

О. П. Домбровский, Р. Ф. Зиннатуллин, Е. Г. Стругова

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ И КАЧЕСТВЕННЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ МОЩНОСТИ

Приведено описание методики моделирования процессов впрыска и горения в двигателе с унифицированным рабочим процессом. Приводятся результаты расчетов процессов смесеобразования и сгорания в камере сгорания экспериментального двухтактного двигателя ММВЗ-3.112. Представлены результаты расчетного исследования воспламеняемости и полноты сгорания топлива, показывающие возможность реализации качественного регулирования мощности во всем диапазоне нагрузок и обеспечения максимально полного сгорания. Получены результаты моторных экспериментов, показавшие возможность улучшения эколого-экономических показателей двухтактного ДВС с унифицированным рабочим процессом. Экспериментально подтверждены результаты моделирования процессов в камере сгорания двигателя с непосредственным впрыском топлива, искровым воспламенением и качественным регулированием нагрузки. *Двухтактный ДВС; газодинамическое моделирование; полнота сгорания; непосредственный впрыск; рабочий процесс*

Одним из наиболее перспективных способов повышения топливной экономичности и снижения токсичности выбросов поршневых ДВС с искровым воспламенением является переход на качественное регулирование нагрузки. На кафедре ДВС Уфимского государственного авиационного технического университета в течение ряда лет разрабатывается новый рабочий процесс, обеспечивающий бездетонационное сгорание бензинов, дизельного топлива, спиртов и их смесей с водой в условиях высоких степеней сжатия с качественным регулированием нагрузки [1–3]. Рабочий процесс базируется на впрыске в камеру сгорания богатой топливоздушнoй струи и ее воспламенении свечой зажигания на периферии топливоздушного факела. Этот процесс получил наименование унифицированного рабочего процесса.

Для реализации качественного регулирования нагрузки и обеспечения полноты сгорания топлива требуется расчет камеры сгорания и параметров впрыска. В данной работе приводится описание методики моделирования процессов впрыска и горения топливоздушнoй смеси в двигателе с унифицированным рабочим процессом. Приводятся результаты расчетов процессов впрыска и горения в камере сгорания двухтактного двигателя, а также результаты экспериментального исследования.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

В настоящее время существуют два основных типа систем непосредственного впрыска в двух-

Контактная информация: 8 (347) 272-84-05

Исследование выполнено при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, соглашение 14.В37.21.0316.

тактных ДВС, в той или иной мере реализующие качественное регулирование нагрузки. Первый тип, к которому относятся системы *FICHT* и *E-TEC*, базируется на впрыске топлива при сверхвысоком давлении до 200 МПа. Высокое давление необходимо для качественного распыла топлива, предварительное испарение топлива при этом не предполагается, что осложняет задачу воспламенения топливной струи. В двигателях с системами впрыска *FICHT* и *E-TEC* реализовано, так называемое, умеренное расслоение, поэтому на режимах малых нагрузок и холостом ходе двигатель приходится дросселировать, и более выгодное качественное регулирование мощности реализуется лишь частично.

Второй тип систем непосредственного впрыска, реализованный фирмами *Piaggio* и *Orbital*, предполагает впрыск топлива вместе с воздухом под низким давлением 0,8 МПа. Применение в рабочем процессе системы топливоподачи с низким давлением не позволяет использовать поздний впрыск топлива. Эта особенность существенно ограничивает возможности реализации высокоэффективного рабочего цикла при работе на низкооктановых топливах, степень сжатия приходится снижать. Воздух используется главным образом для улучшения качества распыла топлива, предварительное испарение топлива несущественно. Качественное регулирование мощности реализовано также лишь частично. Таким образом, качественное регулирование нагрузки в полной мере не реализовано нигде в мире.

Непосредственный впрыск топливоздушнoй смеси при высоком давлении позволяет не только обеспечить высокое качество распыла топлива, но и произвести предварительное испарение части топлива, облегчив реализацию качественного регулирования нагрузки. При этом впрыск может

осуществляться в любой момент времени. Такая система впрыска реализуется на двигателе с унифицированным рабочим процессом.

До настоящего времени на двухтактном двигателе с унифицированным рабочим процессом не реализовано в полной мере качественное регулирование нагрузки, и не обеспечивается улучшение экономических показателей. Решение обозначенной проблемы предполагается за счет оптимизации геометрии камеры сгорания и параметров впрыска. Наиболее рационально при решении таких задач применять пакеты гидродинамического компьютерного моделирования с целью расчета процессов впрыска, смесеобразования и горения в экспериментальном двигателе.

2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследования являлось определение условий реализации качественного регулирования мощности во всем диапазоне нагрузок и обеспечения полноты сгорания топливовоздушной смеси в двухтактном двигателе с искровым воспламенением.

3. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Методика моделирования процессов в камере сгорания двигателя с унифицированным рабочим процессом (рис. 1) предполагает использование математической модели рабочего процесса компрессор-форсунки (КФ). Математическая модель КФ, разработанная М. Д. Гариповым, применена как способ определения граничных условий в пакете *Star-CCM+*. С целью повышения точности расчетов, граничные условия на срезе сопла корректировались с учетом экспериментальных данных продолжительности впрыска. После этого выполняется расчет в пакете *Star-CCM+*.

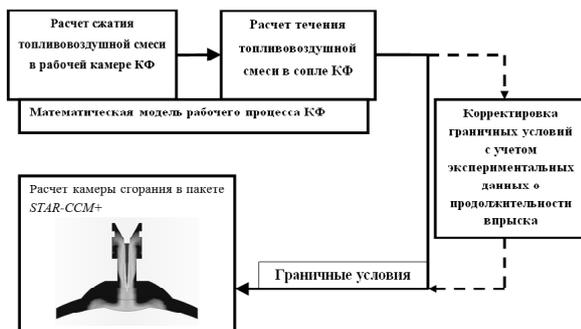


Рис. 1. Методика моделирования процессов в камере сгорания двигателя с унифицированным рабочим процессом

Расчет проводился в осесимметричной постановке с использованием пакета *Star-CCM+ 7.02*. Расчетная сетка показана на рис. 2. Область предкамеры и начала струи имеет более мелкие ячейки для обеспечения большей точности расчетов при высоких скоростях потока и возникновения обратных вихрей, обеспечивающих формирование необходимых концентрационных полей топлива в предкамере.

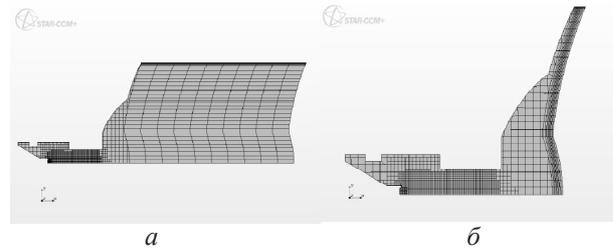


Рис. 2. Расчетная сетка:

a – исходная (УОВ = 105° ПКВ); *б* – при сжатии

На срезе сопла распылителя задавались параметры впрыскиваемой топливовоздушной струи, выявленные в результате численных расчетов с использованием математической модели рабочего процесса КФ. Согласно расчету, жидкая фаза топлива в режиме холостого хода полностью испаряется в компрессор-форсунке еще до начала впрыска. Топливо в жидкой фазе к моменту впрыска сохраняется только при нагрузочных режимах. Для моделирования жидкой фазы топлива использовался подход Лагранжа. Для описания теплообмена между несущей фазой и каплями применялась модель Ранза-Маршалла [4], использующая число Шервуда.

Управление реакциями процесса горения осуществлялось по модели *Eddy-Break-Up (EBU)*. Согласно *EBU* модели, скорость реакции:

$$R_{i,EBU} = -\frac{\rho \varepsilon}{k} A \cdot \text{Min} \left(Y_i, \frac{Y_{OX}}{S_{OX}}, B \frac{Y_{PR}}{S_{PR}} \right),$$

где A и B – эмпирические константы (при расчете равные соответственно 4,0 и 0,5); Y_i , Y_{OX} , Y_{PR} – концентрации (массовые доли) реагента, окислителя и продуктов сгорания; S_{OX} , S_{PR} – стехиометрические коэффициенты в реакции горения.

В настоящий момент создано множество моделей для расчета турбулентных течений. Они отличаются друг от друга сложностью решения и точностью описания течения [5, 6]. Семейство k - ε моделей турбулентности включают в себя уравнение переноса для турбулентной кинетической энергии k и скорости ее диссипации ε .

Модель $k-\varepsilon$ стабильна, не требует значительных вычислительных ресурсов и долгое время была промышленным стандартом. Она хорошо зарекомендовала себя при расчете внутренних течений, но имеет проблемы при расчете потоков с большими градиентами давлений и отрывом потока.

Альтернативой $k-\varepsilon$ модели стала модель $k-\omega$, где ω – удельная скорость диссипации, пропорциональная ε/k . Модель $k-\omega$ дает более точные результаты, чем $k-\varepsilon$ для отрывных течений вблизи стенки. Это достигается тем, что при расчетах диссипации ε используется турбулентная частота ω . При расчете внутренних течений $k-\omega$ модель несколько уступает в точности $k-\varepsilon$ модели.

С целью выявления оптимальной модели турбулентности, с применением пакета *Star-CCM+* 7.02 проведено численное исследование процесса впрыска в осесимметричной постановке при использовании $k-\varepsilon$ модели турбулентности как наиболее распространенной при решении подобных задач, и $k-\omega$ модели, более современной и обеспечивающей высокую точность расчета в пристеночных областях.

Произведены первичные сравнительные расчеты процесса впрыска в камере сгорания экспериментального двигателя с УРП в режимах холостого хода и полной нагрузки при следующих условиях:

- одинаковая расчетная сетка;
- фиксированный шаг по времени – 10^{-7} с;
- количество внутренних итераций – 20;
- одинаковые начальные и граничные условия.

В табл. 1–2 представлены невязки после 160000 расчетных шагов при расчетах в режиме холостого хода в условиях впрыска однофазной смеси, и полной нагрузки с моделированием жидкой фазы с использованием подхода Лагранжа. При решении таких задач рекомендуемые значения невязок составляют не более 0,01. Как видно, $k-\varepsilon$ модель не удовлетворяет этому условию. Максимальная относительная погрешность с использованием $k-\varepsilon$ модели в режиме холостого хода составила 0,035, а в режиме полной нагрузки – 1,5, расчет при таких невязках невозможен, требуются мероприятия по изменению расчетной сетки, уменьшению шага, увеличению количества внутренних итераций. При использовании $k-\omega$ модели турбулентности невязки при расчете режима холостого хода составили не более 0,004, а при полной нагрузке – 0,001.

В данной работе с целью обеспечения высокой точности расчета в пристеночных областях предкамеры, где необходимо выполнять определенные условия воспламенения топливовоздушной смеси, а также лучшей сходимости в условиях течения двухфазной смеси, применена $k-\omega$ модель турбулентности как наиболее точная и быстросчетная модель при решении таких задач.

Таблица 1

Невязки при расчете КС в режиме холостого хода

Параметр	Относительная погрешность	
	$k-\varepsilon$ модель	$k-\omega$ модель
<i>Continuity</i>	10^{-3}	$4 \cdot 10^{-3}$
<i>X-momentum</i>	$2 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-7}$
<i>Y-momentum</i>	$8 \cdot 10^{-4}$	$7 \cdot 10^{-7}$
<i>Energy</i>	$3,5 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-4}$
<i>C8H18</i>	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-7}$
<i>Tke</i>	$7 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-8}$

Таблица 2

Невязки при расчете КС в режиме полной нагрузки

Параметр	Относительная погрешность	
	$k-\varepsilon$ модель	$k-\omega$ модель
<i>Continuity</i>	$4,5 \cdot 10^{-3}$	10^{-3}
<i>X-momentum</i>	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$5,5 \cdot 10^{-7}$
<i>Y-momentum</i>	$4,5 \cdot 10^{-3}$	$4,5 \cdot 10^{-6}$
<i>Energy</i>	1,5	$5 \cdot 10^{-5}$
<i>C8H18</i>	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-7}$
<i>Tke</i>	$4 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-8}$

Численное исследование проводилось для экспериментального двухтактного двигателя ММВЗ-3.112 с топливной аппаратурой унифицированного рабочего процесса и повышенной степенью сжатия.

Параметры экспериментального двигателя ММВЗ-3.112:

- степень сжатия – 12,5;
- ход поршня – 58 мм;
- диаметр цилиндра – 52 мм;
- массовые доли компонентов исходной газовой смеси в КС перед началом впрыска: $N_2 - 0,773$, $O_2 - 0,154$, $CO_2 - 0,054$, $H_2O - 0,019$.

В численных экспериментах расчет производился при оборотах $n = 4000$ мин⁻¹.

Основные изменяемые параметры:

- угол опережения начала впрыска – 45° до ВМТ и 105° до ВМТ;
- цикловая доза топлива – 1,65 - 4,15 мг.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Прежде чем оценить качество сгорания топливовоздушной смеси, необходимо было рассчитать геометрию камеры сгорания с целью формирования концентрационных полей топлива в районе искрового зазора свечи зажигания, обеспечивающих надежное воспламенение.

В камере сгорания экспериментального двигателя предусмотрена предкамера, через которую осуществляется впрыск топлива, и в которой происходит воспламенение топливовоздушной смеси. Конструктивно предусмотрена возможность изменения проходного сечения предкамеры путем ее замены с целью создания оптимальных концентрационных полей топлива в области искрового зазора.

Произведены расчеты распределения концентрации топлива в предкамере при различных ее выходных сечениях. Длинные размеры предкамеры не изменялись, регулировался только диаметр выходного отверстия. При использовании предкамеры диаметром 12 мм в области искрового зазора создаются концентрации топлива, соответствующие $\alpha = 2,65 \div \infty$, что не может обеспечивать воспламенение бензина. При использовании предкамеры с выходным диаметром отверстия 11 мм, концентрации в области искрового зазора соответствуют $\alpha = 1,74 \div 8,71$, что так же не обеспечивает стабильное воспламенение топливовоздушной смеси.

Расчет с предкамерой диаметром 10 мм (рис. 3) показал возможность стабильного воспламенения топливовоздушной смеси, концентрация топлива в области искрового разряда соответствует диапазону $\alpha = 0,86 \div 1,28$ при концентрационном диапазоне воспламеняемости $\alpha = 0,6 \div 1,4$. В дальнейшем все расчеты велись для предкамеры диаметром 10 мм.

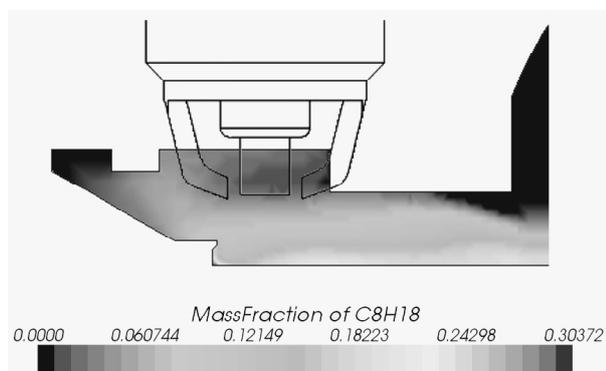


Рис. 3. Расчетное распределение концентрационных полей топлива в области искрового разряда в камере сгорания экспериментального двигателя ММВЗ-3.112 в момент зажигания; режим холостого хода; угол опережения начала впрыска 45° ПКВ; диаметр предкамеры – 10 мм

На рис. 4–5 представлены результаты расчетов распределения концентрационных полей в камере сгорания экспериментального двигателя в различные моменты времени в режиме холостого хода при угле опережения начала впрыска 45° ПКВ. Стехиометрическая массовая доля топлива при заданных начальных условиях составляет 0,047. Благодаря относительно позднему впрыску и сферической выемке в центре днища поршня раннего распространения топлива к стенкам гильзы цилиндра не произошло. В положении 50° ПКВ после ВМТ топливо в центральной части КС сгорело полностью, незначительное количество несгоревшего топлива осталось только в предкамере и в пристеночной области вытеснителя. При этом доля сгоревшего топлива составила более 99,9%.

В объеме камеры сгорания в режиме холостого хода нет областей, в которых отсутствует кислород, что является следствием не только интенсивного перемешивания смеси даже при позднем впрыске, но и, в первую очередь, качественного регулирования нагрузки.

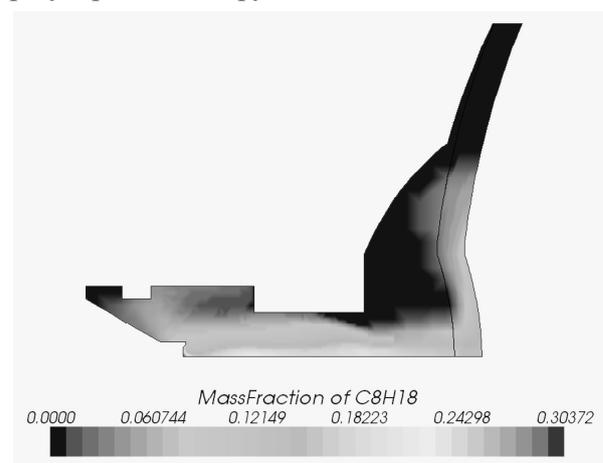


Рис. 4. Расчетное распределение концентрационных полей топлива в камере сгорания экспериментального двигателя ММВЗ-3.112 в момент зажигания; режим холостого хода; угол опережения начала впрыска 45° ПКВ

Исследованы нагрузочные режимы при раннем и позднем впрыске, выявлено, что при позднем впрыске к моменту зажигания в камере сгорания сохраняется большое количество не испаренных «холодных» капель топлива (рис. 6).

При раннем впрыске к моменту зажигания вся жидкая фаза топлива полностью испаряется. В нагрузочных режимах за счет сферической выемки в центре днища поршня и вытеснителю также удалось избежать распространения топлива к стенкам гильзы цилиндра. Ранний впрыск обеспечивает более полное и быстрое сгорание, чем

поздний впрыск, и является предпочтительным. Однако в случае возникновения детонации наиболее эффективным инструментом борьбы с ней будет являться поздний впрыск топлива.

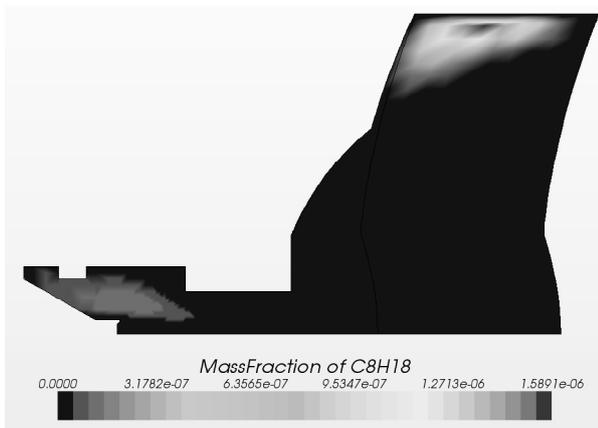


Рис. 5. Расчетное распределение концентрационных полей топлива в камере сгорания экспериментального двигателя ММВЗ-3.112 через 50° ПКВ после ВМТ; режим холостого хода; угол опережения начала впрыска 45° ПКВ

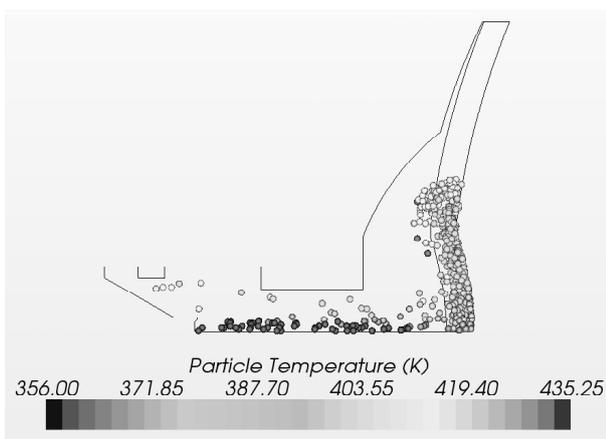


Рис. 6. Расчетное распределение капель топлива в камере сгорания экспериментального двигателя ММВЗ-3.112 в момент зажигания; полная нагрузка; угол опережения начала впрыска 45° ПКВ

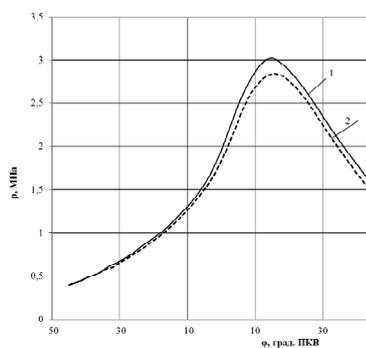


Рис. 7. Диаграмма изменения давления p (МПа) и скорости нарастания давления $dp/d\varphi$ (МПа/град. ПКВ) от угла поворота коленчатого вала φ :
1 – расчетная; 2 – экспериментальная

Разработанная методика моделирования процессов впрыска и сгорания в двигателе с унифицированным рабочим процессом верифицирована по факту воспламеняемости топливовоздушной смеси, а также по давлению в камере сгорания.

Отклонения расчетного максимального давления цикла от экспериментальных значений составило до 6,3%, среднего индикаторного давления – до 6,8% (рис. 7).

В моторных экспериментах в режимах холостого хода подтверждена возможность устойчивого воспламенения смеси при использовании предкамеры диаметром 10 мм. При использовании более широких предкамер стабильное воспламенение в режиме холостого хода не обеспечивалось. УОЗ и УОВ подбирались для каждого эксперимента по критерию расхода топлива и мощности двигателя. Дросселирование воздуха не производилось.

Экспериментально определены значения УОЗ и УОВ, обеспечивающие стабильное воспламенение сверхбедной топливовоздушной смеси в режиме холостого хода. Под углом опережения впрыска в моторных экспериментах понимается угол опережения ВМТ КФ относительно ВМТ двигателя. УОВ должен быть на 4–7° ПКВ больше, чем УОЗ. Именно при таком согласовании углов опережения зажигания и впрыска создаются условия для воспламенения топливовоздушной смеси искровым разрядом на режиме холостого хода.

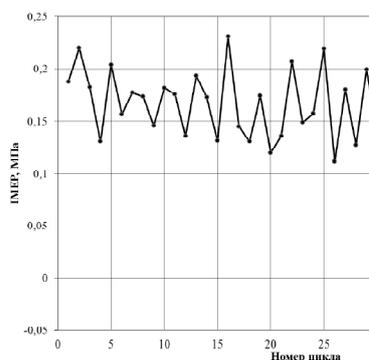


Рис. 8. Изменение среднего индикаторного давления экспериментального двигателя по 50 последовательным циклам; режим холостого хода

В результате дросселирования базового двигателя на режиме холостого хода в рабочем цилиндре образуется большое количество остаточных газов, что является причиной возникающих пропусков воспламенения. В экспериментальном двигателе с качественным регулированием эта проблема отсутствует. Экспериментально получены характеристики, показывающие изменение по

50 последовательным рабочим циклам среднего индикаторного давления в цилиндре экспериментального двигателя на режиме холостого хода. В 56 % рабочих циклов базового двигателя на режиме холостого хода наблюдались пропуски воспламенения, в то время как экспериментальный двигатель, при использовании предкамеры диаметром 10 мм, работает без пропусков (рис. 8).

С целью определения влияния качественного регулирования нагрузки на расход топлива экспериментального двигателя проведено исследование работы двигателя с прикрытой дроссельной заслонкой. Выявлено, что при прикрытии дросселя на режиме холостого хода происходит рост часового расхода топлива до 19% (рис. 9). Таким образом, экспериментально доказано преимущество качественного регулирования нагрузки.

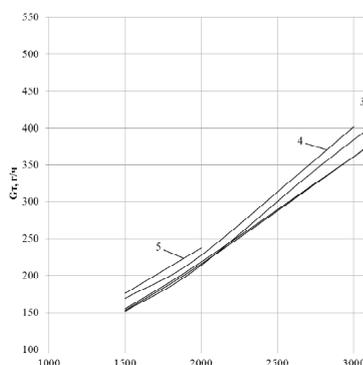


Рис. 9. Изменение часового расхода топлива экспериментального двигателя по скоростной характеристике на режиме холостого хода: 1 – ДЗ полностью открыта; 2 – ДЗ открыта на 80%; 3 – ДЗ открыта на 60%; 4 – ДЗ открыта на 40%; 5 – ДЗ открыта на 20%

Экспериментально исследовано влияние угла опережения впрыска на экономические характеристики двигателя в нагрузочных режимах. Выявлено, что оптимальный угол опережения впрыска составляет около 100° ПКВ (рис. 10), что предсказывалось в расчетном эксперименте. Большой УОВ способствует лучшему перемешиванию топливовоздушной смеси и испарению топлива, что положительно влияет на расход топлива. Однако слишком ранний впрыск до закрытия выпускных окон приводит к выбросу топлива в процессе продувки и, как следствие, повышенному расходу топлива.

Содержание продуктов неполного сгорания в отработавших газах экспериментального двигателя существенно снижено по сравнению с базовым во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов (рис. 11). Наибольший эффект достигается на режимах малой нагрузки и холостого хода, что вызвано появлением пропусков

воспламенения при дросселировании базового двигателя и положительным влиянием качественного регулирования нагрузки экспериментального двигателя. На режиме холостого хода содержание углеводородов в двигателе с качественным регулированием в 7 раз ниже, чем в базовом.

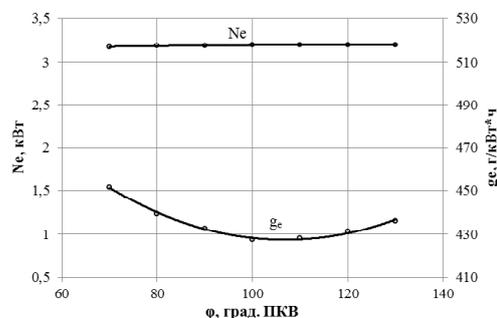


Рис. 10. Регулировочная характеристика по углу опережения впрыска на режиме полной нагрузки при $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$

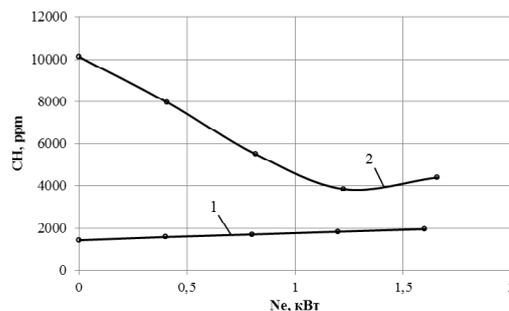


Рис. 11. Изменение содержания CH по нагрузочной характеристике при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$: 1 – экспериментальный двигатель с КФ; 2 – базовый двигатель

С целью определения влияния степени сжатия на эффективные показатели экспериментального двигателя произведены исследования при повышенных $\varepsilon = 12,5$ и $13,5$, а также пониженной $\varepsilon = 8,5$ (рис. 12).

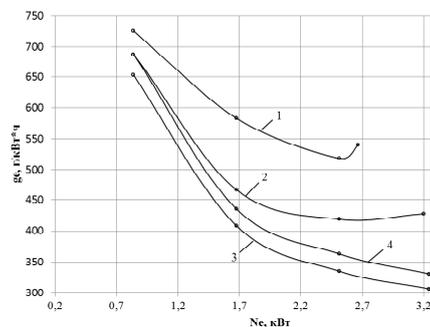


Рис. 12. Изменение эффективного удельного расхода топлива экспериментального двигателя по нагрузочной характеристике при $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$: 1 – степень сжатия $\varepsilon = 8,5$; 2 – степень сжатия $\varepsilon = 10,5$; 3 – ст. сжатия $\varepsilon = 12,5$; 4 – ст. сжатия $\varepsilon = 13,5$

В ходе моторных экспериментов выявлено, что снижение степени сжатия с $\varepsilon = 10,5$ до $\varepsilon = 8,5$ снижает эффективную мощность и топливную экономичность на 3–16 % в зависимости от скоростных и нагрузочных режимов. Повышение степени сжатия до $\varepsilon = 12,5$ приводит к увеличению на 2–4,5 % эффективной мощности, эффективный расход топлива при этом существенно снижается. При дальнейшем увеличении степени сжатия до $\varepsilon = 13,5$ изменения эффективных показателей двигателя незначительны.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Сформулирована и реализована методика моделирования процессов впрыска, смесеобразования и горения в камере сгорания двигателя с непосредственным впрыском топливовоздушной смеси, искровым воспламенением и качественным регулированием нагрузки. Отклонения расчетного максимального давления цикла от экспериментальных значений составило до 6,3%, среднего индикаторного давления – до 6,8%.

Определены параметры камеры сгорания и параметры системы впрыска двухтактного двигателя с унифицированным рабочим процессом для создания условий полного сгорания топлива и обеспечения качественного регулирования мощности во всем диапазоне нагрузок и работы при повышенных степенях сжатия. Для обеспечения качественного регулирования нагрузки воспламенение должно происходить в предкамере цилиндрической формы, расположенной соосно впрыскиваемой топливовоздушной струе. Для экспериментального двигателя ММВЗ-3.112 при расстоянии от сопла форсунки до выходного торца предкамеры 14,5 мм, диаметр предкамеры составил 10 мм. С целью локализации топлива в центральной части камеры сгорания поршень двигателя должен иметь сферическую выемку, а геометрия головки цилиндра и поршня предполагать вытеснители, направляющие смесь в центр камеры сгорания, и обеспечивающие дополнительное турбулентное перемешивание смеси.

Расчетный угол опережения начала впрыска в режиме холостого хода составил 45° ПКВ. В нагрузочных режимах расчетный ранний УОВ 105° ПКВ обеспечивает более полное и быстрое сгорание, чем поздний впрыск, и является предпо-

читательным при условии отсутствия детонации. Бездетонационное сгорание обеспечивается за счет горения гетерогенной смеси и ее охлаждения испаряющимся топливом.

Подтверждена экспериментально эффективность технических решений исполнения камеры сгорания и параметров впрыска в двигателе с унифицированным рабочим процессом, направленных на реализацию бездетонационного сгорания и качественного регулирования мощности во всем диапазоне нагрузок для улучшения экономичности и снижения выбросов продуктов неполного сгорания топлива в двухтактном ДВС. Рабочий процесс экспериментального двигателя обеспечивает стабильное воспламенение и горение топливовоздушной смеси в диапазоне от сверхбедной на режиме холостого хода до стехиометрической на ВСХ, что позволяет осуществлять качественное регулирование мощности двигателя во всем диапазоне нагрузок. Экспериментально доказана возможность улучшения полноты сгорания топлива в двухтактном ДВС с унифицированным рабочим процессом при качественном регулировании нагрузки, выявлено снижение до 7 раз количества несгоревшего топлива в отработавших газах экспериментального двигателя. Экспериментально выявлено, что эффект качественного регулирования нагрузки по топливной экономичности в режимах малой нагрузки и холостого хода составляет до 19%. В результате моторных экспериментов подтверждена возможность бездетонационного сгорания при повышенных степенях сжатия в двигателе с унифицированным рабочим процессом. Выявлена степень сжатия $\varepsilon = 12,5$, при которой достигается наибольшая топливная экономичность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рудой Б. П. Концепция развития поршневых двигателей внутреннего сгорания // Вестник УГАТУ. 2004. Т. 5, № 1 (9). С. 3–9.
2. Еникеев Р. Д., Гарипов М. Д. Рабочий процесс перспективного поршневого ДВС // Вестник УГАТУ. 2006. Т. 7, №3. С. 12–22.
3. Гарипов М. Д. и др. Искровое воспламенение в условиях глубокого расслоения топливовоздушного заряда в рабочей камере ДВС // Вестник УГАТУ. 2007. Т. 9, № 6 (24). С. 114–120.
4. User guide Star-CCM+ Version 7.02.011. – CD-adapco, 2012: 11315 p.
5. Черноусов А. А. Основы численного моделирования рабочих процессов тепловых двигателей: учеб. пособие. Уфа: УГАТУ, 2008. 264 с.

6. **Catalano P., Amato M.** An evaluation of RANS turbulence modelling for aerodynamic applications, *Aerospace Science and Technology*, 7, 2003. P. 493–509.

ОБ АВТОРАХ

Домбровский Олег Петрович, асп. каф. двигателей внутреннего сгорания. Дипл. инженер (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. перспект. раб. проц. ДВС.

Зиннатуллин Рустемхан Фагитович, асп. той же каф. Дипл. магистра (УГАТУ, 2011). Иссл. в обл. перспект. раб. проц. ДВС.

Стругова Екатерина Геннадьевна, магистрант той же каф. Дипл. бакалавра (УГАТУ, 2011). Иссл. в обл. моделирования раб. проц. ДВС.