

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
Высшего профессионального образования
**«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»
(ВлГУ)**

Институт машиностроения и автомобильного транспорта

Кафедра Тепловые двигатели и энергетические установки

А.А. Гаврилов

Конспект лекций
по дисциплине «Моделирование процессов в поршневых двигателях»

для студентов ВлГУ, обучающихся по направлению
13-04-03 - Энергомашиностроение

Владимир, 2016

1-я лекция (2 часа) .

Общие сведения о моделировании. Цели и области исследований с помощью моделей. Виды и классификация моделей. Физические и математические модели. Роль теорий подобия и размерностей.

Моделью обычно называют мысленное или материальное отображение явлений или свойств определенного объекта. Другими словами, модель- это образ, описание, структура или материальное тело, которые воспроизводят с той или иной мерой сходства явление или объект [12].

По способу воспроизведения (отображения).модели можно разделить на мысленные, абстрактно-материальные , материальные и абстрактные.

К мысленным моделям относятся те модели, с помощью которых в сознании человека создается образ явления или объекта.

К материальным моделям относятся специально созданные объекты, которые могут замещать исследуемый объект в той мере, в какой они соответствуют ему. Для определения этого соответствия используются основные положения «Теории подобия». Материальная модель должна обеспечивать получение новой информации об исследуемом объекте или явлении.

Абстрактно-материальные модели являются промежуточными между мысленными и материальными. К ним относятся чертежи, графики, знаки и т.п. Абстрактно-материальные модели носят условный характер и, несмотря на свою материальность, не могут самостоятельно замещать объект с целью получения о нем новой информации.

К абстрактным моделям относятся математические модели, которые подробно будут рассмотрены в последующих лекциях.

Перечисленные модели обычно разбивают на более конкретные виды. Модель всегда приближенно отображает объект или явление.

2-я лекция (2 часа) .

Принципы и последовательность разработки математических моделей: расчётные схемы, принятие допущений, выбор методов математического описания процессов (объектов), выбор метода оптимизации. Оценка адекватности модели.

3-я лекция (2 часа) .

Разработка и оформление программы расчета. Тестирование программ. Особенности моделирования процессов в поршневых двигателях. Краткие сведения о существующих отечественных и зарубежных программных комплексах.

Базовая математическая модель включает системы уравнений термодинамических процессов, уравнения баланса энергии, сохранения массы, состояния и эмпирические зависимости. При описании массовых и тепловых потоков приняты индексы: c - цилиндр; s - впускной, а p - выпускной трубопроводы.

Наиболее информативным параметром, по которому можно оценивать адекватность модели преобразования теплоты в механическую работу в цилиндре, является давление рабочего тела. В течение цикла величина его зависит от изменения объёма внутри цилиндрического пространства (далее – текущего объёма) V , изменения массы рабочего тела при газообмене M_c , подвода теплоты, выделившейся при сгорании топлива Q_x , теплообмена со стенками внутрицилиндрического пространства (далее - теплообмена) Q_w и др. факторов. Для целенаправленного совершенствования процессов с целью повышения работы цикла необходимо иметь представление о степени влияния каждого из факторов на давление рабочего тела в цилиндре.

Зависимость давления рабочего тела в цилиндре от указанных выше факторов описывается функцией $p_c = f(V, M_c, Q_x, Q_w)$, (1)

производная которой по времени $d\tau$ представляет сумму частных производных:

$$\frac{dp_c}{d\tau} = \frac{\partial p_c}{\partial V} \frac{dV}{d\tau} + \frac{\partial p_c}{\partial M_c} \frac{dM_c}{d\tau} + \frac{\partial p_c}{\partial Q_x} \frac{dQ_x}{d\tau} + \frac{\partial p_c}{\partial Q_w} \frac{dQ_w}{d\tau}. \quad (2)$$

Использование уравнения (2) позволяет получить результаты для оценки вклада в изменение давления рабочего тела в цилиндре в течение цикла от каждого из четырёх факторов (V, M_c, Q_x, Q_w).

В дальнейшем будет использоваться условная запись уравнения (2) в виде

$$dp_c/d\tau = (dp_c/d\tau)_{V \text{ var}} + (dp_c/d\tau)_{M_c \text{ var}} + (dp_c/d\tau)_{Q_x \text{ var}} + (dp_c/d\tau)_{Q_w \text{ var}}. \quad (3)$$

4-я лекция (2 часа) .

Моделирование в цилиндре процессов газообмена и сжатия (в дизеле, бензиновом и газовых двигателях) .

На результаты расчета цикла газового двигателя существенное влияние оказывает элементарный состав применяемого топлива. Статистика показывает большую зависимость его от места добычи исходного сырья и технологии производства [10]. В табл. 1 приведены ориентировочные данные по элементарному составу 10-ти газовых топлив (доли δ_i десяти основных элементов: CH_4 - метан; C_2H_6 - этан; C_3H_8 – пропан; C_4H_{10} – бутан; C_nH_m - тяжелые углеводороды; H_2 – водород; CO - оксид углерода; N_2 – азот; CO_2 - диоксид углерода; O_2 - кислород)

Таблица 1

№	Состав Газ	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_nH_m	H_u , кДж/м ³
		H_2	CO	N_2	CO_2	O_2	
1	Сжатый природный	0,91	0,0296	0,0017	0,0055	-	35797,0
		0,0014	0,0014	-	-	-	
2	Пропан Автомобильный	0,04	-	0,9	0,06	-	88476,2
		-	-	-	-	-	
3	Пропан-бутан Автомобильный	-	-	0,5	0,5	-	102127,3
		-	-	-	-	-	
4	Этан-пропан	-	0,09	0,85	0,06	-	87700,2

	автомобильный	-	-	-	-	-	
5	Водяной	-	-	-	-	-	11807,42
		0,5	0,5	-	-	-	
6	Генераторный из торфа	0,03	-	-	-	0,004	6494,5
		0,15	0,28	0,464	0,07	0,002	
7	Генераторный из древесных чурок	0,036	-	-	-	-	5136,94
		0,144	0,18	0,54	0,09	0,01	
8	Генераторный из древесного угля	0,009	-	-	-	-	4713,75
		0,092	0,262	0,595	0,037	0,005	
9	Синтезгаз	0,52	-	-	-	0,034	22207,0
		0,09	0,11	0,246	-	-	
10	Светильный	0,162	-	-	-	0,08	18017,0
		0,278	0,202	0,222	0,05	-	

Разнообразие элементарного состава газовых топлив оказывает соответствующее влияние на их плотность и параметры топливо-воздушной смеси. Плотность газового топлива вычисляется по уравнению

$$\rho_{\text{gsz}} = \rho_a \sum_{j=1}^{i=10} \delta_j \bar{\delta}_j,$$

где ρ_a – плотность воздуха при условиях сравнения; δ_j – доля j -го элемента в газовом топливе; $\bar{\delta}_j$ – отношение плотности j -го элемента в газовом топливе к плотности воздуха.

Значения отношений $\bar{\delta}_j$ приведены в табл. 2

Таблица 2

J	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Элемент	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C _n H _m	H ₂	CO	N ₂	CO ₂	O ₂
$\bar{\delta}_j$	0,554	1,048	1,5206	2,0042	2,0042	0,06952	0,9669	0,9673	1,5291	1,1053

Из табл. 1 также видно, что элементарный состав топлива существенно влияет на величину низшей теплоты сгорания H_{ug} , Дж/м³. Для газового топлива с достаточным приближением её можно рассчитать по уравнению [9]

$$H_{ug} = (35,7CH_4 + 63,3C_2H_6 + 90,9C_3H_8 + 119,7C_4H_{10} + 146,2C_nH_m + 10,8H_2 + 12,8CO)10^6,$$

где CH₄, C₂H₆, C₃H₈, C₄H₁₀, C_nH_m, H₂, CO – доли компонентов газового топлива (см. табл. 1).

Низшая теплота сгорания дизельного топлива $H_{ud} = 42,5 \cdot 10^6$ Дж/кг.

Принятие параметров, определяющих состав топливо-воздушной смеси, является важным этапом в подготовке и выполнении расчета цикла. Получение достоверных результатов зависит от правильного выбора значений удельного расхода газового топлива $g_e, \text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ и коэффициента избытка воздуха α , с учетом стехиометрического значения $\bar{m}_{\text{теор}}, \text{ м}^3 \text{ возд.} / \text{ м}^3 \text{ топл.}$. Согласно статистике цикловая масса рабочего тела в цилиндре двигателя без наддува находится в диапазоне 0,9...1,05 грамм на 1 дм³ рабочего объема V_h , то есть

$$m_{cik} = \frac{g_e \rho_{gaz} (\alpha \bar{m}_{teor} + 1)}{30 i n_e V_h} = 0,90 \dots 1,05 \text{ г. .}$$

Поэтому, в первом приближении, для выбора параметров, определяющих состав газо-воздушной смеси, рекомендуется использовать соотношение

$$\alpha \bar{m}_{teor} g_e = (0,027 \dots 0,033) \frac{i n_e V_h}{N_e},$$

где N_e , кВт; ρ_{gaz} – плотность газа, кг/м³; α – принятый коэффициент избытка воздуха; i – количество цилиндров в двигателе; n_e – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; V_h – рабочий объём цилиндра, дм³. Размерность \bar{m}_{teor} и g_e должна быть одинаковой (в объёмных или массовых единицах).

В газовых двигателях с наддувом величина ориентировочной массы циклового заряда m_{cik} повышается в соответствии со степенью повышения давления π_k .

Основу математической модели процессов в цикле газового двигателя составляет математическая модель цикла поршневого двигателя с газотурбинным наддувом, работающего на бензине или дизельном топливе [1]. В данном описании дополнительно отмечены особенности, обусловленные большим различием состава газо-воздушной смеси, поступающей в цилиндры в процессе газообмена.

Для вывода уравнения, учитывающего изменение давления в цилиндре от объёма рабочего тела $\left(\frac{dp_c}{d\tau}\right)_{V_{var}} = \frac{\partial p_c}{\partial V} \frac{dV}{d\tau}$, используется уравнение политропы $p V^k = const$, где значение показателя k зависит от состава и процесса изменения состояния рабочего тела.

Производная определяется при постоянной массе рабочего тела M_c , отсутствии подвода теплоты и теплообмена $Q_x = Q_w = 0$

$$V^k \frac{\partial p_c}{\partial V} \frac{dV}{d\tau} + k p_c V^{k-1} \frac{dV}{d\tau} = 0.$$

После преобразований

$$\frac{\partial p_c}{\partial V} = -\frac{k p_c}{V}, \text{ а } \left(\frac{dp_c}{d\tau}\right)_{V_{var}} = -\frac{k p_c}{V} \frac{dV}{d\tau}, \quad (4)$$

где производная $dV/d\tau$ вычисляется по уравнениям кинематики кривошипно-шатунного механизма $\frac{dV}{d\tau} = \omega F_p R \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$. В нём ω – угловая скорость; F_p – площадь поршня; $\lambda = R/L$; R – радиус кривошипа; L – длина шатуна.

Уравнение для определения **второго** слагаемого в (3) $\left(\frac{dp_c}{d\tau}\right)_{M_c \text{ var}} = \frac{\partial p_c}{\partial M_c} \frac{dM_c}{d\tau}$, учитывающего изменение давления в цилиндре от изменения массы рабочего тела в процессе газообмена, формируется при условии $V = const$ и $Q_x = Q_w = 0$, то есть, за элементарный промежуток времени изменение давления обусловлено

только перемещением масс продуктов сгорания и свежего заряда между цилиндром и трубопроводами. Поэтому для определения частной производной $\partial p_c / \partial M_c$ используется уравнение баланса приращений внутренних энергий

$$\frac{dU_c}{d\tau} = \frac{dU_p}{d\tau} + \frac{dU_s}{d\tau}, \quad (5)$$

где U_c - внутренняя энергия рабочего тела в цилиндре; U_p, U_s - внутренние энергии продуктов сгорания и свежего заряда, участвующих в массообмене между выпускным и впускным трубопроводами. В процессе газообмена значения температуры T и удельной теплоёмкости c_v в формуле $U = c_v T M$ зависят от направления перетекания рабочего тела между цилиндром и трубопроводами. Так как расход $G = dM/d\tau$, то обозначив расход продуктов сгорания - G , а свежего заряда - G_1 , уравнение для приращения массы рабочего тела в цилиндре, учитывающее возможные перетекания его между цилиндром и трубопроводами принимает вид

$$dM_c/d\tau = -G_{cp} + G_{pc} - G_{cs} + G_{sc} + G_{1sc} - G_{1cs}, \quad (6)$$

где G_{cp}, G_{pc} - расходы продуктов сгорания при их истечении в выпускной трубопровод и их возможном ($p_p > p_c$) возврате в цилиндр; G_{cs}, G_{sc} - расходы продуктов сгорания при забросе ($p_c > p_s$) во впускной трубопровод в период перекрытия клапанов и их возврате в цилиндр; G_{1sc}, G_{1cs} - расходы свежего заряда при впуске и обратном выбросе ($p_c > p_s$) рабочего тела из цилиндра во впускной трубопровод (в такте сжатия).

Левая часть (5) в виде $\frac{dU_c}{d\tau} = \frac{d[(c_v)_c T_c M_c]}{d\tau}$, с учётом уравнения состояния $MT = pV/R$, преобразуется к виду

$$\frac{dU_c}{d\tau} = \frac{(c_v)_c V}{R} \frac{dp_c}{d\tau}. \quad (7)$$

Составляющие правой части уравнения (5) с учётом (6) принимают вид:

$$\frac{dU_p}{d\tau} = \frac{\partial U_{cp}}{\partial M_{cp}} \frac{dM_{cp}}{d\tau} - \frac{\partial U_{pc}}{\partial M_{pc}} \frac{dM_{pc}}{d\tau} = \frac{\partial[(c_v)_c T_c M_{cp}]}{\partial M_{cp}} G_{cp} - \frac{\partial[(c_v)_p T_p M_{pc}]}{\partial M_{pc}} G_{pc}, \quad (8)$$

$$\frac{dU_s}{d\tau} = \frac{\partial[(c_v)_c T_c M_{cs}]}{\partial M_{cs}} G_{cs} - \frac{\partial[(c_v)_s T_s M_{sc}]}{\partial M_{sc}} G_{sc} + \frac{\partial[(c_v)_s T_s M_{1sc}]}{\partial M_{1sc}} G_{1sc} - \frac{\partial[(c_v)_c T_c M_{1cs}]}{\partial M_{1cs}} G_{1cs}. \quad (9)$$

После подстановки в (5) уравнений (7), (8), (9), приняв температуры T_c, T_p, T_s и удельные изохорные теплоёмкости $(c_v)_c, (c_v)_p, (c_v)_s$ при истечении рабочего тела постоянными, после преобразований уравнение для определения изменения давления в цилиндре, вследствие изменения массы M_c при выпуске и впуске рабочего тела, имеет вид

$$\left(\frac{dp}{d\tau} \right)_{M_c \text{ var}} = \frac{R}{(c_v)_c V} \left(-(c_v)_c T_c G_{cp} + (c_v)_p T_p G_{pc} + (c_v)_s T_s (G_{sc} + G_{1sc}) - (c_v)_c T_c (G_{cs} + G_{1cs}) \right), \quad (10).$$

где R - газовая постоянная (Дж/(кг·град)); G, G_1 - расходы отработавшего газа и свежего заряда через клапаны в процессах выпуска и впуска (кг/с).

Начало процесса сгорания определяется углом задержки воспламенения смеси. В такте сжатия в момент подачи искры или начала впрыска дизтоплива, который определяется углом опережения зажигания (впрыска топлива) $\Delta\varphi_f$ °п.к.в. до ВМТ, вычисляется угол (время) задержки воспламенения смеси φ_i по формуле, разработанной на кафедре ТД и ЭУ ВлГУ [2] по материалам [3],

$$\varphi_i = 6n_e B_i \alpha w_p^{0,754} p_f^{0,242} T_f^{0,270}. \quad (11)$$

Вычисленное значение угла φ_i используется для определения начала резкого нарастания давления в цилиндре (начало подвода теплоты). В формуле (11) p_f, T_f - давление и температура рабочего тела в момент подачи искры; w_p - средняя скорость поршня; α - коэффициент избытка воздуха; B_i - корректирующий коэффициент.

5-я лекция (2 часа) .

Моделирование процессов смесеобразования, сгорания и расширения в двигателях с воспламенением топливо-воздушной смеси от искры и сжатия.

В двигателях с внутренним смесеобразованием и газодизелях, а именно, с впрыском топлива в цилиндр в такте впуска при искровом зажигании смеси или в такте сжатия в двигателях с воспламенением от сжатия, необходимо учитывать изменение массы рабочего тела в цилиндре в процессе впрыска топлива.

Сгорание топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя – это быстро протекающий и очень сложный процесс. Существующие модели процесса сгорания топлива пока не могут с высокой степенью достоверности описать протекающие реакции и выделяющуюся при этом энергию. Однако, при исследовании циклов во многих случаях можно использовать более простые модели процесса сгорания топлива в цилиндре, которые при принимаемых допущениях должны обеспечивать получение результатов, удовлетворяющих целям исследования.

За основу модели процесса выгорания топлива в цилиндре приняты уравнения баланса энергии и характеристик тепловыделения [1, 4].

Для определения третьего слагаемого в (3) $\left(\frac{dp_c}{d\tau}\right)_{Q_x, \text{var}} = \frac{\partial p_c}{\partial Q_x} \frac{dQ_x}{d\tau}$

используется уравнение баланса энергии

$$Q_x = (U_x - U_{c1}) + p_c V, \quad (12)$$

в котором: Q_x - количество теплоты, выделившейся при сгорании топлива, изменяется в соответствии с характеристикой тепловыделения (выгорания топлива) x (эмпирической или экспериментальной), т.е. $Q_x = x Q_z$, а приращение

$$\frac{dQ_x}{d\tau} = Q_z \frac{dx}{d\tau}, \quad (13)$$

где Q_z - количество теплоты, выделившейся при сгорании цикловой дозы топлива; U_{c1}, U_x - внутренние энергии рабочего тела в цилиндре в начале подвода теплоты и в данный момент процесса сгорания. Величина приращения внут-

ренной энергии $U_x - U_{c1}$ изменяется также в соответствии с характеристикой тепловыделения

$$\frac{d(U_x - U_{c1})}{d\tau} = (U_x - U_{c1}) \frac{dx}{d\tau}. \quad (14)$$

В конце процесса сгорания

$$Q_x = Q_z = \xi_z (H_u - \Delta H_u) m_f / M_1,$$

где ξ_z - коэффициент использования теплоты; H_u - низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг; m_f - цикловая масса топлива, кг; M_1 - масса свежего заряда; ΔH_u - неполнота выгорания топлива (в бензиновом и газовом двигателях при $\alpha < 1$, а в дизеле при $\alpha < 1,3$) Дж/кг.

В газодизеле подведенная теплота равна сумме теплоты от сгорания газового топлива Q_{zg} и дизельного Q_{zd}

$$Q_z = Q_{zg} + Q_{zd}.$$

Таким образом, производная для третьего слагаемого в уравнениях (2) и (3) с учётом уравнений (13) и (14) принимает вид

$$\left(\frac{dp_c}{d\tau} \right)_{Q_x, \text{var}} = \frac{1}{V} [Q_z - (U_x - U_{c1})] \frac{dx}{d\tau}. \quad (15)$$

где $dx/d\tau$ - скорость выделения теплоты в процессе сгорания топлива.

Внутренние энергии рабочего тела в цилиндре газового двигателя в момент воспламенения топливо-воздушной смеси и в процессе её сгорания определяются с учетом содержания в рабочем теле продуктов сгорания, воздуха и топлива. Изменение состава рабочего тела в процессе сгорания происходит в соответствии со скоростью выгорания топлива $dx/d\tau$ или $dx/d\varphi$.

Достоверные характеристики тепловыделения получают при обработке экспериментальных индикаторных диаграмм. При математическом моделировании процесса сгорания в газовом двигателе с зажиганием смеси от искры обычно используют эмпирическую закономерность выгорания топлива, которая описывается экспонентой [3, 4]

$$x = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_x}{\varphi_z} \right)^{m+1}}, \quad (16)$$

где m - показатель характера сгорания; φ_x / φ_z - отношение текущего угла п.к.в. φ_x к продолжительности сгорания φ_z (является линейным). В двигателях с воспламенением от сжатия (газодизели) это отношение нелинейно. Поэтому отношение φ_x / φ_z целесообразно заменить отношением $Q_\varphi \varphi_x / Q_z$, где Q_φ - значение теплоты, выделившееся за 1° п.к.в. или промежуток $\Delta\varphi$. Принятие зависимости $Q_\varphi = f(\varphi_x)$ позволяет корректировкой текущего значения подведенной теплоты Q_φ , достигнуть более близкого совпадения расчетной и опытной характеристик тепловыделения x .

С учётом отмеченного, относительная доля теплоты, выделившейся к рассматриваемому моменту времени $x = Q_x / Q_z$ в газодизеле (характеристика тепловыделения) вычисляется по уравнению

$$x = 1 - e^n, \quad (17)$$

где $n = -6.908 \left(\frac{Q_{\varphi d} \varphi_d + Q_{\varphi g} \varphi_x}{Q_z} \right)^{m+1}$; $Q_{\varphi d}, Q_{\varphi g}$ – текущие количества теплоты, выделившиеся при сгорании дозы дизельного топлива и газа за 1° п.к.в.; φ_d, φ_x – текущие углы п.к.в. выгорания дозы дизельного и газового топлив; m – показатель характера сгорания.

Скорость выделения теплоты $dx/d\varphi$ (выгорания топлива), а в данной модели доля теплоты, выделившейся за один градус поворота коленчатого вала, ° п.к.в. $\Delta x = x_{\varphi} - x_{\varphi-1}$.

При моделировании **теплообмена** между рабочим телом и стенками внутри цилиндрического пространства предполагается, что при этом изменяется только внутренняя энергия рабочего тела. Исходное уравнение $Q_w = \Delta U_c = \Delta[(c_v)_c T_c M_c] = \Delta[(c_v)_c p_c V/R]$ после дифференцирования преобразуется к виду

$$\left(\frac{dp_c}{d\tau} \right)_{Q_w \text{ var}} = \frac{\partial p_c}{\partial Q_w} \frac{dQ_w}{d\tau} = - \frac{R}{(c_v)_c V} \frac{dQ_w}{d\tau} = - \frac{(k-1)}{V} \frac{dQ_w}{d\tau}. \quad (18)$$

Теплота, участвующая в теплообмене между рабочим телом и стенками внутрицилиндрического пространства вычисляется по формуле Ньютона-Рихмана

$$Q_w = \alpha_w \Sigma [F_{cx} (T_{cx} - T_{vx})],$$

где α_w – коэффициент теплоотдачи; F_{cx} – площади поверхностей поршня, крышки цилиндра и зеркала цилиндра в данный момент времени; T_{cx} – текущая температура рабочего тела; T_{vx} – температуры соответствующих поверхностей внутрицилиндрического пространства.

Температура рабочего тела в цилиндре на каждом элементарном промежутке времени определяется по уравнению состояния

$$T_c = p_c V / (RM_c). \quad (19)$$

6-я лекция (2 часа).

Моделирование процессов в трубопроводах двигателей без наддува и с турбонаддувом

Для моделирования процессов в трубопроводах используются уравнения баланса энтальпий (энергий), производные от которых имеют вид:

$$\text{- выпускной трубопровод} \quad \frac{dI_p}{d\tau} = \sum_{j=1}^i \left(\frac{dI_{cp}}{d\tau} - \frac{dI_{pc}}{d\tau} \right) - \frac{dI_{po}}{d\tau} + \frac{dE_p}{d\tau}; \quad (20)$$

$$\text{- впускной трубопровод} \quad \frac{dI_s}{d\tau} = \sum_{j=1}^i \left(\frac{dI_{cs}}{d\tau} - \frac{dI_{sc}}{d\tau} - \frac{dI_{1sc}}{d\tau} + \frac{dI_{1cs}}{d\tau} \right) + \frac{dI_{1os}}{d\tau} + \frac{dE_s}{d\tau}, \quad (21)$$

где $I_p, I_{cp}, I_{pc}, I_{po}$ – энтальпии газов в трубопроводе, выходящих из цилиндра, возвращающихся в цилиндр (если $p_p > p_c$), выходящих из выпускного трубопровода в атмосферу (или турбину);

$I_s, I_{cs}, I_{sc}, I_{1sc}, I_{1cs}, I_{1os}$ - энтальпии рабочего тела во впускном трубопроводе, заброшенных из цилиндра продуктов сгорания, продуктов, возвратившихся обратно в цилиндр, свежего заряда, поступившего в цилиндр при впуске, вышедших из цилиндра в такте сжатия (обратный выброс), поступивших в трубопровод из атмосферы или компрессора; E_p, E_s - кинетические энергии потоков рабочего тела в трубопроводах, которые целесообразно учитывать при длине трубопроводов $l_{TP} > 6d_{TP}$; i, j - количество и номер цилиндров, подсоединённых к трубопроводу.

Подставив в (20) и (21) значения энтальпий, после дифференцирования и преобразований получим уравнения для приращений давлений рабочего тела в трубопроводах:

$$\frac{dp_p}{d\tau} = \frac{R}{V_p} \left(\sum_{j=1}^i \left[\frac{(c_p)_c}{(c_p)_p} G_{cp} T_c \right] - \sum_{j=1}^i (G_{pc} T_p) - G_{po} T_p + \frac{E_p}{(c_p)_p} \right); \quad (22)$$

$$\frac{dp_s}{d\tau} = \frac{R}{V_s} \left[G_k T_k - \sum_{j=1}^i (G_{1sc} + G_{sc}) T_s + \frac{(c_p)_c}{(c_p)_s} \sum_{j=1}^i (G_{1cs} + G_{cs}) T_c + \frac{E_s}{(c_p)_s} \right], \quad (23)$$

где $(c_p)_p, (c_p)_s$ - удельные изобарные теплоёмкости газов и свежего заряда; V_p, V_s - объёмы трубопроводов; G_k, T_k - расход и температура, определяющие значение энтальпии I_{1os} свежего заряда, поступающего во впускной трубопровод из атмосферы (от нагнетателя); G_{po} - расхода газа в атмосферу (турбину), кг/с.

Приращение температур рабочего тела в трубопроводах вычисляется по уравнениям:

$$\frac{dT_p}{d\tau} = \frac{T_p R}{p_p (c_p)_p} \frac{dp_p}{d\tau}; \quad (24)$$

$$\frac{dT_s}{d\tau} = \frac{T_s R}{p_s (c_p)_s} \frac{dp_s}{d\tau}. \quad (25)$$

Уравнения (4, 6, 7, 10, 11, 15, 17, 18, 22, 23, 24, 25) составляют основу квазистационарной математической модели цикла поршневого двигателя. Система дифференциальных уравнений решается методом Эйлера.

Для перехода к производной по углу поворота коленчатого вала $dp/d\phi$, более удобной при моделировании процессов в поршневом двигателе, используется зависимость $d\phi = \omega d\tau = 6 n_d d\tau$, где $\omega = d\phi/d\tau = 6 n_d$ - угловая скорость, °п.к.в./с; n_d - частота вращения вала, мин⁻¹.

Приращение кинетической энергии движущегося по трубопроводу рабочего тела связано с расходом зависимостью

$$\frac{dE}{d\tau} = \frac{\partial E}{\partial M} \frac{dM}{d\tau} = \frac{G^2}{2} \left(\frac{R T_{TP}}{F_{TP} p_{TP}} \right)^2 \frac{dM}{d\tau} = \frac{G^3}{2} \left(\frac{R T_{TP}}{F_{TP} p_{TP}} \right)^2. \quad (26)$$

Расходы рабочего тела через клапаны, входные и выходные сечения трубопроводов (турбокомпрессора) вычисляются по формуле

$$G = \mu F \psi p / \sqrt{RT},$$

где ψ – функция, зависящая от отношения давлений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \text{ для } \beta = \frac{p_0}{p} > \beta_{\text{кр}}; \\ \psi = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \text{ для } \beta \leq \beta_{\text{кр}}; \end{array} \right.$$

μ – коэффициент расхода; F – площадь сечения отверстия; p , T – давление и температура в резервуаре откуда идет истечение; p_0 – давление в объеме (среде), куда идет истечение.

Зависимость коэффициента расхода через клапан от перемещения клапана описывается полиномом $\mu_{KL} = 1,06 - B h_{KL}$. В программе расчёта задаётся среднее за цикл значение $\mu_{KL \text{ ср}}$, по которому вычисляется коэффициент полинома B

$$B = (1,06 - \mu_{KL \text{ ср}}) / h_{KL \text{ ср}}.$$

При моделировании газотурбинного наддува в цикле газового двигателя принято, что компрессор нагнетает чистый воздух. Поэтому результаты расчета цикла газового двигателя будут близкими к реальным, если отношение (массовых) расхода топлива G_f к расходу свежего заряда будет меньше 0,1, т.е.

$G_f / (G_a + G_f) < 0,1$. На двигателях, использующих генераторный газ, наддув не применяется.

При моделировании цикла в двигателе агрегат наддува представляется в виде «черного ящика», т.е. используются только входные и выходные параметры: расходы, давления, КПД, частота вращения ротора [5]. Передача энергии от выпускных газов к свежему заряду через турбокомпрессор происходит по схеме:

$$E_t \rightarrow E_{tk} \rightarrow E_k$$

Ротор турбокомпрессора, обладающий большим запасом кинетической энергии E_{tk} , получает от выпускных газов через турбину добавочную энергию E_t и через компрессор в количестве E_k передает ее свежему заряду. За промежуток времени $\Delta\tau$ этот процесс описывается уравнением

$$\frac{\Delta E_{tk}}{\Delta\tau} = \frac{\Delta(E_t - E_k)}{\Delta\tau}. \quad (27)$$

Кинетическая энергия ротора ТК при установившемся вращении

$$E_{tk} = \frac{J_{tk} \omega_{tk}^2}{2},$$

где J_{tk} – момент инерции ротора ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$) для радиально-осевой турбины определяется по эмпирической формуле $J_{tk} = d_t^{4,74} \cdot 10^{-6}$ [11];

d_t – диаметр рабочего колеса турбины, см; $\omega_{tk} = \pi n_{tk} / 30$ – угловая скорость вращения ротора турбокомпрессора.

При расчете цикла за промежуток времени $\Delta\tau$ обычно принимают угол поворота коленчатого вала $\Delta\varphi^\circ$ п.к.в. Для 1° п.к.в. $\Delta\tau = \Delta\varphi / (6n_e)$. Тогда энергия, передаваемая газами турбине

$$E_t = \frac{G_t L_t \eta_t \Delta\varphi}{6n_e}; \quad L_t = \frac{k_t}{k_t - 1} RT_t \left[1 - \left(\frac{p_{t0}}{p_t} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}} \right], \quad (28)$$

где G_t, L_t - расход и удельная адиабатная работа газа в турбине; p_{t0} - давление газа за турбиной; p_t - давление перед турбиной ($p_t = p_p$); η_t - КПД турбины.

Для определения текущего значения энергии E_k используется коэффициент запаса кинетической энергии, вычисляемый по средним за цикл параметрам на расчётном режиме работы двигателя $K_{tk} = (E_{tk\text{cp}} + E_{t\text{cp}}) / E_{k\text{cp}}$.

Тогда текущая энергия, переданная колесу компрессору от ротора

$$E_k = E_{tk} / K_{tk}.$$

Соответствующая энергия, переданная от колеса компрессора свежему заряду за промежуток $\Delta\varphi$ равна

$$E_k = \frac{G_k L_k \Delta\varphi}{6n_e \eta_k}; \quad L_k = \frac{k}{k-1} RT_o \left[\left(\frac{p_k}{p_{ok}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (29)$$

где G_k, η_k, L_k - расход воздуха, КПД компрессора и удельная адиабатная работа; k - показатель адиабаты (политропы) сжатия в компрессоре; p_{ok}, p_k - давления воздуха перед компрессором и после компрессора (в коротких трубопроводах и без охлаждения воздуха после компрессора $p_k = p_s$).

7-я лекция (2 часа).

Использование характеристики компрессора для анализа совместной работы двигателя и ТКР. Аппроксимация характеристики для использования в программе расчёта цикла двигателя с наддувом.

При наличии универсальной характеристики компрессора текущие значения G_k и η_k определяются с её использованием. Методика применения характеристики базируется на уникальной особенности отношения $(G_k / \eta_k)_x$, вычисленного при постоянном значении степени повышения давления в компрессоре $\pi_k = const$ на характеристике компрессора - возрастать с увеличением расхода воздуха G_k . Теоретически это отношение представляет предельный расход идеального газа на данном режиме работы центробежного компрессора. При расчете цикла двигателя из уравнения (15) вычисляется

отношение $\left(\frac{G_k}{\eta_k} \right)_2 = \frac{6n_e E_k}{\Delta\varphi L_k}$, а характеристика компрессора для

практического использования перестраивается в графики зависимости $(G_k/\eta_k)_x = f(G_k, \pi_k)$. Значения G_k и η_k берутся в точках пересечения линии $\pi_k = const$ с кривыми $\eta_k = const$ начиная с границы помпажа. Полученные отношения $(G_k/\eta_k)_x$ аппроксимируются полиномами не четвёртой степени.

Если рассчитываются расходы отработавших газов через колесо турбины и минуя ее через перепускной жиклер (регулирование наддува перепуском газа минуя турбину) с целью определения диаметра отверстия на расчетном режиме (см. п. 5.8), то в этом случае промежутки времени увеличивают $\Delta\tau = \omega_e^{-1}$, где угловая скорость вращения вала двигателя $\omega_e = \pi n_e/30$ (рад/с). Тогда уравнения энергии (28) и (29) принимают вид

$$E_t = \frac{G_t L_t \eta_t}{\omega_e} \quad \text{и} \quad E_k = \frac{G_k L_k}{\eta_k \omega_e}. \quad (30)$$

8-я лекция (2 часа) .

.Использование программы расчёта цикла для выбора параметров перепуска газа минуя турбину, фаз газораспределения и др.

9-я лекция (2 часа) .

Перспективы развития методов расчета процессов в поршневых двигателях.

Литература

1. Гаврилов А.А. Влияние внешних факторов на давление рабочего тела в цикле поршневого двигателя. / А.А. Гаврилов, А.Н. Гоц // Материалы V-ой Украинской науч. техн. конференции с междунар. участием.- Первомайск, 2013.- С. 52-59.
2. Гаврилов А.А. Продолжительность задержки воспламенения топливовоздушной смеси в поршневых двигателях / А.А. Гаврилов, А.Н. Гоц // Фундаментальные исследования , №6 (4), 2014. .С. 703-708. – ISSN 1817-7339.
3. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. Учебник для вузов.-М.: ИПЗд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.-720с. (ISBN 978-5-7038-3086-4)
4. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателя внутреннего сгорания.- М.: Машиностроение, 1961. - 240 с.
5. Гаврилов А.А. Модель турбонаддува в цикле двигателя с переменным давлением воздуха на впуске / А.А. Гаврилов, А.Н. Гоц // Фундаментальные исследования , №8 (часть 1), 2013. .С. 24-28. – Библиогр. 28. ISSN 1817-7339.

6. Двигатели внутреннего сгорания. Кн.1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов/ В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; Под ред. В.Н. Луканина.-М.: Высш.шк., 2005.-479 с.

7. Двигатели внутреннего сгорания: Кн.3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС: Учебник для вузов / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.Ю. Кричевская и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова.- М.: Высш. шк., 2005.-414 с.

8. Гаврилов А.А., Игнатов М.С., Эфрос В.В. Расчет поршневых двигателей внутреннего сгорания. – Владимир, 2003. – 102 с.

9. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов.- М.: Высш. шк., 2002.- 496 с.

10. Коллеров Л.К. Газовые двигатели поршневого типа.- М.: Машиностроение, 1968г.

11. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с.

12. Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания.-М.: Машиностроение, 1988.- 360с.