

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова
Белгородский инженерно-экономический институт

А. В. Губарев

**ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.
ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ**

Практикум

Белгород
2015

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова
Белгородский инженерно-экономический институт

А. В. Губарев

**ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.
ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ**

Практикум

*Утверждено ученым советом университета
в качестве учебного пособия для студентов направлений подготовки
бакалавров 13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника,
23.03.02 – Наземные транспортно-технологические комплексы,
23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов
и специальности 23.05.01 – Наземные транспортно-технологические средства*

Белгород
2015

УДК 621.43

ББК 39.33

Г93

Рецензенты:

Кандидат технических наук, доцент кафедры “Сервис и ремонт машин”
Государственного университета – УНПК, г. Орел *Н.С. Севрюгина*
Доктор технических наук, профессор Белгородского государственного
технологического университета им. В.Г. Шухова *П.А. Трубаев*

Губарев, А.В.

Г93 Теория рабочих процессов двигателя внутреннего сгорания.
Примеры и задачи: практикум: учеб. пособие / А.В. Губарев. –
Белгород: Изд-во БГТУ, БИЭИ, 2015. – 95 с.

В данном издании освещены вопросы теории рабочих процессов, протекающих в ходе работы двигателей внутреннего сгорания. Изложены основные теоретические сведения, приведены примеры решения наиболее типовых задач, и задачи для самостоятельной проработки и закрепления знаний и практических навыков.

Практикум предназначен для студентов направлений подготовки бакалавров 13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника, 23.03.02 – Наземные транспортно-технологические комплексы, 23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов и специальности 23.05.01 – Наземные транспортно-технологические средства.

Издание публикуется в авторской редакции.

УДК 621.43
ББК 39.33

© Белгородский государственный
технологический университет
(БГТУ) им. В.Г. Шухова, 2015

© Белгородский инженерно-экономический
институт (БИЭИ), 2015

© Губарев А.В., 2015

ВВЕДЕНИЕ

Учебными планами направлений подготовки бакалавров «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», «Наземные транспортно-технологические комплексы», «Теплоэнергетика и теплотехника», а также специальности «Наземные транспортно-технологические средства» предусмотрено проведение практических занятий по дисциплинам «Силовые агрегаты», «Энергетические установки подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования», «Нагнетатели и тепловые двигатели» и «Энергетические установки подъемно-транспортных, строительных, дорожных средств и оборудования» соответственно.

Целью практических занятий является углубление теоретических знаний путем решения несложных типовых задач, с решением которых студенты вышеуказанных направлений подготовки и специальности могут сталкиваться в ходе курсового и дипломного проектирования, а также во время своей трудовой деятельности. В процессе изучения методик расчета, а также решения задач ходе практических занятий студент овладевает знаниями о сущности и назначении процессов, происходящих в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания при реализации действительного цикла, о закономерностях и наиболее эффективных методах превращения в ДВС химической энергии топлива в работу, об основных критериях, оценивающих совершенство и техническое состояние применяемых на транспортных средствах силовых агрегатов. Кроме того, студент приобретает умение производить тепловой расчет двигателя внутреннего сгорания, а также овладевает навыками определения основных показателей работы и характеристик ДВС.

Таким образом, в результате выполнения заданий и решения задач в ходе практических занятий студент становится компетентным в работе в составе коллектива исполнителей технологической документации для производства, модернизации, эксплуатации и технического обслуживания энергетических установок наземных транспортно-технологических средств, машин и оборудования.

В данное учебное пособие включены разделы, в которых рассматриваются вопросы теории рабочих процессов, протекающих в ходе работы наиболее распространенных на транспорте и часто используемых на объектах малой и нетрадиционной энергетики тепловых двигателей, а именно двигателей внутреннего сгорания. Рассмотрены основные конструктивные параметры и показатели работы двигателей внутреннего сгорания, зависимости, позволяющие определять основ-

ные показатели теоретических и действительных циклов работы ДВС, производить построение внешней скоростной характеристики двигателя. Отдельная глава посвящена топливам и рабочим телам, используемым в двигателях внутреннего сгорания, а также их свойствам.

Для удобства читателей в пособии изложены основные теоретические сведения по разделам, которые потребуются при решении задач. Кроме того, в каждом разделе имеются разобранные примеры решения наиболее типовых задач, разобравшись в которых и воспользовавшись приведенными теоретическими сведениями, студенты могут самостоятельно составлять алгоритмы и осуществлять поиск решения задач.

Для проверки правильности решения к каждой задаче (кроме задач, требующих графических построений) приведены ответы.

1. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Схема поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС) показана на рис. 1.1.

Основными частями ДВС являются кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы, а также системы: питания, смазки, охлаждения и зажигания.

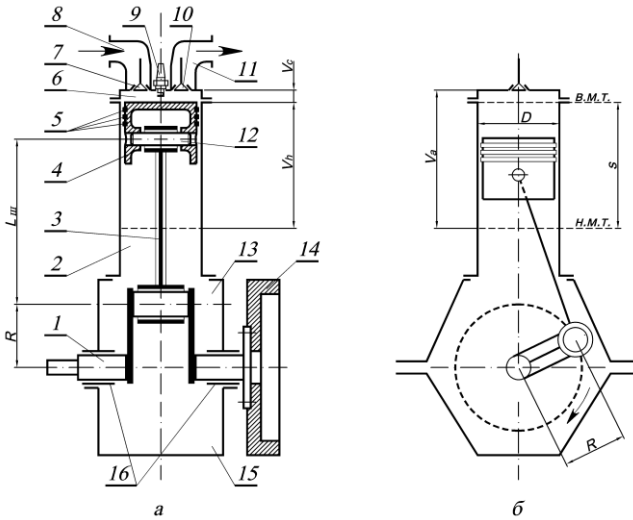


Рис. 1.1. Схема поршневого ДВС:

a – продольный разрез; *б* – поперечный разрез; 1 – коленчатый вал; 2 – цилиндр; 3 – шатун; 4 – поршень; 5 – кольца; 6 – камера сгорания; 7 – впускной клапан; 8 – впускной патрубок; 9 – свеча; 10 – выпускной клапан; 11 – выпускной патрубок; 12 – поршневой палец; 13 – картер; 14 – маховик; 15 – поддон; 16 – коренные подшипники

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) преобразует прямолинейное возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. Он состоит из цилиндра, поршня с кольцами и пальцем, соединяющим поршень с поршневой головкой шатуна. Кривошипная головка шатуна соединена с коленчатым валом, на заднем конце которого установлен маховик, обеспечивающий равномерность вращения коленчатого вала. Коленчатый вал вращается в коренных подшипниках, расположенных в картере двигателя, который снизу закрыт поддоном, используемым как резервуар для масла.

Основными конструктивными параметрами двигателя являются диаметр цилиндра D и ход поршня s , для центрального кривошипно-шатунного механизма равный удвоенному радиусу кривошипа R

$$s = 2R. \quad (1.1)$$

При этом двигатели, в которых отношение $s/D > 1$ называют длинноходными, а в которых отношение $s/D \leq 1$ – короткоходными.

Часто используемым в расчетах конструктивным параметром поршневого двигателя внутреннего сгорания является отношение радиуса кривошипа к длине шатуна

$$\lambda = R/L_{ш}. \quad (1.2)$$

Параметр λ – безразмерная величина, которая должна обеспечивать свободное движение шатуна без задевания за стенки цилиндра и свободное перемещение поршня без задевания за коренные подшипники коленчатого вала. Этот параметр является критерием кинематического подобия центрального кривошипно-шатунного механизма. Это означает, что для кривошипно-шатунных механизмов различных размеров, но с одинаковым значением параметра λ законы движения их аналогичных элементов будут подобны. При уменьшении параметра λ снижаются инерционные и нормальные силы, но увеличиваются высота и масса двигателя. Исходя из этого, в автомобильных и тракторных двигателях используют механизмы, в которых отношение радиуса кривошипа к длине шатуна равно $\lambda = 0,24 \dots 0,31$.

В смещенных КШМ на кинематику также оказывает влияние величина смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала a . В этих механизмах в дополнение к параметру λ вводится еще один критерий кинематического подобия – относительное смещение $k = a/R$.

Крайнее верхнее положение поршня в цилиндре называется верхней мертвой точкой (ВМТ), крайнее нижнее – нижней мертвой точкой (НМТ). Расстояние между ВМТ и НМТ характеризует рабочий объем цилиндра

$$V_h = Fs = \pi \frac{D^2}{4} s, \quad (1.3)$$

где F – площадь сечения цилиндра; D – диаметр цилиндра; s – ход поршня.

Рабочий объем всех цилиндров двигателя – литраж двигателя – определяется как произведение рабочего объема одного цилиндра на число цилиндров i

$$V_n = V_h i. \quad (1.4)$$

Объем, занимаемый газами при нахождении поршня в верхней мертвой точке, называется объемом камеры сгорания V_c . Суммарно рабочий объем и объем камеры сгорания составляют полный объем

цилиндра – объем, занимаемый газами при нахождении поршня в нижней мертвой точке,

$$V_a = V_h + V_c. \quad (1.5)$$

Важнейшим конструктивным параметром ДВС является геометрическая степень сжатия, определяемая как отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания этого цилиндра,

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}. \quad (1.6)$$

Пример 1.1

В двигателе внутреннего сгорания с центральным кривошипно-шатунным механизмом ход поршня равен 90 мм. Определите длину шатуна, если значение параметра $\lambda = 0,3$.

Решение

1. Определяется радиус кривошипа. В центральном кривошипно-шатунном механизме радиус кривошипа равен половине хода поршня (см. формулу 1.1)

$$R = \frac{s}{2} = \frac{90}{2} = 45 \text{ мм.}$$

2. Из выражения (1.2) определяется длина шатуна

$$L_{\text{ш}} = \frac{R}{\lambda} = \frac{45}{0,3} = 150 \text{ мм.}$$

Ответ: 150 мм.

Задача 1.1

В двигателе внутреннего сгорания с центральным кривошипно-шатунным механизмом ход поршня равен 80 мм. Определите длину шатуна, если значение параметра $\lambda = 0,25$.

Ответ: 160 мм.

Задача 1.2

Длина шатуна в двигателе внутреннего сгорания с центральным кривошипно-шатунным механизмом равна 160 мм. Определите ход поршня, если значение параметра $\lambda = 0,275$.

Ответ: 88 мм.

Задача 1.3

Длина шатуна в двигателе внутреннего сгорания с центральным кривошипно-шатунным механизмом равна 130 мм. Определите ход поршня, если значение параметра $\lambda = 0,30$.

Ответ: 78 мм.

Задача 1.4

Определите рабочий объем цилиндра ДВС, если его диаметр равен 0,8 дм, а ход поршня 1 дм. Ответ приведите в литрах.

Ответ: 0,5 л.

Пример 1.2

Определите, на сколько литров рабочий объем цилиндра ДВС, ход поршня которого равен 120 мм, больше рабочего объема цилиндра ДВС, ход поршня которого равен 100 мм. Диаметры обоих цилиндров принять равными 100 мм.

Решение

1. Так как $1 \text{ л} = 1 \text{ дм}^3$, а геометрические характеристики приведены в миллиметрах, целесообразно произвести пересчет:

– ход поршня в первом из рассматриваемых цилиндров

$$s_1 = 120 \text{ мм} = 1,2 \text{ дм};$$

– ход поршня во втором из рассматриваемых цилиндров

$$s_2 = 100 \text{ мм} = 1,0 \text{ дм};$$

– диаметр первого и второго цилиндров

$$D_1 = D_2 = D = 100 \text{ мм} = 1,0 \text{ дм}.$$

2. С помощью формулы (1.3) определяется, на сколько литров рабочий объем первого из рассматриваемых цилиндров больше рабочего объема второго

$$\begin{aligned} \Delta V_h &= V_{h1} - V_{h2} = \pi \frac{D_1^2}{4} s_1 - \pi \frac{D_2^2}{4} s_2 = \pi \frac{D^2}{4} (s_1 - s_2) = \\ &= 3,14 \cdot \frac{1^2}{4} \cdot (1,2 - 1) = 0,157 \text{ л}. \end{aligned}$$

Ответ: на 0,157 л.

Задача 1.5

Определите, на сколько литров рабочий объем цилиндра ДВС, ход поршня которого равен 96 мм, больше рабочего объема цилиндра ДВС, ход поршня которого равен 86 мм. Диаметры обоих цилиндров принять равными 80 мм.

Ответ: на 0,0503 л.

Задача 1.6

Литраж четырехцилиндрового двигателя внутреннего сгорания 1,4 л. Определите рабочий объем одного цилиндра этого двигателя.

Ответ: 0,35 л.

Задача 1.7

Литраж шестицилиндрового двигателя внутреннего сгорания 2,4 л. Определите полный объем цилиндра этого двигателя, если известно, что объем камеры сгорания в указанном цилиндре составляет 0,05 л.

Ответ: 0,45 л.

Задача 1.8

Определите литраж четырехцилиндрового ДВС, если полный объем цилиндра равен 0,85 л, а объем камеры сгорания составляет 0,05 л.

Ответ: 3,2 л.

Задача 1.9

Определите литраж четырехцилиндрового ДВС, если полный объем цилиндра равен 0,55 л, а объем камеры сгорания составляет 0,05 л.

Ответ: 2,0 л.

Задача 1.10

Литраж трехцилиндрового двигателя внутреннего сгорания 1,2 л. Объем камеры сгорания цилиндра этого двигателя равен 0,04 л. Определите геометрическую степень сжатия в указанном двигателе.

Ответ: 11.

Пример 1.3

Литраж шестицилиндрового двигателя внутреннего сгорания 2,1 л. Объем камеры сгорания цилиндра этого двигателя равен 0,05 л. Определите геометрическую степень сжатия в указанном двигателе.

Решение

1. С помощью выражения (1.4) определяется рабочий объем одного цилиндра двигателя

$$V_h = \frac{V_d}{i} = \frac{2,1}{6} = 0,35 \text{ л.}$$

2. По формуле (1.5) определяется полный объем цилиндра

$$V_a = V_h + V_c = 0,35 + 0,05 = 0,40 \text{ л.}$$

3. Геометрическая степень сжатия определяется по формуле (1.6)

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{0,40}{0,05} = 8.$$

Ответ: 8.

Задача 1.11

Литраж шестицилиндрового двигателя внутреннего сгорания 4,8 л. Объем камеры сгорания цилиндра этого двигателя равен 0,05 л. Определите геометрическую степень сжатия в указанном двигателе.

Ответ: 17.

Задача 1.12

Литраж четырехцилиндрового двигателя внутреннего сгорания 1,6 л. Объем камеры сгорания цилиндра этого двигателя равен 0,08 л. Определите геометрическую степень сжатия в указанном двигателе.

Ответ: 6.

Задача 1.13

Определите литраж шестицилиндрового двигателя внутреннего сгорания, если объем камеры сгорания в каждом из его цилиндров составляет 0,05 л, а геометрическая степень сжатия в указанном двигателе равна 10.

Ответ: 2,7 л.

Задача 1.14

Литраж восьмицилиндрового ДВС составляет 4,8 л. Степень сжатия в двигателе равна 16. Определите объем камеры сгорания цилиндра этого двигателя.

Ответ: 0,04 л.

Пример 1.4

Литраж четырехцилиндрового ДВС составляет 1,6 л. Степень сжатия в двигателе равна 11. Определите объем камеры сгорания цилиндра этого двигателя.

Решение

1. С помощью выражения (1.4) определяется рабочий объем одного цилиндра двигателя

$$V_h = \frac{V_n}{i} = \frac{1,6}{4} = 0,4 \text{ л.}$$

2. Полный объем цилиндра определяется по формуле (1.5)

$$V_a = V_h + V_c.$$

Согласно формуле (1.6), геометрическая степень сжатия равна

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_h}{V_c} + 1.$$

Из полученного выражения может быть выражен объем камеры сгорания

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{0,4}{11 - 1} = 0,04 \text{ л.}$$

Ответ: 0,04 л.

Задача 1.15

Литраж четырехцилиндрового ДВС составляет 2 л. Степень сжатия в двигателе равна 9. Определите объем камеры сгорания цилиндра этого двигателя.

Ответ: 0,0625 л.

Задача 1.16

Литраж восьмицилиндрового ДВС составляет 3,2 л. Степень сжатия в двигателе равна 17. Определите объем камеры сгорания цилиндра этого двигателя.

Ответ: 0,025 л.

2. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Часть энергии, выделяющейся при сгорании топлива, поданного в цилиндр двигателя, за цикл его работы затрачивается на совершение полезной работы L_e , другая часть неизбежно теряется (тепловые и механические потери).

Для оценки эффективности работы двигателя служат индикаторные и эффективные показатели. Индикаторные показатели характеризуют работу, совершаемую газами в цилиндре двигателя L_i . Эффективные показатели характеризуют работу двигателя, которая “снимается” с коленчатого вала и полезно используется L_e .

Кроме того, различают мощностные показатели работы ДВС, а также показатели, характеризующие экономичность работы. К мощностным индикаторным показателям относятся индикаторная мощность N_i и среднее индикаторное давление p_i .

Среднее индикаторное давление представляет собой индикаторную работу цикла L_i , снимаемую с единицы рабочего объема V_h , Па

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}. \quad (2.1)$$

Этот показатель оценивает степень эффективности использования рабочего объема цилиндра.

Индикаторная мощность – мощность, развиваемая газами внутри цилиндра, – определяется как индикаторная работа, получаемая за единицу времени, Вт

$$N_i = \frac{L_i}{\tau_{ц}}, \quad (2.2)$$

где $\tau_{ц}$ – время реализации одного рабочего цикла, с.

Время реализации одного рабочего цикла может быть выражено через частоту вращения коленчатого вала двигателя. Очевидно, что время, за которое коленчатый вал совершает один полный оборот, является величиной, обратно пропорциональной частоте вращения коленчатого вала,

$$\tau_{1об.} = \frac{1}{n}, \text{ мин или } \tau_{1об.} = \frac{60}{n}, \text{ с,} \quad (2.3)$$

где n – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин (мин^{-1}).

Так как в то время, когда коленчатый вал совершает один полный оборот, поршень совершает два хода (осуществляется два такта рабочего цикла), то время реализации одного рабочего цикла может быть выражено следующим образом, с

$$\tau_{ц} = \tau_{1об.} \cdot \frac{\tau}{2} = \frac{60}{n} \cdot \frac{\tau}{2} = \frac{30\tau}{n}, \quad (2.4)$$

где τ – тактность двигателя, равная двум для двухтактных и четырем для четырехтактных двигателей.

С учетом выражений (2.1) и (2.4) формула (2.2) может быть преобразована к следующему виду, Вт

$$N_i = \frac{p_i n i V_h}{30\tau}, \quad (2.5)$$

где i – число цилиндров двигателя.

Экономичность действительного цикла оценивается индикаторным КПД, характеризующим долю теплоты, введенной в цикл, которая преобразуется в индикаторную работу,

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1}, \quad (2.6)$$

где Q_1 – количество теплоты, вносимой в цикл топливом, Дж.

Индикаторный КПД характеризует уровень тепловых потерь в двигателе. Таким образом, возрастание любой из статей потерь теплоты: от неполноты сгорания топлива, в систему охлаждения через ограждающие поверхности внутрицилиндрового пространства или с отработавшими газами вызовет уменьшение индикаторного КПД.

Большее практическое применение для оценки экономичности двигателя имеет удельный индикаторный расход топлива, показывающий, какое количество топлива расходуется в двигателе на производство единицы индикаторной работы, г/(кВт·ч)

$$g_i = \frac{G_{\tau}}{N_i} \cdot 10^3, \quad (2.7)$$

где G_{τ} – расход топлива, кг/ч; N_i – индикаторная мощность, кВт.

Часть индикаторной работы передается на коленчатый вал и совершает полезную работу L_e , т.е. затрачивается на преодоление внешней нагрузки, а другая часть используется для компенсации механических (внутренних) потерь двигателя L_m , состоящих из потерь работы на трение в кривошипно-шатунном механизме, на реализацию процессов газообмена (впуска и выпуска) и на привод вспомогательных агрегатов и механизмов (насосов и др.). Таким образом, эффективная работа, получаемая на коленчатом валу, определяется как разность индикаторной работы и работы, затрачиваемой на компенсацию механических потерь, Дж

$$L_e = L_i - L_m. \quad (2.8)$$

Разделив обе части уравнения (2.8) на рабочий объем цилиндра, получают удельный показатель – среднее эффективное давление, Па

$$p_e = \frac{L_e}{V_h} = \frac{L_i - L_m}{V_h} = \frac{L_i}{V_h} - \frac{L_m}{V_h} = p_i - p_m, \quad (2.9)$$

где p_m – среднее давление механических потерь работы, Па.

Уровень механических потерь в двигателе оценивается механическим КПД, показывающим, какая доля индикаторной работы преобразуется в эффективную,

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{L_i - L_m}{L_i} = 1 - \frac{L_m}{L_i}. \quad (2.10)$$

Мощность, получаемая на коленчатом валу двигателя, т.е. эффективная мощность, определяется по формуле, Вт

$$N_e = \frac{p_e n i V_h}{30\tau}. \quad (2.11)$$

Эффективный крутящий момент двигателя или момент силы, действующей по шатуну на радиусе кривошипа коленчатого вала, можно представить следующим образом, Н·м

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} = 1000 \frac{p_e i V_h}{\pi \tau}. \quad (2.12)$$

Совокупные потери в двигателе оцениваются эффективным КПД, показывающим, какая доля теплоты, выделенной топливом, преобразуется в эффективную работу,

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{L_i \eta_m}{Q_1} = \eta_i \eta_m. \quad (2.13)$$

Экономичность двигателя оценивается величиной удельного эффективного расхода топлива, показывающего, какое количество топлива расходуется на производство единицы эффективной работы,

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} 10^3. \quad (2.14)$$

Все одноименные индикаторные и эффективные показатели связаны между собой механическим КПД

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{L_e}{L_i} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{g_i}{g_e}. \quad (2.15)$$

Пример 2.1

Рабочий объем цилиндра 0,4 л. Определите среднее индикаторное давление, если индикаторная работа равна 420 Дж.

Решение

1. Так как $1 \text{ л} = 1 \text{ дм}^3$, а среднее индикаторное давление определяется в Паскалях ($1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$), целесообразно произвести пересчет

$$V_h = 0,4 \text{ л} = 0,4 \text{ дм}^3 = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

2. Среднее индикаторное давление определяется с помощью выражения (2.1)

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} = \frac{420}{0,4 \cdot 10^{-3}} = 1050 \text{ кПа} = 1,05 \text{ МПа}.$$

Ответ: 1,05 МПа.

Задача 2.1

Рабочий объем цилиндра 0,5 л. Определите среднее индикаторное давление, если индикаторная работа равна 550 Дж.

Ответ: 1,1 МПа.

Задача 2.2

Объем камеры сгорания в двигателе внутреннего сгорания составляет 0,04 л, а геометрическая степень сжатия равна 8. Определите среднее индикаторное давление, если работа, совершаемая газами в цилиндре двигателя, равна 352 Дж.

Ответ: 1,26 МПа.

Задача 2.3

Рабочий объем цилиндра составляет 0,45 л. Определите индикаторную работу цикла, если среднее эффективное давление равно 0,8 МПа, а среднее давление механических потерь работы равно 0,2 МПа.

Ответ: 450 Дж.

Пример 2.2

Рабочий объем цилиндра 0,5 л. Определите эффективную работу, если среднее индикаторное давление равно 1 МПа, а давление механических потерь равно 0,2 МПа

Решение

1. Воспользовавшись формулой (2.9), можно определить среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 1,0 - 0,2 = 0,8 \text{ МПа}.$$

2. Эффективная работа, получаемая на коленчатом валу, также определяется по формуле (2.9)

$$L_e = p_e V_h = 0,8 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 400 \text{ Дж}.$$

Ответ: 400 Дж.

Задача 2.4

Литраж четырехцилиндрового двигателя внутреннего сгорания составляет 1,4 л. Работа, получаемая на коленчатом валу двигателя, равна 350 Дж, а индикаторное давление равно 1,2 МПа. Определите среднее давление механических потерь работы.

Ответ: 0,2 МПа.

Задача 2.5

Объем камеры сгорания в двигателе внутреннего сгорания составляет 0,04 л, а геометрическая степень сжатия равна 12. Определите среднее эффективное давление, если работа, получаемая на коленчатом валу двигателя, равна 440 Дж.

Ответ: 1,0 МПа.

Задача 2.6

Полный объем цилиндра двигателя внутреннего сгорания составляет 0,55 л, а геометрическая степень сжатия равна 11. Определите среднее эффективное давление, если газы совершили в цилиндре работу 612,5 Дж, а давление механических потерь составляет 0,175 МПа.

Ответ: 1,05 МПа.

Задача 2.7

Полный объем цилиндра двигателя внутреннего сгорания составляет 0,36 л, а геометрическая степень сжатия равна 12. Определите среднее индикаторное давление, если работа, получаемая на коленчатом валу двигателя, равна 264 Дж, а давление механических потерь составляет 0,15 МПа.

Ответ: 0,95 МПа.

Задача 2.8

Газы совершают в цилиндре двигателя работу 500 Дж. Определите механический КПД двигателя, если механические потери работы составляют 100 Дж.

Ответ: 80 %.

Пример 2.3

Механический КПД двигателя равен 0,9. Определите величину работы, снимаемой с коленчатого вала двигателя, если механические потери работы составляют 100 Дж.

Решение

1. Из формулы (2.10) можно выразить индикаторную работу

$$\eta_m = 1 - \frac{L_m}{L_i} \Rightarrow L_i = \frac{L_m}{1 - \eta_m} = \frac{100}{1 - 0,9} = 1000 \text{ Дж.}$$

2. По формуле (2.8) определяется эффективная работа, снимаемая с коленчатого вала,

$$L_e = L_i - L_m = 1000 - 100 = 900 \text{ Дж.}$$

Ответ: 900 Дж.

Задача 2.9

Литраж четырехтактного двигателя составляет 2,4 л. Определите эффективную мощность двигателя при частоте вращения коленчатого вала 5000 об/мин, если среднее эффективное давление составляет 0,8 МПа.

Ответ: 80 кВт.

Задача 2.10

Литраж четырехтактного двигателя составляет 1,6 л. Определите эффективную мощность двигателя при частоте вращения коленчатого вала 5400 об/мин, если среднее эффективное давление составляет 0,9 МПа.

Ответ: 64,8 кВт.

Пример 2.4

Среднее индикаторное давление действительного цикла ДВС составляет 1,2 МПа, а среднее давление механических потерь равно 0,2 МПа. Определите эффективный КПД двигателя, если индикаторный КПД действительного цикла этого двигателя составляет 0,36.

Решение

1. Воспользовавшись формулой (2.9), можно определить среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 1,2 - 0,2 = 1,0 \text{ МПа.}$$

2. Из соотношения (2.15) можно выразить эффективный КПД двигателя

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{p_e}{p_i} \Rightarrow \eta_e = \frac{p_e}{p_i} \cdot \eta_i = \frac{1,0}{1,2} \cdot 0,36 = 0,3 = 30 \text{ \%}.$$

Ответ: 30 %.

Задача 2.11

Среднее индикаторное давление действительного цикла ДВС составляет 0,8 МПа, а среднее давление механических потерь равно 0,2 МПа. Определите эффективный КПД двигателя, если индикаторный КПД действительного цикла этого двигателя составляет 0,4.

Ответ: 30 %.

Задача 2.12

Среднее индикаторное давление действительного цикла ДВС составляет 0,75 МПа, а среднее давление механических потерь равно 0,15 МПа. Определите эффективный удельный расход топлива, если индикаторный удельный расход топлива в этом двигателе составляет 240 г/(кВт·ч).

Ответ: 300 г/(кВт·ч).

Задача 2.13

Среднее индикаторное давление действительного цикла ДВС составляет 1,0 МПа, а среднее давление механических потерь равно 0,25 МПа. Определите эффективный удельный расход топлива, если индикаторный удельный расход топлива в этом двигателе составляет 210 г/(кВт·ч).

Ответ: 280 г/(кВт·ч).

Задача 2.14

Среднее эффективное давление действительного цикла ДВС составляет 0,945 МПа, а среднее давление механических потерь равно 0,105 МПа. Определите индикаторный удельный расход топлива, если эффективный удельный расход топлива в этом двигателе составляет 300 г/(кВт·ч).

Ответ: 270 г/(кВт·ч).

Задача 2.15

Среднее эффективное давление действительного цикла ДВС составляет 0,8 МПа, а среднее давление механических потерь равно 0,2 МПа. Определите индикаторную мощность двигателя, если эффективная мощность действительного цикла этого двигателя составляет 60 кВт.

Ответ: 75 кВт.

Задача 2.16

Индикаторная мощность двигателя внутреннего сгорания составляет 100 кВт, а эффективная мощность действительного цикла этого двигателя составляет 80 кВт. Определите среднее давление механических потерь, если среднее эффективное давление действительного цикла ДВС составляет 0,72 МПа.

Ответ: 0,18 МПа.

Задача 2.17

Индикаторная мощность двигателя внутреннего сгорания составляет 80 кВт, а эффективная мощность действительного цикла этого двигателя составляет 60 кВт. Определите среднее давление механических потерь, если среднее эффективное давление действительного цикла ДВС составляет 0,75 МПа.

Ответ: 0,25 МПа.

Задача 2.18

В двигателе внутреннего сгорания с центральным кривошипно-шатунным механизмом параметр $\lambda = 0,28$, а длина шатуна составляет 150 мм. Диаметр цилиндра равен 80 мм. Определите эффективную работу, снимаемую с коленчатого вала, если газы в цилиндре совершают работу 504 Дж. Принять, что давление механических потерь равно 0,3 МПа.

Ответ: 378 Дж.

Задача 2.19

В двигателе внутреннего сгорания с центральным кривошипно-шатунным механизмом параметр $\lambda = 0,275$, а длина шатуна составляет 200 мм. Диаметр цилиндра равен 120 мм. Определите работу, совершаемую газами внутри цилиндра двигателя, если работа, снимаемая с коленчатого вала, равна 1120 Дж. Принять, что давление механических потерь равно 0,225 МПа.

Ответ: 1400 Дж.

Задача 2.20

Литраж четырехтактного шестицилиндрового двигателя внутреннего сгорания составляет 3,0 л. Определите эффективную мощность и эффективный крутящий момент этого двигателя, если газы в каждом его цилиндре совершают работу 600 Дж, среднее давление механических потерь составляет 0,3 МПа, а частота вращения коленчатого вала – 5000 мин⁻¹.

Ответ: $N_e = 112,5$ кВт; $M_e = 215$ Н·м.

Пример 2.5

Литраж четырехтактного трехцилиндрового двигателя внутреннего сгорания составляет 1,2 л. Определите индикаторную и эффективную мощность, а также эффективный крутящий момент этого двигателя, если с коленчатого вала снимается работа 380 Дж, среднее давление механических потерь составляет 0,15 МПа, а частота вращения коленчатого вала – 5400 мин⁻¹.

Решение

1. Из выражения (1.4) определяется рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{V_{л}}{i} = \frac{1,2}{3} = 0,4 \text{ л} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

2. С помощью выражения (2.9) определяется среднее эффективное давление

$$p_e = \frac{L_e}{V_h} = \frac{380}{0,4 \cdot 10^{-3}} = 0,95 \text{ МПа.}$$

3. Среднее индикаторное давление также можно определить по формуле (2.9)

$$p_i = p_e + p_m = 0,95 + 0,15 = 1,1 \text{ МПа.}$$

4. Воспользовавшись формулой (2.5), можно определить индикаторную мощность двигателя

$$N_i = \frac{p_i n i V_h}{30\tau} = \frac{1,1 \cdot 10^6 \cdot 5400 \cdot 3 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3}}{30 \cdot 4} = 59,4 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 59,4 \text{ кВт.}$$

5. Воспользовавшись формулой (2.11), можно определить эффективную мощность двигателя

$$N_e = \frac{p_e n i V_h}{30\tau} = \frac{0,95 \cdot 10^6 \cdot 5400 \cdot 3 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3}}{30 \cdot 4} = 51,3 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 51,3 \text{ кВт.}$$

3. Крутящий момент двигателя может быть определен по формуле (2.12)

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} = \frac{3 \cdot 10^4}{3,14} \cdot \frac{51,3}{5400} \approx 90,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_e = 1000 \frac{p_e i V_h}{\pi \tau} = 1000 \frac{0,95 \cdot 3 \cdot 0,4}{3,14 \cdot 4} \approx 90,7 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Ответ: $N_i = 59,4 \text{ кВт}$; $N_e = 51,3 \text{ кВт}$; $M_e = 90,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Теория двигателей внутреннего сгорания основана на использовании термодинамических зависимостей и приближения их к действительным условиям путем учета реальных факторов. Изучение теоретических циклов является необходимым условием успешного изучения процессов, происходящих в цилиндрах реальных двигателей.

Замкнутые теоретические (термодинамические) циклы в отличие от действительных процессов, происходящих в цилиндрах двигателей, осуществляются в воображаемой тепловой машине и характеризуются следующими допущениями:

- 1) преобразование теплоты в механическую работу осуществляется в замкнутом объеме одним и тем же несменяемым рабочим телом;
- 2) состав и теплоемкость рабочего тела постоянны на всем протяжении цикла;
- 3) теплота подводится от постороннего (фиктивного) источника при постоянном объеме, при постоянном давлении или смешано (и при постоянном объеме, и при постоянном давлении);
- 4) процессы сжатия и расширения протекают по адиабатам (без теплообмена с окружающей средой) с постоянными показателями;
- 5) отсутствуют потери теплоты на трение, излучение и др., кроме отвода теплоты холодному источнику.

Замкнутые теоретические циклы в pV - и TV -координатах приведены на рис. 3.1.

Основными показателями, характеризующими теоретический цикл, являются теплоиспользование и работоспособность.

Теплоиспользование определяется термическим КПД. *Термический КПД* – отношение количества теплоты, превращенной в полезную механическую работу, к общему количеству теплоты, подведенной к рабочему телу,

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (3.1)$$

где Q_1 – количество теплоты, подведенное к рабочему телу от постороннего источника; Q_2 – количество теплоты, отведенное от рабочего тела холодному источнику.

Работоспособность определяется удельной работой цикла. *Удельная работа цикла* – отношение количества теплоты, превращенной в механическую работу, к рабочему объему, Дж/м³

$$p_t = \frac{Q_1 - Q_2}{V_a - V_c} = \frac{L_u}{V_a - V_c}, \quad (3.2)$$

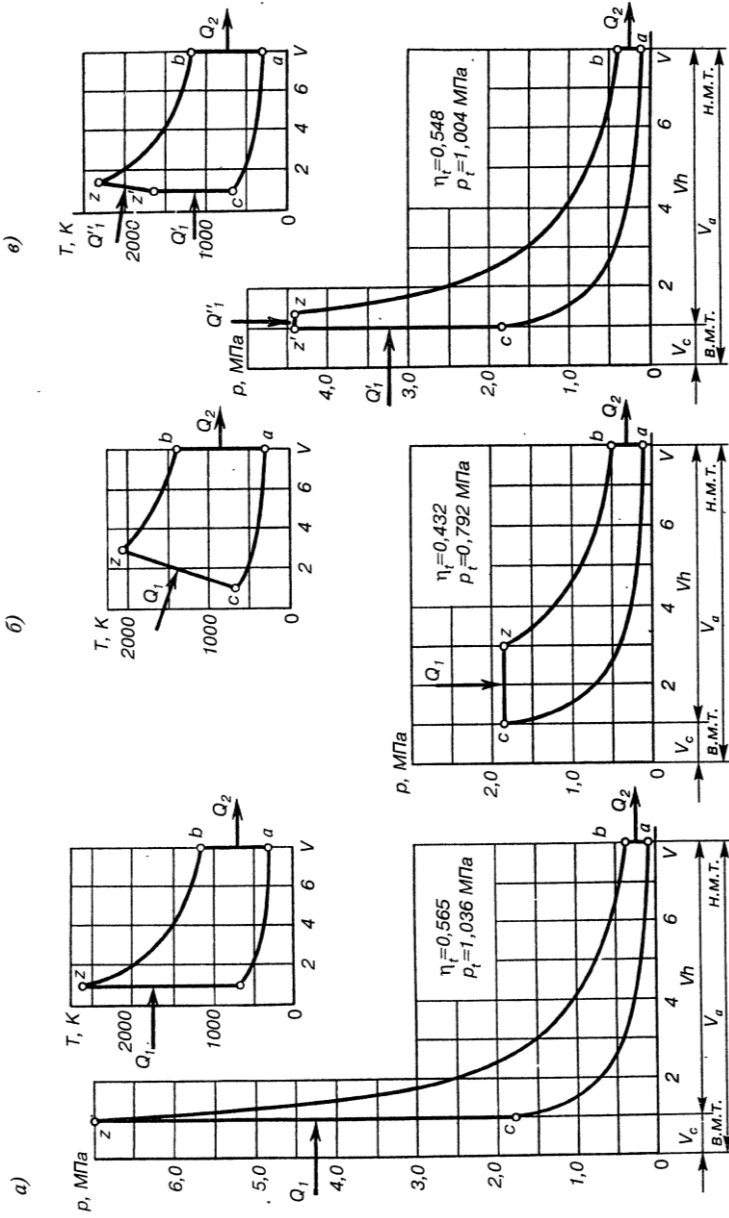


Рис. 3.1. Изображение в pV - и TV -диаграммах замкнутых теоретических циклов:

а — с подводом теплоты при постоянном объеме ($V=\text{const}$); б — с подводом теплоты при постоянном давлении ($p=\text{const}$);

в — со смешанным подводом теплоты при постоянном объеме и постоянном давлении ($V=\text{const}$; $p=\text{const}$)

где V_a – максимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса расширения, м³; V_c – минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса сжатия, м³; $L_{ц} = Q_1 - Q_2$ – работа цикла, Дж.

Анализ теоретических циклов ДВС позволяет выявить и оценить основные факторы, влияющие на экономичность двигателя, сравнить различные теоретические циклы с точки зрения их экономичности и работоспособности при одинаковых условиях, оценить совершенство действительных процессов, происходящих в двигателе.

Изображение замкнутого теоретического цикла с подводом теплоты при постоянном объеме (цикла Н. Отто) в pV - и TV -диаграммах приведено на рис. 3.1, а.

Для этого цикла термический КПД и удельная работа (среднее давление цикла) соответственно определяются по формулам:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}; \quad (3.3)$$

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{\lambda - 1}{k - 1} \eta_t, \quad (3.4)$$

где ε – степень сжатия; k – показатель адиабат сжатия и расширения; p_a – начальное давление; λ – степень повышения давления.

Термический КПД с увеличением степени сжатия и показателя адиабаты возрастает, однако, при $\varepsilon > 12 \dots 13$, он растет менее интенсивно. Показатель адиабаты зависит от природы рабочего тела: для двухатомных газов (воздух) $k = 1,4$; для смеси двух- и трехатомных газов (продукты сгорания) $k = 1,3$; для смеси воздуха и продуктов сгорания $k = 1,35$. В расчетах теоретических циклов начальное давление принимается равным атмосферному $p_a = 0,1$ МПа. Степень повышения давления в первую очередь зависит от количества подведенной к циклу теплоты Q_1

$$\lambda = \frac{Q_1(k-1)}{RT_a \varepsilon^{k-1}} + 1, \quad (3.5)$$

где $R = 8314$ Дж/(кмоль·град) – универсальная газовая постоянная; T_a – начальная температура цикла, К.

Изображение замкнутого теоретического цикла с подводом теплоты при постоянном давлении (цикла Р. Дизеля) в pV - и TV -диаграммах приведено на рис. 3.1, б.

Термический КПД и среднее давление этого цикла определяются по формулам:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}; \quad (3.6)$$

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{k(\rho - 1)}{k - 1} \eta_t, \quad (3.7)$$

где ρ – степень предварительного расширения.

Термический КПД цикла растет с увеличением степени сжатия и показателя адиабаты. Термический КПД цикла с подводом теплоты при постоянном давлении всегда (при одинаковых значениях ε) будет меньше термического КПД цикла с подводом теплоты при постоянном объеме, т.к. второй множитель в формуле 3.6 всегда больше 1.

Кроме того, термический КПД цикла зависит от степени предварительного расширения, т.е. от нагрузки

$$\rho = \frac{Q_1(k-1)}{RT_a \varepsilon^{k-1} k} + 1. \quad (3.8)$$

С увеличением количества подведенной теплоты, т.е. с увеличением ρ , термический КПД падает, т.к. при увеличении степени предварительного расширения возрастет количество теплоты, отведенной холодному источнику, а, следовательно, уменьшится количество теплоты, превращенной в полезную механическую работу. Термический КПД максимален при минимальном количестве подведенной теплоты (холостой ход).

Среднее давление цикла при увеличении степени сжатия, показателя адиабаты и количества подводимой теплоты растет.

В *цикле со смешанным подводом теплоты* (цикле Г. Тринклера) подвод теплоты осуществляется как при постоянном объеме ($V = \text{const}$), так и при постоянном давлении ($p = \text{const}$)

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' = \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)], \quad (3.9)$$

где $Q_1' = \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1)$ – теплота, подведенная при постоянном объ-

еме; $Q_1'' = \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} k\lambda(\rho - 1)$ – теплота, подведенная при постоянном давлении.

Изображение этого цикла на pV - и TV -диаграммах приведено на рис. 3.1, в. Термический КПД и среднее давление цикла со смешанным подводом теплоты определяются по формулам:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}; \quad (3.10)$$

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}{k - 1} \eta_t. \quad (3.11)$$

При одинаковых начальных условиях и одинаковом количестве подведенной теплоты значения термического КПД и среднего давления цикла со смешанным подводом теплоты находятся между значениями этих показателей цикла с подводом теплоты при постоянном объеме и цикла с подводом теплоты при постоянном давлении. Вообще циклы с подводом теплоты при постоянном объеме и с подводом теплоты при постоянном давлении являются предельными случаями смешанного цикла. То есть, когда $Q_1 = Q_1'$, а $Q_1'' = 0$ будет иметь место цикл с подводом теплоты при постоянном объеме, а при $Q_1 = Q_1''$ и $Q_1' = 0$ – цикл с подводом теплоты при постоянном давлении. При осуществлении этих предельных циклов получают максимальные и минимальные значения термического КПД и среднего давления цикла, а также максимальных температур и давлений цикла.

Пример 3.1

В замкнутом теоретическом цикле двигателя внутреннего сгорания к рабочему телу подведено 1000 Дж теплоты, а холодному источнику от рабочего тела отведено 700 Дж теплоты. Определите основные показатели цикла, если максимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце такта расширения, составляет 0,35 л, а минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце такта сжатия, равен 0,05 л.

Решение

1. Термический КПД теоретического цикла ДВС в общем случае определяется по формуле (3.1)

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{700}{1000} = 0,3.$$

2. Удельная работа замкнутого теоретического цикла двигателя внутреннего сгорания в общем случае определяется по формуле (3.2)

$$p_t = \frac{Q_1 - Q_2}{V_a - V_c} = \frac{1000 - 700}{0,35 - 0,05} = 1000 \text{ Дж/л} = 1 \text{ МПа}.$$

Ответ: $\eta_t = 0,3$; $p_t = 1 \text{ МПа}$.

Задача 3.1

В замкнутом теоретическом цикле двигателя внутреннего сгорания к рабочему телу подведено 1500 Дж теплоты, а холодному источнику от рабочего тела отведено 1000 Дж теплоты. Определите термический КПД цикла. Ответ приведите в процентах.

Ответ: 33,3 %.

Задача 3.2

Термический КПД замкнутого теоретического цикла ДВС составляет 0,35. Определите, какое количество теплоты отведено от рабочего тела холодному источнику, если к рабочему телу подведено 2000 Дж теплоты.

Ответ: 1300 Дж.

Задача 3.3

Термический КПД замкнутого теоретического цикла ДВС составляет 0,3. Определите, какое количество теплоты отведено от рабочего тела холодному источнику, если к рабочему телу подведено 1000 Дж теплоты.

Ответ: 700 Дж.

Задача 3.4

В замкнутом теоретическом цикле двигателя внутреннего сгорания к рабочему телу подведено 2000 Дж теплоты, а холодному источнику от рабочего тела отведено 1400 Дж теплоты. Определите удельную работу цикла, если максимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце такта расширения, составляет 0,35 л, а минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце такта сжатия, равен 0,05 л.

Ответ: 2000 Дж/л.

Задача 3.5

В замкнутом теоретическом цикле двигателя внутреннего сгорания к рабочему телу подведено 2500 Дж теплоты, а холодному источнику от рабочего тела отведено 1500 Дж теплоты. Определите удельную работу цикла, если максимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце такта расширения, составляет 0,45 л, а минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце такта сжатия, равен 0,05 л.

Ответ: 2500 Дж/л.

Задача 3.6

В замкнутом теоретическом цикле двигателя внутреннего сгорания к рабочему телу подведено 1000 Дж теплоты, а холодному источнику от рабочего тела отведено 700 Дж теплоты. Определите геометрическую степень сжатия в указанном двигателе, если удельная работа цикла равна 750 Дж/л, а максимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце такта расширения, составляет 0,45 л.

Ответ: 9.

Задача 3.7

В замкнутом теоретическом цикле двигателя внутреннего сгорания к рабочему телу подведено 1000 Дж теплоты, а холодному источнику от рабочего тела отведено 700 Дж теплоты. Определите полную и удельную работу цикла, если диаметр цилиндра составляет 100 мм, а ход поршня – 96 мм.

Ответ: 300 Дж и 398 Дж/л.

Задача 3.8

В замкнутом теоретическом цикле двигателя внутреннего сгорания к рабочему телу подведено 1000 Дж теплоты, а холодному источнику от рабочего тела отведено 440 Дж теплоты. Определите полную и удельную работу цикла, если диаметр цилиндра составляет 90 мм, а ход поршня – 80 мм.

Ответ: $L_{ц} = 560$ Дж; $p_t = 1,1$ кДж/л = 1,1 МПа.

Задача 3.9

В замкнутом теоретическом цикле двигателя внутреннего сгорания к рабочему телу подведено 2000 Дж теплоты, а холодному источнику от рабочего тела отведено 1280 Дж теплоты. Удельная работа цикла равна 1600 Дж/л. Определите минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце такта сжатия, и максимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце такта расширения, в цилиндре указанного двигателя, если геометрическая степень сжатия равна 10.

Ответ: 0,05 л и 0,5 л.

Задача 3.10

В замкнутом теоретическом цикле двигателя внутреннего сгорания к рабочему телу подведено 1000 Дж теплоты, а холодному источнику от рабочего тела отведено 640 Дж теплоты. Удельная работа цикла равна 1,2 кДж/л. Определите минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце такта сжатия, и максимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце такта расширения, в цилиндре указанного двигателя, если геометрическая степень сжатия равна 7.

Ответ: $V_c = 0,05$ л; $V_a = 0,35$ л.

Задача 3.11

Определите термический КПД замкнутого теоретического цикла с подводом теплоты при постоянном объеме (цикла Н. Отто) если максимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса расширения, составляет 0,6 л, а минимальный объем, занимаемый рабо-

чим телом в конце процесса сжатия, равен 0,05 л. Показатель адиабаты для смеси воздуха и продуктов сгорания принять 1,35.

Ответ: 0,581.

Задача 3.12

Определите среднее давление цикла с подводом теплоты при постоянном объеме (цикла Н. Отто) если минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса сжатия, равен 0,0314 л, диаметр цилиндра равен 70 мм, ход поршня – 80 мм. Начальное давление принять равным атмосферному. Показатель адиабаты для смеси воздуха и продуктов сгорания принять равным 1,35. Степень повышения давления принять равным 4,5.

Ответ: 1,432 МПа.

Задача 3.13

В замкнутом теоретическом цикле при постоянном объеме к рабочему телу подводится 65 МДж/кмоль теплоты. Рабочим телом являются продукты сгорания ($k = 1,3$). Начальные параметры цикла: температура 400 К, давление 0,1 МПа. Определите термический КПД и среднее давление указанного цикла, если конструктивные характеристики цилиндра следующие: минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса сжатия, 0,05 л, диаметр цилиндра 85 мм, ход поршня 80 мм.

Ответ: 1,084 МПа.

Задача 3.14

В замкнутом теоретическом цикле при постоянном объеме к рабочему телу подводится 57 МДж/кмоль теплоты. Рабочим телом являются продукты сгорания ($k = 1,3$). Начальные параметры цикла: температура 107 °С, давление 0,1 МПа. Определите термический КПД и среднее давление указанного цикла, если конструктивные характеристики цилиндра следующие: минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса сжатия, 0,06 л, рабочий объем цилиндра 0,42 л.

Ответ: $\eta_t = 0,464$; $p_t = 0,957$ МПа.

Задача 3.15

Определите среднее давление цикла с подводом теплоты при постоянном давлении (цикла Р. Дизеля) если максимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса расширения, составляет 0,75 л, а минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса сжатия, равен 0,05 л. Рабочее тело имеет свойства воздуха

($k = 1,4$). Начальное давление принять равным атмосферному. Степень предварительного расширения равна 2.

Ответ: 0,669 МПа.

Задача 3.16

Цилиндр двигателя имеет следующие конструктивные характеристики: минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса сжатия, 0,06 л, рабочий объем цилиндра 0,84 л. Определите термический КПД и среднее давление цикла с подводом теплоты при постоянном давлении (цикла Р. Дизеля) в указанном цилиндре, если к рабочему телу, обладающему свойствами воздуха ($k = 1,4$), подводится 78 МДж/кмоль теплоты. Принять начальные параметры цикла равными: температура 117 °С, давление 0,1 МПа.

Ответ: $\eta_t = 0,545$; $p_t = 1,407$ МПа.

Задача 3.17

Цилиндр двигателя имеет следующие конструктивные характеристики: диаметр 100 мм, ход поршня 110 мм, объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса сжатия, 0,0785 л. Произведите сравнение основных показателей циклов с подводом теплоты при постоянном объеме (цикла Н. Отто) и с подводом теплоты при постоянном давлении (цикла Р. Дизеля) в указанном цилиндре, если к рабочему телу, обладающему свойствами продуктов сгорания ($k = 1,3$), подводится 50 МДж/кмоль теплоты. Принять начальные параметры цикла равными: температура 127 °С, давление 0,1 МПа.

Ответ: $\eta_t^{V=const} = 0,526$; $\eta_t^{p=const} = 0,436$; $p_t^{V=const} = 0,863$ МПа;
 $p_t^{p=const} = 0,717$ МПа.

Задача 3.18

В замкнутом теоретическом цикле со смешанным подводом теплоты (цикл Г. Тринклера) при постоянном объеме к рабочему телу в цилиндре подведено 500 Дж теплоты, а при постоянном давлении – 250 Дж теплоты. При этом известно, что холодному источнику отведено 450 Дж теплоты. Определите термический КПД и удельную работу цикла, если максимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса расширения составляет 0,35 л, а минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса сжатия, составляет 0,05 л.

Ответ: $\eta_t = 0,4$; $p_t = 1000$ Дж/л.

Задача 3.19

Определите термический КПД и среднее давление цикла со смешанным подводом теплоты (цикла Г. Тринклера) в цилиндре двигателя, если к рабочему телу, обладающему свойствами воздуха ($k = 1,3$), при постоянном объеме подводится 40 МДж/кмоль теплоты, а при постоянном давлении подводится 30 МДж/кмоль теплоты. Начальные параметры цикла принять равными: температура 400 К, давление 0,1 МПа. Цилиндр двигателя имеет следующие конструктивные характеристики: минимальный объем, занимаемый рабочим телом в конце процесса сжатия, 0,08 л, площадь поршня 0,0092 м², ход поршня 100 мм.

Ответ: $\eta_t = 0,626$; $p_t = 1,429$ МПа.

Пример 3.2

Произведите сравнение основных показателей циклов с подводом теплоты при постоянном объеме (цикла Н. Отто), с подводом теплоты при постоянном давлении (цикла Р. Дизеля) и со смешанным подводом теплоты (цикла Г. Тринклера) в цилиндре двигателя, если к рабочему телу, обладающему свойствами продуктов сгорания ($k = 1,3$), подводится 60 МДж/кмоль теплоты (для цикла со смешанным подводом теплоты при постоянном объеме подводится $Q_1' = 40$ МДж/кмоль, а при постоянном давлении – $Q_1'' = 20$ МДж/кмоль). Начальные параметры цикла принять равными: температура 127 °С, давление 0,1 МПа. В указанном цилиндре рабочее тело в конце процесса сжатия занимает объем 0,04 л, а в конце процесса расширения – 0,56 л.

Решение

1. По формуле (1.6) определяется геометрическая степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{0,56}{0,04} = 14.$$

2. Определяются основные показатели цикла с подводом теплоты при постоянном объеме.

2.1. По формуле (3.5) определяется степень повышения давления

$$\lambda = \frac{Q_1(k-1)}{RT_a \varepsilon^{k-1}} + 1 = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot (1,3-1)}{8314 \cdot 400 \cdot 14^{1,3-1}} + 1 = 3,45.$$

2.2. Термический КПД цикла Н. Отто определяется по формуле (3.3)

$$\eta_t^{V=const} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{14^{1,3-1}} = 0,547.$$

2.3. Среднее давление цикла Н. Отто определяется по формуле (3.4)

$$p_t^{V=const} = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{\lambda - 1}{k - 1} \eta_t = 0,1 \cdot \frac{14^{1,3}}{14 - 1} \cdot \frac{3,45 - 1}{1,3 - 1} \cdot 0,547 = 1,062 \text{ МПа.}$$

3. Определяются основные показатели цикла с подводом теплоты при постоянном давлении.

3.1. По формуле (3.8) определяется степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{Q_1(k-1)}{RT_a \varepsilon^{k-1} k} + 1 = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot (1,3 - 1)}{8314 \cdot 400 \cdot 14^{1,3-1} \cdot 1,3} + 1 = 2,886.$$

3.2. Термический КПД цикла Р. Дизеля определяется по формуле (3.6)

$$\eta_t^{p=const} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} = 1 - \frac{1}{14^{1,3-1}} \cdot \frac{2,886^{1,3} - 1}{1,3 \cdot (2,886 - 1)} = 0,452.$$

3.3. Среднее давление цикла Р. Дизеля определяется по формуле (3.7)

$$p_t^{p=const} = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{k(\rho - 1)}{k - 1} \eta_t = 0,1 \frac{14^{1,3}}{14 - 1} \cdot \frac{1,3(2,886 - 1)}{1,3 - 1} \cdot 0,452 = 0,878 \text{ МПа.}$$

4. Определяются основные показатели цикла со смешанным подводом теплоты.

4.1. Исходя из того, что количество теплоты, подведенной при постоянном объеме, равно

$$Q_1' = \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1),$$

можно выразить степень повышения давления

$$\lambda = \frac{Q_1'(k-1)}{RT_a \varepsilon^{k-1}} + 1 = \frac{40 \cdot 10^6 \cdot (1,3 - 1)}{8314 \cdot 400 \cdot 14^{1,3-1}} + 1 = 2,63.$$

4.2. Исходя из того, что количество теплоты, подведенной при постоянном давлении, равно

$$Q_1'' = \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} k \lambda (\rho - 1),$$

можно выразить степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{Q_1''(k-1)}{RT_a \varepsilon^{k-1} k \lambda} + 1 = \frac{20 \cdot 10^6 \cdot (1,3 - 1)}{8314 \cdot 400 \cdot 14^{1,3-1} \cdot 1,3 \cdot 2,63} + 1 = 1,239.$$

4.3. Термический КПД цикла Г. Тринклера определяется по формуле (3.10)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} = 1 - \frac{1}{14^{1,3-1}} \frac{2,63 \cdot 1,239^{1,3} - 1}{2,63 - 1 + 1,3 \cdot 2,63(1,239 - 1)} = 0,542.$$

4.4. Среднее давление цикла Г. Тринклера определяется по формуле (3.11)

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}{k - 1} \eta_t = 0,1 \cdot \frac{14^{1,3}}{14 - 1} \times \frac{2,63 - 1 + 1,3 \cdot 2,63 \cdot (1,239 - 1)}{1,3 - 1} \cdot 0,542 = 1,051 \text{ МПа.}$$

Ответ: $\eta_t^{V=const} = 0,547$; $\eta_t^{p=const} = 0,452$; $\eta_t = 0,542$;

$p_t^{V=const} = 1,062 \text{ МПа}$; $p_t^{p=const} = 0,878 \text{ МПа}$; $p_t = 1,051 \text{ МПа}$.

4. ТОПЛИВО, РАБОЧИЕ ТЕЛА И ИХ СВОЙСТВА

В качестве рабочих тел в двигателях внутреннего сгорания используются топливо и продукты его сгорания, воздух, масло, охлаждающая жидкость.

Химическая энергия *топлива* в процессе горения преобразуется в теплоту, которая при осуществлении рабочего цикла двигателя затрачивается на производство механической работы.

Воздух включает в свой состав кислород, который является окислителем при горении топлива. Важным показателем воздуха, направляемого в цилиндры двигателя, является степень его очистки от механических примесей. Величина этого показателя во многом влияет на износ поршневой группы и цилиндра. Кроме того, воздух используется в качестве холодного теплоносителя в системе охлаждения. Также важными показателями при использовании воздуха, как в качестве окислителя, так и в качестве холодного теплоносителя являются его температура и давление.

Масло используется в системе смазки двигателя для снижения механических потерь, уменьшения износа, а также для охлаждения элементов ДВС. Кроме того, масло используется в качестве рабочего тела в гидромуфтах привода вентиляторов, гидравлических толкателях, гидрокомпенсаторах, сервомоторах систем регулирования, гидравлических устройствах изменения фаз газораспределения.

Охлаждающая жидкость применяется в системе охлаждения в качестве теплоносителя для отвода теплоты от нагретых элементов двигателя. В качестве охлаждающей жидкости используются антифризы (тосолы), представляющие собой смесь воды с веществами, задающими определенные эксплуатационные свойства смеси, обеспечивающие работу двигателя в условиях низких температур.

В рабочем цикле двигателя в качестве рабочего тела изначально используются топливо, в котором происходят физико-химические изменения и превращения, и воздух. В цилиндр поступает *свежий заряд*, который в дизеле представляет собой воздух, а в двигателе с искровым зажиганием – топливовоздушную смесь. В цилиндре свежий заряд смешивается с оставшимися в камере сгорания остаточными газами, образуя *рабочую смесь*. В процессе сгорания рабочая смесь превращается в продукты сгорания и далее в *отработавшие газы*.

Топливами для поршневых двигателей внутреннего сгорания являются бензины, дизельные топлива, сжатые и сжиженные газы. Горение топлива – экзотермическая (протекающая с выделением теплоты) реакция. Количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1 кг

жидкого или 1 м^3 газообразного топлива, называется *теплотой сгорания*. Различают высшую и низшую теплоту сгорания. Высшая учитывает теплоту конденсации водяного пара и используется, если происходит охлаждение продуктов горения ниже температуры точки росы, т.е. когда имеет место конденсация водяных паров из газов. В поршневых двигателях не происходит охлаждение продуктов сгорания до температуры точки росы, поэтому при расчетах этих двигателей используют низшую теплоту сгорания, которая не учитывает теплоту конденсации водяного пара.

Низшая теплота сгорания может быть приближенно определена по формулам:

– для жидкого топлива, МДж/кг

$$H_u = 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W), \quad (4.1)$$

– для газообразного топлива, МДж/м³

$$\begin{aligned} H_u = & 12,8CO + 10,8H_2 + 35,88CH_4 + 56,05C_2H_2 + 59,06C_2H_4 + \\ & + 64,36C_2H_6 + 86,00C_3H_6 + 93,18C_3H_8 + 113,51C_4H_8 + \\ & + 123,15C_4H_{10} + 156,63C_5H_{12} + 140,38C_6H_6 + 23,37H_2S, \end{aligned} \quad (4.2)$$

где W – влага, содержащаяся в 1 кг топлива, кг/кг; компоненты топлива подставляются в массовых (для жидкого) или объемных (для газообразного) долях, кг/кг (м³/м³); цифры – теплота сгорания компонентов топлива.

Основная характеристика бензинов – октановое число (ОЧ). *Октановое число* характеризует способность топлива противостоять детонации – самовоспламенению бензовоздушной смеси при сжатии, сопровождающемуся возникновением ударных волн. Октановое число численно равно процентному содержанию (по объему) изооктана (ОЧ=100) в смеси с н-гептаном (ОЧ=0), которая эквивалентна по детонационным свойствам бензину при испытаниях на специальном одноцилиндровом двигателе. Повышение октанового числа соответствует большей детонационной стойкости топлива. Октановое число может определяться моторным (ОЧМ) или исследовательским (ОЧИ) методом. Первое в большей степени характеризует детонационную стойкость топлива при работе двигателя в условиях повышенного теплового режима, а второе больше характеризует бензин при работе на частичных нагрузках (ОЧМ < ОЧИ). Разницу между ОЧИ и ОЧМ, составляющую, как правило, 8–12 единиц, называют чувствительностью бензина. В маркировке бензина для марки А-76 указывается ОЧМ, а для остальных – ОЧИ.

Требования к детонационной стойкости бензинов зависят от конструктивных параметров двигателя: степени сжатия ϵ и диаметра цилиндра D (эмпирическая формула)

$$\text{ОЧИ} = 125,4 - \frac{413}{\epsilon} + 0,183D. \quad (4.3)$$

Основной показатель дизельного топлива – *цетановое число* (ЦЧ), определяющее способность топлива к самовоспламенению, т.е. чем выше цетановое число топлива, тем легче оно воспламеняется. Цетановое число топлива равно процентному содержанию (по объему) цетана $C_{16}H_{34}$ (ЦЧ=100) в смеси с α -метилнафталином $C_{11}H_{10}$ (ЦЧ=0), имеющей такой же период задержки воспламенения. Оптимальные значения цетанового числа дизелей от 40 до 50. Европейскими стандартами установлен нижний предел ЦЧ=48.

Необходимым условием для протекания реакции горения является смешение топлива с окислителем – кислородом, содержащимся в воздухе. Теоретически необходимое, т.е. стехиометрически необходимое для полного сгорания 1 кг жидкого топлива, количество воздуха может быть определено по одной из формул:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль возд./кг топл.}; \quad (4.4)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right), \text{ кг возд./кг топл.} \quad (4.5)$$

При использовании в двигателе газообразного топлива количество воздуха, теоретически необходимое для полного окисления 1 м³ газа, определяется по формуле, кмоль возд./кмоль топл. (м³ возд./м³ топл.)

$$L'_0 = \frac{1}{0,208} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r. \quad (4.6)$$

В камере сгорания теплового двигателя весьма затруднительно достичь настолько идеального перемешивания топлива с воздухом, чтобы к каждой частице топлива было подведено стехиометрическое количество окислителя. Поэтому при подводе к топливу теоретически необходимого количества воздуха практически всегда будет иметь место неполное сгорание топлива.

Одним из самых распространенных способов предотвращения так называемой химической неполноты сгорания топлива является подача в реакционную камеру количества воздуха, несколько превышающего теоретически необходимое его количество. Показатель, численно равный отношению действительного количества воздуха, подаваемого на горение единицы массы жидкого топлива или единицы объема газооб-

разного топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха для сгорания топлива, получил название *коэффициент расхода* (в частных случаях – избытка) *воздуха*

$$\alpha = \frac{L}{L_0} = \frac{l}{l_0}, \quad (4.7)$$

где L, l – действительное количество воздуха, подаваемое на горение, кмоль возд./ кг топл. (кг возд./кг топл.).

Необходимо отметить, что в случае неполного сгорания топлива в отработавших газах содержатся такие токсичные продукты неполного окисления, как сажа С, угарный газ СО, углеводороды.

С другой стороны, увеличение количества воздуха, подаваемого на горение, вызывает увеличение количества рабочего тела, что при одном и том же значении теплоты сгорания топлива приводит к понижению температуры горения, а также к увеличению потерь теплоты с отработавшими газами. Перечисленные факторы приводят к снижению теплового КПД двигателя. Кроме того, при увеличении количества рабочего тела часто требуется и некоторое увеличение размеров цилиндра, что, в свою очередь, приводит к увеличению габаритов и массы ДВС. Также важным является тот факт, что при избытке окислителя и температуре в камере сгорания, превышающей 1300 °С, интенсифицируется образование термических оксидов азота, весьма вредных для окружающей среды.

Таким образом, при выборе значения коэффициента расхода воздуха необходимо руководствоваться стремлением получить достаточно экономичную работу двигателя при допустимых его экологических показателях.

Многокамерные карбюраторы, устанавливаемые на современных двигателях, обеспечивают получение почти идеального состава смеси. Наилучший баланс между экономичностью работы двигателя и токсичностью продуктов сгорания в карбюраторных двигателях соблюдается при значениях коэффициента избытка воздуха α в пределах $\alpha = 0,95 \dots 0,98$. Двигатели с впрыском топлива и электронным управлением могут обеспечить еще более экономичный состав смеси с меньшей токсичностью продуктов сгорания. Это позволяет на основных режимах работы использовать стехиометрическую топливовоздушную смесь ($\alpha \approx 1$).

Лучшие образцы современных дизелей без наддува с объемным смесеобразованием устойчиво работают на номинальном режиме без существенного перегрева при $\alpha = 1,4 \dots 1,5$, а с наддувом при $\alpha = 1,6 \dots 1,8$.

Количество горючей смеси для двигателей с воспламенением от искры определяется по формуле, кмоль гор. см./кг топл.

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T, \quad (4.8)$$

где m_T – молекулярная масса паров топлива, кг/кмоль.

Молекулярная масса паров топлива для автомобильных бензинов принимается в пределах $m_T = 110 \dots 120$ кг/кмоль.

Для двигателей с воспламенением от сжатия определяют количество свежего заряда, кмоль св. зар./кг топл.

$$M_1 = \alpha L_0. \quad (4.9)$$

При полном сгорании жидкого топлива ($\alpha \geq 1$) продукты сгорания состоят из углекислого газа CO_2 , водяного пара H_2O , избыточного кислорода O_2 и азота N_2 . Компонентный состав продуктов горения в этом случае определяется следующим образом:

– количество углекислого газа, кмоль CO_2 /кг топл.

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}; \quad (4.10)$$

– количество водяного пара, кмоль H_2O /кг топл.

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}; \quad (4.11)$$

– количество кислорода, кмоль O_2 /кг топл.

$$M_{\text{O}_2} = 0,208(\alpha - 1)L_0; \quad (4.12)$$

– количество азота, кмоль N_2 /кг топл.

$$M_{\text{N}_2} = 0,792\alpha L_0. \quad (4.13)$$

При неполном сгорании топлива ($\alpha < 1$) продукты сгорания представляют собой смесь угарного газа CO , углекислого газа CO_2 , водяного пара H_2O , свободного водорода H_2 и азота N_2 . В таком случае для определения компонентного состава продуктов сгорания используются следующие зависимости:

– количество угарного газа, кмоль CO /кг топл.

$$M_{\text{CO}} = 2 \frac{1 - \alpha}{1 + K} 0,208L_0; \quad (4.14)$$

– количество углекислого газа, кмоль CO_2 /кг топл.

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1 - \alpha}{1 + K} 0,208L_0; \quad (4.15)$$

– количество свободного водорода, кмоль H_2 /кг топл.

$$M_{\text{H}_2} = 2K \frac{1 - \alpha}{1 + K} 0,208L_0; \quad (4.16)$$

– количество водяного пара, кмоль H_2O /кг топл.

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\text{H}}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0; \quad (4.17)$$

– количество азота, кмоль N_2 /кг топл.

$$M_{\text{N}_2} = 0,792\alpha L_0, \quad (4.18)$$

где K – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к оксиду углерода в составе продуктов сгорания.

Для бензина значение постоянной K находится в пределах $K = 0,45 \dots 0,5$.

Общее количество продуктов сгорания топлива определяется суммированием количеств компонентов, входящих в их состав:

– при полном сгорании жидкого топлива, кмоль пр.сг./кг топл.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}; \quad (4.19)$$

– при неполном сгорании жидкого топлива, кмоль пр.сг./кг топл.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2}. \quad (4.20)$$

Важной характеристикой рабочего тела, используемой при расчете действительного цикла двигателя внутреннего сгорания, является его средняя теплоемкость. Средняя теплоемкость рабочего тела – отношение количества теплоты, подведенного к единице количества этого рабочего тела при определенном термодинамическом процессе Q_1 , к изменению его температуры в интервале от T_1 до T_2

$$c = \frac{Q_1}{T_2 - T_1}. \quad (4.21)$$

Различают удельную (тепло подводится к 1 кг рабочего тела), объемную (тепло подводится к 1 м³ рабочего тела) и мольную (тепло подводится к 1 моль рабочего тела) теплоемкости. При расчетах рабочих процессов ДВС используют средние мольные изохорные (mc_v) или изобарные (mc_p) теплоемкости. Между мольной изобарной и изохорной теплоемкостями существуют следующие зависимости:

$$mc_p - mc_v = R; \quad (4.22)$$

$$\frac{mc_p}{mc_v} = k, \quad (4.23)$$

где $R = 8,314$ Дж/(моль·град) – универсальная газовая постоянная; k – показатель адиабаты процесса.

Значения мольных теплоемкостей определяются в зависимости от температуры по эмпирическим формулам (полиномам), а, кроме того, для определения мольных теплоемкостей существуют справочные таблицы и графики.

Теплоемкость свежего заряда в бензиновых двигателях и дизелях принимают равной теплоемкости воздуха, т.е. пренебрегают теплоемкостью паров топлива.

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания определяется как теплоемкость смеси газов

$$(mc_V^n)_{t_0}^x = \sum_{i=1}^{i=n} r_i (mc_{Vi}^n)_{t_0}^x, \quad (4.24)$$

где $r_i = M_i/M_2$ – доля i -го компонента продуктов сгорания; $(mc_{Vi}^n)_{t_0}^x$ – средняя мольная теплоемкость i -го компонента продуктов сгорания при температуре t_x , кДж/(кмоль·град); M_i – количество i -го компонента продуктов сгорания, кмоль i -го комп./кг топл.; M_2 – общее количество продуктов сгорания, кмоль пр.сг./кг топл.

Пример 4.1

Определите низшую теплоту сгорания бензина, состав которого следующий: углерод С = 85,5 %; водород Н = 14,5 %.

Решение

1. Низшая теплота сгорания жидкого топлива определяется по формуле (4.1)

$$H_u = 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) = 33,91 \cdot 0,855 + 125,6 \cdot 0,145 - 10,89 \cdot (0 - 0) - 2,51 \cdot (9 \cdot 0,145 + 0) = 43,93 \text{ МДж/кг.}$$

Ответ: 43,93 МДж/кг.

Задача 4.1

Определите низшую теплоту сгорания дизельного топлива, состав которого следующий: углерод С = 87,0 %; водород Н = 12,6 %; кислород О = 0,4 %.

Ответ: 42,44 МДж/кг.

Задача 4.2

Определите низшую теплоту сгорания газового моторного топлива, состав которого следующий: метан $\text{CH}_4 = 96,4$ %; этан $\text{C}_2\text{H}_6 = 2,4$ %; пропан $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,4$ %; бутан $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,3$ %; пентан $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,1$ %; углекислый газ $\text{CO}_2 = 0,4$ %.

Ответ: 37,03 МДж/м³.

Задача 4.3

Степень сжатия в цилиндре двигателя внутреннего сгорания составляет 9, а диаметр цилиндра – 70 мм. Вычислите минимальное зна-

чение октанового числа (ОЧИ) бензина, который может использоваться в указанном двигателе.

Ответ: 92,3.

Пример 4.2

Степень сжатия в цилиндре двигателя внутреннего сгорания равна 8, а диаметр цилиндра – 75 мм. Вычислите минимальное значение октанового числа (ОЧМ) бензина, который может использоваться в указанном двигателе, если чувствительность бензина составляет 10 единиц.

Решение

1. По эмпирической формуле (4.3) определяется минимальное значение октанового числа (ОЧИ) бензина, который может использоваться в цилиндре с заданными конструктивными характеристиками без детонации,

$$\text{ОЧИ} = 125,4 - \frac{413}{\varepsilon} + 0,183D = 125,4 - \frac{413}{8} + 0,183 \cdot 75 = 87,5.$$

2. При чувствительности бензина, равной 10 единиц, его октановое число (ОЧМ) составит

$$\text{ОЧМ} = \text{ОЧИ} - 10 = 87,5 - 10 = 77,5.$$

Ответ: 77,5.

Задача 4.4

Литраж четырехцилиндрового двигателя внутреннего сгорания составляет 1,4 л, а объем камеры сгорания в каждом из цилиндров двигателя – 0,05 л. Определите минимальное значение октанового числа (ОЧИ) бензина, который может использоваться в указанном двигателе без угрозы возникновения детонации, если диаметр цилиндра – 76 мм.

Ответ: 87,7.

Задача 4.5

Литраж шестицилиндрового двигателя внутреннего сгорания составляет 2,4 л, а объем камеры сгорания в каждом из цилиндров двигателя – 0,05 л. Определите, может ли быть использован в этом двигателе бензин марки АИ-93 без угрозы возникновения детонации, если ход поршня в указанном двигателе 79,6 мм. Ответ обоснуйте.

Ответ: не может.

Задача 4.6

Литраж четырехцилиндрового двигателя внутреннего сгорания составляет 1,4 л, а объем камеры сгорания в каждом из цилиндров двига-

теля – 0,05 л. Определите, может ли быть использован в этом двигателе бензин марки АИ-92 без угрозы возникновения детонации, если ход поршня в указанном двигателе 79,6 мм. Ответ обоснуйте.

Ответ: может.

Задача 4.7

В качестве топлива в двигателе внутреннего сгорания используется бензин марки Премиум-95. Диаметр цилиндра двигателя равен 85 мм, а ход поршня – 84 мм. Определите, какой минимальный объем камеры сгорания должен быть в указанном двигателе из соображений работы его без возникновения детонации.

Ответ: 0,06 л.

Пример 4.3

В качестве топлива для двигателя внутреннего сгорания используется бензин следующего состава: углерод С = 85,5 %; водород Н = 14,5 %. Определите, сколько киломоль и сколько килограмм воздуха теоретически необходимо подать для полного сгорания 1 кг этого бензина.

Решение

1. Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг бензина определяется по формуле (4.4)

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{С}{12} + \frac{Н}{4} - \frac{О}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,5168 \frac{\text{кмоль возд.}}{\text{кг топл.}}$$

2. Масса воздуха, теоретически необходимая для полного сгорания 1 кг бензина, определяется по формуле (4.5)

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}С + 8Н - О \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,957 \frac{\text{кг возд.}}{\text{кг топл.}}$$

Ответ: 0,5168 кмоль возд./кг топл.; 14,957 кг возд./кг топл.

Задача 4.8

В двигателе внутреннего сгорания используется дизельное топливо следующего состава: углерод С = 87 %; водород Н = 12,6 %; кислород О = 0,4 %. Определите, сколько килограмм воздуха теоретически необходимо подать для полного сгорания 1 кг этого топлива.

Ответ: 14,452 кг возд./кг топл.

Задача 4.9

В двигателе внутреннего сгорания используется газообразное моторное топливо следующего состава: метан CH_4 = 88,0 %; этан C_2H_6 = 2,0 %; пропан C_3H_8 = 0,5 %; бутан C_4H_{10} = 0,5 %; пентан C_5H_{12} = 2,5 %;

углекислый газ $\text{CO}_2 = 2,0 \%$; азот $\text{N}_2 = 4,5 \%$. Определите, какой объем воздуха теоретически необходимо подать для полного сгорания 1 м^3 этого топлива.

Ответ: $10,04 \text{ м}^3 \text{ возд./ м}^3 \text{ топл.}$

Задача 4.10

Определите приходящееся на 1 кг дизельного топлива количество свежего заряда, если коэффициент расхода воздуха, подаваемого на горение, равен $1,5$. Состав топлива принять следующим: углерод $\text{C} = 87 \%$; водород $\text{H} = 12,6 \%$; кислород $\text{O} = 0,4 \%$.

Ответ: $0,7485 \text{ кмоль св. зар./кг топл.}$

Задача 4.11

В качестве топлива для реализации рабочего цикла в двигателе внутреннего сгорания используется бензин следующего состава: углерод $\text{C} = 85,5 \%$; водород $\text{H} = 14,5 \%$. Определите коэффициент расхода воздуха, подаваемого на горение бензина, если количество горючей смеси, образующейся в системе питания двигателя, составляет $0,5 \text{ кмоль гор. см./кг топл.}$ Молекулярную массу паров бензина принять равной 120 кг/кмоль .

Ответ: $0,951$.

Задача 4.12

Для реализации рабочего цикла в двигателе внутреннего сгорания используется дизельное топливо следующего состава: углерод $\text{C} = 87 \%$; водород $\text{H} = 12,6 \%$; кислород $\text{O} = 0,4 \%$. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания этого топлива $0,5 \text{ кмоль возд./кг топл.}$ Определите общее количество продуктов сгорания 1 кг этого топлива, если действительно на горение подано $0,8 \text{ кмоль возд./кг топл.}$

Ответ: $0,8315 \text{ кг пр. сг./кг топл.}$

Пример 4.4

В качестве топлива для реализации рабочего цикла в двигателе внутреннего сгорания используется бензин следующего состава: углерод $\text{C} = 85,5 \%$; водород $\text{H} = 14,5 \%$. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания этого топлива $0,517 \text{ кмоль возд./кг топл.}$ Определите общее количество продуктов сгорания 1 кг этого бензина, если действительно на горение подано $0,504 \text{ кмоль возд./кг топл.}$ Показатель, зависящий от отношения количества водорода к количеству оксида углерода в составе продуктов сгорания, принять равным $0,45$.

Решение

1. По формуле (4.7) определяется коэффициент расхода воздуха
 $\alpha = L/L_0 = 0,504/0,517 = 0,975$.

Так как коэффициент расхода воздуха $\alpha < 1$, то будет иметь место неполное сгорание топлива.

2. Количество оксида углерода в продуктах сгорания определяется по формуле (4.14)

$$M_{\text{CO}} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = 2 \cdot \frac{1-0,975}{1+0,45} \cdot 0,208 \cdot 0,517 = 0,0037 \frac{\text{кмоль CO}}{\text{кг топл.}}$$

3. Количество диоксида углерода в продуктах сгорания определяется по формуле (4.15)

$$\begin{aligned} M_{\text{CO}_2} &= \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = \frac{0,855}{12} - 2 \cdot \frac{1-0,975}{1+0,45} \cdot 0,208 \cdot 0,517 = \\ &= 0,0675 \frac{\text{кмоль CO}_2}{\text{кг топл.}} \end{aligned}$$

4. Количество свободного водорода в продуктах сгорания определяется по формуле (4.16)

$$\begin{aligned} M_{\text{H}_2} &= 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = 2 \cdot 0,45 \cdot \frac{1-0,975}{1+0,45} \cdot 0,208 \cdot 0,517 = \\ &= 0,0017 \frac{\text{кмоль H}_2}{\text{кг топл.}} \end{aligned}$$

5. Количество водяного пара в продуктах сгорания определяется по формуле (4.17)

$$\begin{aligned} M_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,45 \cdot \frac{1-0,975}{1+0,45} \cdot 0,208 \cdot 0,517 = \\ &= 0,0708 \frac{\text{кмоль H}_2\text{O}}{\text{кг топл.}} \end{aligned}$$

6. Количество азота в продуктах сгорания определяется по формуле (4.18)

$$M_{\text{N}_2} = 0,792\alpha L_0 = 0,792 \cdot 0,975 \cdot 0,517 = 0,3992 \frac{\text{кмоль N}_2}{\text{кг топл.}}$$

7. Общее количество продуктов сгорания при неполном горении жидкого топлива определяется по формуле (4.20)

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{\text{CO}} + M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} = \\ &= 0,0037 + 0,0675 + 0,0017 + 0,0708 + 0,3992 = 0,5429 \frac{\text{кмоль пр. сг.}}{\text{кг топл.}} \end{aligned}$$

Ответ: 0,5429 кг пр. сг./кг топл.

Задача 4.13

В изохорном процессе к 1 кмоль рабочего тела с температурой 500 °С подвели 60 МДж теплоты, в результате чего температура рабочего тела повысилась до 2500 °С. Определите среднюю мольную изохорную теплоемкость рабочего тела при конечной температуре.

Ответ: 30 кДж/(кмоль град.).

Пример 4.5

В изохорном процессе к 1 кмоль рабочего тела с температурой 0 °С подвели 6,99 МДж теплоты, в результате чего температура рабочего тела повысилась до 300 °С. Определите среднюю мольную изобарную теплоемкость этого рабочего тела при конечной температуре.

Решение

1. По формуле (4.21) определяется средняя мольная изохорная теплоемкость рабочего тела

$$(mc_V)_0^{300} = \frac{Q_1}{T_2 - T_1} = \frac{6,99 \cdot 10^3}{573 - 273} = 23,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$$

2. Средняя мольная изобарная теплоемкость рабочего тела определяется по формуле (4.22)

$$(mc_p)_0^{300} = (mc_V)_0^{300} + R = 23,3 + 8,314 = 31,614 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$$

Ответ: 31,614 кДж/(кмоль град.).

Задача 4.14

Процесс сжатия рабочего тела протекает по адиабате с показателем $k = 1,378$. Определите средние мольные изохорную и изобарную теплоемкости этого рабочего тела.

Ответ: 30,314 кДж/(кмоль град.).

Задача 4.15

Продукты сгорания топлива имеют следующий компонентный состав: $M_{N_2} = 0,38$ кмоль/кг; $M_{CO_2} = 0,05$ кмоль/кг; $M_{H_2O} = 0,07$ кмоль/кг.

Определите среднюю мольную изохорную теплоемкость продуктов сгорания, приняв средние мольные изохорные теплоемкости компонентов продуктов сгорания равными: $mc_{V_{N_2}} = 21$ кДж/(кмоль град); $mc_{V_{CO_2}} = 30$ кДж/(кмоль град); $mc_{V_{H_2O}} = 25$ кДж/(кмоль град).

Ответ: 22,46 кДж/(кмоль град.).

Задача 4.21

Известно, что теплоемкость газа при температуре $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ равна $24,5\text{ кДж}/(\text{кмоль}\cdot\text{град})$, а при $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $25,0\text{ кДж}/(\text{кмоль}\cdot\text{град})$. Приняв линейный характер изменения теплоемкости в зависимости от изменения температуры, определите теплоемкость газа при температуре $630\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Ответ: $24,65\text{ кДж}/(\text{кмоль град})$.

5. РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Тепловой поверочный расчет двигателя внутреннего сгорания позволяет с достаточной степенью точности проверить степень совершенства действительного цикла реально работающего двигателя.

В качестве исходных данных для выполнения теплового расчета задаются необходимые конструктивные и регулировочные параметры двигателя, а также указываются некоторые конструктивные особенности, наличие которых может повлиять либо на выбор первичных параметров, либо на показатели, получаемые на различных этапах расчета.

Расчет действительного цикла двигателя внутреннего сгорания начинается с определения характеристик рабочего тела. Основные расчетные зависимости, необходимые для этого, приведены в гл. 4.

При расчете процессов газообмена определяются параметры окружающей среды и остаточных газов.

При работе двигателя без наддува в цилиндр поступает воздух из атмосферы. В этом случае при расчете рабочего цикла двигателя давление и температура окружающей среды равны соответственно $p_k = p_0 = 0,1$ МПа и $T_k = T_0 = 293$ К.

При работе двигателя с наддувом воздух поступает в цилиндр из компрессора, где он предварительно сжимается, или из промежуточно-холодильника (если он имеется). Для автомобильных дизелей с наддувом степень повышения давления лежит в пределах $\pi_k = 1,2 \dots 2,5$. Температура воздуха за компрессором, К

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (5.1)$$

где n_k – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре (в зависимости от типа наддувочного агрегата $n_k = 1,4 \dots 2,0$).

По опытным данным в зависимости от типа наддувочного агрегата и степени охлаждения величину n_k принимают в соответствии с рекомендациями табл. 5.1.

Таблица 5.1

Показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре двигателя внутреннего сгорания

Тип нагнетателя	n_k
Поршневые нагнетатели	1,40...1,60
Объемные нагнетатели (роторные винтовые, шестеренчатые)	1,55...1,75
Динамические нагнетатели (центробежные, осевые)	1,40...2,00

В цилиндре двигателя перед началом процесса наполнения всегда содержится некоторое количество остаточных газов, находящихся в объеме камеры сгорания V_c .

Значение температуры остаточных газов T_r в зависимости от типа двигателя принимается согласно табл. 5.2.

Таблица 5.2

Температура остаточных газов в двигателе внутреннего сгорания

Тип двигателя	T_r , К
Двигатель с воспламенением от искры	900...1100
Дизель	600...900
Газовый двигатель	750...1000

Кроме того, значение T_r зависит от коэффициента избытка воздуха α , степени сжатия и скоростного режима двигателя. При увеличении степени сжатия и обогащении рабочей смеси температура остаточных газов снижается, а при увеличении частоты вращения возрастает. Значение температуры остаточных газов для двигателя с искровым зажиганием может быть определено по рис. 5.1.

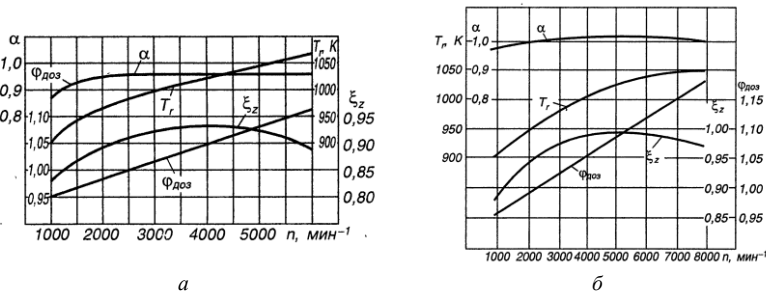


Рис. 5.1. Исходные параметры для теплового расчета двигателя с искровым зажиганием:

a – карбюраторного; b – с впрыском топлива

На режиме номинальной мощности давление остаточных газов для двигателей без наддува, а также с наддувом и выпуском в атмосферу обычно на 5...25 % выше атмосферного, МПа

$$p_r = (1,05 \dots 1,25) p_0. \quad (5.2)$$

При этом большие значения множителя в скобках принимаются для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала, а для двигателей с непосредственным впрыском и электронным управлением системой питания характерны меньшие значения.

Для двигателей с наддувом и наличием газовой турбины на выпуске значение давления остаточных газов с достаточной точностью может быть принято на основании следующего соотношения, МПа

$$p_r = (0,75 \dots 0,98) p_k. \quad (5.3)$$

Давление остаточных газов заметно снижается с уменьшением частоты вращения коленчатого вала. При необходимости определения p_r на скоростном режиме, отличающемся от номинального, для пересчета используется приближенная формула

$$p_r = p_0 (1,035 + A_p 10^{-8} n^2), \quad (5.4)$$

где $A_p = \frac{(p_{rN} - p_0 \cdot 1,035) \cdot 10^8}{n_N^2 p_0}$ – коэффициент пересчета; p_{rN} – давление

остаточных газов на режиме номинальной мощности, МПа; n_N , n – частота вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности и на расчетном режиме соответственно, мин^{-1} .

В процессе наполнения температура свежего заряда несколько увеличивается, благодаря подогреву от нагретых деталей двигателя. Величина подогрева заряда ΔT зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, системы охлаждения, наличия специального устройства для подогрева и быстроходности двигателя. В зависимости от типа двигателя значения ΔT принимаются согласно рекомендациям табл. 5.3.

Таблица 5.3

Подогрев свежего заряда в двигателе внутреннего сгорания

Тип двигателя	ΔT , К
Двигатель с воспламенением от искры	0...20
Дизель без наддува	10...40
Дизель с наддувом	(-5)...(+10)

В двигателях с наддувом величина подогрева свежего заряда снижается из-за уменьшения температурного перепада между деталями двигателя и температурой наддувочного воздуха. При повышении температуры наддувочного воздуха возможны и отрицательные значения ΔT .

Для определения изменения величины подогрева заряда на скоростном режиме, отличающемся от номинального, в ориентировочных расчетах можно использовать формулу, К

$$\Delta T = A_T (110 - 0,0125n), \quad (5.5)$$

где $A_T = \frac{\Delta T_N}{110 - 0,0125n_N}$ – коэффициент пересчета; ΔT_N – величина подогрева свежего заряда на режиме номинальной мощности, К.

Плотность заряда на впуске определяется следующим образом, кг/м³

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_b T_k}, \quad (5.6)$$

где R_b – удельная газовая постоянная для воздуха, Дж/(кг·град).

Для воздуха значение удельной газовой постоянной определяется по формуле, Дж/(кг·град)

$$R_b = R/\mu_b, \quad (5.7)$$

где R – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·град); μ_b – масса 1 кмоль воздуха кг/кмоль.

Универсальная газовая постоянная равна $R = 8314$ Дж/(кмоль·град), а молярная масса воздуха $\mu_b = 28,96$ кг/кмоль. Таким образом, удельная газовая постоянная воздуха составляет

$$R_b = R/\mu_b = 8314/28,96 = 287 \text{ Дж/(кг·град)}.$$

Потери давления на впуске, возникающие за счет сопротивления впускной системы и затухания скорости движения заряда в цилиндре, при заданной частоте вращения коленчатого вала могут быть рассчитаны по формуле, МПа

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{вп}) A_n^2 n^2 \rho_k \cdot 10^{-6}}{2}, \quad (5.8)$$

где β – коэффициент затухания скорости движения заряда в цилиндре; $\xi_{вп}$ – коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению; A_n – параметр; n – частота вращения коленчатого вала в расчетном режиме, об/мин.

Параметр A_n , используемый для пересчета потерь давления на впуске при различных скоростных режимах, определяется как отношение средней скорости движения заряда в наименьшем сечении впускной системы к частоте вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности

$$A_n = \omega_{вп}/n_N, \quad (5.9)$$

По опытным данным в современных автомобильных двигателях на номинальном режиме $(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,5 \dots 4,0$ и $\omega_{вп} = 50 \dots 130$ м/с.

Давление в конце впуска при известном значении гидравлических потерь может быть определено по формуле, МПа

$$p_a = p_k - \Delta p_a. \quad (5.10)$$

Качество очистки цилиндра от продуктов сгорания характеризуется отношением количества остаточных газов M_r к количеству свежего заряда M_1 , заполнившего цилиндр после окончания процесса впуска. Это отношение называется коэффициентом остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}. \quad (5.11)$$

С увеличением коэффициента остаточных газов уменьшается количество свежего заряда, поступающего в цилиндр в процессе впуска.

Коэффициент остаточных газов для четырехтактных двигателей с учетом продувки и дозарядки цилиндра (для двигателей с искровым зажиганием) определяется по формуле

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_{оч} P_r}{\varepsilon \varphi_{доз} P_a - \varphi_{оч} P_r}, \quad (5.12)$$

а без учета продувки и дозарядки (для дизелей) – по формуле

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}, \quad (5.13)$$

где $\varphi_{оч}$ – коэффициент очистки; $\varphi_{доз}$ – коэффициент дозарядки; ε – степень сжатия.

Для двигателей с искровым зажиганием без наддува принимается коэффициент очистки $\varphi_{оч} = 1$. Коэффициент дозарядки может быть определен по рис. 5.1.

Температура в конце впуска при допущении, что теплоемкости свежего заряда, остаточных газов и смеси свежего заряда с остаточными газами равны, с достаточной степенью точности определяется из уравнения баланса теплосодержаний газов, К

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (5.14)$$

Основной характеристикой качества процесса газообмена является коэффициент наполнения, представляющий собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при условии, что температура и давление в нем равны температуре и давлению среды, из которой поступает свежий заряд.

Для четырехтактных двигателей с учетом продувки и дозарядки цилиндра коэффициент наполнения может быть определен по формуле

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_k} (\varphi_{доз} \varepsilon p_a - \varphi_{оч} P_r), \quad (5.15)$$

а для четырехтактных двигателей без учета продувки и дозарядки (например, дизелей)

$$\eta_V = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_k} (\varepsilon p_a - p_r). \quad (5.16)$$

Расчет процесса сжатия сводится к определению среднего показателя политропы сжатия n_1 , параметров конца сжатия (давления p_c и температуры T_c) и средней мольной изохорной теплоемкости рабочего тела в конце сжатия $(mc'_V)_{t_0}^c$.

Величина политропы сжатия устанавливается в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя, степени сжатия, размеров цилиндра, материала поршня и цилиндра, теплообмена и других факторов.

Учитывая, что процесс сжатия протекает достаточно быстро (0,015...0,005 с на номинальном режиме), суммарный теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра за процесс сжатия получается незначительным и величину политропы сжатия n_1 можно оценить по среднему показателю адиабаты k_1 . При известных значениях степени сжатия ε и температуры в конце процесса впуска T_a величину показателя адиабаты можно определить по номограмме, приведенной на рис. 5.2. Значения показателей политропы сжатия n_1 в зависимости от показателя адиабаты k_1 устанавливаются в пределах, указанных в табл. 5.4.

При одинаковых значениях степени сжатия и температуры в конце процесса впуска значение политропы сжатия для бензиновых двигателей обычно ниже, чем для дизелей, т.к. в процессе сжатия топливовоздушной смеси происходит испарение топлива с поглощением теплоты. Кроме того, наличие паров топлива повышает теплоемкость смеси, что также снижает величину n_1 .

Таблица 5.4

Соотношения значений политроп и адиабат сжатия для различных типов двигателей внутреннего сгорания

Тип двигателя	n_1
Бензиновый	$(k_1-0,00) \dots (k_1-0,04)$
Дизель	$(k_1+0,02) \dots (k_1-0,02)$

Средний показатель политропы сжатия также может быть определен по эмпирической формуле в зависимости от частоты вращения коленчатого вала n

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n}. \quad (5.17)$$

Давление в конце процесса сжатия определяется по формуле, МПа

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \quad (5.18)$$

где p_a – давление в конце процесса впуска (в начале процесса сжатия);
 ε – степень сжатия; n_1 – показатель политропы сжатия.

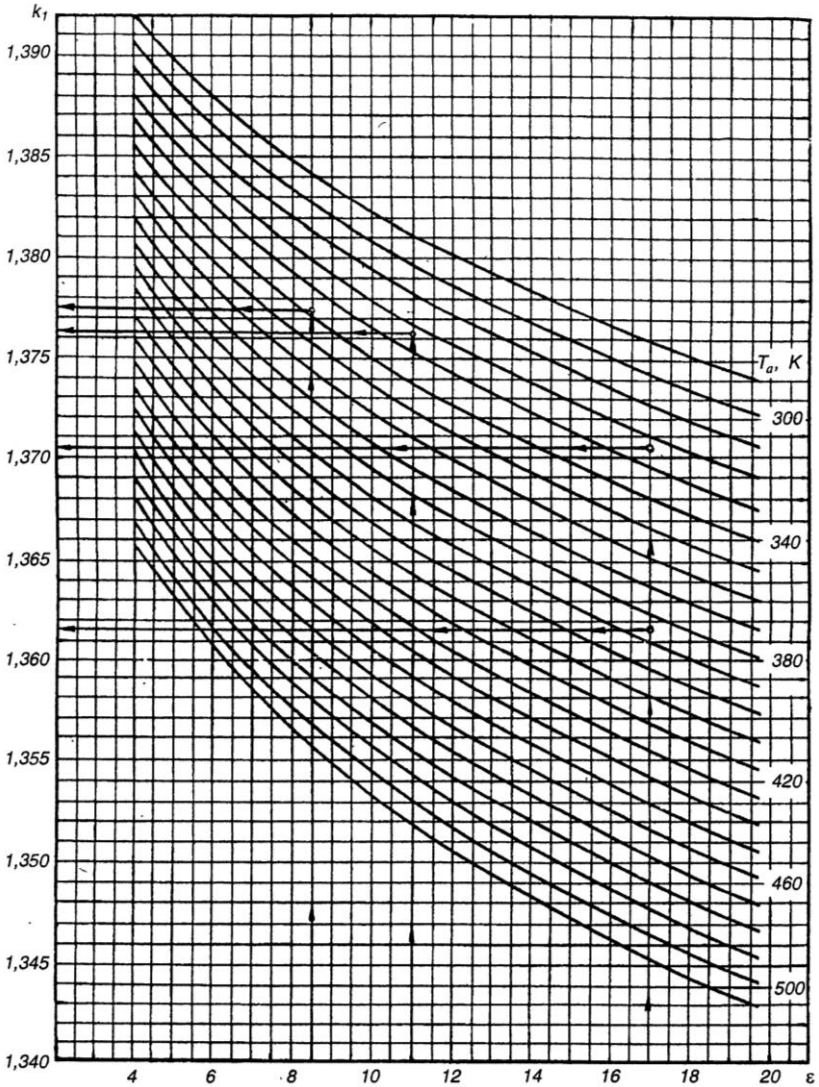


Рис. 5.2. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия

Температура в конце сжатия, К

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad (5.19)$$

где T_a – температура в конце процесса выпуска (в начале процесса сжатия); ε – степень сжатия; n_1 – показатель политропы сжатия.

Процесс сгорания – основной процесс рабочего цикла двигателя, в течение которого теплота, выделяющаяся вследствие сгорания топлива, идет на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы.

Целью расчета процесса сгорания является определение температуры и давления в конце видимого сгорания.

Температура газов в конце видимого процесса сгорания определяется на основании первого закона термодинамики, согласно которому теплота, подведенная к термодинамической системе, идет на повышение внутренней энергии системы и на совершение системой полезной работы.

Для двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме, температура в конце видимого процесса сгорания определяется из выражения

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + (mc'_V)_{t_0}^c t_c = \mu (mc''_V)_{t_0}^z t_z. \quad (5.20)$$

Для двигателей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты, температура в конце видимого процесса сгорания определяется из выражения

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + [(mc'_V)_{t_0}^c + 8,314\lambda] t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu (mc''_p)_{t_0}^z t_z, \quad (5.21)$$

где ξ_z – коэффициент использования теплоты на участке видимого сгорания; $H_{\text{раб.см}}$ – теплота сгорания рабочей смеси (горючая смесь и остаточные газы или свежий заряд и остаточные газы), кДж/кмоль раб.см.; $\lambda = p_z/p_c$ – степень повышения давления; μ – действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси; $(mc'_V)_{t_0}^c$ – средняя мольная изохорная теплоемкость рабочей смеси при температуре в конце процесса сжатия t_c , кДж/(кмоль·град); $(mc''_V)_{t_0}^z$ – средняя мольная изохорная теплоемкость продуктов горения при температуре в конце видимого процесса сгорания t_z , кДж/(кмоль·град); $(mc''_p)_{t_0}^z$ – средняя мольная изобарная теплоемкость продуктов горения при температуре в конце видимого процесса сгорания t_z , кДж/(кмоль·град); $2270 \approx 8,314 \cdot 273$.

Коэффициент использования теплоты на участке видимого сгорания выражает долю низшей теплоты сгорания топлива, используемую

на повышение внутренней энергии газа и на совершение полезной работы. Величина этого коэффициента принимается на основе экспериментальных данных в зависимости от конструкции двигателя, режима его работы, системы охлаждения, формы камеры сгорания, способа смесеобразования, коэффициента расхода воздуха и частоты вращения коленчатого вала. При работе двигателя с полной нагрузкой величина коэффициента использования теплоты принимается согласно данным, содержащимся в табл. 5.5.

Таблица 5.5

Значения коэффициента использования теплоты для различных типов двигателей

Тип двигателя	ξ_z
двигатели с электронным впрыском	0,90...0,96
карбюраторные двигатели	0,80...0,95
быстроходные дизели с неразделенными камерами сгорания	0,70...0,88
дизели с разделенными камерами сгорания	0,65...0,80
газовые двигатели	0,80...0,85

Меньшие значения коэффициента использования теплоты характерны для двигателей с несовершенным смесеобразованием. Величина ξ_z повышается за счет сокращения потерь теплоты от газов через стенки, выбора рациональной формы камеры сгорания, уменьшения догорания в процессе расширения и выбора коэффициента избытка воздуха, обеспечивающего увеличение скорости сгорания рабочей смеси. Величина коэффициента использования теплоты зависит также от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя и, как правило, уменьшается при снижении нагрузки и частоты вращения коленчатого вала.

Величина коэффициента использования теплоты для двигателей с искровым зажиганием, в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, может быть определена по рис. 5.1.

Теплота сгорания рабочей смеси учитывает, что в процессе горения участвует не горючая смесь, а рабочая. При полном сгорании топлива (при $\alpha \geq 1$) ее значение может быть определено по формуле, кДж/кмоль раб.см.

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u}{M_1(1 + \gamma_r)}, \quad (5.22)$$

а если полнота сгорания не обеспечивается (при $\alpha < 1$) – по формуле, кДж/кмоль раб.см.

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)}, \quad (5.23)$$

где ΔH_u – потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания топлива, кДж/кг.

Потери теплоты во многом зависят от того, насколько обогащенная топливно-воздушная смесь подается в камеру сгорания цилиндра, т.е. от величины коэффициента расхода воздуха, кДж/кг

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0. \quad (5.24)$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси учитывает изменение объема при сгорании рабочей смеси. Этот коэффициент представляет собой отношение общего количества молей газов после сгорания ($M_2 + M_r$) к числу молей газов до сгорания ($M_1 + M_r$),

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}, \quad (5.25)$$

где μ_0 – химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси.

Химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси характеризует относительное изменение объема при сгорании,

$$\mu_0 = M_2 / M_1. \quad (5.26)$$

Максимальное давление сгорания теоретическое в зависимости от типа двигателя может быть определено по одной из формул, МПа:

– для двигателей с воспламенением от искры

$$p_z = p_c \mu \frac{T_z}{T_c}; \quad (5.27)$$

– для двигателей с воспламенением от тепла, полученного рабочим телом от сжатия (дизели),

$$p_z = \lambda p_c. \quad (5.28)$$

Максимальное давление сгорания действительное для двигателей с воспламенением от искры составляет 85 % от теоретического, МПа

$$p_{z_d} = 0,85 p_z, \quad (5.29)$$

а так как в качестве прототипа для действительного рабочего цикла, реализуемого в дизелях, используется теоретический цикл со смешанным подводом теплоты, то для них максимальное давление сгорания действительное равно теоретическому, МПа

$$p_{z_d} = p_z. \quad (5.30)$$

Также для дизелей определяется степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu}{p_z/p_c} \frac{T_c}{T_z} = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_c}{T_z} \quad (5.31)$$

и степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}. \quad (5.32)$$

Расчет процесса расширения сводится к определению среднего показателя политропы расширения n_2 и параметров рабочего тела (давления p_b и температуры T_b) в конце процесса расширения.

В реальных двигателях расширение протекает по сложному закону, зависящему от теплообмена между газами и окружающими стенками, величины подвода теплоты в результате догорания топлива и восстановления продуктов диссоциации, утечки газа через неплотности, уменьшения теплоемкости продуктов сгорания вследствие понижения температуры при расширении, уменьшения количества газов в связи с началом выпуска (предварение открытия выпускного клапана).

Условно считается, что процесс расширения в действительном цикле протекает по политропе с переменным показателем, который в начальный период изменяется от 0 до 1 (идет настолько интенсивное догорание топлива, что температура газов повышается, несмотря на расширение), затем увеличивается и достигает значения показателя адиабаты (выделение теплоты вследствие догорания топлива и восстановления продуктов диссоциации уменьшается и становится равным отводу теплоты за счет теплообмена и утечки газов через неплотности) и, наконец, превышает показатель адиабаты (выделение теплоты меньше отвода теплоты).

Для упрощения расчетов кривая процесса расширения обычно принимается за политропу с постоянным показателем n_2 . Величина среднего показателя политропы расширения n_2 устанавливается по опытными данным в зависимости от ряда факторов. Значение n_2 возрастает с увеличением коэффициента использования теплоты, отношения хода поршня s к диаметру D цилиндра и интенсивности охлаждения. С ростом нагрузки и увеличением линейных размеров цилиндра (при $s/D = \text{const}$) средний показатель политропы расширения n_2 уменьшается. При увеличении быстроходности двигателя величина n_2 , как правило, снижается, но не для всех типов двигателей и не на всех скоростных режимах.

Учитывая, что по опытными данным величина среднего показателя политропы расширения n_2 незначительно отличается от показателя адиабаты k_2 и, как правило, в меньшую сторону, при предварительных расчетах двигателей величину n_2 можно оценить по величине k_2 для

соответствующих значений степени сжатия ϵ или – для дизеля – степени последующего расширения δ , коэффициента расхода воздуха и температуры в конце процесса сгорания T_z .

Для упрощения расчетов по определению k_2 построены номограммы (рис. 5.3 и 5.4).

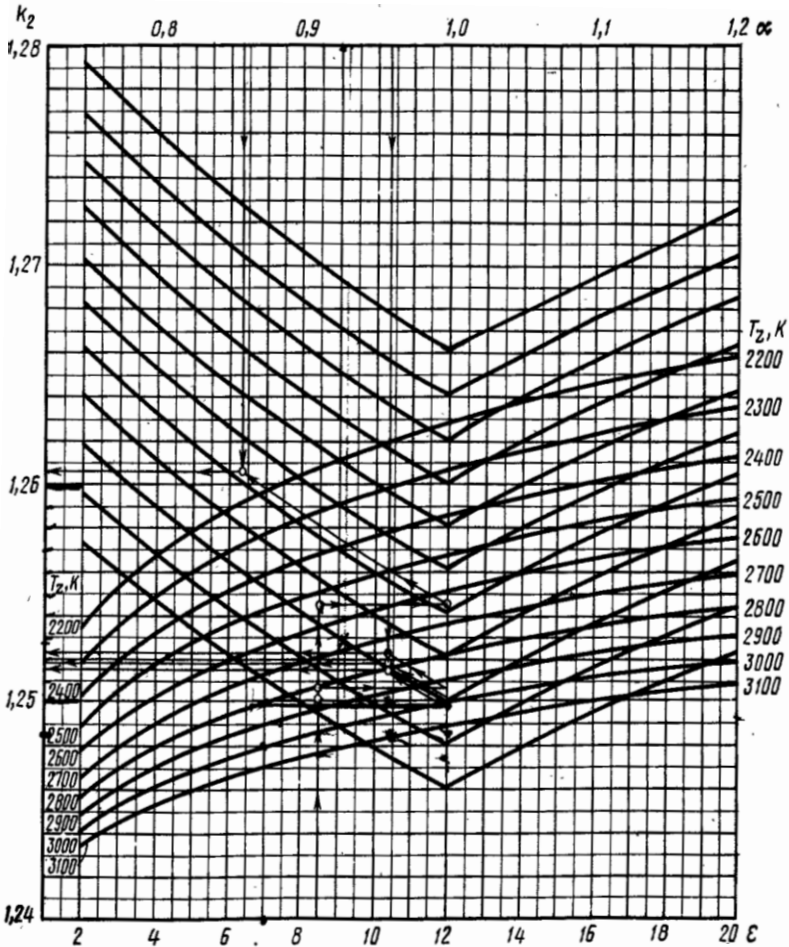


Рис. 5.3. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения k_2 для двигателя с воспламенением от искры

Определение k_2 по номограммам производится следующим образом: по имеющимся значениям ϵ (или δ для дизеля) и T_z определяют

точку, которой соответствует значение k_2 при $\alpha=1$. Для нахождения значения k_2 при заданном α необходимо полученную точку перенести по горизонтали на вертикаль, соответствующую $\alpha=1$, и далее параллельно вспомогательным кривым до вертикали, соответствующей заданному значению α .

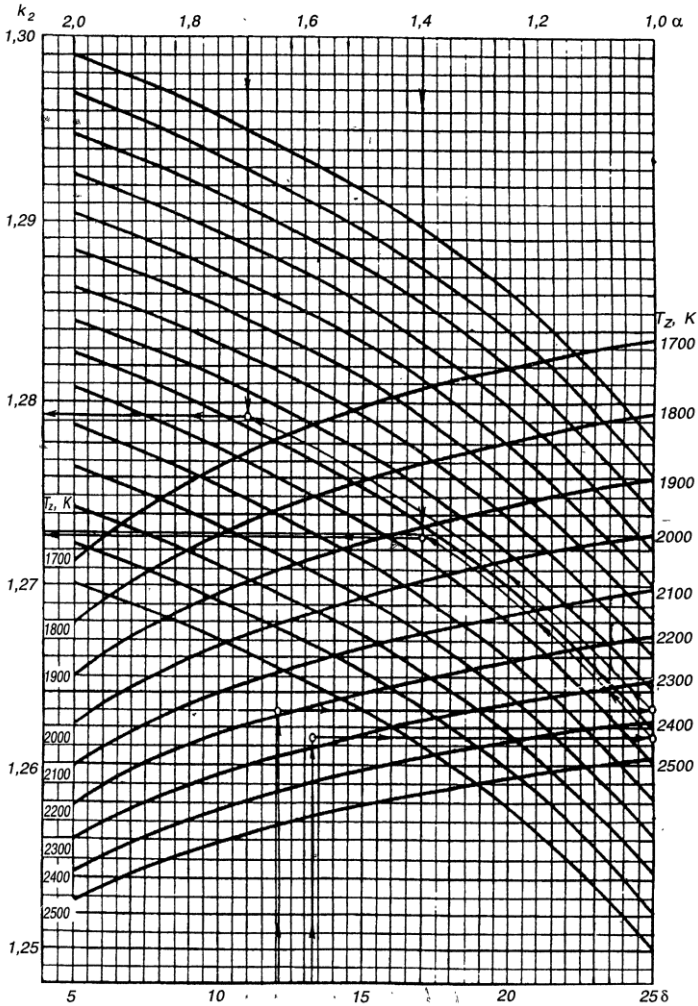


Рис. 5.4. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения k_2 для дизеля

Средний показатель политропы расширения также может быть рассчитан по эмпирической формуле в зависимости от частоты вращения коленчатого вала n

$$n_2 = 1,22 + \frac{130}{n}. \quad (5.33)$$

Средние значения величины n_2 , полученные из анализа индикаторных диаграмм, для различных современных автомобильных и тракторных двигателей изменяются в пределах (для номинальной нагрузки), указанных в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Значения политропы расширения для различных двигателей

Тип двигателя	n_2
Бензиновые двигатели	1,23...1,30
Дизели	1,18...1,28
Газовые двигатели	1,25...1,35

Давление в конце процесса расширения для двигателей с воспламенением от искры определяется по формуле, МПа

$$p_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}, \quad (5.34)$$

а для двигателей с воспламенением от тепла, полученного рабочим телом от сжатия, т.е. для дизелей, МПа

$$p_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}. \quad (5.35)$$

Температура в конце процесса расширения в зависимости от способа воспламенения рабочей смеси в двигателе определяется по одной из формул, К:

– для двигателей с воспламенением от искры

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}; \quad (5.36)$$

– для двигателей с воспламенением от тепла, полученного рабочим телом от сжатия,

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (5.37)$$

При известных значениях геометрической степени сжатия в двигателе ε , политроп сжатия n_1 и расширения n_2 , давления в конце процесса сжатия p_c , степени повышения давления λ , а также (для дизелей) сте-

пени предварительного расширения p и степени последующего расширения δ может быть определена величина теоретического среднего индикаторного давления, МПа:

– для двигателей с воспламенением от искры

$$p'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]; \quad (5.38)$$

– для двигателей с воспламенением от тепла, полученного рабочим телом от сжатия,

$$p'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(p - 1) \right]. \quad (5.39)$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла отличается от теоретического на величину, пропорциональную уменьшению расчетной диаграммы за счет ее скругления. Уменьшение теоретического среднего индикаторного давления вследствие отклонения действительного процесса от расчетного цикла оценивается коэффициентом полноты диаграммы φ_n . Значение коэффициента полноты диаграммы принимается, согласно рекомендациям табл. 5.7.

Таблица 5.7

Коэффициент полноты диаграммы

Тип двигателя	φ_n
двигатели с электронным впрыском топлива	0,95...0,98
карбюраторные двигатели	0,94...0,97
дизели	0,92...0,95

Таким образом, среднее индикаторное давление действительного цикла определяется следующим образом, МПа

$$P_i = \varphi_n P'_i. \quad (5.40)$$

Индикаторный КПД, характеризующий экономичность действительного цикла, в зависимости от вида сжигаемого в цилиндрах двигателя топлива может быть определен по одной из формул:

– для двигателей, работающих на жидком топливе,

$$\eta_i = \frac{P_i l_0 \alpha}{H_u \rho_k \eta_V}; \quad (5.41)$$

– для двигателей, работающих на газообразном топливе,

$$\eta_i = 371,2 \cdot 10^{-6} \frac{M'_1 T_k P_i}{H'_u \rho_k \eta_V}, \quad (5.42)$$

где M'_1 – количество горючей смеси, моль гор.см./моль топл.;
 H'_u – низшая теплота сгорания газообразного топлива, МДж/м³.

Индикаторный удельный расход топлива в зависимости от вида сжигаемого в цилиндрах двигателя топлива может быть определен по одной из формул:

– для двигателей, работающих на жидком топливе, г/(кВт·ч)

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}; \quad (5.43)$$

– для двигателей, работающих на газообразном топливе, м³/(кВт·ч)

$$v_i = \frac{3,6}{H_u' \eta_i}. \quad (5.44)$$

Для двигателей, работающих на газовом топливе, определяется также удельный расход теплоты на единицу мощности, МДж/(кВт·ч)

$$q_i = v_i H_u'. \quad (5.45)$$

Для определения среднего эффективного давления необходимо найти величину среднего давления механических потерь работы. Среднее давление механических потерь работы приближенно может быть определено по линейным зависимостям от средней скорости поршня $v_{п.ср}$, которая в свою очередь зависит от хода поршня и частоты вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности, м/с

$$v_{п.ср} = \frac{sn_N}{3 \cdot 10^4}. \quad (5.46)$$

Для различных типов двигателей зависимости среднего давления механических потерь от средней скорости поршня следующие, МПа:

– бензиновые двигатели с числом цилиндров до шести и отношением $s/D > 1$

$$p_m = 0,049 + 0,0152v_{п.ср}; \quad (5.47)$$

– бензиновые восьмицилиндровые двигатели с отношением $s/D < 1$

$$p_m = 0,039 + 0,0132v_{п.ср}; \quad (5.48)$$

– бензиновые двигатели с числом цилиндров до шести и отношением $s/D \leq 1$

$$p_m = 0,034 + 0,0113v_{п.ср}; \quad (5.49)$$

– высокофорсированные двигатели с впрыском топлива и электронным управлением

$$p_m = 0,024 + 0,0053v_{п.ср}; \quad (5.50)$$

– четырехтактные дизели с неразделенными камерами

$$p_m = 0,089 + 0,0118v_{п.ср}; \quad (5.51)$$

– предкамерные дизели

$$p_m = 0,103 + 0,0153v_{п.ср}; \quad (5.52)$$

– дизели с вихревыми камерами

$$p_m = 0,089 + 0,0135v_{н.ср} \quad (5.53)$$

Зная среднее индикаторное давление и среднее давление механических потерь, можно, воспользовавшись формулой (2.9), определить среднее эффективное давление, а далее, воспользовавшись соотношением (2.15), и остальные мощностные и технико-экономические показатели.

Также эффективные удельные расходы топлива могут быть определены по одной из формул:

– для двигателей, работающих на жидком топливе, г/(кВт·ч)

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}; \quad (5.54)$$

– для двигателей, работающих на газообразном топливе, м³/(кВт·ч)

$$v_e = \frac{3,6}{H_u' \eta_e}. \quad (5.55)$$

Расчет действительного цикла двигателя внутреннего сгорания обычно заканчивается построением индикаторной диаграммы в координатах p – V , иллюстрирующей зависимость давления рабочего тела от объема надпоршневого пространства для различных процессов, протекающих в цилиндре двигателя во время реализации действительного цикла. Так как диаметр цилиндра по высоте не изменяется, то величина объема надпоршневого пространства определяется положением поршня в цилиндре, и на диаграмме этот объем для большей наглядности целесообразно выражать через ход поршня s .

При построении диаграммы ее масштабы рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить высоту равной 1,2...1,7 ее основания. Масштабы диаграммы принимаются в следующих пределах: масштаб хода поршня $M_s = 0,5; 1,0; 1,5$ мм в мм; масштаб давлений $M_p = 0,020; 0,025; 0,040; 0,050; 0,070 \dots 0,100$ МПа в мм.

Длина отрезка AB , соответствующего рабочему объему цилиндра, а по величине равного ходу поршня s в масштабе M_s , равна, мм

$$AB = \frac{s}{M_s}, \quad (5.56)$$

а длина отрезка OA , соответствующего объему камеры сгорания, мм

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}. \quad (5.57)$$

Для дизелей, в качестве прототипа рабочего цикла которых используется цикл со смешанным подводом теплоты, также определяется величина отрезка $z'z$, соответствующего перемещению поршня, при

котором продолжается подвод теплоты в цикл в процессе расширения (при постоянном давлении), мм

$$z'z = OA(\rho - 1), \quad (5.58)$$

где ρ – степень предварительного расширения.

Из точки O , являющейся началом координат диаграммы, по оси абсцисс откладывается отрезок OA (мм). Далее от точки A по оси абсцисс откладывается отрезок AB . Таким образом, абсцисса A соответствует положению поршня в верхней мертвой точке (в.м.т.), а абсцисса B – в нижней мертвой точке (н.м.т.).

На основании данных о величинах давления в характерных точках, полученных в процессе расчета действительного цикла определяется максимальная высота диаграммы (точка z), а также ординаты характерных точек, мм:

$$\frac{P_z}{M_p}; \frac{P_a}{M_p}; \frac{P_b}{M_p}; \frac{P_c}{M_p}; \frac{P_r}{M_p}; \frac{P_0}{M_p}.$$

Характерные точки a ($B, \frac{P_a}{M_p}$); b ($B, \frac{P_b}{M_p}$); c ($A, \frac{P_c}{M_p}$); r ($A, \frac{P_r}{M_p}$); z ($A, \frac{P_z}{M_p}$) наносятся на диаграмму. Также показывается величина давления окружающей среды P_0 .

Построение политропы сжатия производится с использованием зависимости, МПа

$$p_x = p_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}, \quad (5.59)$$

где p_x, V_x – давление и объем в искомой точке процесса сжатия.

Если привести параметры состояния рабочего тела в надпоршневом пространстве к масштабу диаграммы, то зависимость (5.59) может быть преобразована к следующему виду, мм

$$\frac{p_x}{M_p} = \frac{p_a}{M_p} \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_1}, \quad (5.60)$$

где OX – расстояние по оси абсцисс от начала координат до искомой точки процесса сжатия, мм.

Отношение V_a/V_x , а соответственно и OB/OX , изменяется в пределах от 1 до ϵ (степень сжатия).

Построение политропы расширения производится с использованием зависимости, МПа

$$p_x = p_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}, \quad (5.61)$$

где p_x, V_x – давление и объем в искомой точке процесса расширения.

Если привести параметры состояния рабочего тела в надпоршневом пространстве к масштабу диаграммы, то зависимость (5.61) может быть преобразована к следующему виду, мм

$$\frac{P_x}{M_p} = \frac{P_b}{M_p} \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_2}. \quad (5.62)$$

Для бензиновых двигателей отношение V_b/V_x , а соответственно и OB/OX , изменяется в пределах от 1 до ϵ , а для дизелей – от 1 до $\delta = \epsilon/\rho$ (степень последующего расширения).

Определение ординат расчетных точек политроп сжатия и расширения удобно производить в табличной форме (см. табл. 5.8).

Таблица 5.8

Расчетная таблица к построению политроп сжатия и расширения

№ точек	OX, мм	OB/OX	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_1}$	P_x/M_p , мм	P_x , МПа	$\left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_2}$	P_x/M_p , мм	P_x , МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1								
.								
.								
.								
m^*								

* m – количество расчетных точек.

Точки a и c соединяют плавной кривой, проходящей через вычисленные и нанесенные на поле диаграммы точки политропы сжатия, а точки z и b – кривой, проходящей через точки политропы расширения (координаты точек в табл. 5.8 приведены в графах 2 и 5 для политропы сжатия и в графах 2 и 8 для политропы расширения).

Для бензинового двигателя прямыми линиями соединяются точки c и z , а для дизеля – точки c и z' ; z' и z . Принимается, что процесс выпуска протекает сначала при постоянном объеме от давления p_b до давления p_r (из точки b вертикально вниз), затем – при постоянном давлении p_r от н.м.т. до в.м.т. (горизонтально до точки r), а процесс впуска сначала протекает также при постоянном объеме от давления p_r до давления p_a (из точки r вертикально вниз), затем – при постоянном давлении p_a от в.м.т. до н.м.т. (горизонтально до точки a).

Действительная диаграмма отличается от расчетной по ряду причин. В реальном двигателе за счет опережения зажигания (момент за-

жигания характеризуется точкой c' на действительной диаграмме) или впрыска топлива рабочая смесь воспламеняется до прихода поршня в в.м.т. (момент воспламенения характеризуется точкой f) и повышает давление в конце процесса сжатия (на действительной индикаторной диаграмме конец процесса сжатия характеризуется точкой c''). Процесс видимого сгорания происходит при изменяющемся объеме и протекает по некоторой кривой от точки, соответствующей концу процесса сжатия на действительной диаграмме (точка c''), до точки z_d , а не по прямой cz для бензиновых двигателей или прямым cz' и $z'z''$ для дизеля. При построении индикаторной диаграммы бензинового двигателя точка z_d лежит на пересечении политропы расширения и изобары $p_{z_d} = const$, а при построении диаграммы дизеля – на прямой $z'z''$ ориентировочно вблизи точки z . Открытие выпускного клапана до прихода поршня в н.м.т. (характеризуется точкой b' на действительной диаграмме) снижает давление в конце расширения (точка b'' , характеризующая параметры рабочего тела в конце процесса расширения на действительной диаграмме, обычно располагается между точками a и b).

Для правильного построения характерных точек действительной индикаторной диаграммы необходимо установить взаимосвязь между углом ϕ поворота коленчатого вала и перемещением поршня s_x . Эта связь устанавливается на основании выбора длины шатуна $L_{ш}$ и отношения радиуса кривошипа R к длине шатуна $\lambda = R/L_{ш}$ (принимается в пределах $\lambda = 0,24 \dots 0,31$).

Скругление индикаторной диаграммы осуществляется на основании следующих соображений и расчетов. Фазы газораспределения необходимо устанавливать с учетом получения хорошей очистки цилиндра от отработавших газов и обеспечения дозарядки в пределах, принятых в расчете. В современных быстроходных двигателях открытие впускного клапана (на действительной индикаторной диаграмме момент открытия впускного клапана характеризуется точкой r') происходит в среднем за $10 \dots 35^\circ$ до прихода поршня в в.м.т., а закрытие (момент закрытия впускного клапана на диаграмме характеризуется точкой a'') – через $40 \dots 85^\circ$ после н.м.т. Открытие выпускного клапана происходит за $40 \dots 80^\circ$ до н.м.т., а закрытие (момент закрытия выпускного клапана на диаграмме характеризуется точкой a') – через $10 \dots 30^\circ$ после в.м.т.

Угол опережения зажигания, т.е. угловой интервал от момента подачи искры до прихода поршня в в.м.т., в бензиновых двигателях принимается в пределах $15 \dots 50^\circ$. Угол опережения впрыскивания, т.е. угол, на который повернется коленчатый вал от момента начала впры-

скивания топлива до прихода поршня в в.м.т., в дизелях принимается в пределах $20 \dots 30^\circ$. Продолжительность периода задержки воспламенения может быть принята в пределах $5 \dots 10^\circ$.

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания или впрыска (в зависимости от типа двигателя) определяют положение точек r' , a' , a'' , c' , f , b' по формуле для перемещения поршня, мм

$$AX = \frac{AB}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (5.63)$$

Для удобства построения диаграммы расчет абсцисс точек сводится в табл. 5.9.

Таблица 5.9

Расчетная таблица к скруглению индикаторной диаграммы

Обозначение точек	Положение точек	φ	$(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние от в.м.т. (AX), мм
r'	(10...35)° до в.м.т.	(10...35)°		
a'	(10...30)° после в.м.т.	(10...30)°		
a''	(40...85)° после н.м.т.	180-(40...85)°		
c'	бенз: (15...50)° до в.м.т. диз: (20...30)° до в.м.т.	(15...50)° (20...30)°		
f	бенз: (10...40)° до в.м.т. диз: (10...20)° до в.м.т.	(10...40)° (10...20)°		
b'	(40...80)° до н.м.т.	180-(40...80)°		

Ордината точки c'' определяется из выражений:

$$p_{c''} = (1,15 \dots 1,25) p_c \text{ МПа и } p_{c''} / M_p \text{ мм.} \quad (5.64)$$

Ордината точки z_d для бензиновых двигателей определяется следующим образом, мм

$$p_{z_d} / M_p. \quad (5.65)$$

Точки r с a' ; c' с f и c'' и далее с z_d соединяются плавными кривыми; далее точка z_d соединяется кривой расширения с точкой b' , а она – плавной кривой – с точкой b'' , которая соединяется с точками r' и r линией выпуска. В итоге получается скругленная действительная индикаторная диаграмма $ra'ac'fc''z_db'b''r$.

Задача 5.1

Давление воздуха на входе в компрессор 0,1 МПа, а на выходе из компрессора 0,2 МПа. Показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре равен 2. Определите температуру воздуха за компрессором, если температура воздуха, поступающего в компрессор, равна 27 °С.

Ответ: 424 К.

Задача 5.2

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания равна 5000 мин⁻¹. Определите давление остаточных газов на режиме, которому соответствует частота вращения коленчатого вала 3000 мин⁻¹, если на номинальном режиме давление остаточных газов составляет 0,12 МПа.

Ответ: 0,109 МПа.

Задача 5.3

Литраж шестицилиндрового дизеля, работающего без наддува, составляет 3,6 л, а объем камеры сгорания каждого из его цилиндров равен 0,04 л. Определите коэффициент остаточных газов в указанном двигателе, если давление остаточных газов равно 0,12 МПа, а их температура 477 °С. Принять, что температура окружающей среды равна 20 °С, изменение температуры свежего заряда на впуске составляет 37 °С, а давление в конце впуска 0,09 МПа.

Ответ: 0,04.

Пример 5.1

Геометрическая степень сжатия в четырехцилиндровом двигателе с искровым зажиганием и регулируемым впрыском топлива равна 8,5. Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя составляет 6000 мин⁻¹. Определите коэффициент остаточных газов, а также коэффициент наполнения в указанном двигателе на скоростном режиме, которому соответствует частота вращения коленчатого вала 4000 мин⁻¹, если на номинальном режиме давление остаточных газов составляет 0,11 МПа, а температура 1065 К. Принять, что температура окружающей среды равна 293 К, изменение температуры свежего заряда на впуске при номинальной частоте вращения коленчатого вала составляет 12 К, а давление в конце впуска 0,09 МПа.

Решение

1. Определяется коэффициент пересчета давления остаточных газов

$$A_p = \frac{(p_{rN} - p_0 \cdot 1,035) \cdot 10^8}{n_N^2 p_0} = \frac{(0,11 - 0,1 \cdot 1,035) \cdot 10^8}{6000^2 \cdot 0,1} = 0,18.$$

2. Давление остаточных газов на расчетном режиме определяется по формуле (5.4)

$$p_r = p_0(1,035 + A_p 10^{-8} n^2) = 0,1 \cdot (1,035 + 0,18 \cdot 10^{-8} \cdot 4000^2) \approx 0,1064 \text{ МПа.}$$

3. Определяется коэффициент пересчета величины подогрева заряда

$$A_r = \frac{\Delta T_N}{110 - 0,0125 n_N} = \frac{12}{110 - 0,0125 \cdot 6000} = 0,343.$$

4. Величина подогрева свежего заряда на впуске на расчетном режиме определяется по формуле (5.5)

$$\Delta T = A_r (110 - 0,0125 n) = 0,343 \cdot (110 - 0,0125 \cdot 4000) \approx 20,6 \text{ К.}$$

5. Коэффициент дозарядки для расчетного скоростного режима определяется по рис. 5.1, б

$$\varphi_{\text{доз}} \approx 1,05.$$

6. Для двигателей с искровым зажиганием без наддува коэффициент очистки равен

$$\varphi_{\text{оч}} = 1.$$

7. Коэффициент остаточных газов в двигателе с искровым зажиганием определяется по формуле (5.12)

$$\begin{aligned} \gamma_r &= \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_{\text{оч}} p_r}{\varepsilon \varphi_{\text{доз}} p_a - \varphi_{\text{оч}} p_r} = \\ &= \frac{293 + 20,6}{1065} \frac{1 \cdot 0,1064}{8,5 \cdot 1,05 \cdot 0,09 - 1 \cdot 0,1064} = 0,045. \end{aligned}$$

8. Коэффициент наполнения в двигателе с искровым зажиганием определяется по формуле (5.15)

$$\begin{aligned} \eta_V &= \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_k} (\varphi_{\text{доз}} \varepsilon p_a - \varphi_{\text{оч}} p_r) = \\ &= \frac{293}{293 + 20,6} \frac{1}{8,5 - 1} \frac{1}{0,1} (1,05 \cdot 8,5 \cdot 0,09 - 1 \cdot 0,1064) = 0,868. \end{aligned}$$

Ответ: $\gamma_r = 0,045$; $\eta_V = 0,868$.

Задача 5.4

Литраж четырехцилиндрового карбюраторного двигателя составляет 1,8 л, а объем камеры сгорания каждого из его цилиндров равен 0,05 л. Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя составляет 5000 мин⁻¹. Определите коэффициент остаточных газов в указанном двигателе на скоростном режиме, которому соответствует частота вращения коленчатого вала 2500 мин⁻¹, если на номинальном режиме давление остаточных газов составляет 0,115 МПа, а темпера-

тура 1052,5 К. Принять, что температура окружающей среды равна 293 К, изменение температуры свежего заряда на впуске при номинальной частоте вращения коленчатого вала составляет 10 К, а давление в конце впуска 0,096 МПа.

Ответ: 0,0367.

Задача 5.5

Дизельный двигатель внутреннего сгорания работает с наддувом. Степень наддува 1,5. Определите коэффициент наполнения этого двигателя, если степень сжатия в нем равна 16, температура окружающей среды 335 К, температура подогрева свежего заряда 5 К, давление остаточных газов 0,144 МПа, давление в конце впуска 0,134 МПа.

Ответ: 0,876.

Задача 5.6

Литраж восьмицилиндрового дизеля, работающего без наддува, составляет 3,2 л, а объем камеры сгорания каждого из его цилиндров равен 0,025 л. Определите коэффициент остаточных газов и коэффициент наполнения для этого двигателя, если давление остаточных газов равно 0,115 МПа, а их температура 367 °С. Принять, что температура окружающей среды равна 20 °С, изменение температуры свежего заряда на впуске составляет 27 °С, а давление в конце впуска – 0,095 МПа.

Ответ: $\gamma_r = 0,0383$; $\eta_V = 0,858$.

Пример 5.2

Степень сжатия в двигателе внутреннего сгорания составляет 8,5. Определите значение адиабаты сжатия графическим способом, если температура в конце процесса впуска составляет 338 К.

Решение

По номограмме, приведенной на рис. 5.2, определяется изотерма $T_a = 338$ К. На пересечении этой изотермы с вертикалью, соответствующей степени сжатия $\varepsilon = 8,5$, отмечается точка. Из этой точки строится проекция на ось ординат и по градуировке этой оси определяется значение адиабаты сжатия

$$k_1 \approx 1,3775.$$

Ответ: 1,3775.

Задача 5.7

Степень сжатия в двигателе внутреннего сгорания составляет 15. Определите значение адиабаты сжатия графическим способом, если температура в конце процесса впуска составляет 330 К.

Ответ: 1,3713.

Задача 5.8

Процесс сжатия в двигателе внутреннего сгорания протекает по политропе с показателем 1,37. Определите давление в конце процесса сжатия, если давление в начале процесса сжатия равно 0,085 МПа, а степень сжатия в двигателе составляет 10.

Ответ: 2 МПа.

Задача 5.9

Процесс сжатия в двигателе внутреннего сгорания протекает по политропе с показателем 1,375. Определите температуру в конце процесса сжатия, если температура в конце процесса впуска равна 350 К, а степень сжатия в двигателе составляет 8.

Ответ: 763 К.

Пример 5.3

Частота вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания на расчетном режиме составляет 2950 мин^{-1} . Определите значения температуры и давления в конце процесса сжатия в указанном двигателе, если в конце процесса впуска температура составляет 344 К, а давление – 0,085 МПа. Степень сжатия в указанном двигателе принять равной 8,5.

Решение

1. По формуле (5.17) определяется значение политропы сжатия на расчетном режиме

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n} = 1,41 - \frac{100}{2950} \approx 1,376 .$$

2. Давление в конце сжатия определяется по формуле (5.18)

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,085 \cdot 8,5^{1,376} = 1,615 \text{ МПа} .$$

3. Температура в конце сжатия определяется по формуле (5.19)

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 344 \cdot 8,5^{1,376 - 1} = 769 \text{ К} .$$

Ответ: $p_c = 1,615 \text{ МПа}$; $T_c = 769 \text{ К}$.

Задача 5.10

Литраж трехцилиндрового двигателя внутреннего сгорания 1,35 л, а объем камеры сгорания каждого из его цилиндров составляет 0,05 л. Определите значения температуры и давления в конце процесса сжатия, если в конце процесса впуска температура рабочего тела составила 350 К, а давление – 0,08 МПа. Принять, что процесс сжатия является адиабатным.

Ответ: $p_c = 1,89$ МПа; $T_c = 827,5$ К.

Пример 5.4

Количество свежего заряда, поступающего в цилиндры двигателя внутреннего сгорания, составляет 0,85 кмоль св. зар. / кг топл., а общее количество продуктов сгорания 0,88 кмоль пр. сг. / кг топл. Определите коэффициент остаточных газов, химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси и действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси, если количество остаточных газов в цилиндре двигателя равно 0,0255 кмоль пр. сг. / кг топл.

Решение

1. По формуле (5.11) определяется коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} = \frac{0,0255}{0,85} = 0,03.$$

2. Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси определяется по формуле (5.26)

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,88}{0,85} \approx 1,035.$$

3. Действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси определяется по формуле (5.25)

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{0,88 + 0,0255}{0,85 + 0,0255} \approx 1,034.$$

Ответ: $\gamma_r = 0,03$; $\mu_0 = 1,035$; $\mu = 1,034$.

Задача 5.11

Количество горючей смеси, поступающей в цилиндры ДВС, составляет 0,5 кмоль гор. см. / кг топл., а общее количество продуктов сгорания 0,54 кмоль пр. сг. / кг топл. Определите коэффициент остаточных газов, химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси и действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси, если количество остаточных газов в цилиндре двигателя равно 0,025 кмоль пр. сг. / кг топл.

Ответ: $\gamma_r = 0,05$; $\mu_0 = 1,08$; $\mu = 1,076$.

Задача 5.12

В двигателе внутреннего сгорания с воспламенением от искры в конце процесса сжатия давление в надпоршневом пространстве равно 2 МПа, а температура рабочего тела составляет 527 °С. Определите теоретическое давление в конце процесса сгорания, если температура в конце видимого процесса сгорания составляет 2527 °С. Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси принять равным $\mu=1,05$.

Ответ: 7,35 МПа.

Задача 5.13

Теоретическое давление в конце процесса сгорания в двигателе с воспламенением от искры равно 6 МПа. Каково значение действительного давления в конце процесса сгорания в этом двигателе?

Ответ: 5,1 МПа.

Задача 5.14

Теоретическое давление в конце процесса сгорания в двигателе с воспламенением от сжатия равно 10 МПа. Каково значение действительного давления в конце процесса сгорания в этом двигателе?

Ответ: 10 МПа.

Задача 5.15

Количество горючей смеси, поступающей в цилиндры бензинового ДВС, составляет 0,5 кмоль гор. см. / кг топл., а общее количество продуктов сгорания 0,55 кмоль пр. сг. / кг топл. Количество остаточных газов в цилиндре двигателя равно 0,025 кмоль пр. сг. / кг топл. Определите максимальное давление сгорания действительное и степень повышения давления, если температура в конце видимого процесса сгорания 2400 К, температура в конце сжатия 600 К, а давление в конце сжатия 1,2 МПа.

Ответ: $p_{z_d} = 4,47$ МПа; $\lambda = 4,38$.

Задача 5.16

Количество свежего заряда, поступающего в цилиндры дизеля, составляет 0,86 кмоль св. зар. / кг топл., а общее количество продуктов сгорания 0,89 кмоль пр. сг. / кг топл. Количество остаточных газов в цилиндре двигателя равно 0,0258 кмоль пр. сг. / кг топл. Определите максимальное давление сгорания действительное и степень предварительного расширения, если температура в конце видимого процесса сгорания 2200 К, температура в конце сжатия 800 К, давление в конце сжатия 5 МПа, а степень повышения давления 2.

Ответ: $p_{z_d} = 10$ МПа; $\rho = 1,422$.

Задача 5.17

Степень сжатия в карбюраторном двигателе внутреннего сгорания равна 8,5, коэффициент расхода воздуха 0,86. Определите значение адиабаты расширения графическим способом, если температура в конце видимого процесса сгорания 2540 К.

Ответ: 1,2606.

Задача 5.18

Степень сжатия в дизеле равна 17, степень предварительного расширения 1,41, коэффициент расхода воздуха 1,7. Определите значение адиабаты расширения графическим способом, если температура в конце видимого процесса сгорания 2190 К.

Ответ: 1,2792.

Задача 5.19

Процесс расширения в двигателе с воспламенением от искры протекает по политропе со средним показателем 1,25. Определите давление в конце процесса расширения, если давление в конце процесса сгорания равно 6,5 МПа, а степень сжатия в двигателе составляет 8.

Ответ: 0,483 МПа.

Задача 5.20

Процесс расширения в двигателе с воспламенением от искры протекает по политропе со средним показателем 1,25. Определите температуру в конце процесса расширения, если температура в конце процесса сгорания равна 3000 К, а геометрическая степень сжатия в двигателе составляет 9.

Ответ: 1732 К.

Пример 5.5

В цилиндрах двигателя с воспламенением от искры степень сжатия равна 10, коэффициент расхода воздуха 0,975, температура в конце видимого процесса сгорания 2500 К, а давление в конце сгорания 6 МПа. Определите температуру и давление в конце процесса расширения, если принять, что процесс расширения – адиабатный.

Решение

1. По номограмме, приведенной на рис. 5.3, определяется изотерма $T_z = 2500$ К. На пересечении этой изотермы с вертикалью, соответствующей степени сжатия $\varepsilon = 10$, отмечается точка. Из этой точки строится проекция на вертикаль, соответствующую значению коэффициента расхода воздуха $\alpha = 1$. Из полученной точки параллельно вспомога-

тельным кривым проводится линия до пересечения с вертикалью, соответствующей заданному значению $\alpha = 0,975$, а из этой точки пересечения строится проекция на ось ординат и по градуировке этой оси определяется значение адиабаты расширения

$$k_2 \approx 1,257.$$

2. Давление в конце процесса расширения определяется по формуле (5.34)

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{6}{10^{1,257}} = 0,332 \text{ МПа.}$$

3. Температура в конце процесса расширения определяется по формуле (5.36)

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{2500}{10^{1,257-1}} = 1383 \text{ К.}$$

Ответ: $p_b = 0,332 \text{ МПа}$; $T_b = 1383 \text{ К}$.

Задача 5.21

В цилиндрах двигателя с воспламенением от сжатия степень сжатия равна 14, коэффициент расхода воздуха 1,5, температура в конце видимого процесса сгорания 2000 К, давление в конце сгорания 10 МПа, а степень предварительного расширения 1,4. Определите температуру и давление в конце процесса расширения, если принять, что процесс расширения – адиабатный.

Ответ: $p_b = 0,525 \text{ МПа}$; $T_b = 1050 \text{ К}$.

Задача 5.22

Частота вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания на расчетном режиме равна 4200 мин^{-1} . Определите значения температуры и давления в конце процесса расширения в указанном двигателе, если в конце видимого процесса сгорания температура составляет 2854 К, а давление – 6,355 МПа. Степень сжатия в указанном двигателе принять равной 8,5.

Ответ: $p_b = 0,437 \text{ МПа}$; $T_b = 1668 \text{ К}$.

Задача 5.23

В цилиндрах двигателя с искровым зажиганием геометрическая степень сжатия составляет 8, а коэффициент расхода воздуха 0,95. Определите теоретическое среднее индикаторное давление, если рабочее тело имеет следующие параметры: температура в конце процесса впуска 350 К; давление в конце процесса сжатия 1,5 МПа; давление в

конце процесса сгорания 6 МПа; температура в конце процесса сгорания 2750 К. Принять, что процессы сжатия и расширения являются адиабатными.

Ответ: 1,077 МПа.

Задача 5.24

В цилиндрах двигателя с воспламенением от сжатия геометрическая степень сжатия составляет 16, коэффициент расхода воздуха 1,3, а степень предварительного расширения 1,067. Определите среднее индикаторное давление действительного цикла, если рабочее тело имеет следующие параметры: температура в конце процесса впуска 380 К; давление в конце процесса впуска 0,137 МПа; давление в конце процесса сгорания 12 МПа; температура в конце процесса сгорания 2100 К. Принять, что процессы сжатия и расширения являются адиабатными. Коэффициент полноты диаграммы принять равным 0,95.

Ответ: 0,935 МПа.

Задача 5.25

В цилиндрах двигателя с воспламенением от сжатия геометрическая степень сжатия составляет 16, коэффициент расхода воздуха 1,4, а степень предварительного расширения 1,455. Определите теоретическое среднее индикаторное давление, если рабочее тело имеет следующие параметры: температура в конце процесса впуска 390 К; давление в конце процесса сжатия 7,5 МПа; давление в конце процесса сгорания 12 МПа; температура в конце процесса сгорания 2200 К. Принять, что процессы сжатия и расширения являются адиабатными.

Ответ: 1,536 МПа.

Пример 5.6

В бензиновом карбюраторном двигателе внутреннего сгорания степень сжатия составляет 8. При частоте вращения коленчатого вала 4000 мин⁻¹ давление в конце процесса сжатия равно 1,5, а максимальное давление сгорания – 6,0 МПа. Определите среднее индикаторное давление действительного цикла на указанном скоростном режиме работы двигателя, приняв коэффициент полноты диаграммы равным 0,97.

Решение

1. По формуле (5.17) определяется значение политропы сжатия на расчетном режиме

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n} = 1,41 - \frac{100}{4000} = 1,385.$$

2. По формуле (5.33) определяется средний показатель политропы расширения

$$n_2 = 1,22 + \frac{130}{n} = 1,22 + \frac{130}{4000} \approx 1,253.$$

3. Воспользовавшись формулой (5.28), можно определить степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{6,0}{1,5} = 4.$$

4. Теоретическое среднее индикаторное давление для двигателя с воспламенением от искры определяется по формуле (5.38)

$$\begin{aligned} p_i' &= \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = \\ &= \frac{1,5}{8 - 1} \left[\frac{4}{1,253 - 1} \left(1 - \frac{1}{8^{1,253 - 1}} \right) - \frac{1}{1,385 - 1} \left(1 - \frac{1}{8^{1,385 - 1}} \right) \right] = 1,072 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

5. Среднее индикаторное давление действительного цикла определяется по формуле (5.40)

$$p_i = \varphi_n p_i' = 0,97 \cdot 1,072 \approx 1,04 \text{ МПа.}$$

Ответ: 1,04 МПа.

Задача 5.26

В дизельном двигателе внутреннего сгорания степень сжатия составляет 15, а степень предварительного расширения 1,2. При частоте вращения коленчатого вала 2500 мин^{-1} давление в конце процесса сжатия равно 6,2, а максимальное давление сгорания – 9,3 МПа. Определите среднее индикаторное давление действительного цикла на указанном скоростном режиме работы двигателя, приняв коэффициент полноты диаграммы равным 0,92.

Ответ: 0,765 МПа.

Задача 5.27

В цилиндре дизеля производится сжигание топлива с теплотой сгорания 42,5 МДж/кг. При этом для полного сгорания 1 кг указанного топлива стехиометрически необходимо 14,5 кг воздуха, а в действительности на реализацию рабочего процесса подают воздух с коэффициентом расхода 1,5. Приняв температуру наддувочного воздуха $26 \text{ }^\circ\text{C}$, а давление 0,103 МПа, определите индикаторный КПД действительного цикла и индикаторный удельный расход топлива в указанном двигателе, если величина среднего индикаторного давления действитель-

ного цикла составляет 1,05 МПа, а коэффициент наполнения равен 0,90.

Ответ: $\eta_i = 0,498$; $g_i = 170,1$ г/(кВт·ч).

Задача 5.28

Частота вращения коленчатого вала четырехцилиндрового карбюраторного двигателя внутреннего сгорания на режиме номинальной мощности составляет 5600 мин^{-1} . Определите среднее давление механических потерь в указанном двигателе, если ход поршня в нем составляет 66 мм, а диаметр цилиндра – 79 мм.

Ответ: 0,173 МПа.

Задача 5.29

Частота вращения коленчатого вала четырехцилиндрового карбюраторного двигателя внутреннего сгорания на режиме номинальной мощности составляет 4500 мин^{-1} . Определите среднее давление механических потерь в указанном двигателе, если ход поршня в нем составляет 100 мм, а диаметр цилиндра – 85 мм.

Ответ: 0,277 МПа.

Пример 5.7

Частота вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания с впрыском топлива и электронным управлением на режиме номинальной мощности составляет 6000 мин^{-1} . Ход поршня в двигателе составляет 92 мм. Определите механический КПД двигателя, если величина среднего индикаторного давления составляет 1,3 МПа.

Решение

1. По формуле (5.46) определяется значение средней скорости поршня

$$v_{\text{н.ср}} = \frac{sn_N}{3 \cdot 10^4} = \frac{92 \cdot 6000}{3 \cdot 10^4} = 18,4 \text{ м/с.}$$

2. Для высокофорсированных двигателей с впрыском топлива и электронным управлением среднее давление механических потерь определяется по формуле (5.50)

$$p_m = 0,024 + 0,0053v_{\text{н.ср}} = 0,024 + 0,0053 \cdot 18,4 \approx 0,122 \text{ МПа.}$$

3. Среднее эффективное давление определяется по формуле (2.9)

$$p_e = p_i - p_m = 1,3 - 0,122 = 1,178 \text{ МПа.}$$

4. Механический КПД определяется по формуле (2.15)

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,178}{1,3} = 0,906.$$

Ответ: 0,906.

Задача 5.30

Частота вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания с впрыском топлива и электронным управлением на режиме номинальной мощности составляет 6000 мин^{-1} . Ход поршня в двигателе составляет 86 мм. Определите механический КПД двигателя, если величина среднего эффективного давления составляет 1,085 МПа.

Ответ: 0,904.

Задача 5.31

Частота вращения коленчатого вала дизеля с неразделенными камерами составляет 2500 мин^{-1} , а ход поршня равен 120 мм. Определите средний эффективный удельный расход топлива в указанном двигателе, если среднее индикаторное давление в нем составляет 1,035 МПа, а средний индикаторный КПД – 0,45. Теплоту сгорания дизельного топлива принять равной 42,44 МДж/кг.

Ответ: 235,6 г/(кВт·ч).

Пример 5.8

В двигателе внутреннего сгорания с воспламенением рабочей смеси от искры ход поршня составляет 66 мм, а геометрическая степень сжатия – 8,5. Известно, что величины давления газов над поршнем в процессе реализации рабочего цикла следующие: в конце впуска 0,085 МПа; в конце сжатия 1,615 МПа; в конце сгорания теоретическое 6,355 МПа; в конце сгорания действительное 5,402 МПа; в конце расширения 0,437 МПа; остаточных газов 0,118 МПа. Произведите построение индикаторной диаграммы аналитическим методом, приняв, что процесс сжатия протекает по политропе с показателем 1,376, а процесс расширения – по политропе с показателем 1,251. Частоту вращения коленчатого вала принять равной 5600 мин^{-1} , а отношение радиуса кривошипа к длине шатуна – $\lambda = 0,285$.

Решение

1. Принимаются масштабы диаграммы:
– масштаб хода поршня $M_s = 0,5 \text{ мм в мм}$;
– масштаб давлений $M_p = 0,025 \text{ МПа в мм}$.
2. Длина отрезка AB , соответствующего рабочему объему цилиндра, определяется по формуле (5.56)

$$AB = \frac{s}{M_s} = \frac{66}{0,5} = 132 \text{ мм.}$$

3. Длина отрезка OA , соответствующего объему камеры сгорания, определяется по формуле (5.57)

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1} = \frac{132}{8,5 - 1} = 17,6 \text{ мм.}$$

4. Из точки O , являющейся началом координат диаграммы, по оси абсцисс откладывается отрезок $OA = 17,6$ мм. Далее от точки A по оси абсцисс откладывается отрезок $AB = 132$ мм. Таким образом, длина отрезка OB , соответствующего полному объему цилиндра, равна

$$OB = OA + AB = 17,6 + 132 = 149,6 \text{ мм.}$$

5. Определяется максимальная высота диаграммы (ордината точки z), а также ординаты характерных точек:

$$p_z/M_p = 6,355/0,025 = 254,2 \text{ мм;}$$

$$p_a/M_p = 0,085/0,025 = 3,4 \text{ мм;}$$

$$p_b/M_p = 0,437/0,025 = 17,48 \text{ мм;}$$

$$p_c/M_p = 1,615/0,025 = 64,6 \text{ мм;}$$

$$p_r/M_p = 0,118/0,025 = 4,72 \text{ мм;}$$

$$p_0/M_p = 0,1/0,025 = 4 \text{ мм.}$$

6. Характерные точки a (149,6; 3,4); b (149,6; 17,48); c (17,6; 64,6); r (17,6; 4,72); z (17,6; 254,2) наносятся на диаграмму. Также показывается величина давления окружающей среды p_0 .

7. Производится построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом:

а) политропа сжатия строится при помощи выражения

$$\frac{p_x}{M_p} = \frac{p_a}{M_p} \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_1} = 3,4 \left(\frac{149,6}{OX} \right)^{1,376} \text{ мм;}$$

б) политропа расширения строится при помощи выражения

$$\frac{p_x}{M_p} = \frac{p_b}{M_p} \left(\frac{OB}{OX} \right)^{n_2} = 17,48 \left(\frac{149,6}{OX} \right)^{1,251} \text{ мм.}$$

Результаты определения точек политроп сжатия и расширения записаны в табл. 5.10.

8. Точки a и c соединяют плавной кривой, проходящей через вычисленные и нанесенные на поле диаграммы точки политропы сжатия, а точки z и b – кривой, проходящей через точки политропы расширения. Прямой линией соединяются точки c и z . Принимается, что процесс выпуска протекает сначала при постоянном объеме от давления p_b до давления p_r (из точки b вертикально вниз), затем – при постоянном давлении p_r от н.м.т. до в.м.т. (горизонтально до точки r), а процесс выпуска сначала протекает также при постоянном объеме от давления p_r

до давления p_a (из точки r вертикально вниз), затем – при постоянном давлении p_a от в.м.т. до н.м.т. (горизонтально до точки a).

Таблица 5.10

Расчетная таблица к построению политроп сжатия и расширения

№ точек	OX, мм	OB/OX, мм	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,376}$	P_x/M_p , мм	P_x , МПа	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,251}$	P_x/M_p , мм	P_x , МПа
1	17,6	8,5	19,01	64,62	1,62	14,54	254,24	6,36
2	25,0	5,98	11,73	39,87	1,00	9,38	163,89	4,10
3	33,0	4,53	8,00	27,21	0,68	6,62	115,80	2,90
4	42,0	3,56	5,74	19,53	0,49	4,90	85,64	2,14
5	51,6	2,90	4,33	14,71	0,37	3,79	66,20	1,65
6	61,6	2,43	3,39	11,53	0,29	3,03	53,04	1,33
7	83,0	1,80	2,25	7,65	0,19	2,09	36,53	0,91
8	105,0	1,42	1,63	5,53	0,14	1,56	27,22	0,68
9	127,0	1,18	1,25	4,26	0,11	1,23	21,45	0,54
10	149,6	1	1,00	3,40	0,09	1,00	17,48	0,44

Теоретическая индикаторная диаграмма приведена на рис. 5.5, а, а изображение процессов газообмена на теоретической диаграмме – на рис. 5.5, б.

9. Скругление индикаторной диаграммы осуществляется на основании следующих соображений и расчетов. Так как рассчитывается достаточно быстроходный двигатель ($n = 5600 \text{ мин}^{-1}$), то фазы газораспределения необходимо устанавливать с учетом получения хорошей очистки цилиндра от отработавших газов и обеспечения дозарядки в пределах, принятых в расчете. В связи с этим начало открытия впускного клапана (точка r') устанавливается за 18° до прихода поршня в в.м.т., а закрытие (точка a'') – через 60° после прохода поршнем н.м.т.; начало открытия выпускного клапана (точка b') принимается за 55° до прихода поршня в н.м.т., а закрытие (точка a') через 25° после прохода поршнем в.м.т. Учитывая быстроходность двигателя, угол опережения зажигания θ принимается равным 35° , а продолжительность периода задержки воспламенения – $\Delta\varphi_1 = 5^\circ$.

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяется положение точек r' , a'' , a' , b' , c' и f по формуле для перемещения поршня

$$AX = \frac{AB}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

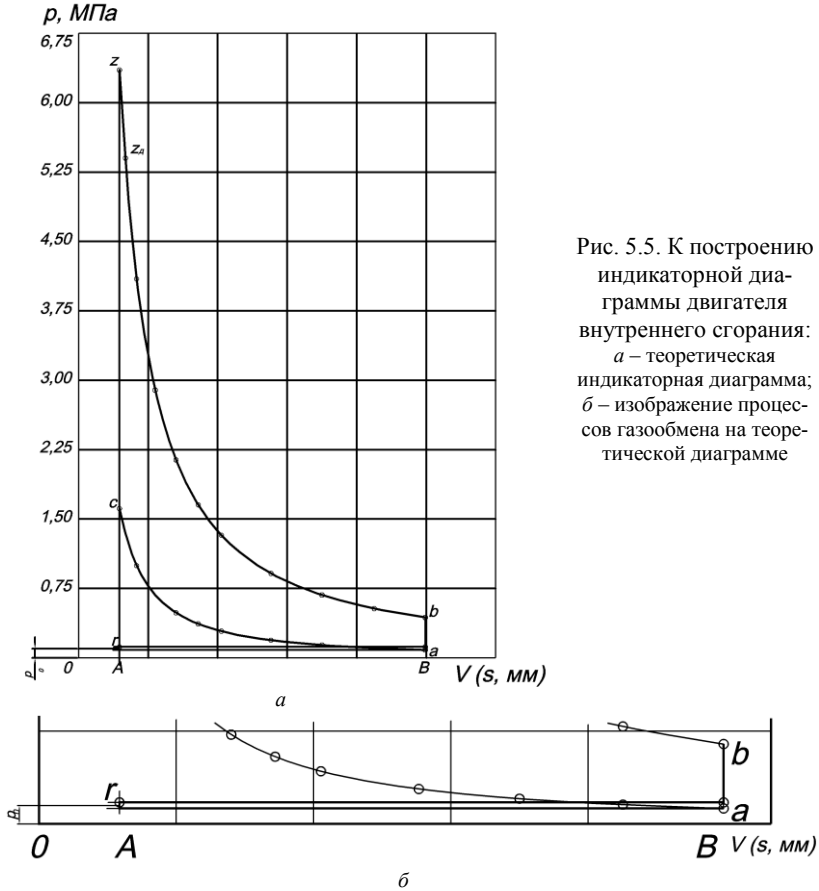


Рис. 5.5. К построению индикаторной диаграммы двигателя внутреннего сгорания:
а – теоретическая индикаторная диаграмма;
б – изображение процессов газообмена на теоретической диаграмме

Согласно заданию параметр λ принимается равным $\lambda = 0,285$.

Расчеты абсцисс точек r' , a'' , a' , b' , c' и f сведены в табл. 5.11.

Ордината точки c'' , лежащей на отрезке cz , определяется из выражения

$$p_{c''} = (1,15 \div 1,25)p_c = 1,25 \cdot 1,615 = 2,019 \text{ МПа};$$

$$p_{c''}/M_p = 2,019/0,025 = 80,76 \text{ мм.}$$

Действительное давление сгорания

$$p_{z_d} = 0,85p_z = 0,85 \cdot 6,355 = 5,402 \text{ МПа};$$

$$p_{z_d}/M_p = 5,402/0,025 = 216,08 \text{ мм.}$$

Таблица 5.11

Расчетная таблица к скруглению индикаторной диаграммы

Обозначение точек	Положение точек	φ	$(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние от в.м.т. (АХ), мм
r'	18° до в.м.т.	18	0,0626	4,1
a'	25° после в.м.т.	25	0,1191	7,9
a''	60° после н.м.т.	120	1,6069	106,1
c'	35° до в.м.т.	35	0,2277	15,0
f	30° до в.м.т.	30	0,1696	11,2
b'	55° до н.м.т.	125	1,6692	110,2

Точка z_d лежит на политропе расширения.

Точки r с a' ; c' с f и c'' и далее с z_d соединяются плавными кривыми; далее точка z_d соединяется кривой расширения с точкой b' , а она – плавной кривой – с точкой b'' , которая соединяется с точками r' и r линией выпуска. В итоге получается скругленная действительная индикаторная диаграмма $ra'ac'fc''z_db'b''r$.

Действительная индикаторная диаграмма приведена на рис. 5.6.

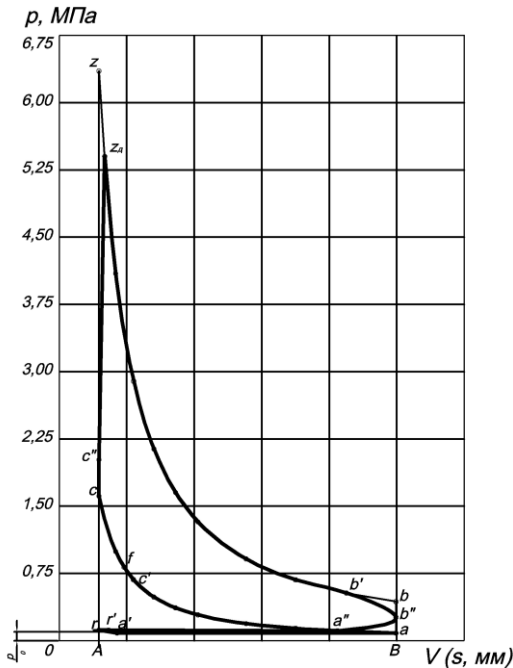


Рис. 5.6. Действительная индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя внутреннего сгорания

Задача 5.32

В дизельном двигателе внутреннего сгорания ход поршня составляет 120 мм, геометрическая степень сжатия – 17, а степень предварительного расширения – 1,416. Известно, что величины давления газов над поршнем в процессе реализации рабочего цикла следующие: в конце впуска 0,159 МПа; в конце сжатия 7,538 МПа; в конце сгорания 11,307 МПа; в конце расширения 0,485 МПа; остаточных газов 0,162 МПа. Произведите построение индикаторной диаграммы аналитическим методом, приняв, что процесс сжатия протекает по политропе с показателем 1,362, а процесс расширения – по политропе с показателем 1,267. Частоту вращения коленчатого вала принять равной 2600 мин^{-1} , а отношение радиуса кривошипа к длине шатуна – $\lambda = 0,27$.

Задача 5.33

В двигателе внутреннего сгорания с воспламенением рабочей смеси от искры ход поршня составляет 100 мм, а геометрическая степень сжатия – 11. Известно, что величины давления газов над поршнем в процессе реализации рабочего цикла следующие: в конце впуска 0,08 МПа; в конце сжатия 2,14 МПа; в конце сгорания теоретическое 7,01 МПа; в конце сгорания действительное 5,95 МПа; в конце расширения 0,35 МПа; остаточных газов 0,12 МПа. Произведите построение теоретической индикаторной диаграммы аналитическим методом, приняв, что процесс сжатия протекает по политропе с показателем 1,37, а процесс расширения – по политропе с показателем 1,25.

6. СКОРОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Транспортные двигатели работают в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, а также в условиях их частого изменения. Для оценки эффективности функционирования двигателя при его работе на различных режимах и при различных значениях регулировочных параметров служат характеристики двигателя.

Характеристики двигателя выражают зависимость его показателей от одного или нескольких режимных или регулировочных параметров при постоянстве некоторых других параметров.

Скоростная характеристика – зависимость основных показателей двигателя (мощности, крутящего момента, расходов топлива и др.) от частоты вращения коленчатого вала при неизменном положении органа управления двигателем.

Наибольшее значение имеет *внешняя скоростная характеристика*, которая определяется в дизелях при полной подаче топлива, а в двигателях с искровым зажиганием – при полном открытии дросселя. Эта характеристика позволяет анализировать мощностные, экономические, динамические, эксплуатационные показатели при работе двигателя с полной нагрузкой.

Скоростные характеристики, снятые при промежуточном положении органа управления двигателем, называются частичными. Частный случай скоростной характеристики – характеристика холостого хода.

Внешнюю скоростную характеристику можно построить с достаточной точностью по результатам теплового расчета для режима максимальной мощности и использовании эмпирических зависимостей.

Кривые скоростной характеристики строятся в интервале частоты вращения коленчатого вала:

- двигателей с искровым зажиганием – от $n_{\min} = 600 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$ до $n_{\max} = (1,05 \dots 1,20)n_N$.
- дизелей – от $n_{\min} = 300 \dots 800 \text{ мин}^{-1}$ до n_N .

Расчетные точки кривой эффективной мощности определяются через каждые $500 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$ по эмпирическим формулам:

– для двигателей с искровым зажиганием

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[1 + \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (6.1)$$

– для дизелей с неразделенными камерами

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (6.2)$$

– для дизелей с предкамерой

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[0,6 + 1,4 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (6.3)$$

– для дизелей с вихревой камерой

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[0,7 + 1,3 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]. \quad (6.4)$$

где N_e – номинальная эффективная мощность, кВт; N_{ex} – эффективная мощность в искомой точке скоростной характеристики, кВт; n_N – частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, мин⁻¹; n_x – частота вращения коленчатого вала в искомой точке скоростной характеристики, мин⁻¹.

По рассчитанным точкам в масштабе M_N строится кривая эффективной мощности.

Точки кривой эффективного крутящего момента определяются по формуле, Н·м

$$M_{ex} = 3 \cdot 10^4 \frac{N_{ex}}{\pi n_x}. \quad (6.5)$$

Удельный эффективный расход топлива в искомой точке скоростной характеристики, г/(кВт·ч):

– для двигателей с искровым зажиганием

$$g_{ex} = g_{eN} \left[1,2 - 1,2 \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (6.6)$$

– для дизелей с неразделенными камерами

$$g_{ex} = g_{eN} \left[1,55 - 1,55 \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right], \quad (6.7)$$

где g_{eN} – удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности, г/(кВт·ч).

Часовой расход топлива, кг/ч

$$G_{Tx} = g_{ex} N_{ex} \cdot 10^{-3}. \quad (6.8)$$

Для определения коэффициента наполнения используется зависимость

$$\eta_{Vx} = \frac{p_{ex} I_0 \alpha_x g_{ex}}{3600 \rho_k}, \quad (6.9)$$

где p_{ex} – среднее эффективное давление в искомой точке скоростной характеристики, МПа; α_x – коэффициент избытка воздуха при частоте вращения n_x ; ρ_k – плотность заряда на впуске, кг/м³.

Среднее эффективное давление в рассчитываемой точке определяется по формуле, МПа

$$p_{ex} = \frac{N_{ex} 30\tau}{V_d n_x}, \quad (6.10)$$

где V_d – литраж двигателя, л; τ – тактность двигателя.

Для бензиновых двигателей коэффициент избытка воздуха принимается постоянным на всех скоростных режимах, кроме минимального. На минимальном режиме коэффициент избытка воздуха несколько меньше. В дизелях с увеличением частоты вращения коэффициент избытка воздуха α несколько увеличивается. Для четырехтактных дизелей можно принять линейный характер изменения α , причем $\alpha_{n_{\min}} = (0,7..0,8)\alpha_{n_N}$.

По скоростной характеристике определяют коэффициент приспособляемости, представляющий собой отношение максимального крутящего момента M_{emax} к крутящему моменту (M_{eN}) при номинальной мощности

$$K = \frac{M_{emax}}{M_{eN}}. \quad (6.11)$$

Этот коэффициент служит для оценки приспособляемости двигателя к изменению внешней нагрузки и характеризует способность двигателя преодолевать кратковременные перегрузки.

Для бензиновых двигателей $K = 1,20..1,35$, а для дизелей – $K = 1,05..1,20$.

Пример 6.1

Номинальная мощность дизеля с неразделенными камерами составляет 170 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2600 мин⁻¹. Эффективный КПД двигателя на режиме номинальной мощности равен 0,388. Приняв шаг изменения частоты вращения коленчатого вала равным 500 мин⁻¹, произведите построение внешней скоростной характеристики указанного дизеля в интервале частоты вращения колен-

чатого вала от 600 мин^{-1} до 2600 мин^{-1} . Теплоту сгорания дизельного топлива принять равной $42,44 \text{ МДж/кг}$. Определите также коэффициент приспособляемости двигателя.

Решение

1. Определяется частота вращения коленчатого вала, при которой величина крутящего момента будет максимальной.

Для этого необходимо, воспользовавшись выражениями (6.5) и (6.2), выразить в явном виде зависимость крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала

$$\begin{aligned} M_{ex} &= 3 \cdot 10^4 \frac{N_{ex}}{\pi n_x} = 3 \cdot 10^4 N_e \frac{n_x}{\pi n_x n_N} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] = \\ &= \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n_N} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]. \end{aligned}$$

Видно, что множитель $3 \cdot 10^4 N_e / \pi n_N$ является константой и не зависит от значения n_x , поэтому для упрощения расчетов целесообразно ввести следующее обозначение

$$A = 3 \cdot 10^4 N_e / \pi n_N.$$

В таком случае формула будет преобразована к виду

$$\begin{aligned} M_{ex} &= \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n_N} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] = A \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] = \\ &= 0,87A + 1,13 \frac{A}{n_N} n_x - \frac{A}{n_N^2} n_x^2. \end{aligned}$$

Известно, что функция имеет экстремум в точке, если ее производная в этой точке равна 0. Поэтому необходимо найти производную функции крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала

$$\frac{dM_{ex}}{dn_x} = \frac{d \left(0,87A + 1,13 \frac{A}{n_N} n_x - \frac{A}{n_N^2} n_x^2 \right)}{dn_x} = 0 + 1,13 \frac{A}{n_N} - \frac{2A}{n_N^2} n_x = A \left(\frac{1,13}{n_N} - \frac{2n_x}{n_N^2} \right)$$

и приравнять ее нулю

$$\frac{dM_{ex}}{dn_x} = A \left(\frac{1,13}{n_N} - \frac{2n_M}{n_N^2} \right) = 0,$$

где n_M – частота вращения коленчатого вала, при которой крутящий момент имеет максимальное значение, мин^{-1} .

При работе двигателя внутреннего сгорания его номинальная мощность $N_e \neq 0$, таким образом, полученное выражение будет равно нулю при равенстве нулю выражения в скобках, т.е.

$$\frac{1,13}{n_N} - \frac{2n_M}{n_N^2} = 0,$$

откуда

$$n_M = \frac{1,13}{n_N} \cdot \frac{n_N^2}{2} = \frac{1,13n_N}{2} = \frac{1,13 \cdot 2600}{2} = 1469 \text{ мин}^{-1}.$$

Определить частоту вращения коленчатого вала, при которой крутящий момент двигателя будет иметь максимальное значение, можно также следующим способом. Учитывая, что выражение

$$M_{ex} = 0,87A + 1,13 \frac{A}{n_N} n_x - \frac{A}{n_N^2} n_x^2$$

является уравнением параболы, ветви которой направлены вниз, абсцисса вершины этой параболы (т.е. величина частоты вращения коленчатого вала, при которой крутящий момент будет иметь максимальное значение) может быть также определена из известной в математике зависимости: если функция описывается уравнением $y = ax^2 + bx + c$, то графиком функции является парабола, абсцисса вершины которой равна $x_0 = -b/2a$.

Исходя из вышеуказанного, с учетом, что коэффициент при n_x^2 равен $(-A/n_N^2)$, а коэффициент при n_x равен $1,13A/n_N$ частота вращения коленчатого вала, при которой крутящий момент двигателя будет иметь максимальное значение, составит

$$n_M = -\frac{\frac{1,13A}{n_N}}{2 \cdot \left(-\frac{A}{n_N^2}\right)} = \frac{1,13 \cdot A \cdot n_N^2}{2 \cdot A \cdot n_N} = \frac{1,13n_N}{2} = \frac{1,13 \cdot 2600}{2} = 1469 \text{ мин}^{-1}.$$

2. Для дизеля с неразделенными камерами значения эффективной мощности в зависимости от частоты вращения коленчатого вала определяются по формуле (6.2)

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] = 170 \frac{n_x}{2600} \left[0,87 + \frac{1,13n_x}{2600} - \left(\frac{n_x}{2600} \right)^2 \right].$$

Результаты расчетов приведены в табл. 6.1 (графа 2).

3. Расчетные точки для построения кривой эффективного крутящего момента определяются по формуле (6.5)

$$M_{ex} = 3 \cdot 10^4 \frac{N_{ex}}{\pi n_x} = \frac{3 \cdot 10^4}{3,14} \cdot \frac{N_{ex}}{n_x} = 9549 \frac{N_{ex}}{n_x}.$$

Результаты расчетов приведены в табл. 6.1 (графа 3).

4. Величина удельного эффективного расхода топлива на режиме номинальной мощности определяется по формуле (5.54)

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600}{42,44 \cdot 0,388} \approx 218,6 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

5. Удельный эффективный расход топлива в искомой точке скоростной характеристики для дизелей с неразделенными камерами определяется по формуле (6.7)

$$g_{ex} = g_{eN} \left[1,55 - 1,55 \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] = 218,6 \left[1,55 - 1,55 \frac{n_x}{2600} + \left(\frac{n_x}{2600} \right)^2 \right].$$

Результаты расчетов приведены в табл. 6.1 (графа 4).

6. Расчетные точки кривой часового расхода топлива определяются по формуле (6.8)

$$G_{tx} = \frac{g_{ex} N_{ex}}{1000}.$$

Результаты расчетов приведены в табл. 6.1 (графа 5).

Таблица 6.1

Результаты расчетов точек скоростной характеристики дизеля

$n_x, \text{ мин}^{-1}$	$N_{ex}, \text{ кВт}$	$M_{ex}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$g_{ex}, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$	$G_{tx}, \text{ кг/ч}$
1	2	3	4	5
600	42,3	672,7	272,3	11,5
1100	84,1	729,9	234,6	19,7
1469	114,2	742,5	217,2	24,8
1600	124,2	741,0	213,1	26,5
2100	155,2	705,7	207,8	32,3
2600	170,0	624,4	218,6	37,2

7. Производится построение скоростной характеристики дизеля (см. рис. 6.1).

8. По формуле (6.11) определяется коэффициент приспособляемости двигателя

$$K = \frac{M_{emax}}{M_{eN}} = \frac{742,5}{624,4} = 1,19.$$

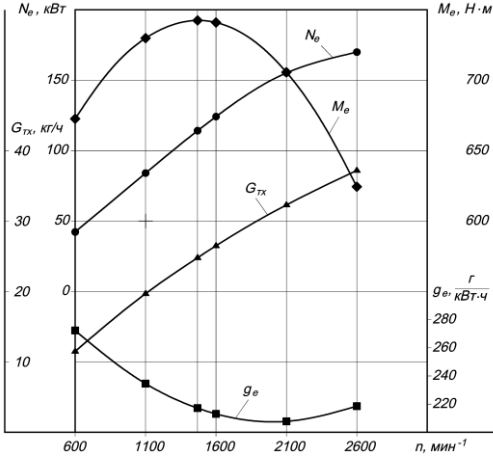


Рис. 6.1. Скоростная характеристика дизеля

Ответ: $K = 1,19$.

Задача 6.1

Номинальная мощность двигателя внутреннего сгорания с воспламенением от искры составляет 60 кВт при частоте вращения коленчатого вала 5000 мин^{-1} . Произведите построение кривой эффективной мощности указанного двигателя в интервале частоты вращения коленчатого вала от 600 мин^{-1} до $n_{\max} = 1,2n_N$. Шаг изменения частоты вращения коленчатого вала для определения расчетных точек кривой эффективной мощности принять равным 600 мин^{-1} .

Задача 6.2

Номинальная мощность дизеля с неразделенными камерами составляет 100 кВт при частоте вращения коленчатого вала 3000 мин^{-1} . Произведите построение кривой эффективного крутящего момента в интервале частоты вращения коленчатого вала от 600 мин^{-1} до 3000 мин^{-1} , а также определите графически частоту вращения коленчатого вала, при которой значение эффективного крутящего момента будет максимальным. Шаг изменения частоты вращения коленчатого вала для определения расчетных точек кривой эффективного крутящего момента принять равным 600 мин^{-1} .

Ответ: 1700 мин^{-1} .

Задача 6.3

Номинальная мощность дизеля с неразделенными камерами составляет 250 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2100 мин^{-1} .

Эффективный КПД двигателя на режиме номинальной мощности равен 0,4. Приняв шаг изменения частоты вращения коленчатого вала равным 300 мин^{-1} , произведите построение кривой удельного эффективного расхода топлива в указанном дизеле в интервале частоты вращения коленчатого вала от 300 мин^{-1} до 2100 мин^{-1} . Теплоту сгорания дизельного топлива принять равной $42,44 \text{ МДж/кг}$.

Задача 6.4

Номинальная мощность двигателя с воспламенением от искры составляет 80 кВт при частоте вращения коленчатого вала 5400 мин^{-1} . Эффективный КПД двигателя на режиме номинальной мощности равен 0,273. Приняв шаг изменения частоты вращения коленчатого вала равным 500 мин^{-1} , произведите построение кривой часового расхода топлива в указанном двигателе в интервале частоты вращения коленчатого вала от 1000 мин^{-1} до 6000 мин^{-1} . Теплоту сгорания топлива принять равной 44 МДж/кг .

Задача 6.5

Максимальный крутящий момент двигателя внутреннего сгорания равен $150 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а крутящий момент на режиме номинальной мощности равен $120 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Определите коэффициент приспособляемости для данного двигателя.

Ответ: 1,25.

Задача 6.6

Крутящий момент двигателя внутреннего сгорания на режиме номинальной мощности равен $120 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а коэффициент приспособляемости составляет 1,2. Определите максимальный крутящий момент этого двигателя.

Ответ: $144 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Задача 6.7

Номинальная мощность дизеля с предкамерой составляет 200 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2500 мин^{-1} . Приняв шаг изменения частоты вращения коленчатого вала равным 500 мин^{-1} , произведите построение кривой эффективного крутящего момента указанного дизеля в интервале частоты вращения коленчатого вала от 500 мин^{-1} до 2500 мин^{-1} . Определите также коэффициент приспособляемости двигателя.

Ответ: $K = 1,09$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данное учебное пособие включены разделы, в которых рассматриваются вопросы теории рабочих процессов, протекающих в ходе работы двигателей внутреннего сгорания. Рассмотрены основные конструктивные параметры и показатели работы двигателей внутреннего сгорания, зависимости, позволяющие определять основные показатели теоретических и действительных циклов работы ДВС, производить построение внешней скоростной характеристики двигателя. Приведены сведения о топливах и рабочих телах, используемых в двигателях внутреннего сгорания, а также их свойствах.

Изложены основные теоретические сведения по указанным разделам, приведены примеры решения наиболее типовых задач, и задачи для самостоятельной проработки и закрепления знаний и практических навыков.

Для проверки правильности решения к каждой задаче (кроме задач, требующих графических построений) приведены ответы.

Знания, умения и навыки, полученные студентами на практических занятиях, будут необходимы при выполнении курсовых и расчетно-графических работ, а также полезны будущим инженерам для проведения теплового расчета силового оборудования транспортных средств, являющегося основой для последующих расчетов указанного оборудования, а, кроме того, для поиска оптимальных режимов работы силовых агрегатов и путей совершенствования конструкций двигателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автомобильные двигатели: учебник для студ. высш. учеб. заведений / М.Г. Шатров, К.А. Морозов, И.В. Алексеев и др.; под ред. М.Г. Шатрова. – М.: Издательский центр “Академия”, 2010. – 464 с.
2. Автомобильные двигатели: Курсовое проектирование: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / М.Г. Шатров, И.В. Алексеев, С.Н. Богданов и др.; под ред. М.Г. Шатрова. – М.: Издательский центр “Академия”, 2011. – 256 с.
3. Буров, А.Л. Тепловые двигатели: Учеб. пособие / А.Л. Буров. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: МГИУ, 2008. – 224 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; под ред. В.Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2005. – 479 с.
5. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа, 2008. – 496 с.
6. Ляшков, В.И. Тепловые двигатели и нагнетатели: Учеб. пособие / В.И. Ляшков. – М.: Абрис, 2012. – 167 с.
7. Сборник задач по технической термодинамике: Учеб. пособие для студентов вузов / Т.Н. Андрианова, Б.В. Дзампов, В.Н. Зубарев и др. – 5-е изд., стер. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 356 с.
8. Стуканов, В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: учеб. пособие / В.А. Стуканов. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2007. – 368 с.
9. Техническая термодинамика: Учебник для вузов / Е.В. Дрыжаков, С.И. Исаев, И.А. Кожин и др.; под ред. В.И. Крутова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1981. – 432 с.
10. http://abc.vvsu.ru/Books/alternativ_ist_pit/page0010.asp

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Основные конструктивные параметры двигателя внутреннего сгорания.....	5
2. Основные показатели работы двигателей внутреннего сгорания.....	12
3. Теоретические циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания.....	21
4. Топливо, рабочие тела и их свойства.....	33
5. Расчет рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания.....	46
6. Скоростные характеристики двигателей внутреннего сгорания.....	84
Заключение.....	92
Библиографический список.....	93

Учебное издание

ГУБАРЕВ Артем Викторович

**ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.
ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ**

Практикум

Подписано в печать 01.10.15. Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 5,5. Уч.-изд. л. 5,9.
Тираж 200 экз. Заказ № . Цена р. к.

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете
им. В.Г. Шухова
308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46