

На правах рукописи

ГАРИПОВ Марат Данилович

**УНИФИЦИРОВАННЫЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС
ПОРШНЕВЫХ ДВС**

Специальность 05.04.02 - тепловые двигатели

**АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

УФА 2004

Работа выполнена на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания»
Уфимского государственного авиационного технического университета

Научный руководитель - заслуженный деятель науки РФ,
доктор технических наук, профессор
Рудой Борис Петрович

Официальные оппоненты - заслуженный деятель науки РФ,
доктор технических наук, профессор
Шароглазов Борис Александрович

кандидат технических наук, доцент
Кружков Вячеслав Николаевич

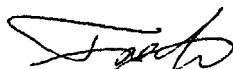
Ведущее предприятие: ОАО «УЗАМ», г. Уфа

Защита диссертации состоится «19» ноября 2004 г.
В «12⁰⁰» часов на заседании диссертационного совета Д-212.288.05 по
специальности 05.04.02 - тепловые двигатели при Уфимском
государственном авиационном техническом университете по адресу:
450000, г. Уфа, ул. К. Маркса, 12.

С диссертацией можно ознакомиться в технической библиотеке
университета.

Автореферат разослан «__»_____2004 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Ф.Г. Бакиров

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Преимуществом широко распространенных в настоящее время двигателей с искровым воспламенением является высокая степень использования воздуха, остающегося в рабочей камере в начале очередного цикла. Однако при повышенных степенях сжатия возникает детонация. Стремление к снижению эксплуатационных расходов топлива за счет использования обедненных топливоздушных смесей приводит к необходимости решения вопросов обеспечения их надежного воспламенения и распространения пламени.

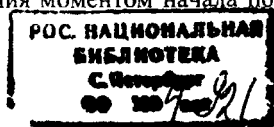
Дизельные двигатели не имеют этих проблем. Однако увеличение мощности дизеля посредством снижения минимального значения коэффициента избытка воздуха и повышения частоты циклов обычно лимитируется ухудшением сгорания.

Существование двух различных типов двигателей (бензиновых и дизельных) ведет к серьезным последствиям для мирового хозяйства: требуются специальные топлива, смазки, технологии производства и ремонта и т.д. Современные двигатели внутреннего сгорания ориентированы преимущественно на использование жидких топлив из нефти. Если учесть, что легкодобываемые запасы нефти будут исчерпаны в ближайшие несколько десятилетий, то возникает проблема адаптации двигателей к использованию дешевых сортов топлив нефтяного происхождения и нетрадиционных топлив, например, спиртов и растительных масел, являющихся возобновляемыми ресурсами.

В связи с вышеизложенным актуально решение проблемы создания рабочего процесса, объединяющего лучшие качества двух существующих типов рабочих процессов и, к тому же, способного адаптироваться к любым товарным и возможным перспективным видам топлив.

В предыдущих работах, выполненных на кафедре ДВС УГАТУ, было показано, что при использовании компрессор-форсунки (КФ) имеется возможность получения высокого качества распыла и воспламенения искрой основных товарных видов топлива: бензина, дизельного, керосина, - в широком интервале температур окружающей среды. Это дает основание полагать, что имеется принципиальная возможность осуществления комбинированного процесса воспламенения и сгорания, т.е. совмещения в цикле двух типов воспламенения: вначале поджигание искрой, затем самовоспламенение несгоревшей части топливоздушной смеси (ТВС) в рабочей камере (РК) поршневого ДВС (ПДВС) за счет увеличения давления и температуры.

Цель работы: разработка и исследование рабочего процесса с комбинированным воспламенением и сжиганием существующих и перспективных товарных видов топлива за счет управления моментом начала подачи обогащен-



ной топливовоздушной смеси в рабочую камеру и моментом первичного воспламенения искрой для ПДВС со степенью сжатия 10... 15 и качественным регулированием нагрузки.

Задачи исследования:

1. Разработать математическую модель (ММ) комбинированного воспламенения и сгорания ТВС.
2. Обосновать параметры экспериментальной установки путем имитационного моделирования предполагаемого рабочего процесса.
3. Разработать и довести экспериментальный двигатель с компрессорфорсункой до необходимого для исследования уровня работоспособности.
4. Провести экспериментальные исследования характерных режимов работы ПДВС на существующих товарных топливах и этаноле. Провести анализ полученных результатов.
5. Оценить перспективность дальнейших работ в этом направлении.

На защиту выносятся:

1. Математическая модель комбинированного воспламенения и сгорания ТВС.
2. Результаты теоретического исследования рабочего процесса ПДВС с комбинированным сгоранием при помощи разработанной математической модели.
3. Результаты экспериментального исследования разработанного рабочего процесса в ПДВС с сжиганием основных товарных топлив и этанола.

Научная новизна:

1. Экспериментально доказана возможность организации рабочего процесса с комбинированным воспламенением и сгоранием в ПДВС с качественным регулированием нагрузки, который позволяет сжигать без детонации практически любые товарные и возможные перспективные виды топлив при оптимальных степенях сжатия.

2. Создана и экспериментально проверена на специально созданном экспериментальном двигателе математическая модель комбинированного воспламенения и сгорания.

Практическая ценность. Предлагаемый рабочий процесс может быть базой для проектирования новых типов ДВС, использующих широкий спектр товарных топлив и возможных перспективных. В первую очередь процесс может быть реализован на ДВС военного назначения, а также гражданского, где ДВС используются в местах с затрудненным подвозом традиционных видов топлив и есть возможность использовать нетрадиционные (например, спирт в лесных хозяйствах).

Практическая реализация. В настоящее время предлагаемый рабочий процесс реализуется в перспективных двигателях ЭМ-ЮОВЭ, ЭМ-100, РУБИ-100, разрабатываемых в НТЦ «ЭкоМотор».

Методы и объекты исследования. Объектом исследования является

двигатель внутреннего сгорания с компрессор-форсункой. В работе использовались теоретические и экспериментальные методы исследования. Расчетные исследования проводились на ПЭВМ с использованием ММ, встроенной в систему имитационного моделирования ДВС «Альбея».

Апробация работы. Диссертационная работа изложена и одобрена на расширенном заседании кафедры "Двигатели внутреннего сгорания". Результаты работы докладывались на Всероссийской молодежной научно-технической конференции "Проблемы современного энергомашиностроения" (г. Уфа, 2002).

Публикации. По теме диссертационной работы опубликованы 4 печатные работы.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы из 65 наименований, приложений, изложена на 105 страницах машинописного текста, содержит 52 рисунка, 24 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе обоснована актуальность темы исследования и дан анализ известных рабочих процессов, а также сформулированы цель и задачи исследования.

Исторически сложились два основных направления в организации сгорания горючего в двигателе. Это воспламенение гомогенной смеси искрой и воспламенение топлива от сжатия. Граница размежевания этих двух видов проходит по степени сжатия: верхняя - со стороны бензиновых = 10, нижняя - со стороны дизелей = 15. Современная парадигма предполагает, что двигатели с искровым воспламенением имеют к воспламенению уже подготовленную гомогенную смесь. Это условие налагает ограничение по максимальной степени сжатия, поскольку в гомогенных смесях при повышенных степенях сжатия возникает детонация. В дизеле снижение степени сжатия менее 15 приводит к потере преимуществ по эффективному КПД и возникновению проблемы пуска двигателя. Высокие значения степени сжатия (ϵ), присущие современным дизелям, имеют определенные негативные стороны. Повышенные величины максимального давления и жесткости сгорания цикла требуют более прочной конструкции двигателя и определяют увеличенные нагрузки на детали цилиндропоршневой группы, что приводит к повышенным механическим потерям. Поэтому снижение ϵ в дизелях дает определенные преимущества.

Усилия исследователей и конструкторов, развивающих каждое из направлений рабочего процесса, сосредоточены на следующих проблемах:

1. Для двигателей легкого топлива: а) повышение степени сжатия (максимальная - в современных вариантах находится вблизи $\epsilon \approx 10$); б) переход на качественное регулирование.

2. Для дизельных двигателей: а) поиск возможности снижения в безнаддувном варианте степени сжатия до уровня 12...14; б) снижение жесткости сгорания; в) снижение минимального коэффициента избытка воздуха; г) увеличение верхнего предела частоты вращения коленчатого вала; д) снижение минимальной цикловой дозы.

Уже из этого перечисления следует, что векторы развития существующих типов двигателей направлены на создание унифицированного рабочего процесса, который должен удовлетворять следующим требованиям.

1. Подвод теплоты в цикле, близкий к изохорному;
2. Степень сжатия оптимальная;
3. Качественное регулирование:
 - 3.1 работа в широком диапазоне нагрузок ($\alpha = 0,8 \div 6$);
 - 3.2 работа в широком диапазоне частот (на уровне современных двигателей с искровым воспламенением).
4. Оптимальная характеристика теплоподвода (критерии оценки качества процесса: эффективный КПД, максимальное давление, максимальная температура, скорость повышения давления в рабочем цикле).
5. Многопливность (использование всех товарных и возможных перспективных видов топлив).
6. Возможность подачи малых цикловых доз топлива вблизи ВМТ.

Анализ позволяет сделать следующие выводы:

1. Несмотря на большое количество реализованных вариантов рабочих процессов с повышенными степенями сжатия, переход в диапазон степеней сжатия 10 - 15 в двигателях легкого топлива выполнен лишь частично (максимальная степень сжатия 12) и при условии использования высокооктановых топлив (октановое число вблизи 100). Качественное регулирование также реализовано не полностью (максимальное $\alpha \approx 2,7$).

2. Переход в область степеней сжатия 10 - 15 в дизельных двигателях наиболее вероятен при применении принудительного зажигания. Однако при этом необходимо решить вопросы, связанные со смесеобразованием и воспламенением.

В данной работе была выдвинута гипотеза, что принципиальную возможность осуществления бездетонационного сгорания существующих и перспективных товарных топлив при степенях сжатия 10—15 может дать процесс с управляемым комбинированным воспламенением и сгоранием. Он реализуется за счет вдува компрессор-форсункой вблизи верхней мертвой точки богатой топливовоздушной струи, которая поджигается искровым разрядом, распо-

женным вблизи ее границ. Этим обеспечивается первый этап сгорания, характерный для бензинового двигателя. В результате повышения давления и температуры в несгоревшей части топливовоздушной смеси, обусловленного сгоранием части ТВС, подожженной искрой, на втором этапе происходит многоочаговое воспламенение и сгорание, характерное для рабочего процесса дизельного двигателя. Такой процесс подвода тепла, предположительно, должен легко поддаваться управлению за счет изменения угла опережения впрыска и момента подачи искры.

Во второй главе на основе анализа процессов воспламенения и сгорания обосновывается физическая модель процесса и предлагается ММ комбинированного теплоподвода. ММ встроена в систему имитационного моделирования ДВС «Альбея», которая позволяет определить индикаторные и эффективные параметры двигателя в любой момент времени.

Для анализа предлагаемого рабочего процесса требуется модель подобная модели И.И. Вибе, которая, во-первых, содержала бы минимум опытных параметров, во-вторых, параметры, используемые в ней, имели тот же физический смысл. Она значительно упростила бы проведение сравнительного анализа при варьировании параметрами сгорания и придавала бы им наглядную физическую основу.

В соответствии с моделью И.И. Вибе уравнение выгорания до момента самовоспламенения задается по формуле:

$$x_1 = 1 - \exp \left[\ln(1 - x_2) \left(\frac{\varphi - \varphi_c}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right],$$

где x_1 - доля топлива, сгоревшего к данному моменту времени на первом этапе сгорания, x_2 - доля топлива сгорающего к моменту практического конца реакции, φ - общая продолжительность сгорания, φ_c - угол опережения зажигания (УОЗ), m - показатель характера сгорания.

После самовоспламенения процесс сгорания приобретает качественно иной характер. Сгорание сопровождается появлением новых очагов воспламенения. Аналогично Вибе зададим кривую выгорания в виде:

$$x_2 = 1 - \exp \left(-n \int_0^t \rho dt \right),$$

где ρ - относительная плотность эффективных центров в данный момент времени. В работе Вибе вид функции $\rho = f(t)$ был принят следующим:

$$\rho = kt^m,$$

т.е. предполагалось, что при $t = 0$, $\rho = 0$. Что означает отсутствие химической реакции в начальный момент времени. В нашем случае начало второго этапа

сгорания является продолжением первого с уже развитой химической реакцией. Обозначим $\rho(0) = \rho_0$ и запишем функцию $\rho = f(t)$ в виде

$$\rho = \rho_0 + kt^m,$$

тогда

$$x_2 = 1 - \exp\left(-\left(n\rho_0 + \frac{nk}{m+1}t^{m+1}\right)\right),$$

x_2 – отношение сгоревшей массы топлива на втором участке к данному моменту времени к массе всего топлива сгорающего на втором участке. После промежуточных преобразований получаем уравнение выгорания для второго участка:

$$x_2 = 1 - \exp\left(\ln\left(\frac{x_z - x_0}{1 - x_0}\right)\left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_{z2}}\right)^{m_2 + 1}\right) \exp\left(W_0 \frac{\varphi_{z2}}{6n} \left(\left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_{z2}}\right)^{m_2 + 1} - \frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_{z2}}\right)\right).$$

где φ – угол поворота коленчатого вала, φ_0 – угол момента самовоспламенения, φ_{z2} – продолжительность второго участка сгорания, x_0 – доля топлива сгоревшего к моменту самовоспламенения (массовая доля топлива сгоревшего на первом участке сгорания), n – частота вращения коленчатого вала (об/мин), W_0 – относительная скорость выгорания топлива в момент самовоспламенения для первого этапа сгорания.

$$\varphi_{z2} = \varphi_z - (\varphi_0 - \varphi_c)$$

Суммарная кривая выгорания будет выглядеть следующим образом:

$$x = x_2(x_z - x_1) + x_1,$$

где

$$\begin{cases} x_2 = 0, & \text{при } \varphi < \varphi_0, \\ x_1 = x_0, & \text{при } \varphi \geq \varphi_0 \end{cases}$$

Для полученной кривой тепловыделения достаточно задать общую продолжительность сгорания, момент самовоспламенения и показатели горения каждого из этапов. Показатели характера сгорания имеют тот же физический смысл, что и в уравнении И.И. Вибе.

В качестве объекта моделирования был выбран двухтактный двигатель ТМЗ – 200М. Теоретическое исследование предусматривало раскрытие влияния на важнейшие показатели двигателя следующих параметров: степени сжатия ε и показателя характера сгорания m – при оптимальных углах опережения зажигания, неизменной условной продолжительности сгорания φ . для двух характерных вариантов коэффициента наполнения $\eta_v = 0,42$ и $\eta_v = 1,0$. Комбинированный процесс сгорания исследовался при различных значениях относительной доли первого этапа: 0,16; 0,35; 0,55; 0,8. Показатель характера сгорания

первого этапа принимался равным 3. Показатель характера сгорания второй фазы составлял: $-0,3; 0; 0,5; 1$. В результате проведенных численных экспериментов был сделан вывод, что повышение степени сжатия выше определенного предела не только не вызывает увеличения эффективного КПД, но и приводит к его падению. Для $\eta_v = 0,42$ этим пределом является значение $\varepsilon = 12,5$, для $\eta_v = 1,0 - \varepsilon = 16$. При коэффициенте наполнения $\eta_v = 1,0$ прирост эффективного КПД с увеличением степени сжатия составляет $\approx 10\%$; при $\eta_v = 0,42$ увеличение КПД составляет лишь $\approx 2\%$. Расчет механических потерь велся для существующей конструкции. При увеличении коэффициента наполнения и степени сжатия нагрузка на элементы двигателя значительно возрастает, что в реальной обстановке потребует усиления конструкции, которое может вызвать увеличение механических потерь. Поэтому реальный предел степени сжатия может быть еще ниже.

При оптимальных степенях сжатия были проведены расчеты при различных показателях сгорания m и оптимальных, с точки зрения эффективного КПД, УОЗ (рис.1, таб. 1). Ввиду ограниченности объема автореферата результаты приведены только для варианта с $\eta_v = 1$. С уменьшением m максимум скорости тепловыделения смещается ближе к началу сгорания. Поэтому момент воспламенения необходимо делать позже по углу поворота коленчатого вала. Вследствие этого с уменьшением показателя m все большая часть продолжительности сгорания приходится на линию расширения, что и вызывает падение эффективного КПД. Показатель $m = 3$ характерен для бензинового двигателя, диапазон $m = -0,3 - 0,75$ – для современных дизелей. Разница в эффективном КПД при прочих равных условиях составляет 2 - 3 %. Сравнение циклов, как уже указывалось, производилось при одинаковой продолжительности сгорания $\varphi_z = 50^\circ$ п.к.в. В действительности в дизелях продолжительность сгорания составляет 60 - 100° п.к.в. Столь длительная продолжительность сгорания вызывает дополнительное снижение эффективного КПД в дизеле.

При моделировании комбинированного теплоподвода был сделан вывод о том, что эффективный КПД двигателя остается практически неизменным при всех выбранных сочетаниях этапов и показателей m второго этапа и, как минимум, не ниже самого выгодного, с этой точки зрения, из одноэтапных видов сгорания - сгорания с показателем $m = 3$. Величины максимумов скорости нарастания давления близки к дизельному лишь в случае, когда относительная доля первого этапа составляет $x_0 = 0,16$. Очевидно, что жесткость работы двигателя определяется не только максимальным значением скорости нарастания давления, но и положением ее по углу п.к.в., а также абсолютной величиной скачка давления. Уже при относительной доле первого этапа, равной 0,35, эта величина меньше значения, соответствующего дизельному варианту, почти в два раза. А при $x_0 > 0,55$ приемлемым является практически весь диапазон зна-

чений m второго этапа сгорания вследствие как умеренного значения максимальной скорости нарастания и абсолютной величины скачка давления, так и более позднего расположения координаты ее максимума. Это означает, что в данном случае взрывообразное сгорание допустимо и степень однородности смеси будет ограничивать лишь вероятность образования детонации. Следствием может быть сокращение продолжительности сгорания даже относительно продолжительности в классическом двигателе с искровым воспламенением.

Таблица 1

Показатели цикла	m				
	-0,3	0	0,5	1,5	3
η_i	0,39	0,391	0,392	0,397	0,402
η_m	0,864	0,865	0,864	0,864	0,865
η_e	0,337	0,338	0,339	0,343	0,349
T_z, K	2972	2822	2705	2650	2686
P_z, MPa	9,7	9	8,5	8,5	8,3
$\omega_{pmax}, MPa/град$	3,1	1,54	0,5	0,3	0,27

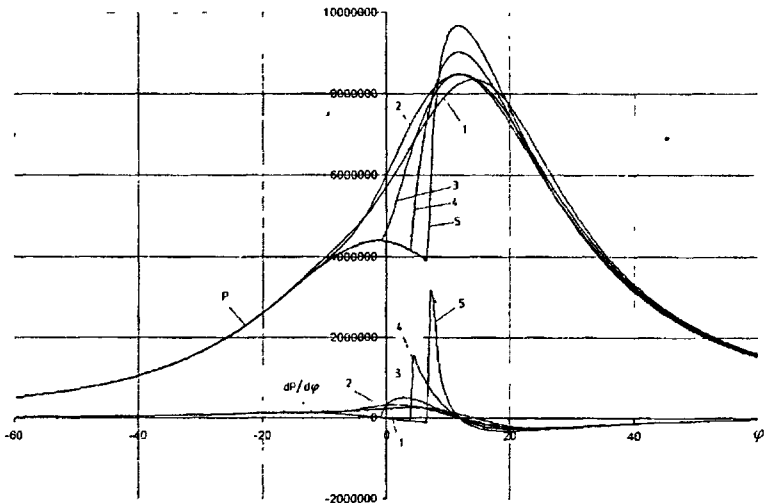


Рис. 1. Расчетная диаграмма изменения давления P (Па) и $dp/d\phi$ (Па/град) от угла поворота коленчатого вала ϕ при различных показателях характера сгорания m ($m = \text{const}$ для всего периода сгорания). Коэффициент наполнения $\eta_v = 1$, $\epsilon = 16$: 1 — $m = 3$; 2 — $m = 1,5$; 3 — $m = 0,5$; 4 — $m = 0$; 5 — $m = -0,3$

В таблице 2 приведены числовые значения показателей цикла при комби-

нированном процессе сгорания для $x_0 = 0,55$ и различных показателей m второго этапа. На рис.2 представлена графическая интерпретация этих циклов в виде изменения давления и скорости нарастания давления от угла поворота коленчатого вала.

Таблица 2

Показатели цикла	m			
	-0,3	0	0,5	1
η_l	0,404	0,404	0,404	0,403
η_m	0,866	0,866	0,865	0,865
η_e	0,35	0,35	0,349	0,349
T_z, K	2876	2807	2747	2705
P_z, MPa	9,4	9,2	8,7	8,4
$\omega_{pmax}, MPa/град$	1,3	0,7	0,25	0,25

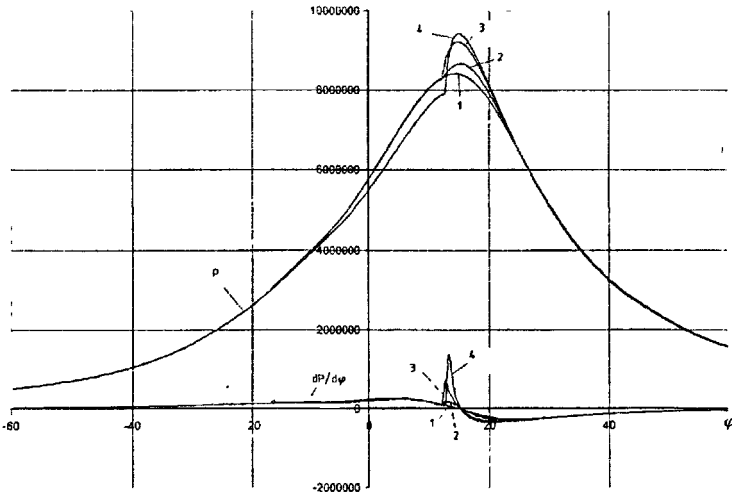


Рис.2. Расчетная диаграмма изменения давления P (Па) и $dp/d\varphi$ (Па/град) от угла поворота коленчатого вала φ . Доля топлива сгоревшего на первом этапе $x_0=0,55$: 1 – $m = 1$; 2 – $m = 0,5$; 3 – $m = 0$; 4 – $m = -0,3$

В третьей главе дается описание экспериментального двигателя, измерительной аппаратуры и методики натурных экспериментов.

В качестве базового варианта для осуществления предлагаемого рабочего процесса использовался двигатель ТМЗ-200М, с установленной на нем КФ. Т.к. коэффициент наполнения двигателя без настройки газозвушного тракта равен 0,42, то в соответствии с результатами численного эксперимента степень сжатия принимается равной 12,5. Дросселирование воздуха на впуске не осу-

ществлялось. Для проведения экспериментов была использована классическая батарейная система зажигания с накоплением энергии в индуктивности. Внешняя скоростная характеристика снималась с помощью испытательного стенда IDS 541 N. Испытательный стенд представляет собой комплект электрических машин и приборов с балансирующим динамометром постоянного тока. Индицирование проводилось с помощью электронной системы экспериментального анализа (рис.3).

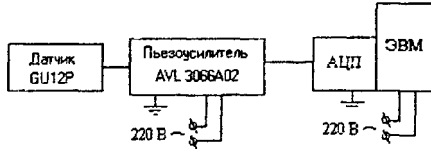


Рис. 3. Схема электронной системы индицирования

В четвертой главе приведены результаты экспериментальных исследований. Расстояние от искрового промежутка свечи зажигания до сопла распылителя КФ составило 10 мм. Исследовались углы опережения зажигания и впрыска, на которых достигается максимальное обеднение и стабильное воспламенение ТВС при работе двигателя на холостом ходе с использованием бензина, дизельного топлива и этилового спирта. Соответствующие данные приведены в таблице 3. Под углом опережения впрыска понимается угол опережения ВМТ КФ относительно ВМТ двигателя. После выхода двигателя на устойчивые обороты холостого хода, в сравнении с холостым ходом серийно выпускаемого двигателя (рис. 4), наблюдалась высокая межцикловая стабильность работы (рис. 5). Индикаторные диаграммы холостого хода были сняты при работе двигателя на бензине А-76. По оси ординат отложено избыточное давление.

На рис. 6 приведена внешняя скоростная характеристика двигателя с КФ при оптимальных углах опережения впрыска и зажигания, соответственно для дизельного топлива, бензина, этанола, а также карбюраторного варианта двигателя. Из полученных данных видно, что эффективный момент двигателя имеет незначительное отличие (не более 4,2%) при работе на этаноле и бензине в соответствии с теплотворной способностью смесей этих топлив с воздухом при $\alpha = 1$ (различие = 3,5%). Пониженный (до 9%) на низких частотах, по сравнению с этанолом и бензином, момент двигателя при работе на дизельном топливе можно объяснить ухудшенной подготовкой смеси в конкретных условиях экспериментального двигателя ввиду его физико-химических характеристик: воспламеняемости, испаряемости, вязкости.

Топливо	УОВ, град. ПКВ	УОЗ, град. ПКВ	n , об/мин.	Цикловая доза, мм ³	α	Теплота сгорания топлива МДж/кг
Бензин А-76	20-30	20	1900	4,21	3,5	44
Диз. топливо	20-30	20	1700	4	3,3	42,5
Этанол	20-30	20	2100	8,16	2,6	30

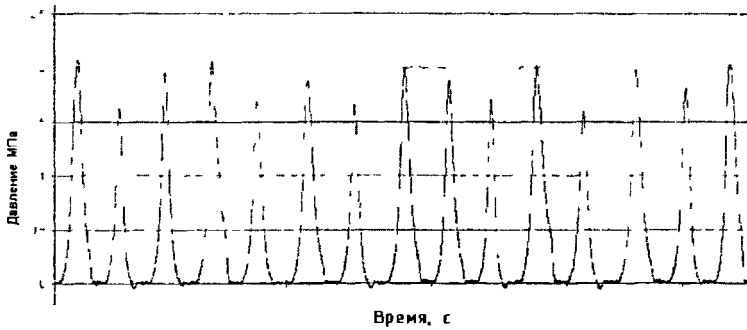


Рис. 4. Индикаторные диаграммы холостого хода серийного двигателя

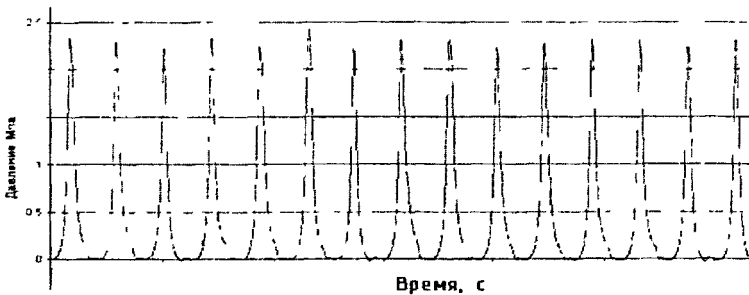


Рис. 5. Индикаторные диаграммы холостого хода экспериментального двигателя с КФ

Избежать этого можно, если поступить традиционным способом - улучшить смесеобразование путем согласования формы и размеров камеры сгорания с формой и размерами топливовоздушного факела, направлением и числом отверстий распылителя и т.д. При этом уровень локальной неоднородности должен быть таким, чтобы исключить возможность возникновения детонации, близкой к предельной. Удовлетворить эти два противоречивых требования возможно, если организовать процесс таким образом, чтобы концентрационная неоднородность имела место на локальном уровне, а сами очаги локальной неоднородности были относительно равномерно распределены по объему камеры

сгорания. Локальное образование детонационных волн, ослабляющихся в процессе распространения (благодаря неоднородной структуре смеси) до такого уровня, который не представляет опасность для конструкции двигателя и не ухудшает его эффективные показатели, допустимо. Принципы организации процессов смесеобразования и воспламенения, заложенные в предлагаемом рабочем процессе, позволяют управлять степенью неоднородности. При увеличении частоты вращения смесеобразование улучшается и при $n = 4800$ об/мин моменты двигателя при работе на дизельном топливе и бензине сравниваются. Монотонное уменьшение момента двигателя с увеличением частоты вращения при работе на этаноле объясняется заниженными, для условий применения этанола, проходными сечениями дозирующей аппаратуры. Следует отметить возможность работы данного двигателя на дизельном топливе при высоких частотах вращения (в экспериментах до 5500 об/мин — это максимально допустимая паспортная частота вращения базового двигателя) с эффективными показателями, которые не ниже уровня показателей бензинового варианта.

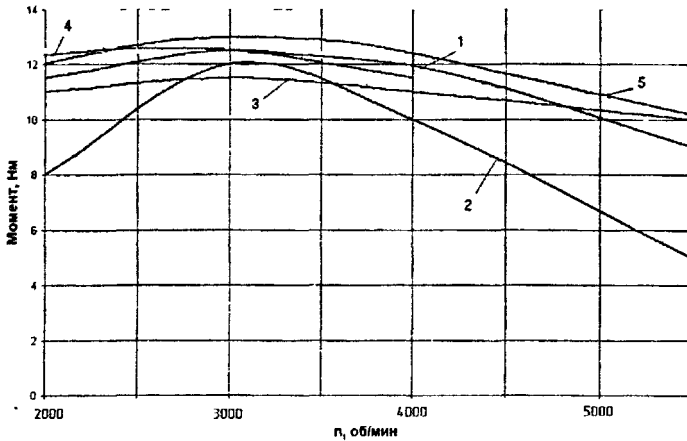


Рис.6. Внешняя скоростная характеристика двигателя: 1 - бензин(впрыск); 2 — бензин (карбюраторный вариант); 3 - дизельное топливо; 4 - этиловый спирт; 5- расчет

На рис. 7, 8 представлены характерные кривые изменения давления в рабочей камере по углу поворота вала при сгорании бензина и дизельного топлива. Там же представлены кривые $dp/d\varphi = f(\varphi)$, характеризующие жесткость процесса сгорания. Обработка этих индикаторных параметров рабочих процессов экспериментального двигателя показала, что процесс подвода тепла характеризуется двумя этапами: с показателем сгорания Вибе $m \approx 3$ на первом этапе

(данное m типично для бензиновых двигателей) и $m \approx 0,5$ – на втором (типичное m для дизельных двигателей). Второй пик скорости нарастания давления в новом рабочем процессе следует отнести к многоочаговому сгоранию смеси, воспламенившейся от сжатия, вызванного сгоранием ее части. Это хорошо прослеживается на рис. 7 и 8 по характерным флуктуациям на кривых давления и $dp/d\phi$. Причем на бензиновом топливе они меньше – т.к. бензин хуже самовоспламеняется, чем дизельное топливо. Такой процесс подвода тепла легко поддается управлению за счет изменения угла опережения впрыска и момента подачи искры. Критерием оптимальности при выборе угла опережения впрыска являлись мощность и расход топлива. При превышении или снижении угла относительно оптимального наблюдалось ухудшение характеристик. При снижении – из-за ухудшения смесеобразования, при увеличении – из-за детонации. Следовательно, оптимальный угол является той границей, когда возникшие при многоочаговом воспламенении ударные волны, еще не перерастают в детонационные такой интенсивности, которая ухудшает эффективные показатели двигателя, и должны способствовать более быстрому завершению тепловыделения в конце основной фазы сгорания и в фазе догорания. Данное наблюдение совпадает с другими широко известными наблюдениями, согласно которым наилучшие мощность и расход топлива достигаются перед самым началом наступления детонации.

Для оценки совпадения расчетной и экспериментальных кривых был использован коэффициент согласования, который определялся по формуле:

$$\chi = \frac{\sum_{i=1}^n \left[1 - \frac{\sqrt{(x_{ei} - x_{pi})^2}}{x_{ei}} \right]}{n},$$

где x_{ei} – значение полученное в эксперименте; x_{pi} – значение полученное в расчете; n – количество сравниваемых точек. Для различных кривых он составил 0,85-0,95.

В заключении приведена оценка перспективности дальнейших работ в этом направлении. Оценивались пусковые характеристики двигателя, чувствительность процесса к изменению камеры сгорания, произведена съемка процесса горения. Эксперименты по пуску были проведены на бензине, дизельном топливе и этиловом спирте со снятием индикаторных диаграмм при температуре окружающего воздуха, равной 18°C. Пуск двигателя производился от кик-стартера. Запуск осуществлялся с одной - двух попыток и не зависел от вида применяемого топлива.

Способность двигателя работать на любых товарных топливах дает возможность уменьшить номенклатуру выпускаемых видов топлив и перейти на

топлива широкого фракционного состава и возможно на единое топливо, что существенно снизит его стоимость.

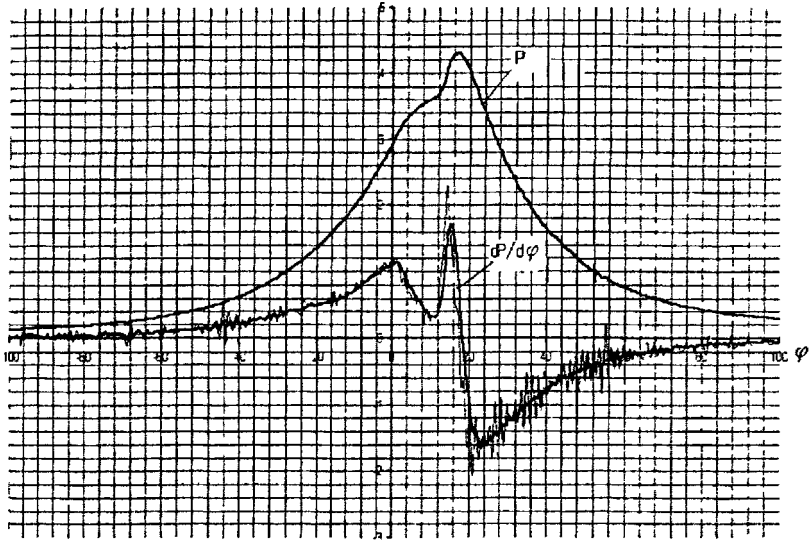


Рис. 7. Экспериментальная диаграмма изменения давления P (МПа) и $dp/d\varphi$ (атм/град) от угла поворота коленчатого вала φ . Топливо - бензин

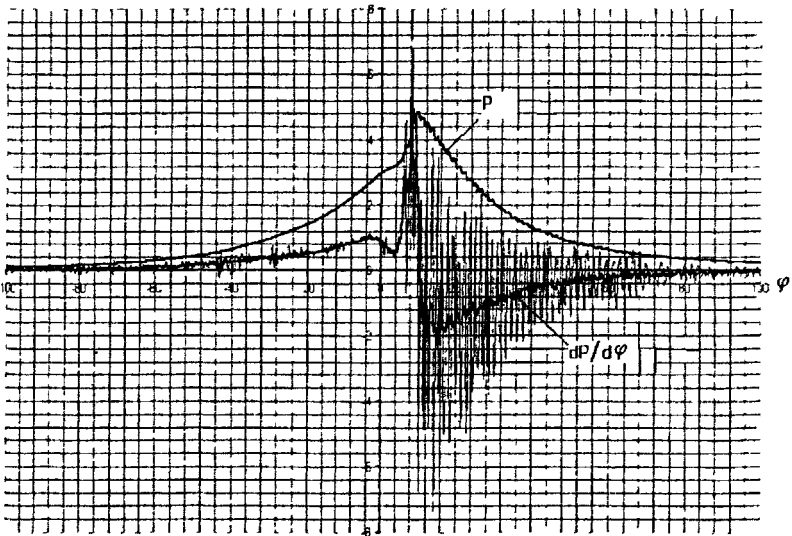


Рис. 8. Экспериментальная диаграммы изменения давления P (МПа) и $dp/d\varphi$ (атм/град) от угла поворота коленчатого вала φ . Топливо - дизельное

Очень важную роль могут сыграть двигатели с предлагаемым рабочим процессом для сельского хозяйства, позволив ему полностью перейти на самообеспечение топливом.

Истощение ресурсов ископаемых топлив вынудит человечество использовать возобновляемые источники энергии из растительного сырья. При применении двигателей с предложенным рабочим процессом, Россия, обладающая огромной территорией, и в будущем обеспечит себе сырьевую независимость.

Ухудшающаяся планетарная экологическая обстановка потребует в ближайшем будущем значительного сокращения выбросов вредных веществ, в том числе и CO_2 , являющегося конечным продуктом горения углеводородов. Остановить рост содержания углекислого газа в атмосфере можно лишь при организации на Земле кругооборота углерода и водорода в живой и искусственной среде. Это возможно при переходе на неископаемые виды топлив, - например, на спирты, растительные масла, биогаз и т.д. Принципиально предлагаемый рабочий процесс позволяет осуществить этот переход. Однако для выхода двигателей с этим процессом на товарный уровень, необходимо выполнить комплекс исследований связанных, прежде всего, с уточнением необходимых параметров впрыска компрессор-форсунки и его согласования с камерой сгорания, с определением регулировочных характеристик момента начала впрыска и искрового зажигания, с системой управления этими параметрами.

ВЫВОДЫ

1. Экспериментально подтверждена гипотеза о возможности осуществления в традиционном ПДВС с подводом тепла, близким к изохорному, рабочего процесса при оптимальных степенях сжатия, без детонации и с качественным регулированием нагрузки за счет управления моментом начала подачи обогащенной ТВС в РК и моментом первичного воспламенения искрой.

2. Разработанная математическая модель комбинированного воспламенения и сгорания в сочетании с СИМ «Альбея» позволяет на стадии проектирования спрогнозировать характеристики рабочего цикла двигателя (давление, скорость нарастания давления) с достоверностью $\chi = 0,85...0,95$.

3. Путем имитационного моделирования установлено:

3.1 Повышение степени сжатия выше определенного предела не вызывает увеличения эффективного КПД. Для двигателя ТМЗ при $\eta_v = 0,42$ этим пределом является значение $\epsilon = 12,5$, при $\eta_v = 1,0$ - $\epsilon = 16$.

3.2 Увеличение эффективного КПД двигателя без наддува с ростом степени сжатия в значительной степени зависит от коэффициента наполнения. При $\eta_v = 1,0$ составляет $\approx 10\%$; при $\eta_v = 0,42$ - лишь $\approx 2\%$.

4. Эксперименты с товарными топливами и этанолом показали:

4.1 Рабочий процесс устраняет ограничения по степени сжатия, характерные как для бензинового двигателя (максимальная - вблизи $\epsilon \approx 10$), так и для ди-

зельного (минимальная - вблизи $\varepsilon \approx 15$). Двигатель надежно запускался в диапазоне степеней сжатия 7 - 15 на всех использованных в работе топливах.

4.2 Рабочий процесс позволяет реализовать качественное регулирование. Максимальный коэффициент избытка воздуха при работе на холостом ходе составил $\alpha = 4,1$.

4.3 Топливная аппаратура обеспечивает работу двигателя в широком диапазоне частот (= 1900...5500об/мин - характерный диапазон работы штатного варианта двигателя). Требуемая минимальная цикловая доза составила «3,6 мм³.

4.4 Максимально допустимый угол опережения впрыска возрастает с увеличением октанового числа использованных топлив (для октановых чисел 22, 76, 88 соответственно 60, 75,90 град, п.к.в.).

4.5 Номинальная мощность двигателя с предлагаемым рабочим процессом при работе на дизельном топливе и бензине не ниже номинальной мощности карбюраторной версии двигателя. Эффективная мощность экспериментального двигателя при работе на этаноле, в диапазоне проведенных измерений, также не ниже мощности карбюраторной версии двигателя.

4.6 Отсутствие ограничений по частоте вращения при работе двигателя на дизельном топливе.

4.7 Продолжительность сгорания при комбинированном теплоподводе, на испыганных топливах, не превышает продолжительности, соответствующей карбюраторному варианту исполнения двигателя.

4.8 Процесс подвода тепла характеризуется двумя этапами: с показателем сгорания Вибе $m \approx 3$ на первом этапе $m \approx 0,5$ - на втором этапе.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Гарипов М.Д., Рудой Б.П. Многотопливный ДВС с искровым воспламенением и многоочаговым сгоранием // Проблемы современного энергомашиностроения: Материалы Всероссийской молодежной научно-технической конференции. - Уфа: Изд-во УГАТУ, 2002. - с.113.
2. Гарипов М.Д., Рудой Б.П. Перспективы развития поршневых ДВС //Иновационные проблемы развития машиностроения в Башкортостане: Сб. науч. трудов. Уфа: Гилем, 2003.- с. 33 - 48.
3. Гарипов М.Д., Рудой Б.П. Математическая модель рабочего процесса поршневого ДВС с комбинированным сгоранием //Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей: Межвуз. сб. науч. трудов. Вып. 20. Уфа: Изд-во УГАТУ, 2004. - с. 444 - 451.
4. Гарипов М.Д., Рудой Б.П. Экспериментальное исследование рабочего процесса поршневого ДВС с комбинированным сгоранием //Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей: Межвуз. сб. науч. трудов. Вып. 20. Уфа: Изд-во УГАТУ, 2004. - с. 452 - 461.

Гарипов

ГАРИПОВ Марат Данилович

УНИФИЦИРОВАННЫЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС
ПОРШНЕВЫХ ДВС

Специальность 05.04.02 - тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Подписано к печати 05.10.2004. Формат 60x84 1/16.
Бумага офсетная. Печать плоская. Гарнитура Таймс.
Усл. печ. л. 1,0. Усл. кр.-отг. 1,0. Уч.-изд. л. 0,9.
Тираж 100 экз. Заказ № 542

Уфимский государственный авиационный технический университет
Центр оперативной полиграфии УГАТУ
450000, Уфа - центр, ул. К. Маркса, 12

#23020