приемлемым (ничтожная дробная часть численного значения  $n_c$  в данном случае объясняется погрешностями округления).

Таблица 3

Расчетные значения диаметров  $d_c$  и числа  $n_c$  сопловых отверстий распылителя в функции коэффициента  $\eta$

$\eta$	0,30	0,35	0,39	0,45	0,5
$d_c$	0,29	0,265	0,25	0,23	0,22
$n_c$	5,24	6,28	7,05	8,34	9,11

Именно вариант распылителя «7×0,25» был принят для двигателя Дб по результатам доводочных испытаний.

Однако в общей проблеме создания новых конструкций и модернизации существующих, помимо расчета параметров впрыска, необходимо обеспечить и реализацию полученных значений.

В традиционных, наиболее часто используемых системах топливоподачи с кулачковым приводом топливного насоса высокого давления (ТНВД) по причине недостаточной жесткости привода может иметь место неполучение заданного давления и продолжительности впрыска.

В зависимости от крутящего момента  $M_{к\max}$  и жесткости привода ТНВД  $K_{п}$  его угловая деформация составит [14]:

$$\Delta\varphi_{\Gamma} = \frac{M_{к\max}}{K_{п}} = \frac{\pi d_{п}^2}{4K_{п}} p_{\Gamma} \frac{R_0 + r_0 + h_m}{\sqrt{\left[ \frac{(\varepsilon_0 R_m + r_0) \omega_{к}}{C_m} \right]^2 - 1}},$$

где  $R_0$ ,  $r_0$ ,  $h_m = h_{п}/2$ ,  $R_m = R_0 + h_{п}/2$  – геометрические размеры начальной окружности кулачка, ролика толкателя и половины полного хода плунжера;  $C_m$  – средняя скорость плунжера ТНВД в процессе впрыска топлива;  $\varepsilon_0$  – конструктивный фактор системы привода [14].

Угловая деформация  $\Delta\varphi_{\Gamma}$  в момент впрыска топлива уменьшает угловую скорость  $\omega_{к}$  кулачкового вала  $\omega_{к}^0 = \omega_{к} \varphi_{\Gamma} / (\varphi_{\Gamma} + \Delta\varphi_{\Gamma})$ . Здесь  $\varphi_{\Gamma}$  – геометрическая продолжительность впрыска. Вследствие деформации деталей привода продолжительность впрыска возрастает относительно расчетного значения, а давление снижается, что недопустимо.

Для обеспечения оптимальных показателей теплового процесса должен быть осуществлен и предварительный анализ самих параметров топливоподачи с поиском их оптимальных соотношений.

Необходимость этого обусловлена тем, что отношение количества топлива  $g_{\tau_i}$ , подаваемого в камеру сгорания за период индукции топлива к полной цикловой подаче  $g_{ц}$  (так называемый фактор жесткости  $\sigma$  теплового процесса), определяет максимальное давление сгорания топлива и интенсивность роста давления. Эти параметры, в свою очередь, влияют на надежность работы и срок службы дизелей.

Сущность этого анализа заключается в оценке влияния количества теплоты, вводимой в цикл за период индукции топлива при различных комбинациях фактора жесткости  $\sigma$ , на эффективные показатели работы двигателей.

Этот анализ рекомендуется осуществлять на базе математической модели теплового цикла [15].

Примем, что теплота, расходуемая на производство только механической работы, оценивается как  $Q_1 = \eta_i Q_{\Gamma}^H$ . Здесь полное количество

вводимой в цикл теплоты  $Q_0 = Q_T^H (1 + \alpha L_0)$ ;  $\eta_i$  – индикаторный КПД двигателя.

В данной зависимости при расчетах принимается [13]:  $Q_T^H = 42\,000$  Дж/кг – теплотворная способность дизельного топлива;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха при сгорании топлива;  $L_0 = 14,3$  кг/кг – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания единицы массы дизельного топлива.

Данный метод, разработанный в СПбГПУ, допускает экспресс-анализ эффективных показателей (мощность, экономичность) двигателей при различных комбинациях основных действующих факторов.

По итогам изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Предложенный метод применим в задачах экспресс-оценки вариантов конструкции дизельного ДВС; адекватность метода подтверждается сравнением результатов расчетов с имеющимися экспериментальными данными и характеристиками серийных двигателей.

2. Предложенная модель расширяет возможности метода экспресс-оценки параметров ДВС [15]. Модель может использоваться при сопровождении опытно-конструкторских работ, а также в учебном процессе, поскольку в простой и наглядной форме позволяет выявить и оценить связи между основными параметрами, характеризующими работу ДВС.

### Список литературы

1. Bosch. Автомобильный справочник: пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004.
2. Электронное управление автомобильными двигателями / Г.П. Покровский, Е.А. Белов, С.Г. Драгомиров [и др.]; под ред. Г.П. Покровского. – М.: Машиностроение, 1994.
3. Дизельная топливная аппаратура. Оптимизация процесса впрыскивания, долговечность деталей и пар трения. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996.
4. Системы управления дизельными двигателями: пер. с нем. – 1-е рус. изд. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004.
5. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для вузов / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин [и др.]; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983.

6. Астахов И.В. Динамика процесса впрыска топлива в быстроходных дизелях: учеб. для вузов. – М.: Бюро новой техники, 1948.

7. Бурячко В.Р., Гук А.В. Автомобильные двигатели: Рабочие циклы. Показатели и характеристики. Методы повышения эффективности энергопреобразования. – СПб.: НПИКЦ, 2005.

8. Русинов Р.В., Герасимов И.М., Добрецов Р.Ю. К вопросу организации рабочего процесса // Актуальные проблемы развития и эксплуатации двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона. – Хабаровск, 2008. – С. 83–89.

9. Фомин Ю.Я. Гидродинамический расчет топливных систем судовых дизелей. – М.: Водный транспорт, 1959.

10. Русинов Р.В., Добрецов Р.Ю. Двигатели наземных транспортно-технологических машин. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014.

11. Двигатели ЯМЗ-236, ЯМЗ-238 / Г.Д. Чернышев, М.В. Ершов, Д.Н. Крашенинников [и др.]; под ред. Г.Д. Чернышева. – М.: Машиностроение, 1968.

12. Русинов Р.В. Топливная аппаратура судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1971.

13. Сомов В.А., Боткин П.П. Топливо для транспортных дизелей. – Л.: Судпромгиз, 1964.

14. Русинов Р.В., Добрецов Р.Ю. Влияние упругости в системе топливоподачи дизелей на параметры впрыска топлива // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2013. – № 1. – С. 170–174.

15. Русинов Р.В., Добрецов Р.Ю. Математическая модель теплового цикла поршневых двигателей внутреннего сгорания // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2012. – № 1. – С. 182–188.

## References

1. Bosch. Avtomobil'nyi spravochnik [Bosch. Automotive directory]. Moscow: ZAO "KZhI "Za rulem", 2004.

2. Pokrovskii G.P., Belov E.A., Dragomirov S.G. [at al.] Elektronnoe upravlenie avtomobil'nymi dvigateliami [Electronic automotive engine control]. Moscow: Mashinostroenie, 1994.

3. Dizel'naia toplivnaia apparatura. Optimizatsiia protsessa vpryskivaniia, dolgovechnost' detalei i par treniia [Diesel fuel injection equipment]. Moscow: Izdatel'stvo Moskovski gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet imeni N.E. Baumana, 1996.

4. Sistemy upravleniia dizel'nymi dvigateliami [Control system of diesel engines]. Moscow: ZAO "KZhI "Za rulem", 2004.

5. Vyrubov D.N., Ivashchenko N.A., Ivin V.I. [et al.] Dvigateli vnutrennego sgoraniia: Teoriia porshnevnykh i kombinirovannykh dvigatelei [Internal combustion engines: Theory of piston and combined engines]. Moscow: Mashinostroenie, 1983.

6. Astakhov I.V. Dinamika protsessa vpryska topliva v bystrokhodnykh dizeliakh [The dynamics of the process of fuel injection in high-speed diesel engines]. Moscow: Biuro novoi tekhniki, 1948.

7. Buriachko V.R., Guk A.V. Avtomobil'nye dvigateli: Rabochie tsikly. Pokazateli i kharakteristiki. Metody povysheniia effektivnosti energopreobrazovaniia [Automobile engines: Duty cycles. Indicators and characteristics. Methods of increasing the efficiency of energy conversion]. Saint-Petersburg, 2005.

8. Rusinov R.V., Dobretsov R.Iu., Gerasimov I.M. K voprosu organizatsii rabocheho protsessa [For the organization of working process]. *Aktual'nye problemy razvitiia i ekspluatatsii dvigatelei v transportnom komplekse Aziatsko-Tikhookeanskogo regiona*. Khabarovsk, 2008, pp. 83-89.

9. Fomin Iu.Ia. Gidrodinamicheskii raschet toplivnykh sistem sudovykh dizelei [Hydrodynamic calculation of fuel systems of marine diesel engines]. Moscow: Vodnyi transport, 1959.

10. Rusinov R.V. Dobretsov R.Iu. Dvigateli nazemnykh transportno-tekhnologicheskikh mashin [Engines of land transport and technological machines]. Saint-Petersburg: Politekhnikeskii universitet, 2014.

11. Chernyshev G.D., Ershov M.V., Krasheninnikov D.N. [at al.] Dvigateli IaMZ-236, IaMZ-238 [YAMZ-236, YAMZ-238 engines]. Moscow: Mashinostroenie, 1968.

12. Rusinov R.V. Toplivnaia apparatura sudovykh dizelei [Fuel equipment marine diesel engines]. Leningrad: Sudostroenie, 1971.

13. Somov V.A., Botkin P.P. Topливо dlia transportnykh dizelei [Fuel for transportation diesel engines]. Leningrad: Sudpromgiz, 1964.

14. Rusinov R.V., Dobretsov R.Iu. Vliianie uprugosti v sisteme toplivopodachi dizelei na parametry vpryska topliva [The effect of the elasticity in the fuel system of diesel engines on the parameters of fuel injection]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnikeskogo universiteta*, 2013, no. 1, pp. 170-174.

15. Rusinov R.V., Dobretsov R.Iu. Matematicheskaia model' teplovogo tsikla porshnevnykh dvigatelei vnutrennego sgoraniia [A mathematical

model of the thermal cycle reciprocating internal combustion engines]. *Nauchno-tehnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta*, 2012, no. 1, pp. 182-188.

Получено 12.03.2015

### Об авторах

**Русинов Ростислав Викторович** (Санкт-Петербург, Россия) – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Двигатели, автомобили и гусеничные машины» Санкт-Петербургского государственного политехнического университета Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, e-mail: kgm-spb@list.ru).

**Добрецов Роман Юрьевич** (Санкт-Петербург, Россия) – кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры «Двигатели, автомобили и гусеничные машины» Санкт-Петербургского государственного политехнического университета Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, e-mail: dr-idpo@yandex.ru).

### About the authors

**Rostislav V. Rusinov** (St.Petersburg, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Engines, Automobiles and Tracked Vehicles, Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University (29, Polytechnicheskaya st., St.Petersburg, 195251, Russian Federation, e-mail: kgm-spb@list.ru).

**Roman Iu. Dobretsov** (St.Petersburg, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Engines, Automobiles and Tracked Vehicles, Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University (29, Polytechnicheskaya st., St.Petersburg, 195251, Russian Federation, e-mail: dr-idpo@yandex.ru).