

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

Г. А. Вершина
Г. М. Кухарёнок
Д. Г. Гершань

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности
1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
высших учебных заведений по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2016

УДК 621.431.73(075.4)

ББК 31.365я7

В37

Р е ц е н з е н т ы :

кафедра «Ремонт тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин» Белорусского государственного аграрного технического университета (зав. кафедрой *В. Е. Тарасенко*);
зав. отделом двигателей ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси» *А. С. Климук*

Вершина, Г. А.

В37 Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / Г. А. Вершина, Г. М. Кухарёнок, Д. Г. Гершань. – Минск : БНТУ, 2016. – 51 с.

ISBN 978-985-550-841-1.

В учебно-методическом пособии изложена систематизированная методика теплового расчета двигателей внутреннего сгорания различного функционального назначения, а также методика определения среднего теплового потока от газов в стенки цилиндра.

Приведены примеры задач по расчету основных параметров рабочего цикла двигателей.

УДК 621.431.73(075.4)

ББК 31.365я7

ISBN 978-985-550-841-1

© Вершина Г. А., Кухарёнок Г. М.,
Гершань Д. Г., 2016

© Белорусский национальный
технический университет, 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	4
ВВЕДЕНИЕ	8
1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	9
1.1. Процесс впуска.....	9
1.2. Процесс сжатия	10
1.3. Процесс сгорания	11
1.4. Процесс расширения.....	17
1.5. Процесс выпуска	18
1.6. Индикаторные показатели	19
1.7. Эффективные показатели	20
1.8. Основные размеры цилиндра и показатели поршневого двигателя	22
2. РАСЧЕТ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ДВИГАТЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ	24
2.1. Особенности расчета двухтактных двигателей.....	24
2.2. Определение температуры и давления газов на впуске	24
2.3. Процесс впуска.....	25
2.4. Процессы сжатия, сгорания и расширения.....	26
2.5. Среднее индикаторное давление и индикаторный КПД.....	26
2.6. Основные параметры турбокомпрессора	27
3. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ.....	28
3.1. Общие положения	28
3.2. Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с искровым зажиганием.....	30
3.3. Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля.....	32
3.4. Индикаторная диаграмма двухтактного двигателя	34
3.5. Перестроение индикаторной диаграммы в координаты p - φ	36
4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА И КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ ОТ ГАЗОВ В СТЕНКИ ЗА ЦИКЛ	38
5. ЗАДАЧИ ПО КУРСУ «ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЕЙ».....	42
ЛИТЕРАТУРА	49
ПРИЛОЖЕНИЕ	50

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

давлений

- p_0 – давление окружающей среды, МПа;
 p_k – давление после компрессора (нагнетателя), МПа;
 p_s – давление после охладителя наддувочного воздуха, МПа;
 Δp_a – потеря давления на впуске, МПа;
 Δp_s – потеря давления в ОНВ, МПа;
 p_a – давление конца впуска, МПа;
 p_c – давление в конце сжатия, МПа;
 p_z – теоретическое максимальное давление сгорания, МПа;
 p_{zd} – действительное максимальное давление сгорания, МПа;
 p_b – давление в конце расширения, МПа;
 p_r – давление остаточных газов, МПа;
 p_i' – среднее индикаторное давление теоретического цикла, МПа;
 p_i – среднее индикаторное давление действительного цикла, МПа;
 p_e – среднее эффективное давление, МПа;
 $\Delta p_{вп}$ – сопротивление воздухоочистителя, МПа;
 p_x – текущее давление газов в цилиндре двигателя, Па;

температуры

- T_0 – температура окружающей среды, К;
 ΔT – температура подогрева свежего заряда, К;
 T_k – температура после компрессора (нагнетателя), К;
 T_s – температура после охладителя наддувочного воздуха, К;
 T_a – температура конца впуска, К;
 T_c – температура в конце сжатия, К;
 T_z – максимальная температура сгорания, К;
 T_b – температура в конце расширения, К;
 T_r – температура остаточных газов, К;
 $T_{г. ср}$ – средняя результирующая температура газов в цилиндре за цикл, К;
 $T_{д. i}$ – температура поверхности i -й детали, К;
 T_x – текущая температура газов в цилиндре двигателя, К;

топлива и газов

g_C, g_H, g_O – элементарный состав топлива в долях 1 кг соответственно углерода, водорода, кислорода;

$g_{C_n H_m O_r}$ – массовая доля отдельного компонента в смеси жидких топлив;

$v_{C_n H_m O_r}$ – объемная доля отдельного компонента в газообразном топливе;

n, m, r – количество атомов углерода, водорода и кислорода;

h – количество отдельных компонентов в топливе;

N_2 – количество азота в топливе, кмоль или m^3 ;

H_u – низшая теплота сгорания для жидкого топлива, кДж/кг; для газообразного топлива – кДж/ m^3 ;

ΔH_u – потеря теплоты вследствие неполноты сгорания топлива, кДж/кг;

m_T – молекулярная масса топлива, кг/кмоль;

L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кмоль возд./кг жидкого топлива; кмоль возд./кмоль газообразного топлива;

l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг возд./кг жидкого топлива; кг возд./кмоль газообразного топлива;

M_1 – число молей свежего заряда, кмоль/кг жидкого топлива; для газообразного топлива – кмоль/кмоль;

M_2 – число молей продуктов сгорания, кмоль/ кг жидкого топлива; для газообразного топлива – кмоль/кмоль;

ρ_T – плотность топлива, кг/ m^3 ;

mc_{vc} – средняя мольная теплоемкость свежего заряда, кДж/(кмоль·К);

mc_{vz} – средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·К);

g – тепловой поток, Вт/ m^2 ;

$\alpha_{г. ср}$ – средний коэффициент теплоотдачи от газов в стенки, Вт/($m^2 \cdot K$);

V_m – молярный объем газа, m^3 /кмоль;

m_B – молярная масса воздуха, кг/кмоль;

коэффициентов

- ε – степень сжатия;
 α – коэффициент избытка воздуха;
 γ_r – коэффициент остаточных газов;
 μ_0 – теоретический коэффициент молекулярного изменения;
 μ – действительный коэффициент молекулярного изменения;
 ξ – коэффициент использования теплоты;
 φ_p – коэффициент уменьшения давления;
 φ_{Π} – коэффициент полноты индикаторной диаграммы;
 $\eta_{\text{оч}}$ – коэффициент очистки пространства сжатия;
 $\eta_{\text{доз}}$ – коэффициент дозарядки;
 ψ – потерянная доля хода поршня (для двухтактных двигателей);
 η_v – коэффициент наполнения;
 η_i – индикаторный КПД;
 η_m – механический КПД;
 η_e – эффективный КПД;
 n_1 – показатель политропы сжатия;
 n_2 – показатель политропы расширения;
 n_k – показатель политропы сжатия в компрессоре (нагнетателе);
 k – степень повышения давления в процессе сгорания;
 ρ – степень предварительного расширения;
 δ – степень последующего расширения;
 π_k – степень повышения давления в компрессоре;
 $\varphi_{\text{пр}}$ – коэффициент продувки;

расходов топлива и воздуха

- g_i – удельный индикаторный расход жидкого топлива, г/(кВт·ч);
 v_i – удельный индикаторный расход газового топлива, м³/(кВт·ч);
 q_i – удельный индикаторный расход теплоты для газовых двигателей, МДж/(кВт·ч);
 g_e – удельный эффективный расход жидкого топлива, г/(кВт·ч);
 v_e – удельный эффективный расход газового топлива, м³/(кВт·ч);
 q_e – удельный эффективный расход теплоты для газовых двигателей, МДж/(кВт·ч);

G_T – часовой расход жидкого топлива, кг/ч;
 V_T – часовой расход газового топлива, м³/ч;
 G_B – часовой расход воздуха, кг/с;

мощности и моментов

N_i – индикаторная мощность, кВт;
 N_l – литровая мощность, кВт/л;
 N_e – эффективная мощность, кВт;
 N_m – мощность механических потерь, кВт;
 M_e – эффективный крутящий момент, Н·м;

геометрических и кинематических параметров

D – диаметр цилиндра, м;
 n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹;
 C_m – средняя скорость поршня, м/с;
 w – скорость газов, м/с;
 S – ход поршня, м;
 R – радиус кривошипа, м;
 L – длина шатуна, м;
 λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;
 i – число цилиндров двигателя;
 V_l – литраж двигателя, л;
 V_h – рабочий объем одного цилиндра, л;
 V_c – объем сжатия одного цилиндра, л.

ВВЕДЕНИЕ

Настоящее пособие предназначено для систематизации и закрепления теоретических знаний студентов по основным разделам дисциплины «Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания».

Тепловой расчет двигателя служит для определения параметров газов в рабочем цикле двигателя, а также оценочных показателей, характеризующих цикл в целом и позволяющих определить размеры двигателя, оценить его мощностные и экономические показатели.

Выполнение теплового расчета двигателя с учетом всей совокупности тепловых потерь, связанных с неполнотой и несвоевременностью сгорания, диссоциацией и теплоотдачей в стенки, является сложной задачей.

В пособии приведен приближенный метод расчета, предложенный профессором В. И. Гриневецким и в дальнейшем дополненный профессорами Е. К. Мазингом и Н. Р. Брилингом.

Даны расчетные зависимости, позволяющие проводить расчет для различных видов топлива: бензин, дизельное топливо, газ, смешанные (альтернативные) топлива.

Проведение теплового расчета позволяет освоить связь между отдельными процессами рабочего цикла и получить представление о влиянии различных факторов на показатели двигателя в целом.

По результатам теплового расчета определяется средний тепловой поток от газов в стенки цилиндра.

Тепловой расчет выполняется для режима номинальной мощности.

В задании на тепловой расчет указываются следующие данные: тип двигателя, его назначение, мощность N_e ; частота вращения коленчатого вала n ; число цилиндров i ; степень сжатия ε ; коэффициент избытка воздуха α ; отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/D ; давление наддува p_k ; применяемое топливо, рекомендуемый прототип.

Пособие предназначено для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания», но может быть использовано и студентами других автотракторных специальностей.

В главе 1 приводится методика расчета для четырехтактных двигателей без наддува. Особенности расчета двухтактных двигателей и двигателей с наддувом даны в главе 2.

В пособии приведены средние значения показателей рабочего цикла для номинального режима работы двигателей.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1. Процесс впуска

При расчете процесса впуска делаем допущение на то, что в двигателе без наддува воздух в цилиндры поступает из атмосферы и при расчете давление и температура окружающей среды принимаются: $p_0 = 0,1$ МПа, $T_0 = 298$ К для автомобильных двигателей; $p_0 = 0,1$ МПа, $T_0 = 293$ К – для тракторных.

Давление остаточных газов $p_r = (1,05-1,25)p_0$.

Температура остаточных газов выбирается в зависимости от типа двигателя:

- для двигателей с искровым зажиганием (ИЗ) $T_r = 800-1200$ К;
- дизелей $T_r = 600-1000$ К.

Температура подогрева свежего заряда ΔT лежит в следующих пределах:

- для двигателей с ИЗ $\Delta T = 5-30^\circ$;
- дизелей $\Delta T = 5-25^\circ$.

Давление в конце впуска

$$p_a = p_0 - \Delta p_a.$$

Потери Δp_a давления на впуске:

- для двигателей с ИЗ $\Delta p_a = (0,06-0,20)p_0$;
- дизелей $\Delta p_a = (0,04-0,18)p_0$.

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}.$$

Величина коэффициента остаточных газов γ_r :

- для двигателей с ИЗ $\gamma_r = 0,04-0,12$;
- дизелей $\gamma_r = 0,02-0,06$.

Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}.$$

Значение T_a у четырехтактных двигателей находится в следующих пределах:

– для двигателей с ИЗ $T_a = 320–370$ К;

– дизелей $T_a = 310–350$ К.

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_0} (\varepsilon p_a - p_r).$$

Величина коэффициента наполнения:

– для двигателей с ИЗ $\eta_v = 0,70–0,90$;

– дизелей $\eta_v = 0,80–0,92$.

1.2. Процесс сжатия

Давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{m_1}.$$

Температура в конце сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{m_1 - 1}.$$

Значения показателей процесса сжатия для различных двигателей приведены в табл. 1.

Таблица 1

Показатели процесса сжатия

Тип двигателя	n_1	p_c , МПа	T_c , К
Двигатели с ИЗ	1,35–1,39	1,2–3,5	550–900
Дизели без наддува	1,35–1,40	3,5–6,0	700–950
Дизели с наддувом	1,32–1,37	5,0–11,0 (и более)	900–1150

1.3. Процесс сгорания

Теоретически необходимое количество воздуха (кмоль) для сгорания 1 кг жидкого топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32} \right),$$

где 0,21 – объемная доля кислорода в воздухе.

Теоретически необходимое количество воздуха (кмоль) для сгорания 1 кмоль газообразного топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \sum_{i=1}^h \left[\left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) \nu_{C_n H_m O_r} \right]_i.$$

Элементарный состав топлива принимают:

- для бензина $g_C = 0,855$, $g_H = 0,145$, $g_O = 0$;
- дизельного топлива $g_C = 0,86$, $g_H = 0,136$, $g_O = 0,004$;
- метанола $g_C = 0,375$, $g_H = 0,125$, $g_O = 0,500$;
- этанола $g_C = 0,522$, $g_H = 0,130$, $g_O = 0,348$;
- бутанола $g_C = 0,649$, $g_H = 0,135$, $g_O = 0,216$;
- рапсового масла $g_C = 0,776$, $g_H = 0,115$, $g_O = 0,109$;
- метилового эфира рапсового масла $g_C = 0,770$, $g_H = 0,121$, $g_O = 0,109$;
- природного газа $H_2 = 0,00$ – $0,30$, $CH_4 = 82,27$ – $98,27$, $C_2H_6 = 0,17$ – $5,80$, $C_3H_8 = 0,00$ – $2,10$, $C_4H_{10} = 0,00$ – $1,00$, $N_2 = 1,0$ – $9,3$, $CO_2 = 0,00$ – $0,89$ (в % по объему);
- сжиженного газа пропан–бутан $C_3H_8 = 40$ – 60 , $C_4H_{10} = 40$ – 60 (в % по массе).

Современные бензины и дизельные топлива могут содержать некоторое количество кислородсодержащих соединений (оксигенатов), что приводит к появлению кислорода (g_O) в топливе и некоторому изменению долей углерода (g_C) и водорода (g_H).

Для смеси жидких топлив элементарный состав определяют следующим образом:

$$g_C = \sum_{i=1}^h (g_C)_i (g_{C_n H_m O_r})_i;$$

$$g_H = \sum_{i=1}^h (g_H)_i (g_{C_n H_m O_r})_i;$$

$$g_O = \sum_{i=1}^h (g_O)_i (g_{C_n H_m O_r})_i.$$

Количество свежего заряда (кмоль) для бензиновых двигателей

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T},$$

где $m_T = 110-120$ кг/кмоль.

Количество свежего заряда (кмоль):

– для газовых двигателей

$$M_1 = 1 + \alpha L_0;$$

– дизелей

$$M_1 = \alpha L_0.$$

Количество продуктов сгорания (кмоль) при сгорании 1 кг жидкого топлива:

при $\alpha \geq 1$

$$M_2 = \frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{2} + (\alpha - 0,21)L_0;$$

при $\alpha < 1$

$$M_2 = \frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{2} + 0,79\alpha L_0.$$

Количество продуктов сгорания (кмоль) при сгорании 1 кмоль газообразного топлива:

при $\alpha = 1$

$$M_2 = \sum_{i=1}^h \left[\left(n + \frac{m}{2} \right) v_{C_n H_m O_r} \right]_i + 0,79L_0 + N_2;$$

при $\alpha > 1$

$$M_2 = \sum_{i=1}^h \left[\left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) v_{C_n H_m O_r} \right]_i + 1 + \alpha L_0.$$

Теоретический коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}.$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu = 1 + \frac{\mu_0 - 1}{1 + \gamma_r}.$$

Величина μ изменяется:

- для бензиновых двигателей $\mu = 1,02-1,12$;
- дизелей $\mu = 1,01-1,06$.

Для газовых двигателей количество продуктов сгорания может быть меньше количества свежего заряда. Тогда теоретический коэффициент молекулярного изменения μ_0 будет меньше 1.

Низшую теплоту сгорания топлива принимают:

- для бензина $H_u = 43\,500-44\,000$ кДж/кг;
- дизельного топлива $H_u = 42\,500-43\,000$ кДж/кг;
- метанола $H_u = 19\,700$ кДж/кг;
- этанола $H_u = 26\,800$ кДж/кг;
- бутанола $H_u = 33\,100$ кДж/кг;
- рапсового масла $H_u = 37\,100$ кДж/кг;
- метилового эфира рапсового масла $H_u = 37\,300$ кДж/кг;

- природного газа $H_u = 32\,000\text{--}36\,000$ кДж/м³;
- метана $H_u = 35\,880$ кДж/м³;
- этана $H_u = 64\,360$ кДж/м³;
- пропана $H_u = 93\,180$ кДж/м³;
- бутана $H_u = 123\,570$ кДж/м³;
- водорода $H_u = 10\,790$ кДж/м³.

Значения H_u для газов установлены при температуре 0 °С и давлении 101,325 кПа.

Для современных бензинов и дизельных топлив, в состав которых входят кислородсодержащие соединения, значения H_u снижаются.

Низшая теплота сгорания смеси топлив рассчитывается следующим образом:

$$H_u = \frac{1}{0,21} \sum_{i=1}^h (g_{C_nH_mO_r})_i (H_u)_i. \quad (1)$$

Для газового топлива в формулу (1) вместо $g_{C_nH_mO_r}$ подставляем $v_{C_nH_mO_r}$, а H_u – в кДж/м³.

Если известен элементарный состав жидкого топлива, то низшая теплота сгорания (в кДж/кг) приближенно может быть найдена по эмпирической формуле Д. И. Менделеева:

$$H_u = \left(33,91g_C + 125,6g_H - 10,89(g_O - g_S) - 2,51(9g_H + g_{H_2O}) \right) 10^3.$$

Для двигателей, работающих с $\alpha < 1$, подсчитывается потеря теплоты вследствие неполноты сгорания

$$\Delta H_u = 119\,600(1 - \alpha)L_0.$$

Средняя молярная теплоемкость свежего заряда определяется по формуле

$$mc_{vc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} T_c.$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания:
 – для двигателей с ИЗ

$$mc_{vz} = (18,42 + 2,60\alpha) + (1,55 + 1,38\alpha)10^{-3}T_z; \quad (2)$$

– дизелей

$$mc_{vz} = \left(20,10 + \frac{0,92}{\alpha}\right) + \left(1,55 + \frac{1,38}{\alpha}\right)10^{-3}T_z. \quad (3)$$

Значения коэффициента использования теплоты для различных типов двигателей при работе их на номинальном режиме:

- бензиновые двигатели $\xi = 0,80-0,95$;
- газовые двигатели $\xi = 0,80-0,85$;
- дизели $\xi = 0,65-0,85$.

Максимальная температура сгорания получена на основании первого закона термодинамики:

– для бензиновых двигателей

$$\frac{\xi(H_u - \Delta H_u)}{M_1(1 + \gamma_r)} + mc_{vc}T_c = \mu mc_{vz}T_z; \quad (4)$$

– дизелей

$$\frac{\xi H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + (mc_{vc} + 8,314k)T_c = \mu(mc_{vz} + 8,314)T_z. \quad (5)$$

При определении максимальной температуры для газовых двигателей в уравнении сгорания низшая теплотворная способность топлива должна быть отнесена не к 1кг жидкого топлива, а к 1 кмоль газообразного топлива. Поэтому в формулу (4) вводится объем кмоль, равный $V_m = 22,4 \text{ м}^3$ при $0 \text{ }^\circ\text{C}$ и давлении 101,325 кПа, а H_u принимается в кДж/м³.

Уравнение сгорания будет иметь вид

$$\frac{\xi V_m H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + mc_{vc}T_c = \mu mc_{vz}T_z. \quad (6)$$

Величину степени повышения давления для дизелей выбирают в следующих пределах:

– для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным или объемно-пленочным смесеобразованием $k = 1,5-2,5$;

– вихрекамерных и предкамерных дизелей, а также для дизелей с неразделенными камерами сгорания и пленочным смесеобразованием $k = 1,2-1,8$.

В уравнениях сгорания (4), (5) и (6) после подстановки теплоемкостей известны все члены, кроме T_z . Эту температуру можно определить методом последовательных приближений (подбором значений T_z), если для определения mc_{vz} используются табличные значения. При использовании для определения mc_{vz} формул (2) и (3) уравнения сгорания можно после преобразований представить в виде квадратного уравнения:

$$AT_z^2 + BT_z - C = 0,$$

откуда

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A},$$

где A, B, C – численные значения известных величин.

Величина теоретического максимального давления сгорания для двигателей с ИЗ определяется следующим образом:

$$p_z = \mu \frac{T_z}{T_c} p_c.$$

Степень повышения давления для двигателей с ИЗ

$$k = \frac{p_z}{p_c}.$$

Степень повышения давления для двигателей с ИЗ $k = 2-4$.

Действительное давление для двигателей с ИЗ

$$P_{зд} = \varphi_p P_z,$$

где коэффициент уменьшения давления принимается $\varphi_p = 0,8-0,9$; для дизелей

$$P_{зд} = P_z = k p_c.$$

Значения температуры и давления изменяются в пределах, приведенных в табл. 2.

Таблица 2

Показатели процесса сгорания

Тип двигателя	T_z , К	$P_{зд}$, МПа
Двигатели с искровым зажиганием:		
бензиновые	2 300–2 800	3,0–10,0
газовые	2 200–2 500	3,0–8,5
Дизели:		
без наддува	1 600–2 200	7,0–9,0
с наддувом	1 700–2 300	8,0–17,0 (и более)

1.4. Процесс расширения

Степень предварительного расширения:

– для дизелей

$$\rho = \frac{\mu T_z}{k T_c};$$

– бензиновых и газовых двигателей $\rho = 1$.

Степень последующего расширения:

– для дизелей

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho};$$

– бензиновых и газовых двигателей $\delta = \varepsilon$.

Температура в конце расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}.$$

Давление в конце расширения

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}.$$

Величину среднего показателя политропы расширения выбирают в следующих пределах:

- для двигателей с ИЗ $n_2 = 1,23-1,34$;
- дизелей $n_2 = 1,18-1,28$.

Примерные значения p_b и T_b приведены в табл. 3.

Таблица 3

Значения показателей процесса расширения

Тип двигателя	p_b , МПа	T_b , К
Двигатели с ИЗ	0,35–0,65	1 200–1 700
Дизели	0,20–0,80	1 000–1 300

1.5. Процесс выпуска

Параметры процесса выпуска (p_r и T_r) задаются в начале расчета процесса впуска (см. п. 1.1). Правильность предварительного выбора величин p_r и T_r проверяется по формуле профессора Е. К. Мазинга:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}. \quad (7)$$

Расхождение между принятой величиной T_r и вычисленной по формуле (7) не должно превышать 10 %. В противном случае тепловой расчет необходимо уточнить.

1.6. Индикаторные показатели

Среднее индикаторное давление теоретического цикла для бензиновых и газовых двигателей подсчитывается по формуле

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{k}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]; \quad (8)$$

для дизельных двигателей

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{k\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + k(\rho - 1) \right]. \quad (9)$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла

$$p_i = \varphi_n p_i'$$

Для двигателей с искровым зажиганием принимают $\varphi_n = 0,94-0,97$, для дизелей $\varphi_n = 0,92-0,95$.

Величина p_i для различных двигателей изменяется в следующих пределах:

- для четырехтактных двигателей с ИЗ:
 - без наддува $p_i = 0,8-1,5$ МПа;
 - с наддувом $p_i = 1,6-2,4$ МПа;
- для четырехтактных дизелей:
 - без наддува $p_i = 0,75-1,25$ МПа;
 - с наддувом $p_i = 0,8-2,6$ МПа.

Индикаторный КПД для бензинового и дизельного двигателей подсчитывается по формуле

$$\eta_i = 8,314 \frac{M_1 p_i T_0}{H_u \eta_v p_0}. \quad (10)$$

Для газового двигателя индикаторный КПД при подстановке H_u в МДж/м³, M_1 – в кмоль, p_i и p_0 – в МПа подсчитывается по формуле

$$\eta_i = 8,314 \frac{M_1 p_i T_0}{V_m H_u \eta_v p_0}.$$

Удельный индикаторный расход жидкого топлива определяется по уравнению (H_u в кДж/кг)

$$g_i = \frac{3\,600 \cdot 10^3}{H_u \eta_i}, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Удельный индикаторный расход газового топлива (H_u в кДж/м³)

$$v_i = \frac{3\,600}{H_u \eta_i}, \text{ м}^3\text{/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Величина индикаторного КПД для автотракторных двигателей имеет следующие значения:

- для четырехтактных бензиновых двигателей $\eta_i = 0,28\text{--}0,46$;
- четырехтактных дизелей $\eta_i = 0,40\text{--}0,53$.

Удельный индикаторный расход топлива:

- для четырехтактных бензиновых двигателей $g_i = 295\text{--}180$ г/(кВт·ч);
- четырехтактных дизелей $g_i = 212\text{--}158$ г/(кВт·ч).

Для газовых двигателей определяют удельный индикаторный расход теплоты (H_u в кДж/м³):

$$q_i = v_i H_u, \text{ кДж/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Величина удельного индикаторного расхода теплоты $q_i = 9\,000\text{--}13\,000$ кДж/(кВт·ч).

1.7. Эффективные показатели

Задаем величину механического КПД двигателя, исходя из следующих значений:

- для четырехтактных двигателей с ИЗ:
 - без наддува $\eta_m = 0,70\text{--}0,85$;
 - с наддувом $\eta_m = 0,80\text{--}0,90$;
- для четырехтактных дизелей:
 - без наддува $\eta_m = 0,70\text{--}0,83$;
 - с наддувом $\eta_m = 0,80\text{--}0,92$;
- для двухтактных дизелей $\eta_m = 0,70\text{--}0,85$.

Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i \eta_M,$$

а эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_M.$$

Удельный эффективный расход жидкого топлива

$$g_e = \frac{3600 \cdot 10^3}{H_u \eta_e}, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Удельный эффективный расход газового топлива

$$v_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}, \text{ м}^3\text{/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Удельный эффективный расход теплоты для газовых двигателей

$$q_e = v_e H_u, \text{ кДж/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Эффективные показатели двигателей приведены в табл. 4.

Таблица 4

Значения эффективных показателей двигателей

Двигатели	η_e	p_e , МПа	g_e , г/(кВт·ч)
Четырехтактные двигатели с ИЗ:	0,25–0,39	0,6–2,1	330–215
Четырехтактные дизели:			
без наддува	0,32–0,43	0,60–1,0	265–200
с наддувом	0,35–0,46	0,80–2,4	235–180
Двухтактные дизели	0,33–0,38	0,5–0,85	255–220

1.8. Основные размеры цилиндра и показатели поршневого двигателя

По эффективной мощности частоты вращения коленчатого вала и среднему эффективному давлению определяем литраж двигателя:

$$V_{\text{л}} = 30\tau \frac{N_e}{p_e n},$$

где N_e – выражена в кВт;

p_e – в МПа;

n – в мин^{-1} ;

$\tau = 4$ для четырехтактных двигателей и $\tau = 2$ – для двухтактных.

Рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{V_{\text{л}}}{i}.$$

Диаметр цилиндра

$$D = 0,1593 \sqrt{\frac{V_h}{\pi(S/D)}}.$$

Ход поршня

$$S = D(S/D).$$

Полученные значения D и S округляют до целого числа, кратного двум или пяти. По принятым значениям определяют основные параметры и показатели двигателя:

литраж двигателя

$$V'_{\text{л}} = \frac{\pi D^2 S i}{4} \cdot 10^3;$$

эффективная мощность

$$N'_e = \frac{p_e V_{\text{л}} n}{30\tau};$$

эффективный крутящий момент

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \frac{N'_e}{n};$$

часовой расход жидкого топлива

$$G_T = N'_e g_e \cdot 10^{-3};$$

часовой расход газового топлива

$$V_T = N'_e v_e;$$

средняя скорость поршня

$$C_m = \frac{Sn}{30}.$$

Величина N'_e может отличаться от заданной N_e не более чем на 10 %. В противном случае расчет необходимо уточнить.

Литровая мощность определяется по формуле

$$N_{\text{л}} = \frac{p_e n}{30\tau}.$$

Величина литровой мощности для автотракторных двигателей колеблется в пределах:

бензиновые и газовые двигатели – $N_{\text{л}} = 40\text{--}120$ кВт/л;

дизели – $N_{\text{л}} = 12\text{--}60$ кВт/л.

2. РАСЧЕТ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ДВИГАТЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ

2.1. Особенности расчета двухтактных двигателей

В исходных данных для теплового расчета двухтактных двигателей задается геометрическая степень сжатия ε . Поэтому расчет начинается с определения величины действительной степени сжатия ε' , значения которой подставляют в формулы теплового расчета:

$$\varepsilon' = \varepsilon - \psi(\varepsilon - 1).$$

Для клапанно-щелевой прямоточной продувки принимают $\psi = 0,12-0,14$; для кривошипно-камерной продувки – $\psi = 0,12-0,30$.

2.2. Определение температуры и давления газов на впуске

Для двухтактных двигателей давление продувочного воздуха выбирается исходя из принятой системы продувки. Давление принимают:

при кривошипно-камерной продувке $p_k = (1,1-1,3)p_0$;

при продувке продувочным насосом $p_k = (1,3-1,5)p_0$, где $p_0 = 0,1$ МПа – атмосферное давление.

Для двигателей с наддувом давление после компрессора принимается по прототипу или равным $p_k = (1,5-2,5) p_0$.

Для двухтактных двигателей и двигателей с наддувом без охладителя наддувочного воздуха (ОНВ) температура заряда после компрессора

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

Величину n_k принимают в зависимости от типа нагнетателя и степени охлаждения:

- для поршневых нагнетателей $n_k = 1,4-1,6$;
- объемных нагнетателей $n_k = 1,55-1,75$;
- центробежных нагнетателей $n_k = 1,8-2,0$.

Если двигатель работает с ОНВ, то давление воздуха на выходе из охладителя

$$p_s = p_k - \Delta p_s.$$

Для воздушно-воздушного ОНВ $\Delta p_s = 0,003\text{--}0,005$ МПа, а для жидкостно-воздушного – $\Delta p_s = 0,002\text{--}0,004$ МПа.

Температура воздуха за холодильником при расчетах принимается $T_s = T_0 + (20\text{--}25)^\circ$.

2.3. Процесс впуска

Для двухтактных двигателей и двигателей с наддувом при определении основных параметров рабочего цикла по п. 1.1 и 1.6 следует вместо T_0 и p_0 подставлять T_k (T_s) и p_k (p_s). В данном пункте при наличии ОНВ вместо p_k и T_k в формулы также подставляем p_s и T_s .

Давление остаточных газов для двигателей с наддувом может быть больше, равно или меньше давления на впуске. При расчетах выбирается в пределах $p_r = (0,80\text{--}1,30)p_k$.

Температура остаточных газов $T_r = 700\text{--}1300$ К.

Температура подогрева свежего заряда:

– для двигателей с наддувом $\Delta T = (-5)\text{--}(+10)^\circ$;

– двухтактных двигателей $\Delta T = 0\text{--}15^\circ$.

Давление в конце впуска для двухтактных двигателей и двигателей с наддувом

$$p_a = (0,90\text{--}0,95)p_k.$$

Температура в конце впуска для двигателей с наддувом

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \eta_{\text{доз}} \gamma_r T_r}{1 + \eta_{\text{доз}} \gamma_r}.$$

Коэффициент дозарядки принимают $\eta_{\text{доз}} = 1,02\text{--}1,13$.

Для двигателей с наддувом $T_a = 320\text{--}450$ К.

Величину коэффициента остаточных газов γ_r выбирают:

– для четырехтактных двигателей с наддувом $\gamma_r = 0,02-0,06$;

– двухтактных двигателей:

бензиновых с кривошипно-камерной продувкой $\gamma_r = 0,2-0,4$;

дизелей с прямоточной клапанно-щелевой продувкой $\gamma_r = 0,02-0,06$.

Коэффициент наполнения для двухтактных двигателей

$$\eta_v = \frac{\varepsilon' p_a T_k}{\varepsilon' - 1 p_k T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}.$$

Для определения коэффициента наполнения двигателей с наддувом используется уравнение

$$\eta_v = \frac{T_k}{(T_k + \Delta T)} \frac{1}{(\varepsilon - 1)} \frac{\eta_{\text{доз}}}{p_k} [\varepsilon p_a - p_r (1 - \eta_{\text{оч}})].$$

Коэффициент очистки пространства сжатия принимают $\eta_{\text{оч}} = 0,05-0,2$.

Для двигателей с наддувом $\eta_v = 0,90-0,98$.

2.4. Процессы сжатия, сгорания и расширения

Процессы сжатия, сгорания и расширения рассчитываются по тем же формулам, что и в главе 1.

2.5. Среднее индикаторное давление и индикаторный КПД

Среднее индикаторное давление в зависимости от типа двигателя рассчитывается по формулам (8) и (9). Действительное среднее индикаторное давление в двухтактных двигателях следует вычислять по формуле

$$p_i = \varphi_n p_i' (1 - \psi). \quad (11)$$

Вычисленное по формуле (11) значение p_i используется для расчета мощности, экономичности и основных размеров двигателя. При определении индикаторного КПД по формуле (10) величины T_0 и p_0 следу-

ет заменить соответственно на T_k и p_k . Следует заметить, что в результате расчета получается полный (геометрический) ход поршня.

Все остальные расчеты выполняются по формулам главы 1.

2.6. Основные параметры турбокомпрессора

Турбокомпрессор должен обеспечивать производительность и степень повышения давления при заданных температурах газов перед турбиной и ее пропускной способности.

По результатам теплового расчета определяется производительность турбокомпрессора:

– для бензиновых и дизельных двигателей

$$G_B = \frac{N'_e g_e \alpha l_0 \varphi_{пр}}{3,6 \cdot 10^6}, \text{ кг/с};$$

– газовых двигателей

$$G_B = \frac{N'_e V_e \alpha l_0 \varphi_{пр}}{V_m \cdot 3,6 \cdot 10^3}, \text{ кг/с}.$$

Теоретически необходимое количество воздуха (кг) для сгорания 1 кг жидкого топлива

$$l_0 = m_B L_0.$$

Молярная масса воздуха $m_B = 28,95$ кг/кмоль. Коэффициент продувки принимается $\varphi_{пр} = 1,00$ – $1,20$.

Степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = \frac{P_k}{p_0 - \Delta p_{вп}}.$$

Соппротивление воздухоочистителя принимают $\Delta p_{вп} = 0,003$ – $0,007$ МПа.

3. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ

3.1. Общие положения

Индикаторные диаграммы строятся в координатах p – V . Построение индикаторной диаграммы двигателя внутреннего сгорания производится на основании теплового расчета.

В начале построения на оси абсцисс откладывают отрезок AB (рис. 1), соответствующий рабочему объему цилиндра, а по величине равный ходу поршня в масштабе m_s , который в зависимости от величины хода поршня проектируемого двигателя может быть принят 1:1, 1,5:1 или 2:1. Отрезок OA , соответствующий объему сжатия, определяется из соотношения

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}. \quad (12)$$

Отрезок $z'z$ для дизелей определяется по уравнению

$$z'z = OA(\rho - 1).$$

При построении диаграммы рекомендуется выбирать масштабы давлений $m_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07; 0,10$ МПа, мм, так, чтобы получить высоту диаграммы, равную 1,2–1,7 ее основания.

Затем по данным теплового расчета на диаграмме откладывают в выбранном масштабе величины давлений в характерных точках a, c, z', z, b, r .

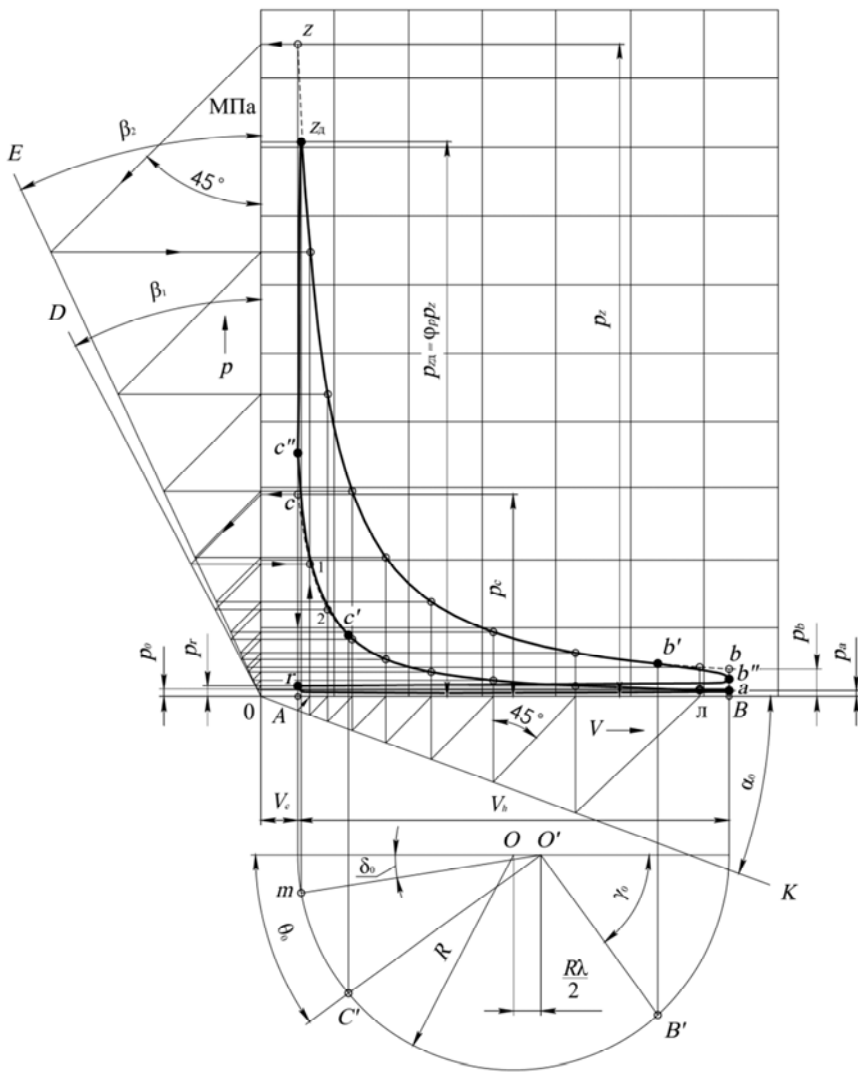


Рис. 1. Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с искровым зажиганием

3.2. Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с искровым зажиганием

Построение этой диаграммы показано на рис. 1. Политропы сжатия и расширения могут быть построены аналитическим или графическим методом.

При аналитическом методе построения политроп сжатия и расширения вычисляется ряд точек для промежуточных объемов, расположенных между V_c и V_a и между V_z и V_b , по уравнению политропы

$$pV^{n_{1(2)}} = \text{const.}$$

Для политропы сжатия

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

Отношение V_a/V_x изменяется в интервале $1-\varepsilon$.

Для политропы расширения

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

Для двигателей с ИЗ отношение V_b/V_x изменяется в интервале $1-\varepsilon$, а для дизелей – $1-\delta$.

Далее соединяем точки a и c плавной кривой, проходящей через вычисленные и нанесенные на поле диаграммы точки политропы сжатия, а точки z и b – кривой, проходящей через точки политропы расширения.

При графическом методе по наиболее распространенному способу Брауэра политропы сжатия и расширения строят следующим образом.

Из начала координат проводят луч OK под произвольным углом α_0 к оси абсцисс (рекомендуется принимать $\alpha_0 = 15-20^\circ$). Далее из

начала координат проводят лучи OD и OE под углами β_1 и β_2 к оси ординат. Эти углы определяют из соотношений:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = (1 + \operatorname{tg}\alpha_0)^{n_1} - 1;$$

$$\operatorname{tg}\beta_2 = (1 + \operatorname{tg}\alpha_0)^{n_2} - 1.$$

При построении политропы сжатия из точки c проводят горизонталь до пересечения с осью ординат; из точки пересечения – линию под углом 45° к вертикали до пересечения с лучом OD , а из этой точки – вторую горизонтальную линию, параллельную оси абсцисс.

Затем из точки c проводят вертикальную линию до пересечения с лучом OK . Из этой точки пересечения под углом 45° к вертикали проводят линию до пересечения с осью абсцисс, а из этой точки – вторую вертикальную линию, параллельную оси ординат, до пересечения со второй горизонтальной линией. Точка пересечения этих линий будет промежуточной точкой I политропы сжатия. Точку 2 и далее находят аналогично, принимая предыдущую точку за начало построения.

Политропу расширения строят с помощью лучей OK и OE , начиная от точки z , аналогично построению политропы сжатия. Критерием правильности построения политропы расширения является приход ее в ранее нанесенную точку b .

После построения политропы сжатия и расширения производят скругление индикаторной диаграммы с учетом предварения открытия выпускного клапана, опережения зажигания и скорости нарастания давления, а также наносят линии впуска и выпуска. Для этой цели под осью абсцисс проводят на длине хода поршня S как на диаметре полуокружность радиусом $R = S/2$. Из геометрического центра O в сторону н. м. т. откладывается отрезок

$$OO' = \frac{R^2}{2L} = \frac{R\lambda}{2},$$

где L – длина шатуна; выбирается по прототипу.

Величина OO' представляет собой поправку Брикса. Из точки O' под углом γ_0 , соответствующим предварению открытия выпускного клапана, проводят луч $O'B'$ ($\gamma_0 = 40\text{--}65^\circ$ до н. м. т.). Полученную точку B' , соответствующую началу открытия выпускного клапана, сносят на политропу расширения (точка b').

Луч $O'C'$ проводят под углом θ_0 , соответствующим углу опережения зажигания ($\theta_0 = 10\text{--}30^\circ$ до в. м. т.), а точку C' сносят на политропу сжатия, получая точку c' .

Затем проводят плавные кривые $c'c''$ изменения давления сжатия в связи с опережением зажигания и $b'b''$ изменения линии расширения в связи с предварением открытия выпускного клапана. Далее отмечают точку конца выпуска r и проводят линии впуска и выпуска, скругляя их в точке r . При этом можно считать, что точка b'' находится на середине расстояния ba , а ордината точки c'' находится из соотношения $p_{c''} = (1,15\text{--}1,25) p_c$.

На линии расширения отмечаем точку z_d , соответствующую действительному давлению сгорания, которое определено в тепловом расчете. Из этой точки проводят вертикальную линию до пересечения с полуокружностью в точке m . Далее проводят луч $O'm$ и определяют угол δ_0 поворота коленчатого вала за период быстрого сгорания.

В результате указанных построений получается действительная индикаторная диаграмма.

3.3. Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля

Построение этой диаграммы показано на рис. 2. Оно мало отличается от построения диаграммы двигателя с искровым зажиганием.

Следует иметь в виду, что построение политропы расширения следует начинать с точки z , а не z' .

При скруглении индикаторной диаграммы из центра O' проводят луч $O'B'$ под углом γ_0 , соответствующим предварению открытия выпускного клапана.

Из того же центра проводят луч $O'C'$ под углом θ_0 , соответствующим углу опережения начала впрыска топлива ($\theta_0 = 6\text{--}30$ град. ПКВ до в. м. т.).

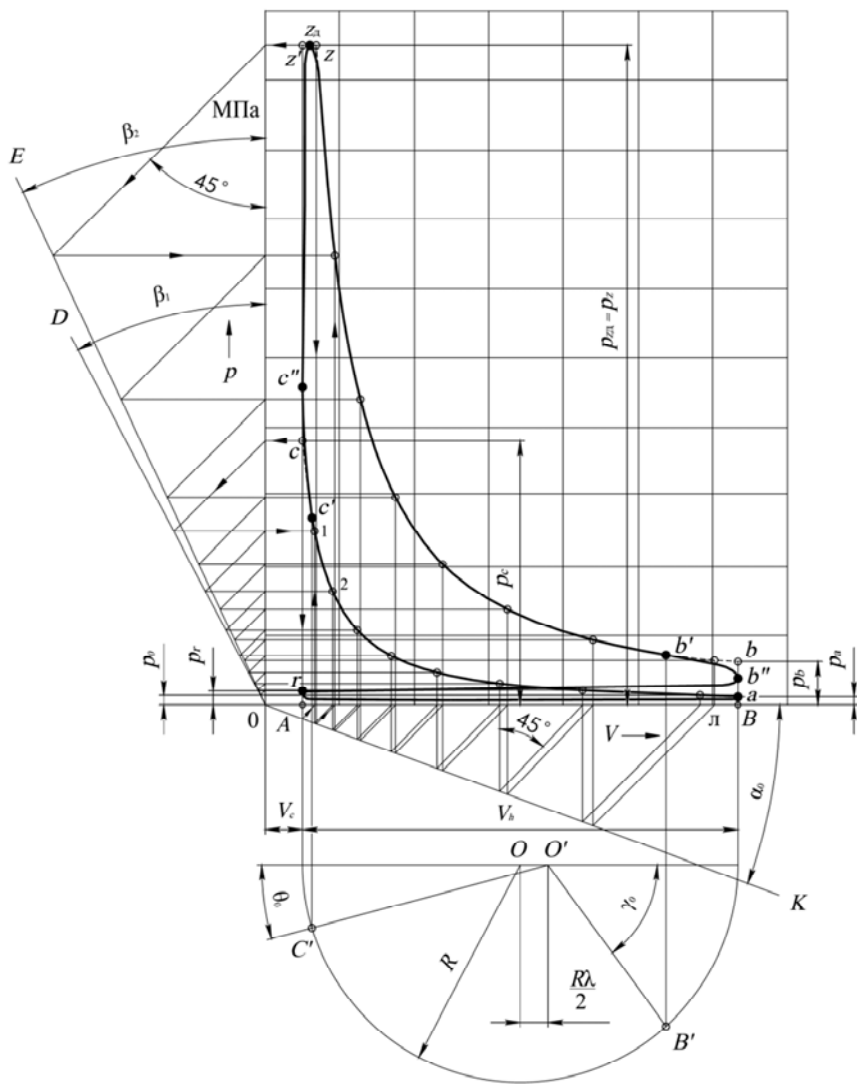


Рис. 2. Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля

Скругление диаграммы на участке процесса сгорания производится следующим образом. Точку C' сносят на линию сжатия, полу-

чают точку c' . На линии в. м. т. находят точку c'' из соотношения $p_{c''} = (1,15-1,25)p_c$. Соединяют точки c' и c'' плавной кривой. Из точки c'' проводят плавную кривую до точки z_d – середины отрезка $z'z$; из точки z_d – кривую с плавным переходом в линию расширения.

Скругление в районе точки b производится как и для двигателя с искровым зажиганием.

В индикаторной диаграмме двигателя с наддувом линия впуска может быть выше линии выпуска.

3.4. Индикаторная диаграмма двухтактного двигателя

Построение индикаторной диаграммы двухтактных двигателей (рис. 3) существенно не отличается от построения для четырехтактных двигателей. Отличие будет в конце расширения и начале сжатия, т. е. при построении кривых процессов очистки и наполнения цилиндра. Это построение идентично для бензиновых, газовых и дизельных двигателей. Построение диаграммы начинают с построения отрезков AB и OA и давлений в характерных точках (на линиях в. м. т. и н. м. т.). Отрезок AB равен полному геометрическому ходу поршня от в. м. т. до н. м. т. Отрезок OA находится по формуле (12) с учетом геометрической степени сжатия ϵ .

Затем строят линии сжатия и расширения так же, как и для четырехтактного двигателя.

Для построения линий очистки и наполнения цилиндра откладывают луч $O'B'$ под углом γ_0 ($\gamma_0 = 60-90^\circ$ до н. м. т.). Этот угол соответствует углу предварения открытия выпускного клапана или выпускных окон. Затем проводят вертикальную линию до пересечения с политропой расширения (точка b').

Из точки b' проводят линию, определяющую закон изменения давления на участке индикаторной диаграммы $b'a$. Линия aa' , характеризующая продолжение очистки и наполнения цилиндра, может быть проведена прямой. Следует отметить, что точки a' и b' можно также найти по величине потерянной доли хода поршня ψ :

$$aa' = \psi S.$$

Отмечаем точки s и s' – открытия и закрытия продувочных окон.

Индикаторная диаграмма двухтактных двигателей так же, как и двигателей с наддувом, всегда лежит выше линии атмосферного давления.

3.5. Перестроение индикаторной диаграммы в координаты p – φ

3.5.1. Четырехтактный двигатель

Развертку индикаторной диаграммы в координаты p – φ рекомендуется выполнять справа от индикаторной диаграммы (рис. 4). Ось абсцисс развернутой диаграммы располагают по горизонтали на уровне линии p_0 индикаторной диаграммы. Развернутая диаграмма строится в пределах (0–720) град. ПКВ. Она делится на 24 равных участка, которые соответствуют определенному углу поворота коленчатого вала. Каждая точка на линии абсцисс должна быть пронумерована (0, 30, 60 град. ПКВ). По наиболее распространенному способу Ф. А. Брикса дальнейшее перестроение индикаторной диаграммы ведется следующим образом.

Из центра O проводят окружность радиусом кривошипа. Полученную полуокружность необходимо разделить вспомогательными лучами из центра O на шесть равных частей, а затем из центра Брикса (точка O') провести линии, параллельные вспомогательным лучам, до пересечения с полуокружностью.

Вновь полученные точки на полуокружности соответствуют определенным углам φ . Из этих точек проводятся вертикали до пересечения с соответствующими линиями индикаторной диаграммы. Развертку индикаторной диаграммы следует начинать, принимая за начало координат положение поршня в в. м. т. в начале такта впуска. Отмеченные на индикаторной диаграмме давления p для каждого значения угла φ , проводя горизонтальные линии, переносят на развернутую диаграмму. Соединяя точки на развернутой диаграмме плавной кривой получают зависимость p – φ .

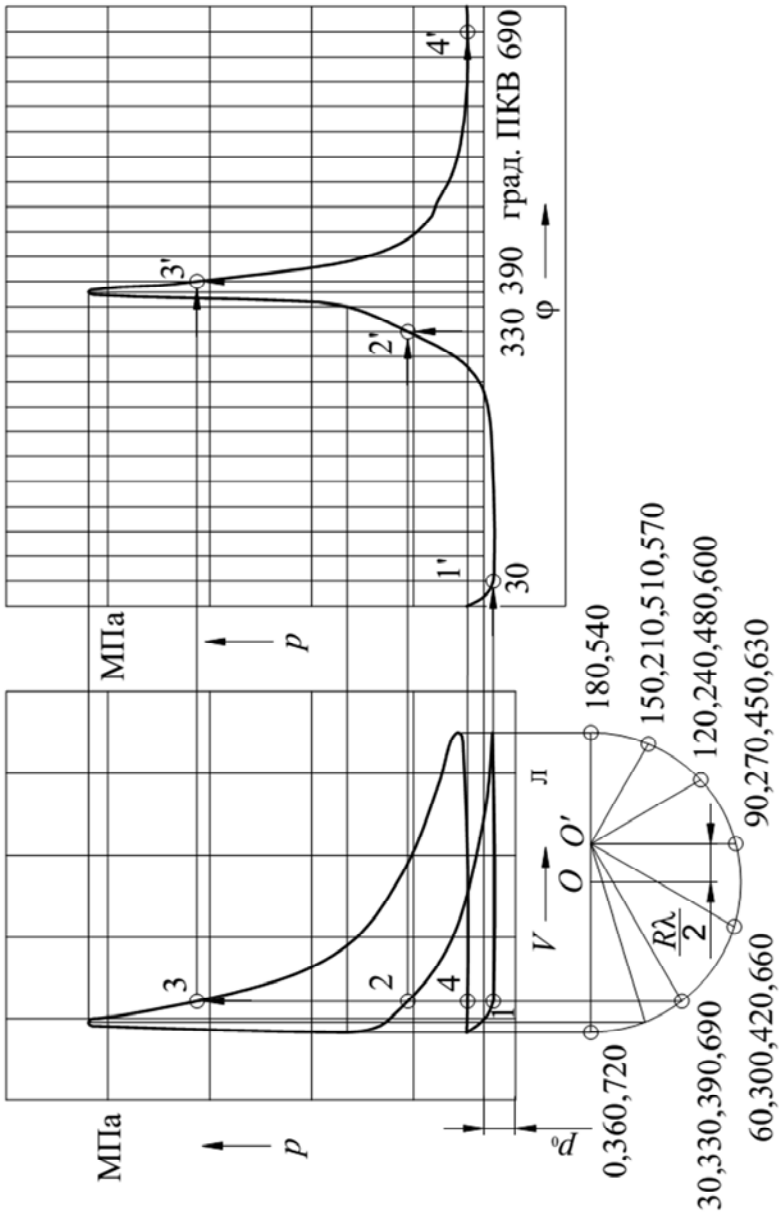


Рис. 4. Порядок развертки индикаторной диаграммы

3.5.2. Двухтактный двигатель

Порядок перестроения индикаторной диаграммы двухтактного двигателя аналогичен порядку перестроения индикаторной диаграммы четырехтактного двигателя. Отличие состоит в следующем. Ось абсцисс разбивается не на 24 части, а на 12, так как продолжительность рабочего цикла двухтактного двигателя в два раза короче, т. е. 360 град. ПКВ. За начало координат принимают положение поршня в н. м. т. в начале такта сжатия. Развернутая диаграмма строится в пределах (180–0–180) град. ПКВ. Вблизи в. м. т. перестроение индикаторной диаграммы для большей точности следует производить через 5–10 град ПКВ. Значения давления газов в цилиндре двигателя принимают из индикаторной диаграммы.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА И КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ ОТ ГАЗОВ В СТЕНКИ ЗА ЦИКЛ

При проведении расчетных исследований необходимо определить тепловой поток в конкретную деталь двигателя, который в свою очередь будет зависеть от температуры в цилиндре двигателя и коэффициента теплоотдачи от газов в стенки каждой детали. Тепловой поток определяют по уравнению

$$g = \alpha_{г.ср} (T_{г.ср} - T_{д.и}).$$

Текущее значение коэффициента теплоотдачи определяют по формуле Эйхельберга или по формуле Вошни.

При расчете по формуле Эйхельберга

$$\alpha_{г.х} = 2,1 \sqrt[3]{C_m \sqrt{p_x T_x}};$$

по формуле Вошни

$$\alpha_{г.х} = 819,5 \frac{w^{0,8} p_x^{0,8}}{D^{0,2} T_x^{0,53}}.$$

Для различных периодов цикла скорость газов будет разной:
 – скорость газов на участке сжатия и наполнения соответственно

$$w = 2,28C_m;$$

$$w = 6,18C_m;$$

– на участке сгорания и расширения

$$w = 2,28C_m + \frac{3,24 \cdot 10^{-3} T_x V_h (p_x - p_0)}{p_x V_x}.$$

Необходимые для расчета $\alpha_{г. ср}$ значения температур и давлений газов в цилиндре определяют по уравнениям политропы с использованием результатов теплового расчета:

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

$$T_x = T_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2 - 1}.$$

По результатам расчета строят график $\alpha_{г.х} = f(\varphi)$ (рис. 5).

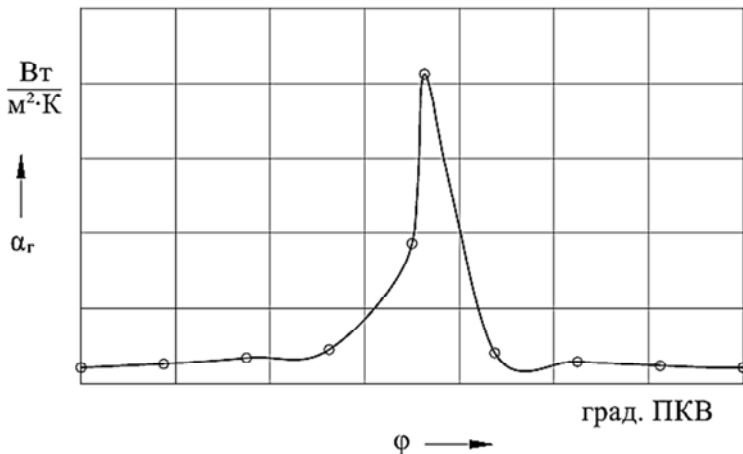


Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи от угла поворота коленчатого вала

Для нахождения среднего значения коэффициента теплоотдачи от газов в стенку определяют площадь поверхности, ограниченной кривой $\alpha_r = f(\varphi)$:

$$F = \sum \Delta F_x = \sum 0,5(\alpha_{r,x+1} + \alpha_{r,x})(\varphi_{x+1} + \varphi_x).$$

Средний коэффициент теплоотдачи от газов в стенку

$$\alpha_{r, \text{cp}} = \frac{F}{lm_\alpha},$$

где m_α – масштаб коэффициента теплоотдачи;

l – длина расчетного участка.

Строят график $T = f(\varphi)$ на участке 0–720 град. ПКВ для четырехтактных двигателей или 0–360 град. ПКВ – для двухтактных двигателей (рис. 6).

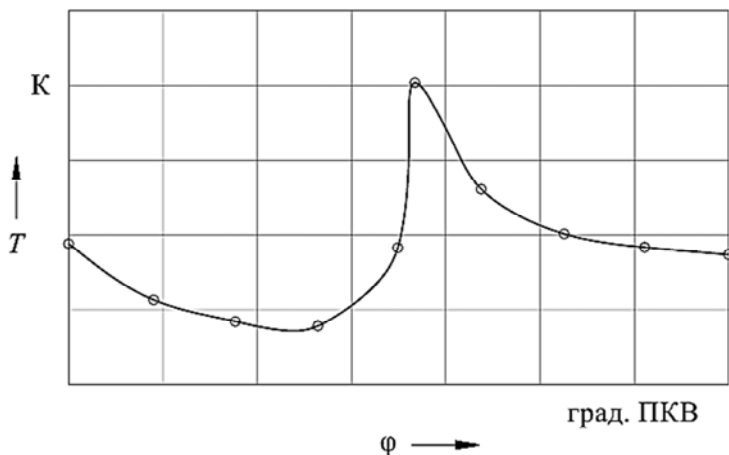


Рис. 6. Зависимость температуры газов от угла поворота коленчатого вала

На участках впуска и выпуска вследствие изменения массы заряда определение температур аналитическим способом затруднительно. Для упрощения расчетов принимается, что температура на этих участ-

как меняется по линейной зависимости. На графике известные значения температур на участках $r-b$ и $a-r$ соединяют прямыми линиями.

Определение средней результирующей температуры газов за цикл осуществляется с учетом $\alpha_{г.х}$ и T_x . Для этого строят график $\alpha_{г}T = f(\varphi)$ (рис. 7). Под этой кривой определяют площадь:

$$F = \sum 0,5(T_{x+1}\alpha_{г.х+1} + T_x\alpha_{г.х})(\varphi_{x+1} + \varphi_x).$$

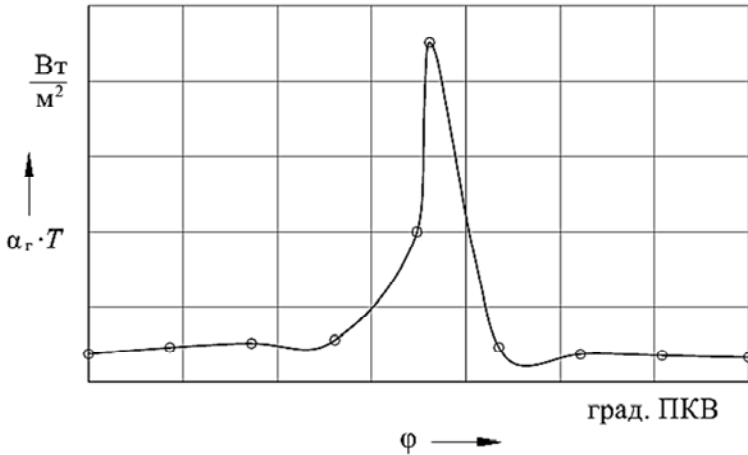


Рис. 7. Зависимость произведения коэффициента теплоотдачи на температуру газов от угла поворота коленчатого вала

Полученную площадь делят на длину расчетного участка l и средний коэффициент теплоотдачи $\alpha_{г.ср}$, получая при этом среднюю результирующую температуру газов за цикл:

$$T_{г.ср} = \frac{F}{l\alpha_{г.ср}} m_T,$$

где m_T — масштаб коэффициента температуры.

Зная среднюю результирующую температуру за цикл и температуру детали, определяем тепловой поток от газов к стенке.

5. ЗАДАЧИ ПО КУРСУ «ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЕЙ»

Задача 1. Найти объем сжатия V_c и степень сжатия ϵ , если известно: средний показатель политропы сжатия $n_1 = 1,33$; рабочий объем двигателя $V_h = 1,2$ л; температура конца впуска $T_a = 400$ К и температура конца сжатия $T_c = 700$ К.

Ответ: $V_c = 0,27$ л; $\epsilon = 5,45$.

Задача 2. Полный объем цилиндра $V_a = 2$ л. Параметры находящегося в нем воздуха составляют: $P_a = 0,2$ МПа; $t_a = 100$ °С.

Определить массу воздуха.

Ответ: $m_b = 0,0038$ кг.

Задача 3. Определить теоретически необходимое количество воздуха при работе двигателя на водороде.

Ответ: 35 кг воздуха для сгорания одного кг водорода.

Задача 4. Двигатель легкового автомобиля развивает мощность $N_e = 50$ кВт и расходует 12 кг топлива в час.

Определить эффективный КПД.

Ответ: $\eta_e = 0,34$.

Задача 5. На сколько километров пути хватит 10 л бензина для мотоцикла, развивающего мощность 8,4 кВт и имеющего КПД 21 %? Скорость движения мотоцикла 54 км/ч.

Ответ: 130 км.

Задача 6. Для дизеля необходимо определить степень предварительного расширения, если известны: температура в конце сжатия $T_c = 1\,050$ К; максимальная температура сгорания $T_z = 2\,100$ К; коэффициент молекулярного изменения $\mu = 1,04$; степень повышения давления $k = 1,65$.

Ответ: $\rho = 1,27$.

Задача 7. Частота вращения коленчатого вала двигателя $n = 2\,200$ мин⁻¹; продолжительность процесса сгорания составляет 48 град. ПКВ.

Определить время продолжительности сгорания топлива.

Ответ: $t = 0,0036$ с.

Задача 8. Определить удельный эффективный расход топлива шестицилиндрового четырехтактного дизеля, если среднее эффективное давление $p_e = 0,72$ МПа; полный объем цилиндра $V_a = 0,79$ л; объем сжатия $V_c = 0,069$ л; частота вращения коленчатого вала $n = 2\ 200$ мин⁻¹; расход топлива $G_T = 13,68$ кг/ч.

Ответ: $g_e = 0,239$ кг/(кВт·ч).

Задача 9. Определить индикаторную мощность и среднее индикаторное давление четырехцилиндрового четырехтактного дизеля, если эффективная мощность $N_e = 100$ кВт; угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157$ рад/с; степень сжатия $\varepsilon = 15$; объем сжатия $V_c = 0,25$ л; механический КПД $\eta_m = 0,84$.

Ответ: $N_i = 119$ кВт; $p_i = 0,68$ МПа.

Задача 10. Для шестицилиндрового четырехтактного дизеля: среднее эффективное давление $p_e = 0,62$ МПа; диаметр цилиндра $D = 0,11$ м; ход поршня $S = 0,14$ м; средняя скорость поршня $C_m = 8,4$ м/с; расход топлива $G_T = 19,9$ кг/ч; механический КПД $\eta_m = 0,82$.

Определить индикаторную мощность и удельный индикаторный расход топлива.

Ответ: $N_i = 90,5$ кВт; $g_i = 220$ г/(кВт·ч).

Задача 11. Эффективная мощность четырехцилиндрового четырехтактного дизеля $N_e = 80$ кВт; среднее эффективное давление $p_e = 0,6$ МПа; частота вращения коленчатого вала $n = 1\ 800$ мин⁻¹; средняя скорость поршня $C_m = 9,6$ м/с.

Вычислить диаметр цилиндра и ход поршня.

Ответ: $D = 0,135$ м; $S = 0,16$ м.

Задача 12. Среднее индикаторное давление восьмицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя $p_i = 0,75$ МПа; диаметр цилиндра $D = 0,1$ м; ход поршня $S = 0,095$ м; частота вращения коленчатого вала $n = 3\ 000$ мин⁻¹; механический КПД $\eta_m = 0,8$.

Чему равна мощность механических потерь?

Ответ: $N_M = 22,4$ кВт.

Задача 13. Определить индикаторную мощность и мощность механических потерь шестицилиндрового двухтактного дизельного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 0,636$ МПа; степень сжатия $\varepsilon = 16$; объем сжатия $V_c = 0,078$ л; частота вращения коленчатого вала $n = 2\ 100$ мин⁻¹; механический КПД $\eta_m = 0,84$.

Ответ: $N_i = 186$ кВт; $N_m = 29,8$ кВт.

Задача 14. Определить среднее индикаторное давление и среднее давление механических потерь восьмицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя, если эффективная мощность $N_e = 145$ кВт; диаметр цилиндра $D = 0,1$ м; ход поршня $S = 0,09$ м; средняя скорость поршня $C_m = 12,0$ м/с; механический КПД $\eta_m = 0,8$.

Ответ: $p_i = 0,96$ МПа; $p_m = 0,192$ МПа.

Задача 15. Индикаторная работа газов за цикл восьмицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя $L_i = 649$ Дж; диаметр цилиндра $D = 0,1$ м; ход поршня $S = 0,095$ м; средняя скорость поршня $C_m = 9,5$ м/с; механический КПД $\eta_m = 0,85$; расход топлива $G_T = 34,92$ кг/ч.

Определить эффективную мощность и удельный эффективный расход топлива.

Ответ: $N_e = 110,5$ кВт; $g_e = 316$ г/(кВт·ч).

Задача 16. Определить удельные индикаторный и эффективный расходы топлива четырехцилиндрового четырехтактного дизеля, если среднее индикаторное давление $p_i = 0,68$ МПа; степень сжатия $\varepsilon = 15$; полный объем цилиндра $V_a = 3,75$ л; угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157$ рад/с; механический КПД $\eta_m = 0,84$; расход топлива $G_T = 21,42$ кг/ч.

Ответ: $g_i = 180$ г/(кВт·ч); $g_e = 214$ г/(кВт·ч).

Задача 17. Для шестицилиндрового четырехтактного дизеля: среднее эффективное давление $p_e = 0,54$ МПа; диаметр цилиндра $D = 0,108$ м; ход поршня $S = 0,12$ м; средняя скорость поршня $C_m = 8,4$ м/с; механический КПД $\eta_m = 0,78$.

Найти эффективную мощность и мощность механических потерь.

Ответ: $N_e = 62,4$ кВт; $N_m = 17,6$ кВт.

Задача 18. Определить среднее индикаторное давление и индикаторную мощность шестицилиндрового четырехтактного дизеля, если диаметр цилиндра $D = 0,15$ м; ход поршня $S = 0,18$ м; частота вращения коленчатого вала $n = 1\,500$ мин⁻¹. Индицированием двигателя получена индикаторная диаграмма полезной площадью $F = 1,95 \cdot 10^{-3}$ м², длиной $l = 0,15$ м при масштабе давлений $m_p = 0,6 \cdot 10^8$ Па/м.

Ответ: $p_e = 0,78$ МПа; $N_i = 186$ кВт.

Задача 19. Диаметр цилиндра шестицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя $D = 0,082$ м; ход поршня $S = 0,11$ м; частота вращения коленчатого вала $n = 2\,800$ мин⁻¹; расход топлива $G_T = 16,2$ кг/ч. Индицированием двигателя получена индикаторная диаграмма полезной площадью $F = 1,6 \cdot 10^{-3}$ м², длиной $l = 0,2$ м при масштабе давлений $m_p = 1 \cdot 10^8$ Па/м. Чему равен удельный индикаторный расход топлива?

Ответ: $g_i = 249$ г/(кВт·ч).

Задача 20. Определить индикаторную мощность и мощность механических потерь четырехцилиндрового четырехтактного дизеля, если степень сжатия $\varepsilon = 17$; полный объем цилиндра $V_a = 1,19$ л; угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157$ рад/с; механический КПД $\eta_m = 0,81$. Индицированием двигателя получена индикаторная диаграмма полезной площадью $F = 1,8 \cdot 10^{-3}$ м², длиной $l = 0,2$ м при масштабе давлений $m_p = 0,8 \cdot 10^8$ Па/м.

Ответ: $N_i = 40,3$ кВт; $N_m = 7,7$ кВт.

Задача 21. Для двухцилиндрового четырехтактного дизеля эффективная мощность $N_e = 18$ кВт; диаметр цилиндра $D = 0,105$ м; ход поршня $S = 0,12$ м; частота вращения коленчатого вала $n = 1\,800$ мин⁻¹; механический КПД $\eta_m = 0,78$.

Определить среднее эффективное давление и среднее давление механических потерь.

Ответ: $p_e = 0,577$ МПа; $p_m = 0,163$ МПа.

Задача 22. Определить эффективную мощность и механический КПД шестицилиндрового четырехтактного дизеля, если среднее эффективное давление $p_e = 0,72$ МПа; полный объем цилиндра $V_a = 0,79$ л;

объем сжатия $V_c = 0,069$ л; частота вращения коленчатого вала $n = 2\,220$ мин⁻¹; мощность механических потерь $N_m = 14,4$ кВт.

Ответ: $N_e = 57,6$ кВт; $\eta_m = 0,8$.

Задача 23. Найти среднюю скорость поршня и степень сжатия четырехцилиндрового четырехтактного двигателя, если эффективная мощность $N_e = 51,5$ кВт; среднее эффективное давление $p_e = 0,645$ МПа; ход поршня $S = 0,092$ м; частота вращения коленчатого вала $n = 4\,000$ мин⁻¹; объем сжатия $V_c = 0,1$ л.

Ответ: $C_m = 12,3$ м/с; $\varepsilon = 7,0$.

Задача 24. Чему равны угловая скорость вращения коленчатого вала и степень сжатия шестицилиндрового четырехтактного двигателя, если эффективная мощность $N_e = 66$ кВт; среднее эффективное давление $p_e = 0,65$ МПа; частота вращения коленчатого вала $n = 3\,600$ мин⁻¹; полный объем цилиндра $V_a = 0,663$ л?

Ответ: $\omega = 377$ рад/с; $\varepsilon = 6,7$.

Задача 25. Определить индикаторную мощность и механический КПД восьмицилиндрового четырехтактного дизеля, если среднее индикаторное давление $p_i = 0,75$ МПа; диаметр цилиндра $D = 0,1$ м; ход поршня $S = 0,095$ м; средняя скорость поршня $C_m = 9,5$ м/с; мощность механических потерь $N_m = 23,5$ кВт.

Ответ: $N_i = 111,8$ кВт; $\eta_m = 0,79$.

Задача 26. Эффективная мощность шестицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя $N_e = 52$ кВт; среднее эффективное давление $p_e = 0,64$ МПа; угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 314$ рад/с; расход топлива $G_T = 13,68$ кг/ч.

Определить литраж и удельный эффективный расход топлива.

Ответ: $V_l = 3,25$ л; $g_e = 263$ г/(кВт·ч).

Задача 27. Найти расход топлива четырехцилиндрового четырехтактного дизеля, если среднее индикаторное давление $p_i = 0,68$ МПа; частота вращения коленчатого вала $n = 25$ об/с; степень сжатия $\varepsilon = 15$;

объем сжатия $V_c = 0,25$ л; механический КПД $\eta_m = 0,84$; удельный эффективный расход топлива $g_e = 180$ г/(кВт·ч).

Ответ: $G_T = 18$ кг/ч.

Задача 28. Для шестицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя среднее индикаторное давление $p_i = 0,8$ МПа; диаметр цилиндра $D = 0,082$ м; ход поршня $S = 0,11$ м; средняя скорость поршня $C_m = 9,9$ м/с; механический КПД $\eta_m = 0,85$; удельный эффективный расход топлива $g_e = 276$ г/(кВт·ч).

Определить часовой расход топлива.

Ответ: $G_T = 14,69$ кг/ч.

Задача 29. Определить литровую мощность и удельный индикаторный расход топлива восьмицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя, если среднее индикаторное давление $p_i = 0,8$ МПа; диаметр цилиндра $D = 0,12$ м; ход поршня $S = 0,1$ м; угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 377$ рад/с; механический КПД $\eta_m = 0,8$; расход топлива $G_T = 57,6$ кг/ч.

Ответ: $N_d = 19,2$ кВт/л; $g_i = 265$ г/(кВт·ч).

Задача 30. Среднее эффективное давление шестицилиндрового четырехтактного дизеля $p_e = 0,7$ МПа; частота вращения коленчатого вала $n = 2\ 100$ мин⁻¹; степень сжатия $\varepsilon = 14,5$; объем сжатия $V_c = 0,22$ л.

Чему равна литровая мощность?

Ответ: $N_d = 12,25$ кВт/м².

Задача 31. Определить эффективный КПД шестицилиндрового четырехтактного бензинового двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 0,62$ МПа; низшая теплота сгорания топлива $H_u = 44\ 000$ кДж/кг; диаметр цилиндра $D = 0,092$ м; ход поршня $S = 0,082$ м; средняя скорость поршня $C_m = 8,2$ м/с; расход топлива $G_T = 15,84$ кг/ч.

Ответ: $\eta_e = 0,26$.

Задача 32. Для четырехцилиндрового четырехтактного дизеля: среднее индикаторное давление $p_i = 0,68$ МПа; низшая теплота сгорания топлива $H_u = 41\ 800$ кДж/кг; угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157$ рад/с; степень сжатия $\varepsilon = 15$; объем сжатия $V_c = 0,25$ л; расход топлива $G_T = 21,6$ кг/ч; эффективный КПД $\eta_e = 0,4$.

Определить индикаторный и механический КПД.

Ответ: $\eta_i = 0,476$; $\eta_m = 0,84$.

Задача 33. Чему равен индикаторный КПД шестицилиндрового двухтактного дизеля, если среднее эффективное давление $p_e = 0,636$ МПа; низшая теплота сгорания топлива $H_u = 42\,000$ кДж/кг; степень сжатия $\varepsilon = 16$; объем сжатия $V_c = 0,078$ л; частота вращения коленчатого вала $n = 2\,100$ мин⁻¹; расход топлива $G_T = 37,8$ кг/ч; мощность механических потерь $N_m = 29,8$ кВт?

Ответ: $\eta_i = 0,43$.

Задача 34. Определить индикаторный и эффективный КПД четырехцилиндрового четырехтактного дизеля, если степень сжатия $\varepsilon = 17$; полный объем цилиндра $V_a = 1,19$ л; угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157$ рад/с; низшая теплота сгорания топлива $H_u = 42\,600$ кДж/кг; расход топлива $G_T = 7,92$ кг/ч; механический КПД $\eta_m = 0,81$. Индицированием двигателя получена индикаторная диаграмма полезной площадью $F = 1,9 \cdot 10^{-3}$ м², длиной $l = 0,19$ м при масштабе давлений $m_p = 0,72 \cdot 10^8$ Па/м.

Ответ: $\eta_i = 0,43$; $\eta_e = 0,35$.

Задача 35. Вычислить в киловаттах и процентах теплоту, превращенную в полезную работу в шестицилиндровом четырехтактном бензиновом двигателе, если литровая мощность $N_l = 14$ кВт/л; рабочий объем цилиндра $V_h = 1,13$ л; низшая теплота сгорания топлива $H_u = 39\,300$ кДж/кг; удельный индикаторный расход топлива $g_i = 264$ г/(кВт·ч); механический КПД $\eta_m = 0,81$.

Ответ: $N_e = 94,9$ кВт; $q_e = 28,1$ %.

Задача 36. Определить в процентах теплоту, превращенную в полезную работу в восьмицилиндровом четырехтактном дизеле, если среднее индикаторное давление $p_i = 0,75$ МПа; степень сжатия $\varepsilon = 16,5$; полный объем цилиндра $V_a = 1,98$ л; частота вращения коленчатого вала $n = 2\,100$ мин⁻¹; механический КПД $\eta_m = 0,8$; низшая теплота сгорания топлива $H_u = 42\,800$ кДж/кг; удельный эффективный расход топлива $g_e = 255$ г/(кВт·ч).

Ответ: $q_e = 33$ %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания : учебник для вузов : в 3 кн. / В. Н. Луканин [и др.] ; под ред. В. Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 2005. – Кн. 1 : Теория рабочих процессов. – 479 с.
2. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М. : Высшая школа, 2008.
3. Автомобильный справочник / пер. с англ. ООО «СтарСПб». – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : ООО "«Книжное издательство «За рулем»", 2012. – 1280 с.
4. Кухарёнок, Г. М. Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания : методическое пособие для студентов заочной формы обучения специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / Г. М. Кухарёнок. – Минск : БНТУ, 2011. – 62 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЕЙ УП «ММЗ»

Модель	Число и расположение цилиндров	Тип системы газобмена	Номинальная мощность, кВт (л. с.)	Номинальная частота вращения, об/мин	Максимальный крутящий момент, Н·м (кгс·м)	Частота вращения при максимальном крутящем моменте, об/мин	Удельный расход топлива, г/кВт·ч (г/л. с. ч)	Масса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
ЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВЫЕ ДИЗЕЛИ БЕЗ НАДДУВА								
Д-241/241Л	4L	NA	53(72)	2 100	240(24.5)	1 600	226(166)	430/490
Д-242/242Л	4L	NA	46(62)	1 800	241(24.6)	1 400	226(166)	430/490
Д-243/243Л	4L	NA	60(81)	2 200	258(26.3)	1 600	226(166)	430/490
Д-243.1	4L	NA	61(83)	2 200	305(31)	1 600	226(166)	430
Д-244/244Л	4L	NA	42(57)	1 700	235.4(24)	1 400	226(166)	430
Д-248	4L	NA	44(60)	2 000	242(24.7)	1 600	220(162)	430
Д-248.1	4L	NA	37(50)	1 800	224(23)	1 400	220(162)	430
Д-242С	4L	NA	47.5(64.4)	1 800	252(25.7)	1 400	230(169)	430
Д-243С	4L	NA	60(81.6)	2 200	260.5(26.6)	1 400	235(173)	430
Д-244С	4L	NA	43.5(59)	1 700	244(25)	1 400	230(169)	430
Д-248С	4L	NA	44(60)	2 000	242(24.7)	1 600	220(162)	430
ЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВЫЕ ДИЗЕЛИ С НАДДУВОМ								
Д-245/245Л	4L	T	77(105)	2 200	384(39.2)	1 400	220(162)	450/485
Д-245.5	4L	T	65(88.7)	1 800	397(40.5)	1 400	217(159.6)	450
Д-245.16/16Л	4L	T	93(126.5)	1 800	567(57.9)	1 400–1 500	220(162)	495/512
Д-245С	4L	T	79(107.4)	2 200	392(40)	1 400	230(169)	450
Д-245.5С	4L	T	66(89.7)	1 800	404(41)	1 200	225(165.4)	450
Д-245С2	4L	TW	81(110.2)	2 200	440(44.9)	1 600	240(176.5)	430
Д-245.2С2	4L	TW	90(122.4)	2 200	501(51)	1 600	245(180)	450
Д-245.5С2	4L	TW	70(95.2)	1 800	464(47.3)	1 400	220(162)	430
Д-245.16С2	4L	TW	95(129.2)	1 800	630(64.3)	1 400	220(162)	495
Д-245.4С2	4L	TW	55(74.8)	1 800	365(37.2)	1 400	220(162)	430
Д-245.43С2	4L	TW	62(84.3)	1 800	411(41.9)	1 400	220(162)	430
ШЕСТИЦИЛИНДРОВЫЕ ДИЗЕЛИ С НАДДУВОМ								
Д-260.1	6L	T	114(155)	2 100	622(63.5)	1 400	220(162)	650
Д-260.2	6L	T	96(130)	2 100	500(51.0)	1 400	226(166)	650
Д-260.4	6L	TW	154(210)	2 100	808(82.3)	1 500	220(162)	700
Д-260.7	6L	TW	184(250)	2 100	961(98.1)	1 500	217(160)	750
Д-260.8	6L	T	75(102)	1 800	497(50.6)	1 500	220(162)	650
Д-260.9	6L	TW	132(180)	2 100	690(70.4)	1 500	220(162)	650
Д-260.14	6L	TW	103(140)	1 800	682(69.6)	1 300–1 450	220(162)	600
Д-260.16	6L	TW	206(280)	2 100	1124(114.7)	1 500	220(162)	1 150
Д-260.1С	6L	T	116(157.7)	2 100	615(62.7)	1 400	238(175)	650
Д-260.2С	6L	T	98(133.3)	2 100	529(53.9)	1 400	235(173)	650
Д-260.4С	6L	TW	156(212)	2 100	807(82.3)	1 500	220(162)	700
Д-260.7С	6L	TW	186(253)	2 100	965(98.4)	1 500	220(162)	700

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Д-260.9С	6L	TW	132(179.5)	2 100	690(70.4)	1 500	220(162)	650
Д-260.14С	6L	TW	103(140)	1 800	682(69.6)	1 400	235(173)	600
Д-260.1С2	6L	TW	116(157.7)	2 100	659(67.2)	1 500	220(162)	600
Д-260.2С2	6L	TW	100(136)	2 100	568(58)	1 500	226(166)	600
Д-260.4С2	6L	TW	156(212)	2 100	922(94)	1 500	220(162)	650
Д-260.7С2	6L	TW	186(253)	2 100	1100(112)	1 500	217(160)	700
Д-260.9С2	6L	TW	132(179.5)	2 100	780(79.6)	1 400	220(162)	600
Д-260.14С2	6L	TW	103(140)	1 800	710(72.5)	1 400	245(180)	600

Примечание:

L – рядное, вертикальное;

NA – без турбонаддува;

T – с турбонаддувом;

TW – с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха;
диаметр цилиндра и ход поршня 110 × 125 мм.

Учебное издание

ВЕРШИНА Георгий Александрович
КУХАРЁНОК Георгий Михайлович
ГЕРШАНЬ Дмитрий Геннадьевич

**ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности
1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

Редактор *Т. В. Грищенкова*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 17.06.2016. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 3,02. Уч.-изд. л. 2,36. Тираж 200. Заказ 472.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.