

Таким образом, в настоящей работе в уравнении Кирхгофа было сохранено только одно слагаемое – $v \frac{\partial T}{\partial x}$. Для реализации поставленной задачи необходимо, во-первых, учесть наличие и другого, связанного с продольной составляющей скорости в пограничном слое, а, во-вторых, обеспечить установление связи величин u и v с параметрами рабочего процесса.

Литература:

1. Агуреев И. Е., Григорьева Н. В. Учет нестационарного теплообмена в динамических моделях многоцилиндровых ДВС // Изв. ТулГУ. Сер. «Автомобильный транспорт». Вып. 10. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. – С.68-73.
2. Агуреев И. Е. Синергетический подход к анализу динамики тепловых двигателей с произвольным механизмом преобразования движения // Вопросы проектирования и эксплуатации автотранспортных средств и систем: Изв. ТулГУ. – Тула, 1995. – С.163-171.
3. Агуреев И. Е. Принципы технической синергетики тепловых двигателей // Изв. ТулГУ. Сер. "Автомобильный транспорт". Вып.2. – Тула: Изд-во ТулГУ, 1998. – С.133-145.
4. Агуреев И. Е. Нелинейные динамические модели поршневых двигателей внутреннего сгорания. Синергетический подход к построению и анализу: Монография. – Тула: Изд-во Тул. гос. ун-та, 2001. – 228 с.
5. Кавтарадзе Р. З., Борисенков Е. Р., Бенидзе Д. Ш. Экспериментальное исследование теплового состояния быстроходного дизеля в зависимости от закрутки потока на впуске // Труды МАДИ. М., 1988. С. 56-58.
6. Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 592 с.
7. Голоскоков Д. П. Уравнения математической физики. Решение задач в системе Maple. – СПб.: Питер, 2004 – 539 с.
8. Волков И. К., Канатников А. Н. Интегральные преобразования и операционное исчисление. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 228 с.

ПРОСТАЯ МОДЕЛЬ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС, УЧИТЫВАЮЩАЯ ХАРАКТЕР ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ

Гусаков С.В., Довольнов А.М.

(Российский университет дружбы народов);

Традиционно и в наше время изучение в высшей школе теории расчета действительного рабочего цикла поршневых ДВС начинается с освоения метода, предложенного столетие назад русским ученым, профессором Императорского московского технического училища В.И. Гриневецким, и развитого в дальнейшем профессорами МВТУ им. Н.Э. Баумана Н.Р. Брилингом и Е.К. Мазингом [1]. Это объясняется его простотой и наглядностью, физической обоснованностью исходных данных и достаточным количеством расчетных параметров для первичного анализа цикла. С момента создания В.И. Гриневецким теории ДВС расчетные методы получили существенное развитие, особенно после внедрения в инженерную практику электронных вычислительных машин. Однако использование в учебном процессе современного, сложного по своим алгоритмам программного обеспечения, так называемого «Hard Soft», на начальных стадиях обучения не целесообразно, т.к. в этом случае акцент смещается на освоение методов работы с программ-

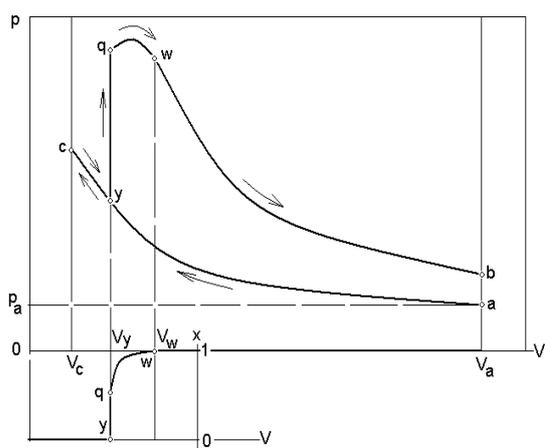
ным продуктом, вместо усвоения фундаментальных понятий и взаимосвязей, собственных ДВС. Применение простых математических моделей, в которых сохраняется прозрачность подхода В.И Гриневецкого, в сочетании с возможностью анализа дополнительных параметров, представляет собой, на наш взгляд, разумный компромисс при организации обучения студентов основам моделирования процессов в поршневых двигателях.

Анализ термодинамических циклов поршневых двигателей без наддува в курсах термодинамики традиционно сводится к рассмотрению циклов с подводом теплоты по изохоре, которым принято интерпретировать рабочий процесс в ДВС с искровым зажиганием, в связи с малой продолжительностью сгорания в этом типе двигателей, с подводом теплоты по изобаре, для анализа параметров низкооборотных дизелей и со смешанным подводом теплоты, который наиболее подходит для моделирования высокооборотных дизелей.

Академиком Б.С. Стечкиным в 50-е годы прошлого века был проведен анализ термодинамических циклов с целью установления количественных соотношений между динамикой тепловыделения и КПД рабочего цикла, аналитическим методом [2]. Не умаляя достоинств примененного подхода, позволившего выполнить математические преобразования для наглядного отображения результатов в виде конечных аналитических зависимостей, можно, используя современные возможности вычислительной техники, провести подобный анализ, не ограничивая себя рамками сделанных автором допущений.

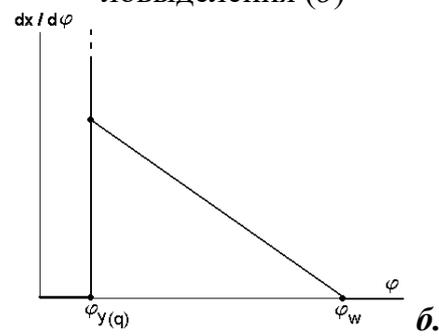
Предлагаемый подход отличается от известных методов тем, что задаются не элементарные термодинамические процессы, составляющие цикл работы поршневого двигателя, а динамика подвода теплоты к рабочему телу в функции текущего объема цилиндра, определяемого углом поворота коленчатого вала кривошипно-шатунного механизма. Принятые допущения вводятся не для упрощения модели, а для упрощения анализа.

Моделируемый термодинамический цикл (рис.1) является замкнутым, необратимым (теплообмен учитывается показателями n_1 и n_2 политроп сжатия и расширения, соответственно).



а.

Рис.1. Термодинамический цикл с произвольным законом подвода теплоты (а) и закон скорости тепловыделения (б)



б.

Закон тепловыделения в общем виде задается следующим образом. В произвольной точке цикла (y), угловое положение которой определяет смещение начала тепловыделения относительно ВМТ в реальном двигателе, подводится доля теплоты x_q при $v=const$, которая может меняться от нуля до единицы. Остальная теплота $x_q - 1$ подводится к рабочему телу на участке изменения объема от V_y до V_w , убывая по линейному закону в функции угла поворота коленчатого вала (рис.1).

Подвод теплоты при $v=const$ в дизеле имитирует первую стадию «быстрого сгорания» топлива воздушной смеси, образовавшейся за период задержки воспламенения, высокую динамику сгорания которой, определяет кинетика химических реакций. При этом доля теплоты, выделяющейся в этой стадии, может составлять в зависимости от типа двигателя и режима его работы от 10...15% до 50..60%. В двигателе с искровым зажиганием подвод теплоты при $v=const$ соответствует основной стадии сгорания (распространению фронта турбулентного пламени), и доля теплоты x_q , выделяющейся в этой стадии составляет 95...98%.

Подвод теплоты на участке $V_y - V_w$ для дизеля характеризует вторую, диффузионную стадию сгорания. Ниспадающий характер скорости тепловыделения в реальном двигателе связан со снижением скорости диффузионного сгорания по мере расходования компонентов реакции и снижения интенсивности турбулентности. В двигателе с искровым зажиганием продолженное реагирование незначительной доли смеси связано с догоранием заряда в зонах с повышенной теплоотдачей.

В качестве основных параметров рабочего цикла используются: значения давления (p_a), температуры (T_a) рабочего тела в начале сжатия; геометрическая степень сжатия (ε); количество подведенной теплоты (Q_1); угол начала подвода теплоты $\varphi_{y(q)}$ (его отрицательное значение соответствует началу активного тепловыделения до ВМТ, положительное - после достижения поршнем верхней мертвой точки); доля теплоты x_q , подводимая при $v=const$; общая продолжительность подвода теплоты к рабочему телу от сгорающего топлива $\Delta\varphi_w$ в градусах ПКВ.

Соответствие между текущим углом ПКВ и объемом рабочего тела определяется по известной зависимости

$$V = f(\varphi) = V_h \left\{ \frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} \left[1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right] \right\}$$

где, V_h - рабочий объем цилиндра; λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; φ - текущий угол ПКВ.

При построении цикла использовались следующие зависимости.

Объем сжатия и полный объем цилиндра и масса рабочего тела

$$V_c = V_h / \varepsilon; \quad V_a = V_h + V_c; \quad m = V_a \cdot 0.00348 \cdot p_a / T_a.$$

Общее количество подведенной теплоты за цикл $Q_1 = m \cdot H_u / (1 + \alpha l_o)$.

Параметры рабочего тела на начало тепловыделения

$$p_y = p_a \cdot (V_a / V_q)^{n_1}; \quad T_y = T_a \cdot (V_a / V_q)^{n_1 - 1}; \quad V_y = f(\varphi_y).$$

Параметры рабочего тела после первой стадии сгорания ($v=const$)

$$T_q = T_y + (Q_1 \cdot x_q) / (m \cdot \bar{c}_v); \quad p_q = p_y \cdot (T_q / T_y); \quad V_q = V_y.$$

Объем рабочего тела на момент окончания активного сгорания

$$V_w = f(\varphi_q + \Delta\varphi_w).$$

Цикл расчета тепловыделения при переменном объеме состоит в рассмотрении термодинамических процессов на каждом расчетном шаге $\Delta\varphi_{1-2}$. Количество теплоты, подводимой на расчетном шаге, равно

$$\Delta Q_{1-2} = Q_1 \cdot (1 - x_q) \cdot (\varphi_w - \varphi) \cdot \Delta\varphi_{1-2} / \Delta\varphi_w.$$

Текущая температура на расчетном шаге определяется в две стадии:
1) изменение температуры за счет политропического расширения (сжатия),
2) повышение температуры за счет подвода теплоты на расчетном шаге:

$$T_2 = T_1 \cdot (V_1 / V_2)^{n-1} + \Delta Q_{1-2} / (m \cdot \bar{c}_v).$$

Давление на расчетном шаге рассчитывается из уравнения состояния при до-

пушении неизменности числа молей рабочего тела $p_2 = p_1 \cdot T_2/T_1 \cdot V_1/V_2$.

Работа на расчетном шаге $\Delta L_{1-2} = (p_2 + p_1)/2 \cdot (V_2 - V_1)$.

Давление и температура в конце сгорания $p_w = p_{2 \text{ кон}}; T_w = T_{2 \text{ кон}}$.

Параметры рабочего цикла в конце расширения

$$p_b = p_w \cdot (V_w/V_a)^{n_2}; \quad T_b = T_w \cdot (V_w/V_a)^{n_2-1}.$$

Работа на сжатии и расширении

$$L_{\text{сж}} = (p_a \cdot V_a - p_y \cdot V_y)/(n_1 - 1); \quad L_{\text{рас}} = (p_w \cdot V_w - p_b \cdot V_a)/(n_2 - 1).$$

Суммарная работа цикла и индикаторный КПД

$$L_{\Sigma} = L_{\text{сж}} + \sum L_{1-2} + L_{\text{рас}}; \quad \eta_i = L_{\Sigma}/Q_1.$$

В качестве оценочного показателя теплонапряженности рабочего процесса можно использовать среднюю температуру на участке от начала подвода теплоты к рабочему телу (V_q) до конца рабочего хода ($V_b \equiv V_a$, рис.2). При сгорании ($V_q - V_w$)

средняя температура рассчитывается, как $T_{\text{sr1}} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N T_j$, где N число расчетных точек.

чек.

На участке расширения ($V_w - V_b$) средняя температура, равна

$$T_{\text{sr2}} = \frac{1}{V_a - V_w} \int_{V_w}^{V_a} T(V) dV = \frac{T_w V_w^{n_2-1}}{V_a - V_w} \int_{V_w}^{V_a} V^{n_2-1} dV = \frac{T_b V_a + T_w V_w}{(V_a - V_w) \cdot (2 - n_2)}.$$

Средневзвешенная температура на участке рабочего хода

$$T_{\text{sr}} = \frac{T_{\text{sr1}} \cdot (\varphi_w - \varphi_q) + T_{\text{sr2}} \cdot (\varphi_a - \varphi_w)}{(\varphi_a - \varphi_q)},$$

где φ_q , φ_w , и $\varphi_a = 180^\circ \text{ПКВ}$ – углы начала, окончания активного тепловыделения и окончания рабочего хода, соответственно.

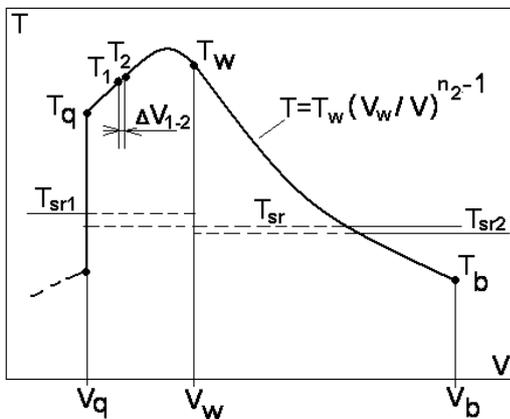


Рис.2. Определение средневзвешенной температуры на участке рабочего хода

В качестве примера рассмотрим влияние начала подвода теплоты к рабочему телу (рис.3) с использованием рассмотренной модели. При сохранении базовых параметров: $x_q = 0,3$ и $\Delta\varphi_w = 88^\circ \text{ПКВ}$ постоянными, угол начала тепловыделения при анализе, составил $\varphi_q = -30, -22, -14, -6, 2$ и 10 градусов ПКВ.

Отрицательные значения φ_q соответствуют началу тепловыделения до ВМТ, положительные – после ВМТ. В реальном двигателе параметру φ_q соответствует угол начала активного тепловыделения в камере сгорания, который может изменяться путем изменения угла опережения зажигания в двигателях с искровым зажиганием и угла опережения впрыскивания топлива в дизелях.

Как видно из приведенных графиков, существует угол φ_q , при котором достигается максимум индикаторного КПД цикла. Увеличение φ_q (увеличение опережения – рост его отрицательной величины) приводит к существенному росту максимальных значений давления и температуры рабочего цикла, поэтому в реальных конструкциях, например, дизелей, может существовать ограничение по величине

угла опережения впрыскивания топлива, со стороны предельной механической нагруженности деталей кривошипно-шатунного механизма (ограничения максимального давления цикла).

При увеличении опережения начала подвода теплоты также растет средневзвешенная температура цикла T_{sr} и, соответственно, теплонапряженность деталей камеры сгорания, преимущественно за счет роста средней температуры во время активного тепловыделения T_{sr1} .

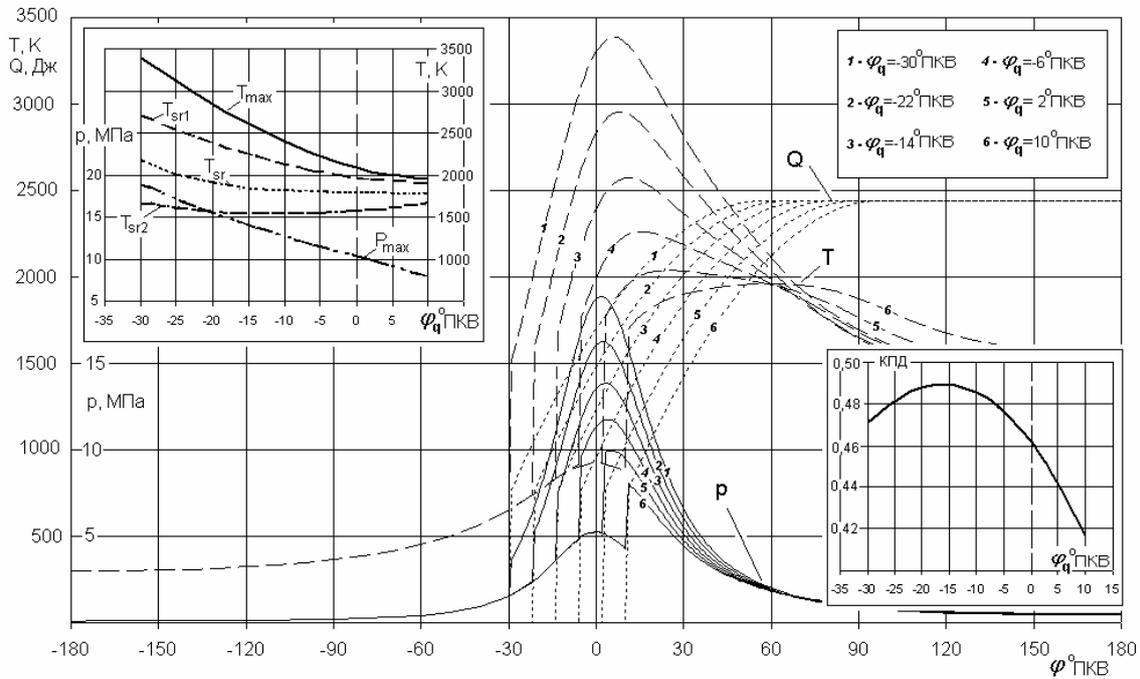


Рис.3. Моделирование рабочего цикла ДВС

Рассмотренная модель позволяет также исследовать влияние перераспределения топлива, сгорающего в кинетической и диффузионной стадиях в дизеле, общей продолжительности сгорания и ряда других параметров, оставаясь достаточно простой для самостоятельного использования студентами.

Литература:

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, А.С. Орлин, В.И. Ивин и др. – Под. ред. Орлина А.С. и Круглова М.Г. – М.: Машиностроение, 1983.
2. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстрого поршневого двигателя / Б.С. Стечкин, К.И. Генкин, В.С. Золотаревский, И.В. Скородинский. – М.: Изд-во АН СССР, 1960.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИНДИКАТОРНОГО ПРОЦЕССА В ДВИГАТЕЛЕ С САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ ГОМОГЕННОЙ МЕТАНОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Злотин Г.Н., Федянов Е.А., Иткис Е.М., Кузьмин В.Н.
(Волгоградский государственный технический университет)

В настоящее время одним из перспективных направлений совершенствования поршневых ДВС является переход к новому способу организации процесса сгорания, основанному на самовоспламенении однородного заряда в результате сжатия – процесса НССИ.