

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВПРЫСКИВАНИЯ И РАСПЫЛИВАНИЯ ТОПЛИВА В ДВИГАТЕЛЕ С НСЦИ-ПРОЦЕССОМ

**В.С. Акимов¹, А.С. Кулешов¹, В.А. Марков¹,
А.Ю. Яковчук², Т.Т. Янхунен³**

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация
e-mail: markov@power.bmstu.ru

²Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова,
Москва, Российская Федерация
e-mail: yakovchuk@ciam.ru

³AumetOy, Leankuja 407230 Monninkyla Finland
e-mail: timo.janhunen@aumet.fi

Показано, что на современном этапе развития двигателестроения важнейшими показателями двигателей внутреннего сгорания являются показатели токсичности их отработавших газов. Представлен новый принцип работы двигателя Z-engine, который сочетает в себе основные преимущества двухтактных и четырехтактных двигателей. Приведены характеристики газообмена двигателя Z-engine и его индикаторная диаграмма. С использованием программного комплекса Diesel-RK выполнены расчеты рабочего процесса двухцилиндрового двигателя Z-engine с воспламенением рабочей смеси от искры. Показана возможность организации в этом двигателе гомогенного смесеобразования — НСЦИ-процесса и необходимость моделирования процессов впрыскивания и распыливания топлива. Применение программного комплекса ANSYS Fluent 14 позволило провести моделирование течения топлива в проточной части иттифтовой форсунки, используемой в двигателе Z-engine, и развития струй топлива с испарением капель внутри цилиндра. Подтверждена возможность получения гомогенного смесеобразования в исследуемом двигателе. Определены мероприятия, необходимые для реализации рабочего цикла НСЦИ в двигателе Z-engine.

Ключевые слова: дизельный двигатель, НСЦИ-двигатель, дизельное топливо, процесс топливоподачи, характеристики токсичности отработавших газов.

COMPUTATIONAL ANALYSIS OF INJECTION AND SPRAYING IN HCCI ENGINE

**V.S. Akimov¹, A.S. Kuleshov¹, V.A. Markov¹,
A.Yu. Yakovchuk², T.T. Janhunen³**

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation
e-mail: markov@power.bmstu.ru

²Baranov Central Aircraft Engine Institute (CIAM), Moscow, Russian Federation
e-mail: yakovchuk@ciam.ru

³AumetOy, Leankuja 407230 Monninkyla Finland
e-mail: timo.janhunen@aumet.fi

The paper considers exhaust gases emission indices as the most important characteristics of internal combustion engines in the current engine building industry. It presents a new engine operating principle, Z-engine, which combines the main advantages of both two-stroke and four-stroke engines. The paper contains descriptions of both the Z-engine gas exchange characteristics and its indicator

diagram. The authors used the Diesel-RK software package for simulating the operational process of the two-cylinder Z-engine with a spark ignition of the fuel-air mixture. The article shows that this type of engine allows homogenous air-fuel mixing – the HCCI process, as well as it highlights the necessity of simulating the processes of fuel injection and spaying. The ANSYS Fluent 14 software package allows simulating both a fuel flow through the air-gas channel of the delay nozzle used in the Z-engine and a formation of fuel jets with drop evaporation inside the cylinder. The article confirms that the analyzed engine provides the homogenous air-fuel mixing. The authors specify the arrangements necessary to implement the HCCI process in the Z-engine.

Keywords: diesel engine, HCCI engine, diesel fuel, fuel injection process, exhaust gases toxicity characteristics.

Одним из основных факторов, предопределяющих направление развития современного двигателестроения, является все более ужесточающиеся требования к токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей внутреннего сгорания [1, 2]. Действующие экологические нормативы предполагают резкое уменьшение предельных выбросов токсичных компонентов ОГ. Это заставляет производителей двигателей разрабатывать и внедрять не только системы, позволяющие уменьшить эмиссию вредных выбросов, но и принципиально новые способы организации рабочего процесса.

Компанией *AumetOy* (Финляндия) был предложен новый принцип работы двигателя, который запатентован в пяти странах мира: Австралии, РФ, Индии, США и Корею [3, 4]. Согласно предложенному принципу двигатель *Z-engine* сочетает в себе основные преимущества двух- и четырехтактной схем. Как и в двухтактном двигателе, полезная работа совершается при каждом обороте коленчатого вала, но при этом двигатель имеет как впускные, так и выпускные клапаны. Выпуск происходит как и в обычном четырехтактном двигателе – посредством вытеснения рабочего тела поршнем, а не при помощи продувки свежим воздухом (рис. 1). В результате не теряется свежий заряд, как в традиционных двухтактных двигателях.

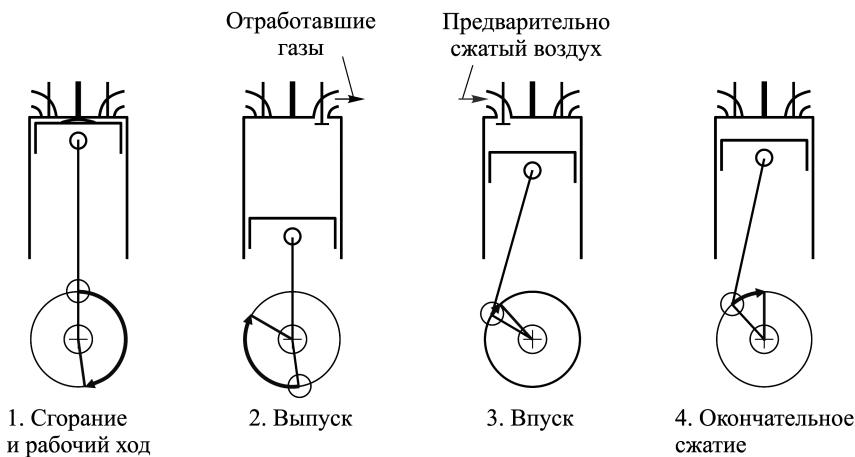


Рис. 1. Принцип работы двигателя *Z-engine*

В двигателе *Z-engine* сгорание и рабочий ход имеют почти такую же продолжительность, как и в обычных четырехтактных двигателях. Газообмен начинается с открытия выпускного клапана до нижней мертвой точки (НМТ), происходит выпуск газов, находившихся под давлением в цилиндре, далее часть ОГ вытесняется из цилиндра при движении поршня вверх. Продолжительность выпуска достаточна для качественной очистки цилиндра, но при этом насосные потери сравнительно невелики. Впускной клапан открывается незадолго до закрытия выпускного (рис. 2). На режиме максимальной мощности период его открытия не превышает 22° п.к.в. Этот период достаточен для впуска, поскольку впускной воздух предварительно сжимается в поршневом компрессоре. Сжатие рабочего тела занимает около 40° п.к.в., в результате обеспечивается геометрическая степень сжатия, равная 15,5. Такая схема газообмена приводит к тому, что значительная часть ОГ остается в цилиндре (“внутренняя” рециркуляция ОГ). Этот фактор используется для организации гомогенного смесеобразования – рабочего цикла *HCCI* (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) при отсутствии неконтролируемого преждевременного самовоспламенения, а следовательно, и для снижения выбросов оксидов азота и сажи с ОГ.

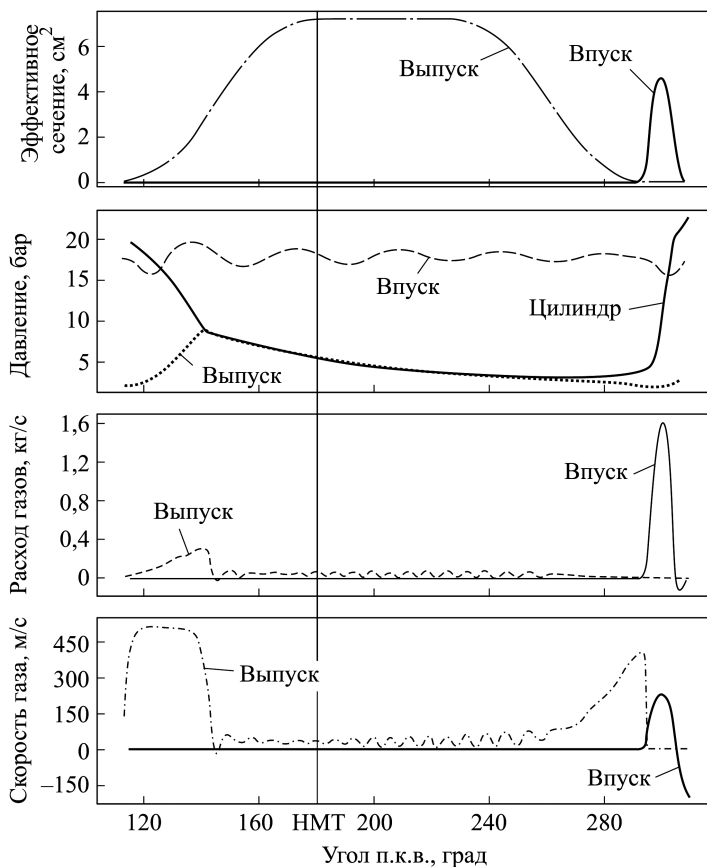


Рис. 2. Характеристики газообмена в двигателе *Z-engine* по углу п.к.в.

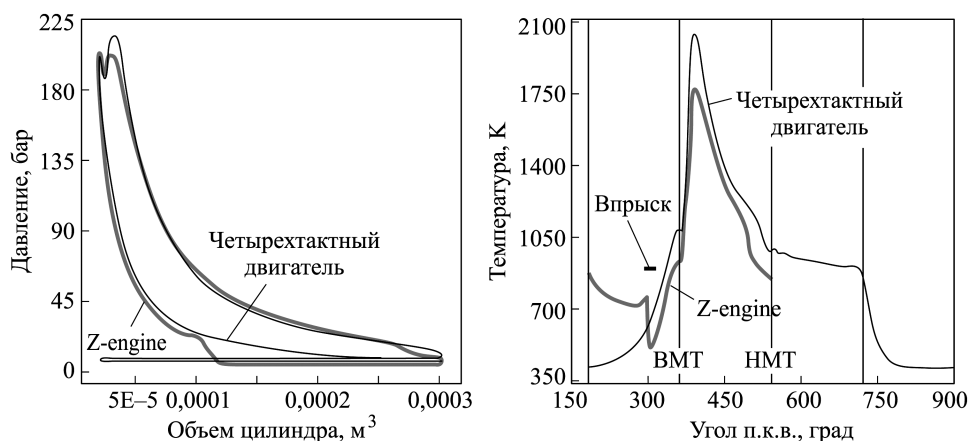


Рис. 3. Сравнение индикаторных диаграмм двух типов двигателей

Высокое давление воздуха на впуске позволяет обеспечить высокую интенсивность вихревого движения газов в цилиндре, способствующего улучшению качества смесеобразования.

Описанная концепция газообмена двигателя *Z-engine* значительно видоизменяет привычную индикаторную диаграмму. Представленные на рис. 3 индикаторные диаграммы четырехтактного двигателя и двигателя *Z-engine* свидетельствуют о том, что индикаторная работа в цилиндре *Z-engine* превышает индикаторную работу в цилиндре четырехтактного двигателя той же размерности. Это происходит потому, что часть работы сжатия проводится вне цилиндра двигателя — в поршневом компрессоре.

Ряд проведенных расчетных и экспериментальных исследований двигателей с воспламенением от сжатия, работающих на гомогенной рабочей смеси, подтвердили перспективность реализации цикла *HCCI* для достижения требуемых показателей токсичности ОГ, в первую очередь, для получения предельно низких выбросов оксидов азота [5–8]. Причем, для достижения наибольшей эффективности цикла *HCCI* как с точки зрения показателей топливной экономичности, так и показателей токсичности ОГ, необходима оптимизация процессов, протекающих в цилиндрах двигателя *Z-engine*. При этом важнейшими процессами, определяющими эффективность последующего процесса сгорания, являются процессы впрыскивания и распыливания топлива [9]. Для исследования и совершенствования этих процессов были проведены моделирование, расчет и оптимизация рабочего процесса *Z-engine* с использованием программных комплексов (ПК) *Diesel-RK* и *ANSYS Fluent 14* [1, 10].

Расчетные исследования, проведенные с использованием ПК *Diesel-RK*, показали, что при организации процесса *HCCI* в цилиндре *Z-engine* впрыскивание топлива происходит в среду с высокой температурой (около 800 К) и низким давлением (около 0,25 МПа). Эти

условия способствуют гораздо более интенсивному испарению капель топлива, чем в цилиндре обычного дизеля. Кроме того, впрыскивание топлива происходит в среду с большой долей ОГ, поэтому предпламенные реакции значительно затормаживаются. С другой стороны, так как начало впуска реализуется незадолго до верхней мертвой точки (ВМТ) (около 60° п.к.в. по сравнению с 220° п.к.в. у традиционных двухтактных двигателей), количество активных радикалов остается достаточным для того, чтобы осуществить воспламенение при помощи свечи зажигания или подачи дополнительной порции топлива. В целом же своевременное воспламенение топлива можно обеспечить путем управления следующими параметрами:

- температурой и давлением смеси;
- составом смеси (коэффициентом избытка воздуха);
- содержанием ОГ в цилиндре при помощи механизма газораспределения с управляемыми фазами;
- мощностью компрессора и степенью охлаждения надувочного воздуха;
- моментом начала и продолжительностью топливоподачи;
- моментом подачи напряжения на свечу зажигания.

Показатели двигателя, полученные при расчете рабочего процесса двухцилиндрового *Z-engine* с воспламенением рабочей смеси от искры с использованием ПК *Diesel-RK* на частичном нагрузочном режиме, приведены ниже.

Показатели двигателя *Z-engine* на частичном нагрузочном режиме

Диаметр цилиндра, мм	72
Ход, мм	70
Степень сжатия	15
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	1400
Мощность, кВт	8,9
Среднее эффективное давление, МПа	0,67
Мощность поршневого компрессора, кВт	1,37
Давление на впуске, МПа	0,44
Коэффициент избытка воздуха	2,3
Расход воздуха, кг/с	0,014
Доля “внутренней” рециркуляции, %	31
Угол опережения впрыскивания топлива, град. п.к.в. до ВМТ	67
Продолжительность впрыскивания, град	2,8
Давление впрыскивания, МПа	54,5
Цикловая подача, мг	11
Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч)	210
Удельный массовый выброс оксидов азота, г/(кВт·ч)	0,01

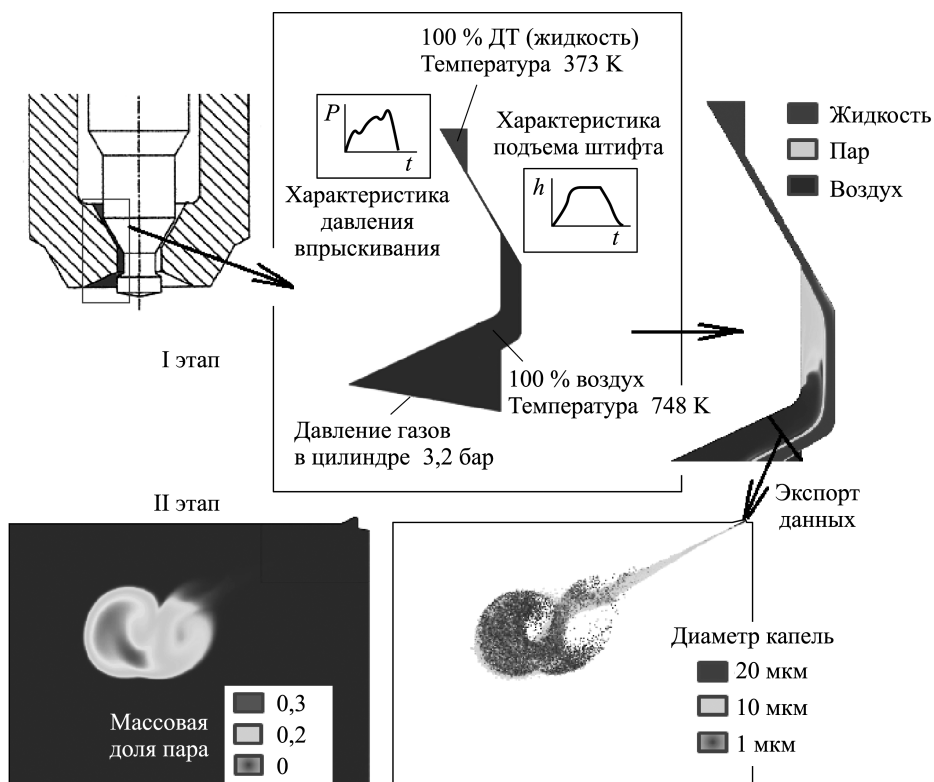


Рис. 4. Схема двухэтапной методики расчета процессов впрыскивания и распыливания штифтовой форсункой

Для получения гомогенной смеси в цилиндре двигателя необходимо осуществлять распыливание топлива с требуемой равномерностью и мелкостью капель, а также, по возможности, предотвратить попадание топлива на стенки цилиндра. При этом следует иметь в виду, что противодействие газов в цилиндре составляет всего 0,25... 0,35 МПа, а их плотность — всего 1,4... 1,6 кг/м³, что намного меньше, чем в цилиндре традиционного дизеля. В таких условиях подача топлива при помощи традиционной многосопловой форсунки обычно приводит к попаданию значительной доли топлива на стенку цилиндра. В работах [11–15] показано, что в таких условиях явные преимущества имеют форсунки, формирующие коническую форму струи — штифтовые или клапанные (рис. 4). При этом явление кавитации (или суперкавитации) в канале распылителя способствует значительной интенсификации распада струи [16, 17]. При впрыскивании топлива в условиях значительно развитой кавитации уменьшается сечение струи на выходе из форсунки, увеличивается скорость впрыскивания, уменьшаются диаметры капель. В результате процесс распыливания топлива становится более качественным, а смесь более однородной. Объем зоны, охваченной кавитацией, во многом зависит от давления впрыскивания и геометрии распылителя.

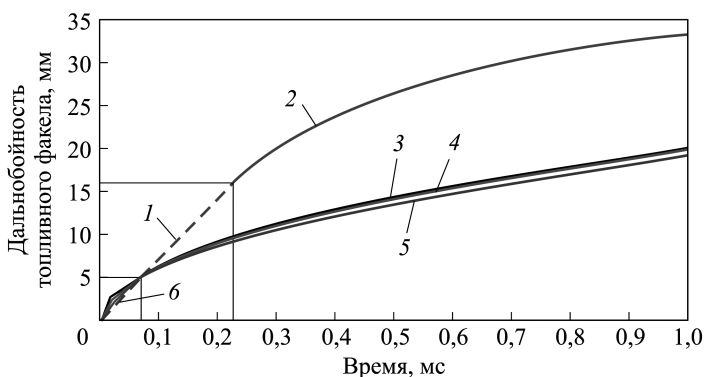


Рис. 5. Дальность топливного факела клапанной форсунки, полученная по различным расчетным методикам:

1 — эксперимент (линейная часть); 2 — эксперимент; 3–6 — зависимости Дента, Люстгартена, Хироюсу, Хироюсу (линейная часть)

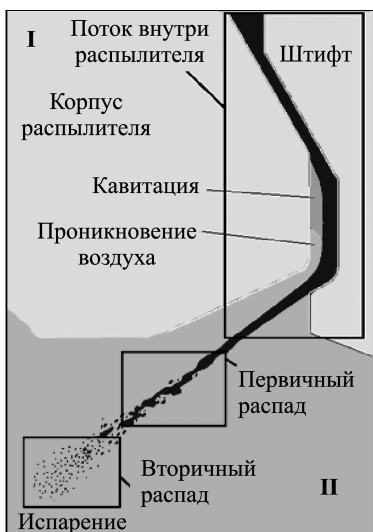


Рис. 6. Схема процесса впрыскивания штифтовой форсункой

штифтовой форсункой, условно разделенный на два этапа: течение топлива в каналах распылителя форсунки и развитие струй топлива с испарением капель внутри цилиндра (рис. 6).

На первом этапе расчетных исследований (см. рис. 4) определялись расходные характеристики течения топлива в распылителе, характеристики турбулентности, толщина потока на выходе из распылителя, области, занятые паром, образовавшимся в процессе кавитации, и области, занятые воздухом, проникающим из цилиндра в каналы распылителя. При этом использовался ПК *ANSYS Fluent 14*, позволяющий моделировать течение двухфазного потока (жидкость и пар) в проточной части распылителя штифтовой форсунки. Полученные данные использовались как исходные для второго этапа (см. рис. 6),

К сожалению, процессы формирования и развития кавитации, а также процессы развития струй топлива, формируемых штифтовой форсункой при впрыскивании, недостаточно изучены. В работе [18] показано также, что применение широко используемых для многосопловых форсунок полуэмпирических зависимостей (Хироюсу, Арай, Дент, Люстгартен) для расчета дальности и мелкости распыливания не дают хороших результатов (рис. 5). С этой целью были проведены численные исследования [19], в ходе которых смоделирован процесс впрыскивания

на котором моделировался распад струи на капли топлива с использованием упомянутого ПК *ANSYS Fluent 14*. При этом размеры капель, полученные при первичном распаде струи $d_{перв}$, принимались равными толщине потока $h_{п}$ [13]

$$d_{перв} = h_{п} = \frac{Q_{эф}}{\pi d_{шт} u_{эф}},$$

где $Q_{эф}$ — расход топлива; $d_{шт}$ — диаметр штифта; $u_{эф}$ — скорость течения топлива.

При впрыскивании топлива в среду с низкой плотностью (1,4... 1,6 кг/м³) сложно избежать попадания топлива на стенку цилиндра, даже при впрыскивании штифтовой форсункой. Поэтому выполнены анализ факторов, влияющих на распыливание топлива, и поиск способов ограничения дальности струи. Было проведено несколько расчетов развития струй, полученных при различных значениях влияющих факторов: диаметра штифта форсунки $d_{шт}$, максимального давления впрыскивания $p_{впр}$, продолжительности впрыскивания $\tau_{впр}$ и коэффициента сужения струи $\varepsilon = F_{факт}/F_{теор}$. При этом оптимальным считался вариант, при котором возможно осуществить впрыскивание максимальной порции топлива, которая при этом не достигала бы стенки цилиндра. На рис. 7 показаны результаты моделирования для различных вариантов сочетания влияющих факторов.

Анализируя результаты расчетных исследований (см. рис. 7), можно отметить, что при неизменности давления впрыскивания $p_{впр}$ уменьшение диаметра штифта $d_{шт}$ снижает дальность струи, так как уменьшается эффективное проходное сечение распылителя

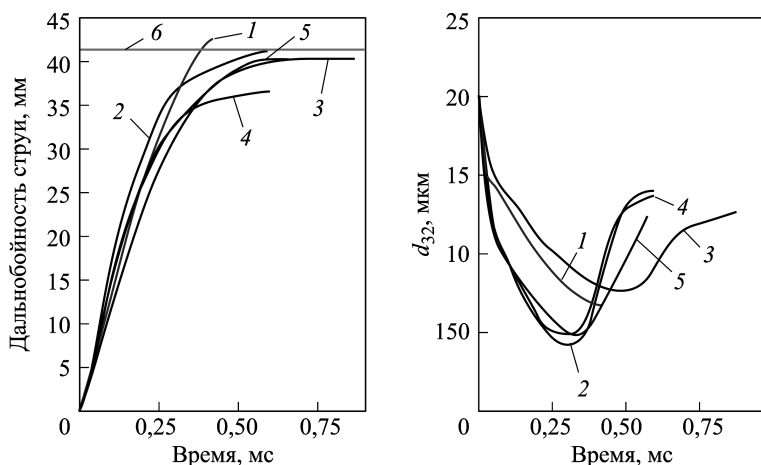


Рис. 7. Зависимости динамики струи и мелкости распыливания от различных факторов:

$d_{шт} = 5$ мм (1); 2,5 мм (2–5); $p_{впр} = 350$ бар (1, 3); 800 бар (2, 4, 5); $\varepsilon = 0,8$ (1–3); 0,5 (4, 5); $\tau_{впр} = 0,22$ мс (1–4); 0,32 мс (5); $q_{ц} = 0,023$ г (1,5); 0,015 г (2); 0,011 (3, 4); стенка цилиндра — 6

$\mu F_{\text{теор}}$, а следовательно, и расход через распылитель $Q_{\text{факт}}$:

$$Q_{\text{факт}} = \mu F_{\text{теор}} \sqrt{\frac{2(p_{\text{впр}} - p_{\text{ц}})}{\rho}},$$

где $p_{\text{ц}}$ — давление в цилиндре; ρ — плотность топлива; μ — коэффициент расхода. Таким образом, топливо впрыскивается практически с прежней скоростью, но с меньшим импульсом, поэтому кривая 2 (см. рис. 7) лежит ниже кривой 1. Но значительное уменьшение сечения приводит к тому, что меньшая порция топлива может быть впрыснута без попадания на стенки цилиндра. Увеличение давления впрыскивания приводит к увеличению скорости впрыскивания:

$$u_{\text{факт}} = \varphi u_{\text{теор}} = \varphi \sqrt{\frac{2(p_{\text{впр}} - p_{\text{ц}})}{\rho}}$$

и, как следствие, более интенсивному распаду струи (φ — коэффициент скорости). По этой причине кривая 3а среднего диаметра капли по Заутеру d_{32} лежит ниже кривой 2а (см. рис. 7). Минимум кривых d_{32} соответствует моменту, когда все капли малых размеров уже испарились и в цилиндре остаются только капли с большими размерами и малыми скоростями. Несмотря на более интенсивный распад струи и более интенсивное испарение капель при впрыскивании под высоким давлением с прежним значением $\mu F_{\text{теор}}$, повышение давления вызывает также и повышение расхода, т.е. увеличение импульса, в результате чего топливо достигает стенки цилиндра (кривая 3) (см. рис. 7). Если же повышение давления вызывает уменьшение проходного сечения из-за возросшей интенсивности кавитации, то скорость впрыскивания возрастает значительно, а расход возрастает в меньшей степени. Таким образом, впрыскивание происходит с максимальными скоростями, но уменьшенными массами. Такому режиму впрыскивания соответствуют кривые 4, 4а. Это дает возможность увеличить продолжительность впрыскивания, не вызывая при этом попадания топлива на стенки цилиндра (кривые 5, 5а). В работе [16] показано, что при использовании штифтовой форсунки возможно обеспечить впрыскивание в режиме суперкавитации, когда сужение сечения максимально (ε минимально), а коэффициент скорости φ максимален (рис. 8).

Для предотвращения попадания топлива на стенки камеры сгорания в условиях низкой плотности газов в цилиндре необходимо применять многостадийный впрыск. В частности, для двигателя *Z-engine* предложена стратегия впрыскивания топлива на режиме максимальной нагрузки, состоящая из четырех порций [19]. Результаты расчета многостадийного впрыска в двигателе *Z-engine*, представленные на рис. 9, показывают, что при таком впрыске удастся обеспечить необ-

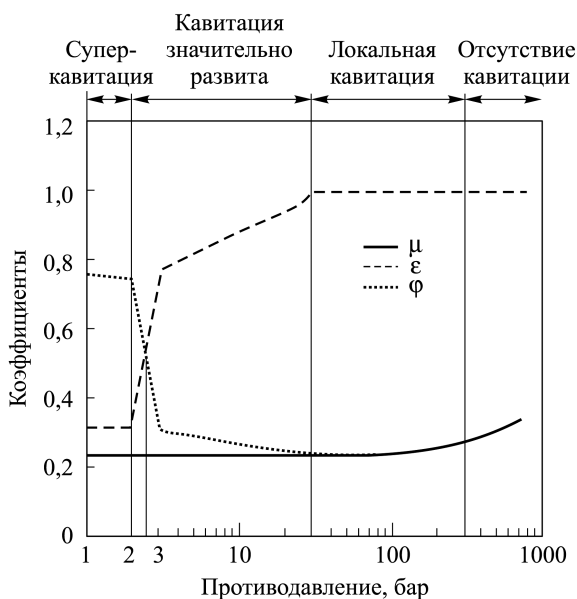


Рис. 8. Режимы течения в штифтовой форсунке в зависимости от противодавления при давлении впрыскивания $p_{\text{впр}} = 100$ МПа

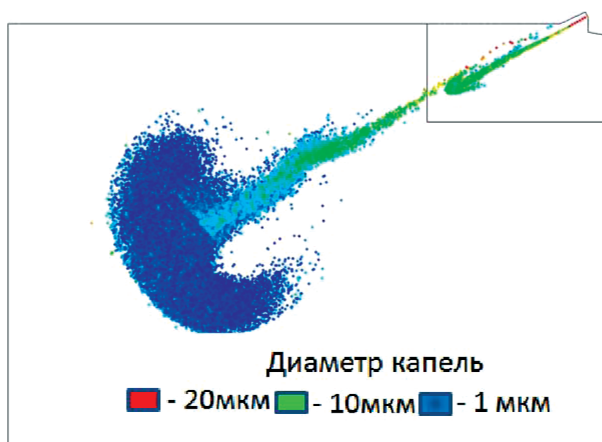


Рис. 9. Многостадийный впрыск в двигателе *Z-engine*

ходимую мелкость распыливания — во фронте струи получен диаметр капель, равный около 1 мкм.

Выводы. Удовлетворение современных требований к показателям токсичности ОГ возможно при внедрении принципиально новых способов организации рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. К таковым относится двигатель *Z-engine*, в котором организовано гомогенное смесеобразование — рабочий цикл *HCCI*. Для реализации рабочего цикла *HCCI* в двигателе *Z-engine* необходима реализация следующих мероприятий:

— применение малоразмерной форсунки штифтового типа, реализующей впрыскивание топлива с высокими скоростями при мак-

симальном сужении сечения (режим суперкавитации или близкий к нему);

- 3–4 стадии впрыскивания на режиме максимального момента;
- раннее начало первого впрыскивания (90° п.к.в. до ВМТ).

Проведены расчетные исследования процессов впрыскивания и распыливания топлива штифтовой форсункой в двигателе *Z-engine* с *HCCI*-процессом, и подтверждена возможность получения гомогенного смесеобразования в исследуемом двигателе.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А.* Топливная аппаратура и системы управления дизелей. М.: Легион-Автодата, 2005. 344 с.
2. *Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И.* Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 376 с.
3. *Janhunen T.T.* HCCI-Combustion in the Z Engine // SAE Technical Paper Series. 2012. No. 2012-01-1573. P. 1–16.
4. *Tiainen J., Saarinen A., Grönlund T., Larmi M.* Novel Two-Stroke Engine Concept, Feasibility Study // SAE Technical Paper Series. 2003. No. 2003-01-3211. P. 1–15.
5. *Flowers D., Aceves S., Smith R.* et al. HCCI in a CRF Engine: Experiments and Detailed Kinetic Modeling // SAE Technical Paper Series. 2000. No. 2000-01-0328. P. 1–13.
6. *Yao M., Chen Z., Zheng Z.* et al. Effect of EGR on HCCI Combustion Fuelled with Dimethyl Ether (DME) and Methanol Dual-Fuels // SAE Technical Paper Series. 2005. No. 2005-01-3730. P. 1–8.
7. *Zheng Z., Yao M., Chen Z.* et al. Experimental Study on HCCI Combustion of Dimethyl Ether (DME). Methanol Dual-Fuel // SAE Technical Paper Series. 2004. No. 2004-01-2993. P. 1–9.
8. *Гусаков С.В., Махмуд Мохамед Эль Гобаши Эль Хагар.* Моделирование рабочего процесса поршневого двигателя с самовоспламенением гомогенного заряда // Известия Тульского государственного университета. Автомобильный транспорт. 2003. № 7. С. 173–179.
9. *Марков В.А., Деянин С.Н., Мальчук В.И.* Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 360 с.
10. *Марков В.А., Стремяков А.В., Акимов В.С., Шумовский В.А.* Расчетные исследования процесса топливоподачи дизеля, оснащенного распылителями форсунок с различной геометрией проточной части // Грузовик. 2011. № 3. С. 13–17.
11. *Araki M., Umino T., Obokata T., Ishima T.* et al. Effects of Compression Ratio on Characteristics of PCCI Diesel Combustion with a Hollow Cone Spray // SAE Technical Paper Series. 2005. No. 2005-01-2130. P. 1–8.
12. *Obokata T., Long W., Ishima T.* PDA and LDA Measurements of Large Angle Hollow Cone Spray Proposed for Hot-Premixed Combustion Type Diesel Engine // SAE Technical Paper Series. 1996. No. 960772. P. 1–10.
13. *Yang X., Takamoto Y., Okajima A., Obokata T.* et al. Comparison of Computed and Measured High-Pressure Conical Diesel Sprays // SAE Technical Paper Series. 2000. No. 2000-01-0951. P. 1–9.
14. *Obokata I., Shiga E., Matsuda M., Long Y.L.* Characteristics of Premixed Combustion Type Diesel Engine Using Hollow Cone Spray // ASME. 2001. No. 2001-ICE-419. P. 1–10.
15. *Ishima T., Matsuda T., Shiga S., Araki M.* et al. Characteristics of HCCI Diesel Combustion Operated with a Hollow Cone Spray // SAE Technical Paper Series. 2003. No. 2003-01-1823. P. 1–8.

16. *Ming J., Maozhao X., Hong L., Wei-Haur L., Tianyou W.* Numerical Simulation of Cavitation in the Conical-Spray Nozzle for Diesel Premixed Charge Compression Ignition Engines // *Fuel*. 2011. Vol. 90. P. 2652–2661.
17. *Jia M., Hou D., Li J., Xie M.* et al. A Micro-Variable Circular Orifice Fuel Injector for HCCI-Conventional Engine Combustion – Part I Numerical Simulation of Cavitation // *SAE Technical Paper Series*. 2007. No. 2007-01-0249. P. 1–15.
18. *Schmid A.* Experimental characterization of the two phase flow of a modern, piezo activated hollow cone injector. DISS. ETH. 2012. No. 20852. P. 1–16.
19. *Кулешов А.С., Акимов В.С., Йанхунен Т.* Численные исследования развития кавитации в штифтовой форсунке двигателя с HCCI-процессом // *Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Тез. докл. XIX шк. семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева*. 2013. С. 125–126.

REFERENCES

- [1] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel Equipment and Diesel Engine Control Systems]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005. 344 p.
- [2] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of the Diesel Engine Exhaust Gases]. Moscow, MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2002. 376 p.
- [3] Janhunen T.T. HCCI-Combustion in the Z Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2012, no. 2012-01-1573, pp. 1–16.
- [4] Tiainen J., Saarinen A., Grönlund T., Larmi M. Novel Two-Stroke Engine Concept, Feasibility Study. *SAE Technical Paper Series*, 2003, no. 2003-01-3211, pp. 1–15.
- [5] Flowers D., Aceves S., Smith R. et al. HCCI in a CRF Engine: Experiments and Detailed Kinetic Modeling. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-0328, pp. 1–13.
- [6] Flowers D., Aceves S., Smith R. et al. HCCI in a CRF Engine: Experiments and Detailed Kinetic Modeling. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-0328, pp. 1–13.
- [7] Zheng Z., Yao M., Chen Z. et al. Experimental Study on HCCI Combustion of Dimethyl Ether (DME). Methanol Dual-Fuel. *SAE Technical Paper Series*, 2004, no. 2004-01-2993, pp. 1–9.
- [8] Gusakov S.V., Makhmud Mokhamed El' Gobashi El' Khagar. Modeling Workflow of Piston Engine with Spontaneous Ignition of Homogeneous Charge. *Izvest. Tul'skogo gos. univ. Avtomobil'nyy transport* [Bull. of the Tula State Univ.], 2003, no. 7, pp. 173–179 (in Russ.).
- [9] Markov V.A., Devyanin S.N., Mal'chuk V.I. *Vpryskivanie i raspylivanie topliva v dizelyakh* [Fuel Injection and Atomization in Diesel Engines]. Moscow, MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2007. 360 p.
- [10] Markov V.A., Stremiyakov A.V., Akimov V.S., Shumovskiy V.A. Computational analysis for fuel supply process in a diesel engine equipped with sprayers with different shapes of fuel channels. *Gruzovik* [Truck: transportation complex, special-purpose], 2011, no. 3, pp. 13–17 (in Russ.).
- [11] Araki M., Umino T., Obokata T., Ishima T. et al. Effects of Compression Ratio on Characteristics of PCCI Diesel Combustion with a Hollow Cone Spray. *SAE Technical Paper Series*, 2005, no. 2005-01-2130, pp. 1–8.
- [12] Obokata T., Long W., Ishima T. PDA and LDA Measurements of Large Angle Hollow Cone Spray Proposed for Hot-Premixed Combustion Type Diesel Engine. *SAE Technical Paper Series*, 1996, no. 960772, pp. 1–10.

- [13] Yang X., Takamoto Y., Okajima A., Obokata T. et al. Comparison of Computed and Measured High-Pressure Conical Diesel Sprays. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-0951, pp. 1–9.
- [14] Obokata I., Shiga E., Matsuda M., Long Y.L. Characteristics of Premixed Combustion Type Diesel Engine Using Hollow Cone Spray. *ASME*, 2001, no. 2001-ICE-419, pp. 1–10.
- [15] Ishima T., Matsuda T., Shiga S., Araki M. et al. Characteristics of HCCI Diesel Combustion Operated with a Hollow Cone Spray. *SAE Technical Paper Series*, 2003, no. 2003-01-1823, pp. 1–8.
- [16] Ming J., Maozhao X., Hong L., Wei-Haur L., Tianyou W. Numerical Simulation of Cavitation in the Conical-Spray Nozzle for Diesel Premixed Charge Compression Ignition Engines. *Fuel*, 2011, vol. 90, pp. 2652–2661.
- [17] Jia M., Hou D., Li J., Xie M. et al. A Micro-Variable Circular Orifice Fuel Injector for HCCI-Conventional Engine Combustion — Part I. Numerical Simulation of Cavitation. *SAE Technical Paper Series*, 2007, no. 2007-01-0249, pp. 1–15.
- [18] Schmid A. Experimental characterization of the two phase flow of a modern, piezo activated hollow cone injector. *DISS. ETH*, 2012, no. 20852, pp. 1–16.
- [19] Kuleshov A.S., Akimov V.S., Janhunen T. Numerical Investigations of Cavitation in the Multijet Nozzle of the Engine with Homogeneous Charge Compression Ignition. *Tez. dokl. XIX shk. seminara molodykh uchenykh i spetsialistov pod rukovodstvom akademika RAN A.I. Leont'eva* [The Problems of Gas Dynamics and Heat and Mass Transfer in Power Plants: Abstracts, XIX Sch.. Seminar of Young Scientists and Specialists under the Leadership of Academician A.I. Leontyev.], 2013, pp. 125–126 (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 21.05.2014

Акимов Виктор Сергеевич — аспирант кафедры “Теплофизика” МГТУ им. Н.Э. Баумана.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Akimov V.S. — Ph.D. student, Department of Thermal Physics, Bauman Moscow State Technical University.
Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Кулешов Андрей Сергеевич — д-р техн. наук, профессор кафедры “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н.Э. Баумана.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Kuleshov A. S. — D.Sc. (Eng.), Professor, Department of Piston Engines, Bauman Moscow State Technical University.
Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Марков Владимир Анатольевич — д-р техн. наук, профессор кафедры “Теплофизика” МГТУ им. Н.Э. Баумана.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Markov V.A. — D.Sc. (Eng.), Professor, Department of Thermal physics, Bauman Moscow State Technical University.
Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Яковчук Андрей Юрьевич — аспирант, инженер-конструктор отдела аэрокосмических двигателей Центрального института авиационных моторов (ЦИАМ) им. П.И. Баранова.

ЦИАМ им. П.И. Баранова, Российская Федерация, 111116, Москва, Aviамоторная ул., д. 2.

Yakovchuk A. Yu. — design engineer, Department of Aerospace Engines, Baranov Central Institute of Aviation Engine (TsIAM).

Baranov Central Aircraft Engine Institute (CIAM), Aviамotornaya ul. 2, Moscow, 111116 Russian Federation.

Йанхунен Тимо Тапани — генеральный директор фирмы Aumet Oy.
Финляндия, 407230, Leankuja, Monninkyla Finland.

Janhunen T.T. — General Director of Aumet Oy.
Aumet Oy, Leankuja, Monninkyla, 407230 Finland.

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Акимов В.С., Кулешов А.С., Марков В.А., Яковчук А.Ю., Йанхунен Т.Т. Расчетные исследования впрыскивания и распыливания топлива в двигателе с HCCI-процессом // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2015. № 6. С. 82–95.

Please cite this article in English as:

Akimov V.S., Kuleshov A.S., Markov V.A., Yakovchuk A.Yu., Janhunen T.T. Computational analysis of injection and spraying in HCCI engine. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2015, no. 6, pp. 82–95.