

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Омский государственный технический университет»

В. Е. Щерба, Е. А. Лысенко, К. Н. Сокирко

**РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ
ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Практикум

Омск
Издательство ОмГТУ
2022

УДК 629.33(075)

ББК 39.33я73

Щ61

Рецензенты:

В. Р. Ведрученко, д-р техн. наук, проф., проф. каф. теплоэнергетики
Омского государственного университета путей сообщения;

Т. А. Ивахненко, канд. техн. наук, полковник, нач. кафедры боевых
гусеничных, колёсных машин и военных автомобилей
Омского автобронетанкового инженерного института

Щерба, В. Е.

Щ61 Рабочие процессы бензиновых двигателей внутреннего сгорания : практикум / В. Е. Щерба, Е. А. Лысенко, К. Н. Сокирко ; Минобрнауки России, Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2022. – 80 с. : ил.

ISBN 978-5-8149-3532-8

Практикум содержит необходимые теоретические сведения и методику расчётов современных двигателей внутреннего сгорания с впрыском лёгкого топлива. Приведён пример теплового расчёта рабочих процессов ДВС, показана методика построения индикаторной диаграммы и диаграммы теплового баланса.

Предназначен для обучающихся по направлению 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», а также может быть использовано в учебном процессе профильных колледжей по специальности 23.02.07 «Техническое обслуживание и ремонт двигателей, систем и агрегатов автомобилей» и для самообразования.

УДК 629.33(075)

ББК 39.33я73

*Печатается по решению редакционно-издательского совета
Омского государственного технического университета*

ISBN 978-5-8149-3532-8

© ОмГТУ, 2022

ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ВМТ – верхняя мёртвая точка;

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

КПД – коэффициент полезного действия;

НМТ – нижняя мёртвая точка;

РТ – рабочее тело;

a – коэффициент избытка воздуха;

g_e – удельный эффективный расход топлива двигателем;

i – число цилиндров двигателя;

k – отношение теплоёмкостей рабочего тела;

n – частота вращения коленчатого двигателя;

n_1 – показатель политропы сжатия;

n_2 – показатель политропы расширения;

p – текущее давление рабочего тела в цилиндре двигателя;

p_k – давление наддува;

p_0 – давление окружающей среды;

p_r – давление остаточных газов;

T_0 – температура окружающей среды;

V_a – полный объём рабочего тела в конце такта впуска;

V_h – рабочий объём цилиндра;

ε – степень сжатия;

θ – угол опережения воспламенения;

ξ – коэффициент эффективности сгорания;

τ – коэффициент тактности (равен 4 для четырёхтактных двигателей и 2 – для двухтактных ДВС).

ВВЕДЕНИЕ

Современный уровень развития отечественного и мирового двигателестроения характеризуется интенсивным улучшением качества инженерной проработки конструкций двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Оптимизируются технические решения деталей, узлов, агрегатов и систем, повышается технологичность двигателей, производится форсирование ДВС по мощности. Изучение основных рабочих процессов ДВС является одним из главных элементов подготовки специалистов в области проектирования, конструирования, эксплуатации, доводки, сервисного обслуживания и ремонта двигателей внутреннего сгорания.

Одним из основных эффективных методов изучения сложных, многообразных, нестационарных процессов, протекающих в ДВС и в смежных системах, является решение конкретных технических задач. При изучении и решении практических задач у студента формируются способности к проектной, конструкторской и исследовательской деятельности в профессиональной сфере.

При освоении дисциплины «Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания» студентам прививаются умения свободно использовать теоретические знания при решении конкретных технических задач, рационально применять методологические знания по основным способам формирования математических моделей для описания и прогнозирования явлений различного характера, уровня сложности, физико-химической и физико-механической природы, протекающих в ДВС, а также способность грамотно и обоснованно производить их качественный и количественный анализ.

Практическая работа № 1

РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Рабочее тело (РТ) ДВС – это вещество или смесь веществ, необходимых для осуществления рабочего цикла.

Процессы горения основных компонентов топлива приводят к существенным качественным изменениям в составе РТ. Если в тактах впуска и сжатия РТ может рассматриваться как чистый (атмосферный) воздух (дизели) или смесь паров топлива с воздухом (двигатели с внешним смесеобразованием), то в начале горения это уже смесь воздуха, паров и капель жидкого топлива с образовавшимися продуктами сгорания. Наиболее важными компонентами РТ являются топливо как носитель энергии, заключённой в нём в химически связанном состоянии, и окислитель (воздух, вернее – кислород воздуха), благодаря которому обеспечивается высвобождение энергии.

Топливо. В качестве топлива используются лишь те горючие вещества, которые легко перемешиваются с воздухом, а в процессе сгорания не образуют твёрдого зольного остатка. Наличие небольшого количества золы, оставшейся в цилиндре двигателя, может привести к износу стенок гильз, поршней и колец, что, в свою очередь, снижает моторесурс двигателя. В качестве газовых топлив применяются природные и промышленные газы. Под промышленными понимаются газы, получаемые при добыче и переработке нефти, канализационные газы, а также газы, получаемые путём специальной переработки твёрдых топлив (газификация топлив). Жидкое топливо, применяемое в двигателях, – это продукт переработки нефти. Такими продуктами обычно являются: бензин, лигроин, керосин, дизельное топливо, соляровое масло. Основными компонентами любого топлива являются углерод (С), водород (Н), кислород (О). Иногда содержатся сера (S) и азот (N); оно, как правило, незначительно, так что нали-

чем в топливе этих веществ при выполнении тепловых расчётов ДВС обычно пренебрегают. Следует иметь в виду, что содержание двух последних компонентов ограничивается или даже запрещается стандартами на топливо.

Элементный состав жидких топлив, как правило, выражается в единицах массы (кг), а газообразных – в единицах объёма (м^3 или моль).

Для жидких топлив

$$C + H + O = 1,$$

где C , H и O – массовые доли углерода, водорода и кислорода в 1 кг топлива.

Для газообразных топлив

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1,$$

где $C_n H_m O_r$ – объёмные доли каждого газа, входящего в 1 м^3 или в 1 моль газообразного топлива; N_2 – объёмная доля азота.

Средний элементный состав бензинового топлива в массовых долях равен:

$$C = 0,855; H = 0,145; O = 0.$$

Для полного сгорания массовой или объёмной единицы топлива необходимо вполне определённое количество воздуха, которое называется теоретически необходимым и определяется по элементарному составу топлива.

Теплотой сгорания топлива называют то количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании объёмной или массовой единицы топлива.

Низшая теплота сгорания топлива:

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

где W – количество водяных паров в продуктах сгорания массовой или объёмной единицы топлива и равен 0. Содержание серы и кислорода в бензине можно принять равным 0.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right);$$

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right),$$

где l_0 – теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива, кг возд/кг топл.;

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

0,23 – массовое содержание кислорода в 1 кг воздуха;

0,208 – объёмное содержание кислорода в 1 кмоль воздуха.

Количество горючей смеси:

- для двигателя с впрыском топлива:

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

где M_1 – количество горючей смеси (кмоль гор.см/кг топл.); m_T – молекулярная масса паров топлива, кг/кмоль; α – коэффициент избытка воздуха.

Коэффициент избытка воздуха – это отношение действительного количества воздуха, участвующего в процессе сгорания 1 кг топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха для полного сгорания топлива.

Количество отдельных компонентов продуктов неполного сгорания жидкого топлива:

- углекислого газа (кмоль CO_2 /кг топл.):

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1 - \alpha}{1 + K} 0,208 \cdot L_0;$$

- оксида углерода (кмоль CO/кг топл.):

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

- водяного пара (кмоль H₂O/кг топл.):

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

- водорода (кмоль H₂/кг топл.):

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

- азота (кмоль N₂/кг топл.):

$$M_{\text{N}_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0,$$

где K – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к оксиду углерода, содержащихся в продуктах сгорания ($K = 0,45 \div 0,5$) и принятых скоростных режимах (для карбюраторного двигателя и для двигателя с впрыском топлива).

Общее количество продуктов неполного сгорания жидкого топлива (кмоль пр. кг/кг топл.):

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792\alpha L_0.$$

Необходимо найти:

1. Низшую теплоту сгорания топлива: H_u .
2. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива: L_0, l_0 .
3. Количество горючей смеси: M_1 .
4. Количество отдельных компонентов продуктов сгорания: $M_{\text{CO}_2}, M_{\text{CO}}, M_{\text{H}_2\text{O}}, M_{\text{H}_2}, M_{\text{N}_2}$.
5. Общее количество продуктов сгорания: M_2 .

Пример выполнения практической работы

Для выполнения практической работы необходимо ознакомиться с исходными данными (см. приложение 1).

1. Низшая теплота сгорания топлива:

$$H_u = 33,91 \cdot 0,855 + 125,6 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = 43,93 \text{ МДж/кг} = 43930 \text{ кДж/кг.}$$

2. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,517 \frac{\text{кмоль возд.}}{\text{кг топл.}};$$

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

Значение величин α указано в исходных данных при соответствующих частотах (см. приложение 1):

$$n_{\min} = \alpha = 0,96;$$

$$n_M = \alpha = 1;$$

$$n_N = \alpha = 1;$$

$$n_{\max} = \alpha = 0,87.$$

3. Количество горючей смеси:

$$M_{1\min} = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} = 0,96 \cdot 0,517 + \frac{1}{115} = 0,5048 \text{ кмоль гор.см/кг топл.};$$

$$M_{1M} = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} = 1 \cdot 0,517 + \frac{1}{115} = 0,5255 \text{ кмоль гор.см/кг топл.};$$

$$M_{1N} = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} = 1 \cdot 0,517 + \frac{1}{115} = 0,5255 \text{ кмоль гор.см/кг топл.};$$

$$M_{1\max} = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} = 0,87 \cdot 0,517 + \frac{1}{115} = 0,4583 \text{ кмоль гор.см/кг топл.}$$

4. Количество отдельных компонентов продуктов сгорания:

- углекислого газа (кмоль CO_2 /кг топл.):

$$M_{\text{CO}_2(\text{min})} = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1 - 0,96}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0655 \frac{\text{кмоль } \text{CO}_2}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{CO}_2(M)} = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1 - 1}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0713 \frac{\text{кмоль } \text{CO}_2}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{CO}_2(N)} = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1 - 1}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0713 \frac{\text{кмоль } \text{CO}_2}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{CO}_2(\text{max})} = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1 - 0,87}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0526 \frac{\text{кмоль } \text{CO}_2}{\text{кг топл.}};$$

- оксида углерода (кмоль CO /кг топл.):

$$M_{\text{CO}(\text{min})} = 2 \frac{1 - 0,96}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0057 \frac{\text{кмоль } \text{CO}}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{CO}(M)} = 2 \frac{1 - 1}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0 \frac{\text{кмоль } \text{CO}}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{CO}(N)} = 2 \frac{1 - 1}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0 \frac{\text{кмоль } \text{CO}}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{CO}(\text{max})} = 2 \frac{1 - 0,87}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0186 \frac{\text{кмоль } \text{CO}}{\text{кг топл.}};$$

- водяного пара (кмоль H_2O /кг топл.):

$$M_{\text{H}_2\text{O}(\text{min})} = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \frac{1 - 0,96}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0696 \frac{\text{кмоль } \text{H}_2\text{O}}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}(M)} = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0725 \frac{\text{кмоль } \text{H}_2\text{O}}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}(N)} = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,725 \frac{\text{кмоль } \text{H}_2\text{O}}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}(\text{max})} = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,87}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0632 \frac{\text{кмоль } \text{H}_2\text{O}}{\text{кг топл.}};$$

• водорода (кмоль H_2 /кг топл.):

$$M_{\text{H}_2(\text{min})} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0029 \frac{\text{кмоль } \text{H}_2}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{H}_2(M)} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0 \frac{\text{кмоль } \text{H}_2}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{H}_2(N)} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0 \frac{\text{кмоль } \text{H}_2}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{H}_2(\text{max})} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0093 \frac{\text{кмоль } \text{H}_2}{\text{кг топл.}};$$

• азота (кмоль N_2 /кг топл.):

$$M_{\text{N}_2(\text{min})} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,3930 \frac{\text{кмоль } \text{N}_2}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{N}_2(M)} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,4093 \frac{\text{кмоль } \text{N}_2}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{N}_2(N)} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,4093 \frac{\text{кмоль } \text{N}_2}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{\text{N}_2(\text{max})} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,87}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,3561 \frac{\text{кмоль } \text{N}_2}{\text{кг топл.}}.$$

5. Общее количество продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} M_{2(\min)} &= 0,0655 + 0,0057 + 0,0696 + 0,0029 + 0,3930 = \\ &= 0,5367 \frac{\text{кмоль пр. сг.}}{\text{кг топл.}}; \end{aligned}$$

$$M_{2(M)} = 0,0713 + 0 + 0,0725 + 0 + 0,4093 = 0,5531 \frac{\text{кмоль пр. сг.}}{\text{кг топл.}};$$

$$M_{2(N)} = 0,0713 + 0 + 0,0725 + 0 + 0,4093 = 0,5531 \frac{\text{кмоль пр. сг.}}{\text{кг топл.}};$$

$$\begin{aligned} M_{2(\max)} &= 0,0526 + 0,0186 + 0,0632 + 0,0093 + 0,3561 = \\ &= 0,4999 \frac{\text{кмоль пр. сг.}}{\text{кг топл.}} \end{aligned}$$

Вопросы к практическому занятию

1. Перечислите основные компоненты топлива.
2. При каком коэффициенте избытка воздуха обеспечивается наиболее экономичная работа двигателя?
3. Дайте определение коэффициента избытка воздуха.
4. Назовите основной состав компонентов продуктов сгорания ДВС.
5. Что называют теплотой сгорания топлива?

Практическая работа № 2 РАСЧЁТ ПРОЦЕССА ВПУСКА

Температура подогрева свежего заряда.

В процессе наполнения температура свежего заряда несколько увеличивается благодаря подогреву от нагретых деталей двигателя. Величина подогрева ΔT зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, системы охлаждения, наличия специального устройства для подогрева, быстроходности двигателя и наддува. Повышение температуры улучшает процесс испарения топлива, но снижает плотность заряда и, таким образом, отрицательно влияет на наполнение двигателя. Эти два противоположных фактора, появляющиеся в результате повышения температуры подогрева, должны быть учтены при установлении величины ΔT .

Изменение величины ΔT в зависимости от скоростного режима двигателя при ориентировочных расчётах может быть определено по формуле

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

где n – частота вращения коленчатого вала;

$$A_T = \frac{\Delta T_N}{110 - 0,0125n_N}.$$

Для двигателя с впрыском топлива температура подогрева свежего заряда принимается $\Delta T_N = 6$ °С.

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_0 = \frac{P_0 \cdot 10^6}{R_B T_0},$$

где $R_B = 287$ Дж/(кг · град) – удельная газовая постоянная для воздуха;

$P_0 = 0,1$ МПа – атмосферное давление;

T_0 – температура окружающей среды, при работе двигателя без наддува $T_k = T_0 = 293$ К.

Потери давления на впуске ΔP_a на всех скоростных режимах двигателей рассчитываются по формуле:

$$\Delta P_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{вп}) A_n^2 n_2 p_k 10^{-6}}{2},$$

где β – коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра; $\xi_{вп}$ – коэффициент сопротивления впускной системы, отнесённый к наиболее узкому её сечению; p_k и p_0 – плотность заряда на впуске соответственно при наддуве и без него (при $p_k = p_0$).

По опытным данным, в современных автомобильных двигателях на номинальном режиме

$$(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,5 \div 4,0 \text{ и } \omega_{вп} = 50 \div 130 \text{ м/с,}$$

где $\omega_{вп}$ – средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы (как правило, в клапане или в продувочных окнах).

Давление в конце впуска (МПа) – основной фактор, определяющий количество рабочего тела, поступающего в цилиндр двигателя:

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

Коэффициент остаточных газов. Величина коэффициента остаточных газов γ_r характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания. С увеличением γ_r уменьшается количество свежего заряда, поступающего в цилиндр двигателя в процессе впуска.

В двигателях величина γ_r зависит от степени сжатия, параметров рабочего тела в конце впуска, частоты вращения и других факторов. С увеличением степени сжатия и температуры остаточных газов величина γ_r уменьшается, а при увеличении давления остаточных газов и частоты вращения – возрастает.

При определении γ_r для двигателя с впрыском топлива принимается коэффициент очистки $\varphi_{оч} = 1$:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} P_r}{\varepsilon \varphi_{доз} P_a - \varphi_{оч} P_r},$$

где $P_r = 0,110$ – для двигателя с впрыском; T_r – температура остаточных газов; ε – степень сжатия.

Для определения значений T_r , $\varphi_{доз}$ необходимо использовать данные рис. 1. При определении показателей T_r , $\varphi_{доз}$ необходимо учитывать зависимость от частоты вращения.

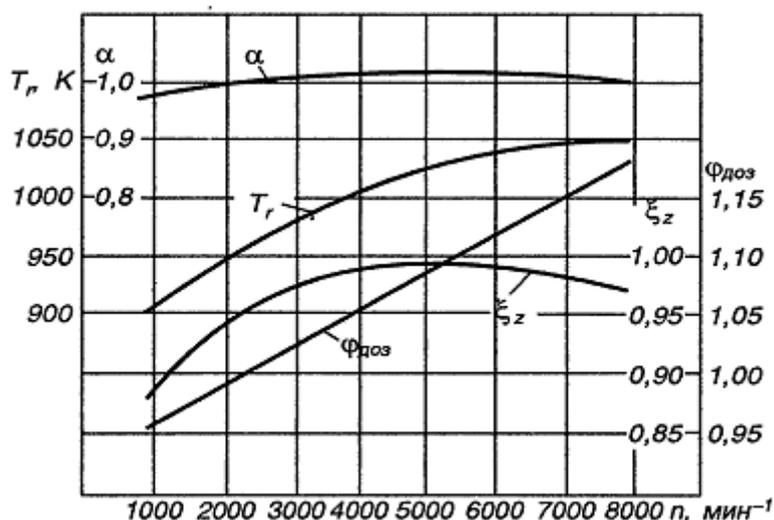


Рис. 1. Исходные параметры для теплового расчёта двигателя с впрыском топлива

Температура в конце впуска.

Величина T_a в основном зависит от температуры рабочего тела, коэффициента остаточных газов, степени подогрева заряда и в меньшей степени – от температуры остаточных газов:

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

Коэффициент наполнения.

Наиболее важной величиной, характеризующей процесс впуска, является коэффициент наполнения, представляющий собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к тому

количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объёме цилиндра при условии, что температура и давление в нём равны температуре и давлению среды, из которой поступает свежий заряд.

Величина коэффициента наполнения в основном зависит от тактности двигателя, его быстроходности и совершенства системы газораспределения.

Для двигателя с впрыском топлива:

$$n_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_0} (\varphi_{\text{доз}} \varepsilon p_a - \varphi_{\text{оч}} p_r).$$

Необходимо найти:

1. Температуру подогрева свежего заряда: ΔT .
2. Плотность заряда на впуске: P_0 .
3. Потери давления на впуске: Δp_a .
4. Давление в конце впуска: p_a .
5. Коэффициент остаточных газов: γ_r .
6. Температуру в конце впуска: T_a .
7. Коэффициент наполнения: n_v .

Пример выполнения практической работы

Расчётные режимы по частоте:

$$n_{\min} = 900 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_M = 2960 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_N = 5660 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\max} = 6220 \text{ мин}^{-1}.$$

1. Температуру подогрева свежего заряда:

$$\Delta T_{(\min)} = 0,1529(110 - 0,0125 \cdot 900) = 15,09;$$

$$\Delta T_{(M)} = 0,1529(110 - 0,0125 \cdot 2960) = 11,16;$$

$$\Delta T_{(N)} = 0,1529(110 - 0,0125 \cdot 5660) = 6;$$

$$\Delta T_{(\max)} = 0,1529(110 - 0,0125 \cdot 6220) = 11,89;$$

$$A_T = \frac{\Delta T_N}{110 - 0,0125 \cdot 5660} = 0,1529.$$

2. Плотность заряда на впуске:

$$\rho_0 = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

3. Потери давления на впуске:

$$A_n = \frac{95}{900} = 0,10556;$$

$$A_n = \frac{95}{2960} = 0,03209;$$

$$A_n = \frac{95}{5660} = 0,01678;$$

$$A_n = \frac{95}{6220} = 0,01527.$$

$$\Delta P_{a(\min)} = \frac{2,5 \cdot 0,10556^2 \cdot 900^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,013 \text{ МПа};$$

$$\Delta P_{a(M)} = \frac{2,5 \cdot 0,03209^2 \cdot 2960^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,013 \text{ МПа};$$

$$\Delta P_{a(N)} = \frac{2,5 \cdot 0,01678^2 \cdot 5660^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,013 \text{ МПа};$$

$$\Delta P_{a(\max)} = \frac{2,5 \cdot 0,01527^2 \cdot 6220^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,013 \text{ МПа}.$$

4. Давление в конце впуска:

$$P_{a(\min)} = 0,1 - 0,013 = 0,087 \text{ МПа};$$

$$P_{a(M)} = 0,1 - 0,013 = 0,087 \text{ МПа};$$

$$P_{a(N)} = 0,1 - 0,013 = 0,087 \text{ МПа};$$

$$P_{a(\max)} = 0,1 - 0,013 = 0,087 \text{ МПа}.$$

5. Коэффициент остаточных газов. При определении γ_r для двигателя с впрыском топлива принимается $\varphi_{\text{оч}} = 1, p_r = 0,110$. Значения для T_r , $\varphi_{\text{доз}}$ определили по рис. 1.

$$T_{r(\min)} = 900;$$

$$T_{r(M)} = 980;$$

$$T_{r(N)} = 1035;$$

$$T_{r(\max)} = 1040.$$

$$\varphi_{\text{доз}(\min)} = 0,95;$$

$$\varphi_{\text{доз}(M)} = 1,025;$$

$$\varphi_{\text{доз}(N)} = 1,11;$$

$$\varphi_{\text{доз}(\max)} = 1,125.$$

$$\gamma_{r(\min)} = \frac{293 + 6}{900} \cdot \frac{1 \cdot 0,110}{10 \cdot 0,95 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110} = 0,0513;$$

$$\gamma_{r(M)} = \frac{293 + 6}{980} \cdot \frac{1 \cdot 0,110}{10 \cdot 1,025 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110} = 0,0432;$$

$$\gamma_{r(N)} = \frac{293 + 6}{1035} \cdot \frac{1 \cdot 0,110}{10 \cdot 1,11 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110} = 0,0373;$$

$$\gamma_{r(\max)} = \frac{293 + 6}{1040} \cdot \frac{1 \cdot 0,110}{10 \cdot 1,125 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110} = 0,0366.$$

6. Температура в конце впуска.

$$T_{a(\min)} = \frac{293 + 6 + 0,0513 \cdot 900}{1 + 0,0513} = 328 \text{ K};$$

$$T_{a(M)} = \frac{293 + 6 + 0,0432 \cdot 980}{1 + 0,0432} = 327 \text{ K};$$

$$T_{a(N)} = \frac{293 + 6 + 0,0373 \cdot 1035}{1 + 0,0373} = 325 \text{ K};$$

$$T_{a(\max)} = \frac{293 + 6 + 0,0366 \cdot 1040}{1 + 0,0366} = 325 \text{ K}.$$

7. Коэффициент наполнения.

$$n_{v(\min)} = \frac{293}{293 + 6} \cdot \frac{1}{10 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (0,95 \cdot 10 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110) = 0,77584;$$

$$n_{v(M)} = \frac{293}{293 + 6} \cdot \frac{1}{10 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (1,025 \cdot 10 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110) = 0,84654;$$

$$n_{v(N)} = \frac{293}{293 + 6} \cdot \frac{1}{10 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (1,11 \cdot 10 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110) = 0,92668;$$

$$n_{v(\max)} = \frac{293}{293 + 6} \cdot \frac{1}{10 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (1,125 \cdot 10 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110) = 0,94082.$$

Вопросы к практическому занятию

1. Что такое степень сжатия?
2. От чего зависит величина $\varphi_{\text{оч}}$?
3. Дайте определение коэффициента остаточных газов.
4. От чего зависит температура в конце впуска?
5. Что характеризует коэффициент остаточных газов γ_r ?
6. Как по графику определили значения T_r , $\varphi_{\text{доз}}$?
7. От чего зависит величина коэффициента наполнения?

Практическая работа № 3 РАСЧЁТ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

В период процесса сжатия в цилиндре двигателя повышаются температура и давление рабочего тела, что обеспечивает надёжное воспламенение и эффективное сгорание топлива.

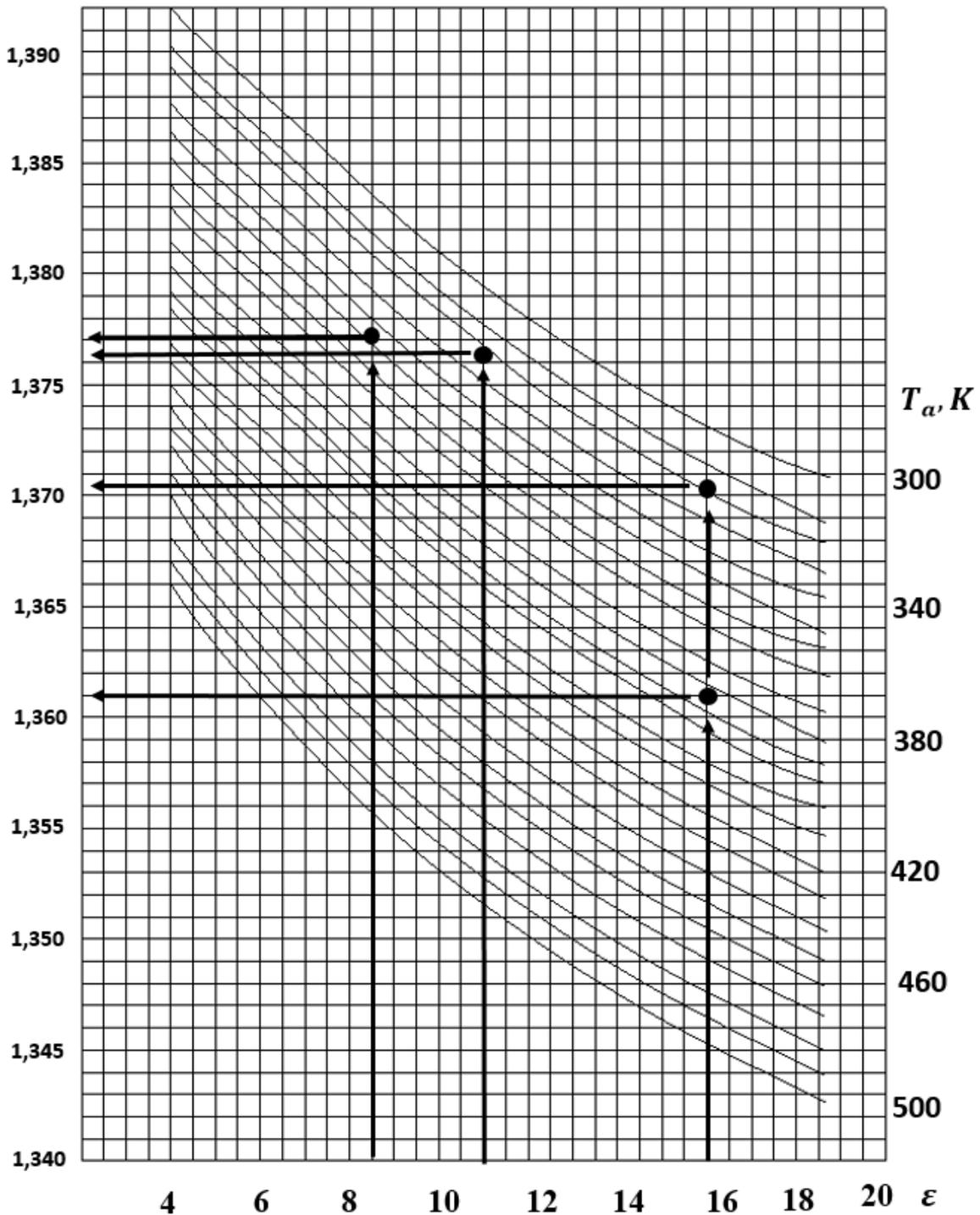


Рис. 2. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия k_1

Средний показатель адиабаты сжатия k_1 определяется по номограмме (рис. 2), а средний показатель политропы сжатия n_1 принимается несколько меньше k_1 . При определении значения n_1 по соответствующему показателю адиабаты необходимо учитывать, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя, а также с уменьшением отношения поверхности охлаждения к объёму цилиндра n_1 увеличивается. Повышение средней температуры процесса сжатия и увеличение интенсивности охлаждения двигателя уменьшают значение n_1 .

Определение по номограмме показателя адиабаты сжатия k_1 .

При заданной степени сжатия ε и температуры T_a , рассчитанной в практической работе № 2 (расчёт процесса впуска), на оси абсцисс номограммы, на отрезке, соответствующем значению ε , проводится вертикальная проекция до пересечения с кривой температуры и далее вверх до точки, расположенной между кривыми температур на расстоянии, соответствующем значениям T_a . Для нахождения этого расстояния пользуются методом интерполирования. Для этого измеряют линейкой расстояние между кривыми температур на линии, соответствующей степени сжатия. Из полученной точки проводится горизонтальная проекция до пересечения с осью ординат.

Показатель политропы сжатия n_1 в зависимости от k_1 устанавливается в пределах $n_1 = (k_1 - 0,00) \dots (k_1 - 0,04)$.

Давление в конце сжатия.

Давление (МПа) и температура (К) в конце процесса сжатия определяются из уравнения политропы с показателем n_1 :

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1}.$$

Температура в конце сжатия:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}.$$

Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания

Температура, °C	Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), бензина при α													
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25		
0	21,683	21,786	21,880	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962	21,916		
100	21,902	22,031	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216		
200	22,140	22,292	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,650	22,584	22,523		
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,173	23,293	23,200	23,115	23,063	22,964	22,898		
400	22,777	22,968	23,143	23,303	23,450	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,360	23,289		
500	23,138	23,345	23,534	23,707	23,867	24,014	24,150	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702		
600	23,507	23,727	23,929	24,113	24,284	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193	24,114		
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,700	24,610	24,527		
800	24,249	24,493	24,715	24,919	25,107	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925		
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,500	25,680	25,847	25,720	25,604	25,498	25,400	25,309		
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,870	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,672		
1100	25,276	25,545	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016		
1200	25,590	25,866	26,118	26,349	26,562	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446	26,345		
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,879	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653		

Температура, °C	Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), бензина при α														
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25			
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	27,180	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945			
1500	26,436	26,728	26,995	27,240	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330	27,221			
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477			
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722			
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948			
1900	29,359	27,667	27,948	28,205	28,442	28,661	28,863	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164			
2000	27,559	27,870	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487	28,367			
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,862			
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	29,046	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870	28,747			
2300	28,104	28,422	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917			
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082			
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236			
2600	28,570	28,892	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384			
2700	28,711	29,036	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,950	29,797	29,657	29,527			
2800	28,847	29,173	29,470	29,743	29,994	30,226	30,440	30,257	30,090	29,936	29,794	29,663			

Средняя молярная теплоёмкость в конце сжатия. Для двигателя с впрыском топлива:

- свежей смеси (воздуха):

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c,$$

где $t_c = T_c - 273$ °C;

- остаточных газов:

$(mc_v)_{t_0}^{t_c}$ – определяется методом интерполяции по табл. 1;

- в рабочей смеси:

$$(mc_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} [(mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (mc_v'')_{t_0}^{t_c}].$$

Необходимо найти:

1. Давление в конце сжатия: P_c .
2. Температуру в конце сжатия: T_c .
3. Среднюю молярную теплоёмкость в конце сжатия:
 - а) свежей смеси: $(mc_v)_{t_0}^{t_c}$;
 - б) остаточных газов: $(mc_v'')_{t_0}^{t_c}$;
 - в) в рабочей смеси: $(mc_v')_{t_0}^{t_c}$.

Пример выполнения практической работы

Показатель адиабаты сжатия определён по номограмме (рис. 2).

$$k_1(n_{\min}) = 1,3768;$$

$$k_1(n_M) = 1,377;$$

$$k_1(n_N) = 1,37735;$$

$$k_1(n_{\max}) = 1,3774.$$

1. Давление в конце сжатия.

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1},$$

где $n_1 = k_1 - \Delta$.

$$n_1(n_{\min}) = 1,3768 - 0,0002 = 1,3766;$$

$$n_1(n_M) = 1,377 - 0,0002 = 1,3768;$$

$$n_1(n_N) = 1,37735 - 0,0002 = 1,37715;$$

$$n_1(n_{\max}) = 1,3774 - 0,0002 = 1,3772.$$

$$P_c(n_{\min}) = 0,087 \cdot 10^{1,3766} = 2,0608 \text{ МПа};$$

$$P_c(n_M) = 0,087 \cdot 10^{1,3768} = 2,0618 \text{ МПа};$$

$$P_c(n_N) = 0,087 \cdot 10^{1,37715} = 2,0634 \text{ МПа};$$

$$P_c(n_{\max}) = 0,087 \cdot 10^{1,3772} = 2,0637 \text{ МПа}.$$

2. Температура в конце сжатия.

$$T_c(n_{\min}) = 328 \cdot 10^{1,3766-1} = 781 \text{ К};$$

$$T_c(n_M) = 327 \cdot 10^{1,3768-1} = 779 \text{ К};$$

$$T_c(n_N) = 325 \cdot 10^{1,37715-1} = 776 \text{ К};$$

$$T_c(n_{\max}) = 325 \cdot 10^{1,3772-1} = 775 \text{ К}.$$

3. Средняя молярная теплоёмкость в конце сжатия:

- свежей смеси (воздуха):

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c}(n_{\min}) = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 508 = 21,941 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}};$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c}(n_M) = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 506 = 21,935 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}};$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c}(n_N) = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 503 = 21,926 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}};$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c}(n_{\max}) = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 502 = 21,924 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}},$$

где $t_c = T_c - 273$ °С.

$$t_c(n_{\min}) = 781 - 273 = 508 \text{ °С};$$

$$t_c(n_{\min}) = 779 - 273 = 506 \text{ °С};$$

$$t_c(n_{\min}) = 776 - 273 = 503 \text{ °С};$$

$$t_c(n_{\min}) = 775 - 273 = 502 \text{ °С};$$

• остаточных газов – $(mc_v)_{t_0}^{t_c}$:

$$(mc_v)_{t_0}^{500}(n_{\min}) = 24,014 + (24,150 - 24,014) \frac{0,01}{0,05} = 24,041 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}},$$

где 24,014 и 24,150 – значения теплоёмкости продуктов сгорания при 500 °С соответственно при $\alpha = 0,95$ и $\alpha = 1$, взятые по табл. 1.

$$(mc_v)_{t_0}^{600}(n_{\min}) = 24,440 + (24,586 - 24,440) \frac{0,01}{0,05} = 24,469 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}},$$

где 24,440 и 24,586 – значения теплоёмкости продуктов сгорания при 600 °С соответственно при $\alpha = 0,95$ и $\alpha = 1$, взятые по табл. 1.

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c}(n_{\min}) = 24,041 + (24,469 - 24,041) \frac{8}{100} = 24,077 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}}.$$

Теплоёмкость продуктов сгорания при $t_c = 508$ °С и $\alpha = 0,96$:

$$(mc_v)_{t_0}^{500}(n_M) = 24,150 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}},$$

где 24,150 – значение теплоёмкости продуктов сгорания при 500 °С при $\alpha = 1$, взятое по табл. 1.

$$(mc''_v)_{t_0}^{600}(n_M) = 24,586 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}},$$

где 24,586 – значение теплоёмкости продуктов сгорания при 600 °С при $\alpha = 1$, взятое по табл. 1.

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c}(n_M) = 24,150 + (24,586 - 24,150) \frac{6}{100} = 24,071 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}}.$$

Теплоёмкость продуктов сгорания при $t_c = 506^\circ\text{С}$ и $\alpha = 1$:

$$(mc''_v)_{t_0}^{500}(n_N) = 24,150 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}},$$

где 24,150 – значение теплоёмкости продуктов сгорания при 500 °С при $\alpha = 1$, взятое по табл. 1.

$$(mc''_v)_{t_0}^{600}(n_N) = 24,586 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}},$$

где 24,586 – значение теплоёмкости продуктов сгорания при 600 °С при $\alpha = 1$, взятое по табл. 1.

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c}(n_N) = 24,150 + (24,586 - 24,150) \frac{3}{100} = 24,057 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}}.$$

Теплоёмкость продуктов сгорания при $t_c = 503^\circ\text{С}$ и $\alpha = 1$:

$$(mc''_v)_{t_0}^{500}(n_{\max}) = 23,707 + (23,867 - 23,707) \frac{0,02}{0,05} = 23,771 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}},$$

где 23,707 и 23,867 – значения теплоёмкости продуктов сгорания при 500 °С соответственно при $\alpha = 0,85$ и $\alpha = 0,90$, взятые по табл. 1.

$$(mc''_v)_{t_0}^{600}(n_{\max}) = 24,113 + (24,284 - 24,113) \frac{0,02}{0,05} = 24,181 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль_град}},$$

где 24,113 и 24,284 – значения теплоёмкости продуктов сгорания при 600 °С соответственно при $\alpha = 0,85$ и $\alpha = 0,90$, взятые по табл. 1.

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c}(n_{\max}) = 23,771 + (24,181 - 23,771) \frac{2}{100} = 23,779 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль_град}}.$$

Теплоёмкость продуктов сгорания при $t_c = 502$ °С и $\alpha = 0,87$:

- в рабочей смеси:

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c}(n_{\min}) = \frac{1}{1 + 0,0513} [21,941 + 0,0513 \cdot 24,077] = 22,05 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль_град}};$$

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c}(n_M) = \frac{1}{1 + 0,0432} [21,935 + 0,0432 \cdot 24,071] = 22,02 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль_град}};$$

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c}(n_N) = \frac{1}{1 + 0,0373} [21,926 + 0,0373 \cdot 24,057] = 22,00 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль_град}};$$

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c}(n_{\max}) = \frac{1}{1 + 0,0366} [21,924 + 0,0366 \cdot 23,779] = 21,99 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль_град}}.$$

Вопросы к практическому занятию

1. Дайте определение средней мольной теплоёмкости.
2. От чего зависит средняя мольная теплоёмкость остаточных газов?
3. Дайте определение показателя адиабаты и политропы сжатия.
4. Как определяется средний показатель адиабаты сжатия k_1 по номограмме?
5. Какой метод используют для определения значений $(mc'_v)_{t_0}^{t_c}$?

Практическая работа № 4

РАСЧЁТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

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

На характер протекания процесса сгорания оказывает влияние большое количество различных факторов: параметры процессов впуска и сжатия, качество распыливания топлива, частота вращения коленчатого вала двигателя и т. д.

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси. Изменение объёма при сгорании характеризует коэффициент молекулярного изменения горючей смеси μ_0 , который представляет собой отношение количества киломолей продуктов сгорания M_2 к количеству киломолей горючей смеси M_1 .

В конце такта сжатия в цилиндре находится рабочая смесь, состоящая из горючей смеси и остаточных газов. Поэтому введено понятие о коэффициенте молекулярного изменения рабочей смеси μ , который представляет собой отношение общего количества киломолей газов в цилиндре после сгорания к общему количеству киломолей газов до сгорания.

Повышение коэффициента μ означает увеличение объёма газов, образующихся в результате сгорания, и способствует увеличению полезной работы цикла.

Величина коэффициента μ зависит от химического состава топлива, коэффициента остаточных газов γ_r и коэффициента избытка воздуха α . Главным фактором, оказывающим влияние на коэффициенты μ_0 и μ , является коэффициент α , при уменьшении которого величины μ_0 и μ увеличиваются:

$$\mu_0 = M_2/M_1 \text{ и рабочей смеси } \mu = (\mu_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r).$$

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, и теплота сгорания рабочей смеси:

$$\Delta H_u = 119950(1 - a)L_0 \text{ и } H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)}$$

Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания.

Средней теплоёмкостью рабочего тела называется отношение количества теплоты, сообщаемой телу в заданном процессе, к изменению температуры при условии, что разность температур является конечной величиной. Величина теплоёмкости зависит от температуры и давления тела, его физических свойств и характера процесса.

Для расчётов рабочих процессов двигателей обычно пользуются средними молярными теплоёмкостями при постоянном объёме mc_v :

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{M_2} \left[M_{\text{CO}_2} (mc_{v\text{CO}_2})_{t_0}^{t_c} + M_{\text{CO}} (mc_{v\text{CO}})_{t_0}^{t_c} + M_{\text{H}_2\text{O}} (mc_{v\text{H}_2\text{O}})_{t_0}^{t_c} + M_{\text{H}_2} (mc_{v\text{H}_2})_{t_0}^{t_c} + M_{\text{N}_2} (mc_{v\text{N}_2})_{t_0}^{t_c} \right]$$

Определяется по эмпирическим формулам, приведённым в табл. 2 для интервала температур от 1500 до 2800 °С.

Таблица 2

Определение средних молярных теплоёмкостей отдельных газов

Наименование газа	Формулы для определения средних молярных теплоёмкостей отдельных газов при постоянном объёме, кДж/(кмоль·град)	
	От 0 до 1500	От 1501 до 2800
Воздух	$mc_v = 20,600 + 0,002638 \cdot t$	$mc_v = 22,387 + 0,001449 \cdot t$
Кислород O ₂	$mc_{v\text{O}_2} = 20,930 + 0,004641 \cdot t - 0,00000084 \cdot t^2$	$mc_{v\text{O}_2} = 23,723 + 0,001550 \cdot t$
Азот N ₂	$mc_{v\text{N}_2} = 20,398 + 0,0025 \cdot t$	$mc_{v\text{N}_2} = 21,951 + 0,001457 \cdot t$
Водород H ₂	$mc_{v\text{H}_2} = 20,684 + 0,000206 \cdot t + 0,000000588 \cdot t^2$	$mc_{v\text{H}_2} = 19,678 + 0,001758 \cdot t$
Оксид углерода CO	$mc_{v\text{CO}} = 20,597 + 0,002670 \cdot t$	$mc_{v\text{CO}} = 22,490 + 0,001430 \cdot t$
Углекислый газ CO ₂	$mc_{v\text{CO}_2} = 27,941 + 0,019 \cdot t - 0,000005487 \cdot t^2$	$mc_{v\text{CO}_2} = 39,123 + 0,003349 \cdot t$
Водяной пар H ₂ O	$mc_{v\text{H}_2\text{O}} = 24,953 + 0,05359 \cdot t$	$mc_{v\text{H}_2\text{O}} = 26,670 + 0,004438 \cdot t$

Коэффициент использования теплоты ξ_z . Коэффициент ξ зависит от режима работы двигателя, способа смесеобразования, условий охлаждения камеры сгорания и догорания на линии расширения.

Малые значения коэффициента ξ указывают на увеличенную теплоотдачу в охлаждающую среду, а также на значительное догорание при расширении:

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + (mc'_v)_{t_0}^{t_c} t_c = \mu (mc''_v)_{t_0}^{t_c} t_z.$$

После подстановки в уравнение соответствующих числовых значений и выполнения необходимых преобразований уравнение принимает вид квадратного уравнения:

$$At_z^2 + Bt_z - C = 0.$$

Решая данное уравнение, находим положительный корень t_z по формуле

$$t_z = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}.$$

Далее найдём

$$T_z = t_z + 273.$$

Максимальное давление сгорания теоретическое:

$$p_z = p_c \cdot \mu \cdot T_z / T_c.$$

Максимальное давление сгорания действительное:

$$p_{zД} = 0,85p_z.$$

Степень повышения давления.

Степень повышения давления устанавливается по опытным данным, в основном в зависимости от количества топлива, подаваемого в цилиндр, формы камеры сгорания и способа смесеобразования. Также на величину

оказывает влияние период задержки воспламенения топлива, с увеличением которого степень повышения давления растёт:

$$\lambda = p_z/p_c.$$

Необходимо найти:

1. Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси: μ_0 .
2. Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, и теплота сгорания рабочей смеси: $\Delta H_u, H_{\text{раб.см}}$.
3. Среднюю мольную теплоёмкость продуктов сгорания: $(m\bar{c}_v)_{t_0}^{t_c}$.
4. Коэффициент использования теплоты: ξ_z .
5. Максимальное давление сгорания теоретическое: p_z .
6. Максимальное давление сгорания действительное: $p_{zД}$.
7. Степень повышения давления: λ .

Пример выполнения практической работы

1. Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси.

Значения для M_1/M_2 рассчитывали в практической работе № 1 «Расчёт параметров рабочего тела» для всех режимов.

$$M_1/M_2(n_{\min}) = 0,5048 / 0,5367;$$

$$M_1/M_2(n_M) = 0,5255 / 0,5531;$$

$$M_1/M_2(n_N) = 0,5255 / 0,5531;$$

$$M_1/M_2(n_{\max}) = 0,4583 / 0,4999.$$

$$\mu_0(n_{\min}) = \frac{0,5367}{0,5048} = 1,053;$$

$$\mu_0(n_M) = \frac{0,5531}{0,5255} = 1,053;$$

$$\mu_0(n_N) = \frac{0,5531}{0,5255} = 1,053;$$

$$\mu_0(n_{\max}) = \frac{0,4999}{0,4583} = 1,053.$$

$$\mu(n_{\min}) = (1,053 + 0,0513)/(1 + 0,0513) = 1,0502;$$

$$\mu(n_M) = (1,053 + 0,0432)/(1 + 0,0432) = 1,0506;$$

$$\mu(n_N) = (1,053 + 0,0373)/(1 + 0,0373) = 1,0509;$$

$$\mu(n_{\max}) = (1,053 + 0,0366)/(1 + 0,0366) = 1,0509.$$

2. Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, и теплота сгорания рабочей смеси:

$$\Delta H_u(n_{\min}) = 119950(1 - 0,96)0,517 = 2480 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\Delta H_u(n_M) = 119950(1 - 1)0,517 = 0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\Delta H_u(n_N) = 119950(1 - 1)0,517 = 0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\Delta H_u(n_{\max}) = 119950(1 - 0,87)0,517 = 8059 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$H_{\text{раб.см}}(n_{\min}) = \frac{43930 - 2480}{0,5048(1 + 0,0513)} = 75143 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль раб. см}};$$

$$H_{\text{раб.см}}(n_M) = \frac{43930 - 0}{0,5255(1 + 0,0432)} = 80259 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль раб. см}};$$

$$H_{\text{раб.см}}(n_N) = \frac{43930 - 0}{0,5255(1 + 0,0373)} = 80710 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль раб. см}};$$

$$H_{\text{раб.см}}(n_{\max}) = \frac{43930 - 8059}{0,4583(1 + 0,0366)} = 65950 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль раб. см}}.$$

3. Средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} (mc_v'')_{t_0}^{t_c} n_{\min} &= \frac{1}{0,5367} [0,0655(39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + 0,0057(22,490 + \\ &+ 0,001430 \cdot t_z) + 0,0696(26,670 + 0,004438 \cdot t_z) + 0,0029(19,678 + \\ &+ 0,001758 \cdot t_z) + 0,3930(21,951 + 0,001457 \cdot t_z)] = \\ &= 23,9515 + 0,0020168t_z; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (mc_v'')_{t_0}^{t_c} (n_M) &= \frac{1}{0,5531} [0,0713(39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + 0,0000(22,490 + \\ &+ 0,001430 \cdot t_z) + 0,0725(26,670 + 0,004438 \cdot t_z) + 0,0000(19,678 + \\ &+ 0,001758 \cdot t_z) + 0,4093(21,951 + 0,001457 \cdot t_z)] = \\ &= 24,8146 + 0,0020943t_z; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (mc_v'')_{t_0}^{t_c} n_N &= \frac{1}{0,5531} [0,0713(39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + 0,0000(22,490 + \\ &+ 0,001430 \cdot t_z) + 0,0725(26,670 + 0,004438 \cdot t_z) + 0,0000(19,678 + \\ &+ 0,001758 \cdot t_z) + 0,4093(21,951 + 0,001457 \cdot t_z)] = \\ &= 24,8146 + 0,0020943t_z; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (mc_v'')_{t_0}^{t_c} n_{\max} &= \frac{1}{0,4999} [0,0526(39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + 0,0186(22,490 + \\ &+ 0,001430 \cdot t_z) + 0,0632(26,670 + 0,004438 \cdot t_z) + 0,0093(19,678 + \\ &+ 0,001758 \cdot t_z) + 0,3561(21,951 + 0,001457 \cdot t_z)] = \\ &= 22,0157 + 0,0018436t_z. \end{aligned}$$

4. Коэффициент использования теплоты ξ_z .

Значения для коэффициента использования теплоты ξ_z определили по рис. 1.

$$\xi_z(n_{\min}) = 0,87;$$

$$\xi_z(n_M) = 0,975;$$

$$\xi_z(n_N) = 0,985;$$

$$\xi_z(n_{\max}) = 0,98.$$

$$0,87 \cdot 75143 + 22,05 \cdot 508 = 1,0502(23,9515 + 0,0020168t_z)t_z;$$

$$76575,81 = 25,1538653t_z + 0,00211804336t_z^2;$$

$$0,00211804336t_z^2 + 25,1538653t_z - 76575,81 = 0.$$

Решая данное уравнение, находим положительный корень t_z по формуле:

$$t_z = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}.$$

$$t_z(n_{\min}) = 2512,67 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$0,975 \cdot 80259 + 22,02 \cdot 506 = 1,0506(24,8146 + 0,0020943t_z)t_z;$$

$$89394,645 = 26,0702188t_z + 0,00220027158t_z^2;$$

$$0,00220027158t_z^2 + 26,0702188t_z - 89394,645 = 0.$$

$$t_z(n_M) = 2777,78 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$0,985 \cdot 80710 + 22,00 \cdot 503 = 1,0509(24,8146 + 0,0020943t_z)t_z;$$

$$90565,35 = 26,0702188t_z + 0,00220027158t_z^2;$$

$$0,00220027158t_z^2 + 26,0702188t_z - 90565,35 = 0.$$

$$t_z(n_M) = 2807,62 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$0,98 \cdot 65950 + 21,99 \cdot 502 = 1,0509(22,0157 + 0,0018436t_z)t_z;$$

$$75669,98 = 23,1362991t_z + 0,00193743924t_z^2;$$

$$0,001937743924t_z^2 + 23,1362991t_z - 75669,98 = 0.$$

$$t_z(n_M) = 2672,52 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Подставив в формулу известные значения, выразим t_z , далее найдём:

$$T_z(n_{\min}) = 2512,67 + 273 = 2785,67 \text{ К};$$

$$T_z(n_M) = 2777,78 + 273 = 3050,78 \text{ К};$$

$$T_z(n_N) = 2807,62 + 273 = 3080,62 \text{ К};$$

$$T_z(n_{\max}) = 2672,52 + 273 = 2945,52 \text{ К}.$$

5. Максимальное давление сгорания теоретическое.

$$p_z(n_{\min}) = 2,0608 \cdot 1,0502 \frac{2785,67}{781} = 7,72 \text{ МПа};$$

$$p_z(n_M) = 2,0618 \cdot 1,0506 \frac{3050,78}{779} = 8,48 \text{ МПа};$$

$$p_z(n_N) = 2,0634 \cdot 1,0509 \frac{3080,62}{776} = 8,61 \text{ МПа};$$

$$p_z(n_{\max}) = 2,0637 \cdot 1,0509 \frac{2945,52}{775} = 8,24 \text{ МПа}.$$

6. Максимальное давление сгорания действительное.

$$p_{zД}(n_{\min}) = 0,85 \cdot 7,72 = 6,558 \text{ МПа};$$

$$p_{zД}(n_M) = 0,85 \cdot 8,48 = 7,210 \text{ МПа};$$

$$p_{zД}(n_N) = 0,85 \cdot 8,61 = 7,320 \text{ МПа};$$

$$p_{zД}(n_{\max}) = 0,85 \cdot 8,24 = 7,006 \text{ МПа}.$$

7. Степень повышения давления.

$$\lambda(n_{\min}) = \frac{7,72}{2,0608} = 3,7;$$

$$\lambda(n_M) = \frac{8,48}{2,0618} = 4,1;$$

$$\lambda(n_N) = \frac{8,61}{2,0634} = 4,2;$$

$$\lambda(n_{\max}) = \frac{8,24}{2,0637} = 4,0.$$

Вопросы к практическому занятию

1. Что такое процесс сгорания?
2. Какие факторы оказывают влияние на процесс сгорания?
3. Как определяются значения коэффициента использования теплоты?
4. На что идёт теплота, выделяющаяся при сгорании топлива?
5. За счёт чего повышается величина ξ_z ?
6. От чего зависит величина коэффициента μ ?
7. Что оказывает влияние на величину λ ?

Практическая работа № 5

РАСЧЁТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ И ВЫПУСКА

В процессе расширения теплота преобразуется в полезную механическую работу.

В отличие от теоретического цикла, в котором процесс расширения происходит адиабатически, действительный процесс расширения сопровождается интенсивным теплообменом между газами, с одной стороны, и стенками цилиндра и камеры сгорания и днищем поршня – с другой, а также некоторой утечкой газа через неплотности. Кроме того, происходит подвод теплоты к газам в результате догорания топлива и восстановления некоторого количества продуктов диссоциации, а также уменьшение теплоёмкости газов вследствие снижения их температуры при расширении. В результате этого действительный процесс расширения газов совершается по политропе с переменным показателем n_2 , который изменяется в пределах 1,15–1,30.

Повышение температур сгорания и расширения вызывает увеличение теплоёмкости газов и уменьшение показателя n_2 . Увеличение интенсивности охлаждения двигателя способствует увеличению показателя n_2 .

Средний показатель адиабаты расширения k_2 определяется по номограмме при заданном ε для соответствующих значений α и T_z , а показатель n_2 оценивается по величине среднего показателя адиабаты (берётся несколько меньшим).

Определение значений показателя адиабаты расширения по рис. 3.

По имеющимся значениям ε и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки α , получаем некоторое значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из данного значения α . Ордината точки пересечения даёт искомое значение k_2 .

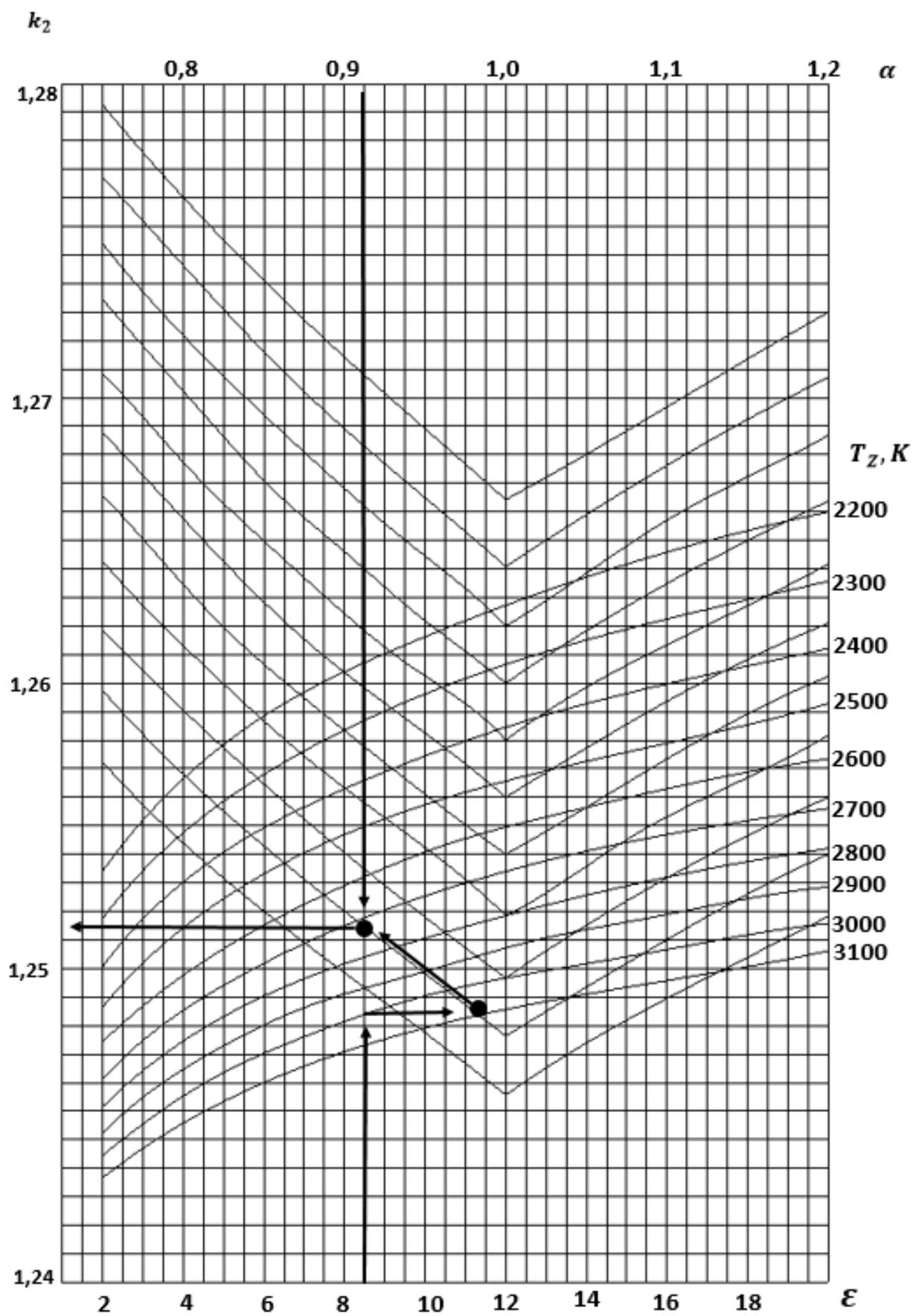


Рис. 3. Номограмма определения показателя адиабаты расширения k_2 для бензинового двигателя

Давление и температура в конце процесса расширения. При определении давления и температуры конца процесса расширения считают, что при работе двигателя по циклу при $V = \text{const}$ расширение происходит от ВМТ до НМТ; при работе по смешанному циклу расширение начинается с момента окончания подвода теплоты при $p = \text{const}$ (точка Z), а заканчивается в НМТ:

$$T_b = T_Z / \varepsilon^{n_2 - 1}, p_b = p_Z / \varepsilon^{n_2}.$$

Проверка ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 10 % для всех скоростных режимов работы двигателя). При расхождении значений необходимо скорректировать исходные данные исходя из следующих закономерностей:

- в первую очередь корректируется коэффициент избытка воздуха α (при его увеличении температура остаточных газов понижается);
- во вторую очередь делаются поправки к показателям политропы сжатия n_1 и расширения n_2 , коэффициенту полезного тепловыделения ξ и степени повышения давления газов λ . При большем расхождении тепловой расчёт двигателя приходится переделывать, задавшись температурой, средней между упомянутыми.

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}};$$

$$\Delta T_r = \frac{100(T_{r_{\text{расч}}} - T_r^{\text{граф}})}{T_r^{\text{граф}}},$$

где ΔT_r – погрешность расчёта.

Необходимо найти:

1. Средний показатель адиабаты расширения: k_2 .
2. Давление и температуру в конце процесса расширения: T_b, p_b .

3. Проверить ранее принятое значение температуры остаточных газов.
4. Погрешность ранее принятого значения температуры остаточных газов: ΔT_r .

Пример выполнения практической работы

1. Средний показатель адиабаты расширения – k_2 .

При $\alpha = 0,96$, $T_z(n_{\min}) = 2785,67$ К и $\varepsilon = 10$ показатель адиабаты расширения определён по номограмме (рис. 3): $k_2(n_{\min}) = 1,24935$.

При $\alpha = 1$, $T_z(n_M) = 3050,78$ К и $\varepsilon = 10$ показатель адиабаты расширения определён по номограмме (рис. 3): $k_2(n_M) = 1,24818$.

При $\alpha = 1$, $T_z(n_N) = 3080,62$ К и $\varepsilon = 10$ показатель адиабаты расширения определён по номограмме (рис. 3): $k_2(n_N) = 1,24779$.

При $\alpha = 0,87$, $T_z(n_{\max}) = 2945,52$ К и $\varepsilon = 10$ показатель адиабаты расширения определён по номограмме (рис. 3): $k_2(n_{\min}) = 1,250375$.

$$n_2 = k_2 - \Delta.$$

$$n_2(n_{\min}) = 1,24935 - 0,0008 = 1,24855;$$

$$n_2(n_M) = 1,24818 - 0,0008 = 1,24738;$$

$$n_2(n_N) = 1,24779 - 0,0008 = 1,24699;$$

$$n_2(n_{\max}) = 1,250375 - 0,0008 = 1,24958.$$

2. Давление и температура в конце процесса расширения:

$$p_b(n_{\min}) = \frac{7,72}{10^{1,24855}} = 0,4353 \text{ МПа};$$

$$p_b(n_M) = \frac{8,48}{10^{1,24738}} = 0,4799 \text{ МПа};$$

$$p_b(n_N) = \frac{8,61}{10^{1,24699}} = 0,4876 \text{ МПа};$$

$$p_b(n_{\max}) = \frac{8,24}{10^{1,24958}} = 0,4640 \text{ МПа.}$$

$$T_b(n_{\min}) = \frac{2785,67}{10^{1,24855-1}} = 1572 \text{ К};$$

$$T_b(n_M) = \frac{3050,78}{10^{1,24738-1}} = 1726 \text{ К};$$

$$T_b(n_N) = \frac{3080,62}{10^{1,24699-1}} = 1744 \text{ К};$$

$$T_b(n_{\max}) = \frac{2945,52}{10^{1,24958-1}} = 1658 \text{ К.}$$

3. Проверка ранее принятого значения температуры остаточных газов.

$$T_r(n_{\min}) = \frac{1572}{\sqrt[3]{0,4353/0,11}} = 993,7 \text{ К};$$

$$T_r(n_M) = \frac{1726}{\sqrt[3]{0,4799/0,11}} = 1056,3 \text{ К};$$

$$T_r(n_N) = \frac{1744}{\sqrt[3]{0,4876/0,11}} = 1061,9 \text{ К};$$

$$T_r(n_{\max}) = \frac{1658}{\sqrt[3]{0,4640/0,11}} = 1026,2 \text{ К.}$$

4. Погрешность расчёта.

$$\Delta T_r(n_{\min}) = \frac{100(993,7 - 900)}{900} = 10,4 \%;$$

$$\Delta T_r(n_M) = \frac{100(1056,3 - 980)}{980} = 7,8 \%;$$

$$\Delta T_r(n_N) = \frac{100(1061,9 - 1035)}{1035} = 2,6 \%;$$

$$\Delta T_r(n_{\max}) = \frac{100(1026,2 - 1040)}{1040} = 1,3 \%.$$

Вопросы к практическому занятию

1. Во что преобразуется тепловая энергия топлива?
2. При каком условии средний показатель политропы расширения n_2 уменьшается?
3. Поясните, как пользоваться номограммой.
4. Для чего выполняют проверку ранее принятого значения температуры остаточных газов?

Практическая работа № 6

ИНДИКАТОРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

Рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания характеризуется средним индикаторным давлением, индикаторной мощностью и индикаторным КПД.

Теоретическое среднее индикаторное давление:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right].$$

Среднее индикаторное давление – это значение условного постоянного давления в цилиндре двигателя, при котором работа, произведённая рабочим телом за один такт, равнялась индикаторной работе цикла:

$$p_i = \varphi_u p'_i,$$

где φ_u – коэффициент полноты индикаторной диаграммы;

для бензиновых двигателей $\varphi_u = 0,94 \div 0,97$.

Индикаторный КПД характеризует степень использования в действительном цикле теплоты топлива для получения полезной работы и представляет собой отношение теплоты, эквивалентной индикаторной работе цикла, ко всему количеству теплоты, внесённой в цилиндр с топливом:

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 a}{H_u \rho_0 \eta_V}.$$

Индикаторный удельный расход топлива:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}.$$

Необходимо найти:

1. Теоретическое среднее индикаторное давление: p'_i .
2. Среднее индикаторное давление: p_i .
3. Индикаторный КПД: η_i .
4. Индикаторный удельный расход топлива: g_i .

Пример выполнения практической работы

1. Теоретическое среднее индикаторное давление.

$$p'_{i(\min)} = \frac{2,0608}{10 - 1} \left[\frac{3,7}{1,24855 - 1} \left(1 - \frac{1}{10^{1,24855-1}} \right) - \frac{1}{1,3766} \left(1 - \frac{1}{10^{1,3766-1}} \right) \right] = 1,1504 \text{ МПа};$$

$$p'_{i(M)} = \frac{2,0618}{10 - 1} \left[\frac{4,1}{1,24738 - 1} \left(1 - \frac{1}{10^{1,24738-1}} \right) - \frac{1}{1,3768} \left(1 - \frac{1}{10^{1,3768-1}} \right) \right] = 1,3018 \text{ МПа};$$

$$p'_{i(N)} = \frac{2,0634}{10 - 1} \left[\frac{4,2}{1,24699 - 1} \left(1 - \frac{1}{10^{1,24699-1}} \right) - \frac{1}{1,37715} \left(1 - \frac{1}{10^{1,37715-1}} \right) \right] = 1,3276 \text{ МПа};$$

$$p'_{i(\max)} = \frac{2,0637}{10 - 1} \left[\frac{4,0}{1,2496 - 1} \left(1 - \frac{1}{10^{1,2496-1}} \right) - \frac{1}{1,3772} \left(1 - \frac{1}{10^{1,3772-1}} \right) \right] = 1,2512 \text{ МПа}.$$

2. Среднее индикаторное давление.

$$p_{i(\min)} = 0,97 \cdot 1,1504 = 1,1159 \text{ МПа};$$

$$p_{i(\min)} = 0,97 \cdot 1,3018 = 1,2627 \text{ МПа};$$

$$p_{i(\min)} = 0,97 \cdot 1,3276 = 1,2878 \text{ МПа};$$

$$p_{i(\min)} = 0,97 \cdot 1,2512 = 1,2137 \text{ МПа}.$$

3. Индикаторный КПД.

$$\eta_{i(\min)} = \frac{1,1159 \cdot 14,957 \cdot 0,96}{43,930 \cdot 1,189 \cdot 0,77584} = 0,395;$$

$$\eta_{i(\min)} = \frac{1,2627 \cdot 14,957 \cdot 1}{43,930 \cdot 1,189 \cdot 0,84654} = 0,427;$$

$$\eta_{i(\min)} = \frac{1,2878 \cdot 14,957 \cdot 1}{43,930 \cdot 1,189 \cdot 0,92668} = 0,398;$$

$$\eta_{i(\min)} = \frac{1,2137 \cdot 14,957 \cdot 0,87}{43,930 \cdot 1,189 \cdot 0,94082} = 0,321.$$

4. Индикаторный удельный расход топлива.

$$g_i = \frac{3600}{43,930 \cdot 0,395} = 207 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}};$$

$$g_i = \frac{3600}{43,930 \cdot 0,427} = 192 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}};$$

$$g_i = \frac{3600}{43,930 \cdot 0,398} = 206 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}};$$

$$g_i = \frac{3600}{43,930 \cdot 0,321} = 255 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Вопросы к практическому занятию

1. Назовите максимальное значение среднего индикаторного давления для бензинового ДВС.
2. Чем характеризуется рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания?
3. Способы повышения индикаторной мощности бензинового двигателя.
4. Что означает среднее индикаторное давление?

Практическая работа № 7

ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

Параметры, характеризующие работу двигателя, отличаются от индикаторных наличием необходимых затрат полезной работы на преодоление различных механических сопротивлений (трение в кривошипно-шатунном механизме, приведение в действие вспомогательных механизмов и нагнетателя и др.) и на совершение процессов впуска и выпуска.

Механические потери. Потери на преодоление различных сопротивлений оценивают величиной мощности механических потерь или величиной работы, соответствующей мощности механических потерь, отнесённой к единице рабочего объёма цилиндра.

При проведении предварительных расчётов в двигателе механические потери, характеризуемые средним давлением p_m , приближённо можно определить по линейным зависимостям от средней скорости поршня $v_{п.ср}$.

Среднее давление механических потерь для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $S/D = 1$:

$$p_m = 0,034 + 0,0113v_{п.ср},$$

где $v_{п.ср}$ – средняя скорость поршня.

Первоначально необходимо принять ход поршня $S = \dots$ мм и получить значение средней скорости поршня при соответствующем значении n_N по следующей формуле, как для карбюраторного двигателя, так и для двигателя с впрыском топлива, при выбранном значении $S = \dots$ мм и соответствующей n_N :

$$v_{п.ср} = \frac{Sn_N}{10^4 \cdot 3}.$$

Среднее эффективное давление p_e представляет собой отношение эффективной работы на валу двигателя к единице рабочего объёма цилиндра.

С ростом среднего эффективного давления улучшаются условия использования рабочего объёма цилиндра, что даёт возможность создавать более лёгкие и компактные двигатели:

$$p_e = p_i - p_m.$$

Механический КПД. Отношение среднего эффективного давления к индикаторному называется механическим КПД двигателя.

Величина механического КПД возрастает с уменьшением потерь на трение и на привод вспомогательных механизмов, а также с увеличением нагрузки до определённых пределов:

$$\eta_m = p_e/p_i.$$

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива характеризуют экономичность двигателя. Эффективный КПД двигателя характеризует степень использования теплоты топлива в двигателе с учётом всех потерь – тепловых и механических.

$$\eta_e = \eta_i \eta_m;$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}.$$

Необходимо найти:

1. Среднюю скорость поршня.
2. Среднее давление механических потерь.
3. Среднее эффективное давление и механический КПД.
4. Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива.

Пример выполнения практической работы

1. Средняя скорость поршня.

$$v_{п.ср}(n_{\min}) = \frac{88 \cdot 900}{10^4 \cdot 3} = 2,6 \text{ м/с};$$

$$v_{п.ср}(n_{\min}) = \frac{88 \cdot 2960}{10^4 \cdot 3} = 8,7 \text{ м/с};$$

$$v_{п.ср}(n_{\min}) = \frac{88 \cdot 5660}{10^4 \cdot 3} = 16,6 \text{ м/с};$$

$$v_{п.ср}(n_{\min}) = \frac{88 \cdot 6220}{10^4 \cdot 3} = 18,2 \text{ м/с}.$$

2. Среднее давление механических потерь.

$$p_M(n_{\min}) = 0,034 + 0,0113 \cdot 2,6 = 0,064 \text{ МПа};$$

$$p_M(n_{\min}) = 0,034 + 0,0113 \cdot 8,7 = 0,132 \text{ МПа};$$

$$p_M(n_{\min}) = 0,034 + 0,0113 \cdot 16,6 = 0,222 \text{ МПа};$$

$$p_M(n_{\min}) = 0,034 + 0,0113 \cdot 18,2 = 0,240 \text{ МПа}.$$

3. Среднее эффективное давление и механический КПД.

$$p_e(n_{\min}) = 1,1159 - 0,064 = 1,0521 \text{ МПа};$$

$$p_e(n_{\min}) = 1,2627 - 0,132 = 1,1306 \text{ МПа};$$

$$p_e(n_{\min}) = 1,2878 - 0,222 = 1,0661 \text{ МПа};$$

$$p_e(n_{\min}) = 1,2137 - 0,240 = 0,9735 \text{ МПа}.$$

$$\eta_M(n_{\min}) = 1,0521/1,1159 = 0,9428;$$

$$\eta_M(n_{\min}) = 1,1306/1,2627 = 0,8954;$$

$$\eta_M(n_{\min}) = 1,0661/1,2878 = 0,8279;$$

$$\eta_M(n_{\min}) = 0,9735/1,2137 = 0,8021.$$

4. Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива.

$$\eta_e(n_{\min}) = 0,395 \cdot 0,9428 = 0,3727;$$

$$\eta_e(n_{\min}) = 0,427 \cdot 0,8954 = 0,3824;$$

$$\eta_e(n_{\min}) = 0,398 \cdot 0,8279 = 0,3294;$$

$$\eta_e(n_{\min}) = 0,321 \cdot 0,8021 = 0,2577.$$

$$g_e(n_{\min}) = \frac{3600}{43,930 \cdot 0,3727} = 220 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}};$$

$$g_e(n_{\min}) = \frac{3600}{43,930 \cdot 0,33824} = 214 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}};$$

$$g_e(n_{\min}) = \frac{3600}{43,930 \cdot 0,3294} = 249 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}};$$

$$g_e(n_{\min}) = \frac{3600}{43,930 \cdot 0,2577} = 318 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Вопросы к практическому занятию

1. По какой зависимости определяют механические потери бензинового ДВС?
2. Что характеризует эффективный КПД двигателя?
3. Объясните, что будет происходить при повышении среднего эффективного давления.
4. Нарисуйте зависимость эффективного удельного расхода жидкого топлива от оборотов коленчатого вала.
5. Что такое механические потери?

Практическая работа № 8

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРА И ДВИГАТЕЛЯ

Литраж двигателя:

$$V_L = \frac{30\tau N_e}{p_e n},$$

где τ – тактность двигателя; N_e – эффективная мощность (в данном случае принимается по прототипу); n – обороты двигателя.

Рабочий объём цилиндра:

$$V_h = \frac{V_L}{i},$$

где i – число цилиндров двигателя.

Диаметр поршня. Так как ход поршня предварительно был принят $S = \dots$ мм для карбюраторного двигателя и $S = \dots$ мм для двигателя с впрыском топлива, тогда

$$D = 2 \cdot 100 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi S}}.$$

Окончательно принимается для карбюраторного двигателя $D = \dots$ мм и $S = \dots$ мм, а для двигателя с впрыском топлива – $D = \dots$ мм и $S = \dots$ мм.

По окончательно принятым значениям D и S определяются основные параметры и показатели как для карбюраторного двигателя, так и для двигателя с впрыском топлива.

Литраж двигателя:

$$V_L = \frac{\pi D^2 S i}{4 \cdot 10^6}.$$

Площадь поршня:

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4 \cdot 100}.$$

Эффективная мощность двигателя. Полезная работа, получаемая на валу двигателя в единицу времени, называется эффективной мощностью.

$$N_e = \frac{p_e V_L n}{30\tau}.$$

Из анализа выражения следует, что эффективная мощность двигателя может быть повышена в общем случае за счёт:

- а) увеличения рабочего цилиндра и хода поршня;
- б) увеличения количества цилиндров;
- в) увеличения частоты вращения коленчатого вала двигателя;
- г) перехода с четырёхтактного на двухтактный цикл;
- д) повышения низшей теплоты сгорания топлива;
- е) повышения плотности заряда и коэффициента наполнения (например, путём наддува, а также за счёт улучшения организации газообмена, снижения сопротивлений на впуске и выпуске, применения инерциального наддува для увеличения дозарядки и т. д.);
- ж) повышения индикаторного КПД (за счёт совершенствования процесса сгорания и сокращения потерь теплоты топлива в процессах сжатия и расширения);
- з) повышения механического КПД двигателя (например, за счёт использования высококачественных масел, уменьшения соприкасающихся поверхностей, сокращения насосных потерь и т. д.).

Эффективный крутящий момент двигателя:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n}.$$

Часовой расход:

$$G_T = N_e g_e \cdot 10^{-3}.$$

Литровая мощность:

$$N_L = \frac{N_e}{V_L}.$$

Необходимо найти:

1. Литраж двигателя.
2. Рабочий объём цилиндра.
3. Диаметр цилиндра.
4. Площадь поршня.
5. Эффективную мощность двигателя.
6. Эффективный крутящий момент.
7. Часовой расход топлива двигателя.
8. Литровую мощность двигателя.

Пример выполнения практической работы

1. Диаметр поршня.

$$D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{0,55}{3,14 \cdot 88}} = 89 \text{ мм.}$$

2. Литраж двигателя.

$$V_{\text{л}} = \frac{3,14 \cdot 89^2 \cdot 88 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 2,2 \text{ л.}$$

3. Площадь поршня.

$$F_n = \frac{3,14 \cdot 89^2}{4 \cdot 100} = 62,5 \text{ см}^2.$$

4. Эффективная мощность двигателя.

$$N_e(n_{\text{min}}) = \frac{1,0521 \cdot 2,2 \cdot 900}{30 \cdot 4} = 17,36 \text{ кВт;}$$

$$N_e(n_{\text{min}}) = \frac{1,1306 \cdot 2,2 \cdot 2960}{30 \cdot 4} = 61,35 \text{ кВт;}$$

$$N_e(n_{\min}) = \frac{1,0661 \cdot 2,2 \cdot 5660}{30 \cdot 4} = 110,63 \text{ кВт};$$

$$N_e(n_{\min}) = \frac{0,9735 \cdot 2,2 \cdot 6220}{30 \cdot 4} = 111,01 \text{ кВт}.$$

5. Эффективный крутящий момент двигателя.

$$M_e(n_{\min}) = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 17,36}{3,14 \cdot 900} = 184,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_e(n_{\min}) = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 61,35}{3,14 \cdot 2960} = 197,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_e(n_{\min}) = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 110,63}{3,14 \cdot 5660} = 186,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_e(n_{\min}) = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 111,01}{3,14 \cdot 6220} = 170,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6. Часовой расход.

$$G_T(n_{\min}) = 17,36 \cdot 220 \cdot 10^{-3} = 3,817 \text{ кг/ч};$$

$$G_T(n_{\min}) = 61,35 \cdot 214 \cdot 10^{-3} = 13,149 \text{ кг/ч};$$

$$G_T(n_{\min}) = 110,63 \cdot 249 \cdot 10^{-3} = 27,524 \text{ кг/ч};$$

$$G_T(n_{\min}) = 111,01 \cdot 318 \cdot 10^{-3} = 35,297 \text{ кг/ч}.$$

7. Литровая мощность.

$$N_{\text{л}}(n_{\min}) = \frac{17,36}{2,2} = 7,89 \frac{\text{кВт}}{\text{л}};$$

$$N_{\text{л}}(n_{\text{min}}) = \frac{61,35}{2,2} = 27,89 \frac{\text{кВт}}{\text{л}};$$

$$N_{\text{л}}(n_{\text{min}}) = \frac{110,63}{2,2} = 50,29 \frac{\text{кВт}}{\text{л}};$$

$$N_{\text{л}}(n_{\text{min}}) = \frac{111,01}{2,2} = 50,46 \frac{\text{кВт}}{\text{л}}.$$

Вопросы к практическому занятию

1. За счёт чего может быть повышена эффективная мощность двигателя?
2. Какой объём цилиндра называется рабочим?
3. Дайте определение степени сжатия.
4. Назовите способы повышения эффективной мощности.
5. Перечислите, какие объёмы цилиндра вы знаете.

Практическая работа № 9

ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Индикаторная диаграмма двигателя внутреннего сгорания строится с использованием данных расчёта рабочего процесса. При построении диаграммы её масштабы рекомендуется выбирать с таким расчётом, чтобы получить высоту равной 1,2–1,7 её основания. В начале построения на оси абсцисс откладывается отрезок АВ, соответствующий рабочему объёму цилиндра, а по величине равный ходу поршня в масштабе M_S , который в зависимости от величины хода поршня может быть принят 1:1, 1,5:1 или 2:1. Отрезок ОА (мм), соответствующий объёму камеры сгорания:

$$AB = S/M_S; \quad OA = AB/(\varepsilon - 1).$$

При построении диаграммы рекомендуется выбирать масштабы давлений – $M_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07 - 0,10$ МПа в мм.

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

Максимальная высота диаграммы (точка z):

$$p_z/M_p.$$

Ординаты характерных точек:

$$P_a/M_p = \text{мм};$$

$$P_b/M_p = \text{мм};$$

$$P_c/M_p = \text{мм};$$

$$P_r/M_p = \text{мм};$$

$$P_0/M_p = \text{мм}.$$

Построение политроп сжатия и расширения можно производить аналитическим или графическим методом. При аналитическом методе построения политроп сжатия и расширения вычисляется ряд точек для промежуточных объёмов, расположенных между V_c и V_a и между V_z и V_b по уравнению политропы $pV^{n_1} = \text{const}$.

Для политропы сжатия $p_x V_x^{n_1} = p_a V_a^{n_1}$, отсюда:

$$p_x = p_a (V_a/V_x)^{n_1};$$

$$p_x/M_p = (p_a/M_p) (OB/OX)^{n_1},$$

где $OB = OA + AB$.

Политропа расширения:

$$p_x = p_b (V_b/V_x)^{n_2};$$

$$p_x/M_p = (p_b/M_p) \left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_2}.$$

Результаты расчёта точек политроп привести в табл. 3. Расчётные точки политроп показаны на рис. 4 только для наглядности. При выполнении практических расчётов на диаграмме их не показывают.

Таблица 3

Результаты расчёта точек политропы сжатия и расширения

№ точки	OX, мм	$\frac{OB}{OX}$	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_1}$	$\frac{p_x}{M_p}$	p_x , МПа	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_2}$	$\frac{p_x}{M_p}$, мм	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,377}$
1					(точка с)			(точка z)
n					(точка а)			(точка b)

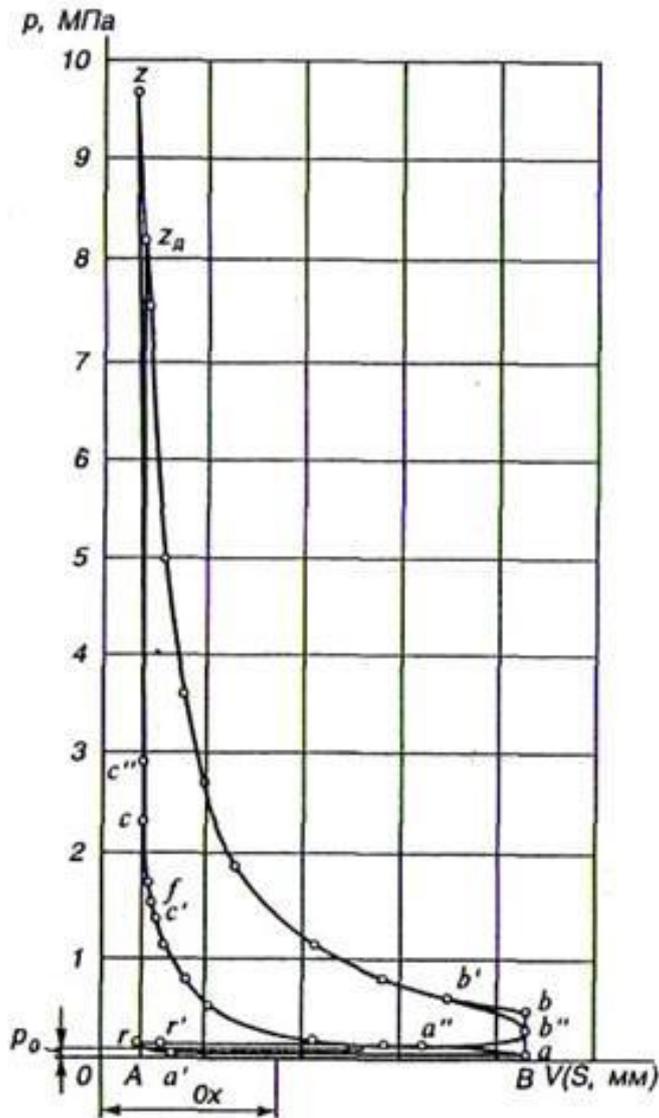


Рис. 4. Построение индикаторной диаграммы двигателя аналитическим методом

Теоретическое среднее индикаторное давление определяется по площади индикаторной диаграммы:

$$p_i' = \frac{F_1 M_p}{AB},$$

где F_1 – площадь диаграммы (aczba).

Скругление индикаторной диаграммы. Так как рассчитываемый двигатель высокофорсированный, то фазы газораспределения несколько расширены. Начало открытия выпускного клапана (точка r') происходит за 25° до прихода поршня в ВМТ, а закрытие (точка a'') – через 70° после

прохода поршнем НМТ; начало открытия выпускного клапана (точка b') осуществляется за 60° до прихода поршня в НМТ, а закрытие (точка a') – через 30° после прохода поршнем ВМТ. С учётом достаточно высокой быстроходности двигателя угол опережения зажигания θ устанавливается равным 40° (точка c''), а продолжительность периода задержки воспламенения $\Delta\varphi_1 = 7^\circ$. Точка f расположена за $33^\circ = 40^\circ - 7^\circ$ до ВМТ.

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяют положение точек r' , a' , a'' , c' , f' , b' 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.

Выбор величины λ производится при проведении динамического расчёта, а при построении индикаторной диаграммы предварительно принимается, в нашем случае, $\lambda = 0,280$.

После расчёта ординат точек r' , a' , a'' , c' , f' , b' данные значения внести в табл. 4.

Таблица 4

Результаты расчёта ординат точек

Обозначение точки	Положение точки	φ°	$(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние от точки до ВМИ (АХ), мм
r'	25° до ВМТ	25	0,1155	5,2
a'	30° до ВМТ	30	0,1690	7,3
a''	70° до ВМТ	110	1,4656	65,4
c'	40° до ВМТ	40	0,2354	8,12
f'	33° до ВМТ	33	0,2126	9,8
b'	60° до ВМТ	120	1,6506	71,6

* Расчётные точки использованы в табл. 4 только для наглядности.

Положение точки c'' определяется из выражения

$$p_{c''} = (1,15 \div 1,25)p_c;$$

$$\frac{p_{c''}}{M_p}$$

Действительное давление сгорания:

$$p_{z_d} = 0,85p_z;$$

$$\frac{p_{z_d}}{M_p}$$

Нарастание давление от точки c'' до точки z_d составляет $7,320 - 2,476 = 4,844$ МПа или $4,844 / 15 = 0,32$ МПа/град, где 15° – положение точки z_d по горизонтали, в которой p_{z_d} достигает своего максимального значения.

Соединяя плавной линией точки r, c, a', c', c и далее с z_d и политропы расширения $b' c b''$ (точка b'' располагается обычно между точками b и a) и линией выпуска b'', r', r , – получим скруглённую действительную индикаторную диаграмму $r a' a c' f c'' z_d b' b'' r$.

Необходимо найти:

1. Расчёт данной практической работы.
2. Индикаторную диаграмму (по заданию преподавателя) в программе «Компас» на формате А4.

Пример выполнения практической работы

Построение индикаторной диаграммы двигателя с впрыском топлива (рис. 5). Диаграмма построена для номинального режима работы двигателя, т. е. при $N_e(n_N) = 110,63$ кВт и $n_N = 5660$ мин⁻¹, аналитическим методом.

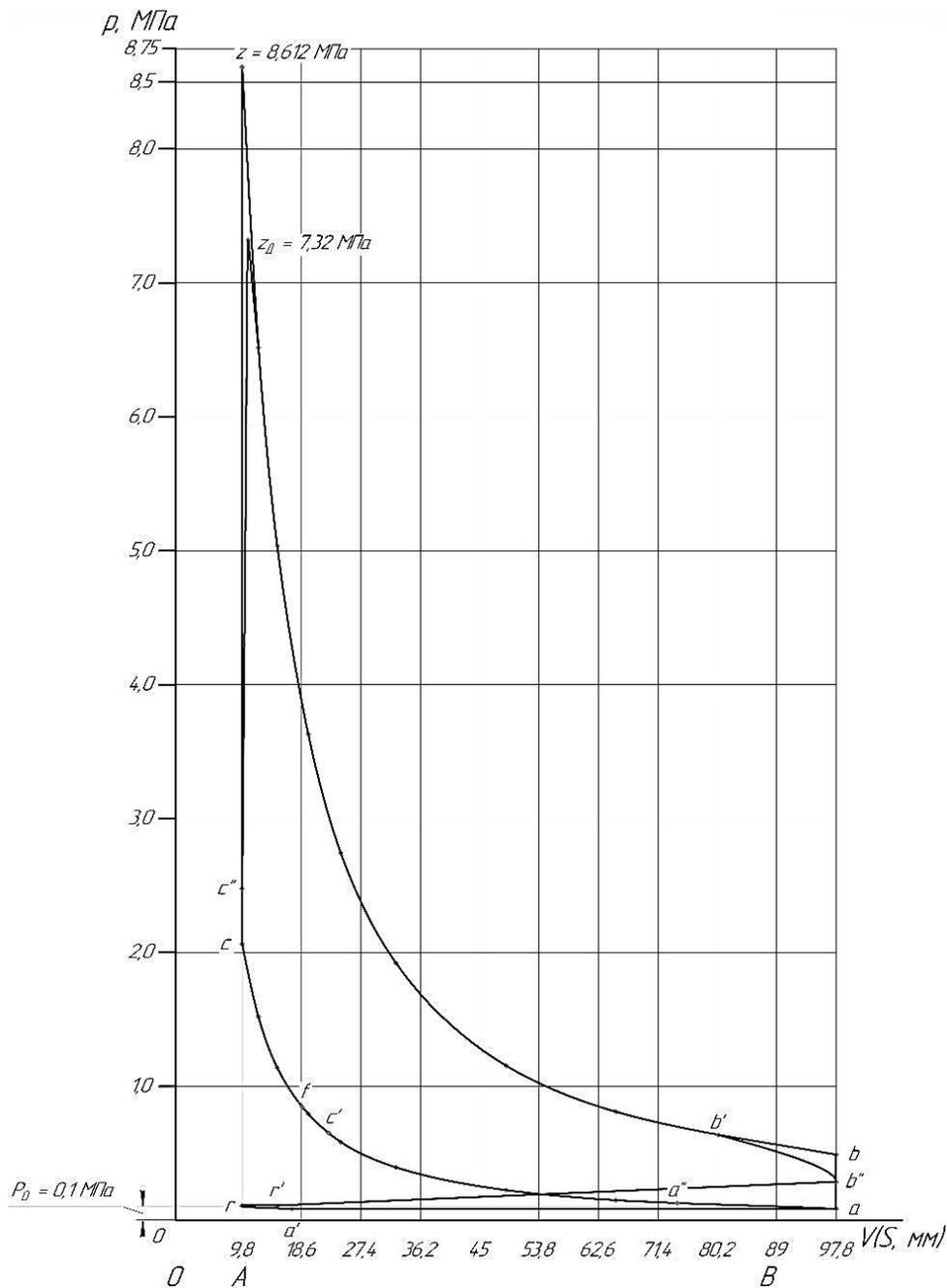


Рис. 5. Построение индикаторной диаграммы двигателя с впрыском топлива аналитическим методом

Масштабы диаграммы: масштаб хода поршня – $M_S = 1 \text{ мм в } 1 \text{ мм}$; масштаб давлений – $M_p = 0,05 \text{ Мпа в } 1 \text{ мм}$.

1. Величины в приведённом масштабе, соответствующие рабочему объёму цилиндра и объёму камеры сгорания (см. рис. 4).

$$AB = \frac{S}{M_S} = \frac{88}{1} = 88 \text{ мм};$$

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1} = \frac{88}{(10 - 1)} = 9,8 \text{ мм.}$$

Максимальная высота диаграммы (точка z):

$$\frac{p_z(n_N)}{M_p} = \frac{8,61}{0,05} = 172,2 \text{ мм.}$$

Ординаты характерных точек:

$$P_a(n_N)/M_p = 0,087/0,05 = 1,7 \text{ мм;}$$

$$P_b(n_N)/M_p = 0,4876/0,05 = 9,8 \text{ мм;}$$

$$P_c(n_N)/M_p = 2,0634/0,05 = 41,3 \text{ мм;}$$

$$P_r(n_N)/M_p = 0,11/0,05 = 2,2 \text{ мм;}$$

$$P_0(n_N)/M_p = 0,1/0,05 = 2 \text{ мм.}$$

Построение политропы сжатия и расширения аналитическим методом:

А. Политропа сжатия.

$$p_x = p_a(V_a/V_x)^{n_1};$$

$$p_x/M_p = \left(\frac{p_a}{M_p}\right) \left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_1} = 1,7(97,8/OX)^{1,37715} \text{ мм,}$$

где $OB = OA + AB = 9,8 + 88 = 97,8 \text{ мм.}$

В. Политропа расширения.

$$p_x = p_b(V_b/V_x)^{n_2};$$

$$p_x/M_p = \left(\frac{p_b}{M_p}\right) \left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_2} = 9,8 \cdot (97,8/OX)^{1,24699}.$$

Результаты расчёта точек политропы приведены в табл. 3.

Результаты расчёта точек политропы сжатия и расширения

№ точки	OX, мм	$\frac{OB}{OX}$	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,377}$	$\frac{p_x}{M_p}$	p_x , МПа	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,251}$	$\frac{p_x}{M_p}$, мм	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,377}$
1	9,8	10	23,8	41,3	2,063 (точка с)	17,7	172,2	8,612 (точка z)
2	12,2	8	17,5	30,4	1,518	13,4	130,4	6,520
3	15	6,5	13,2	22,8	1,14	10,3	100,7	5,033
4	19,6	5	9,2	15,9	0,794	7,4	72,6	3,628
5	24,4	4	6,7	11,7	0,584	5,6	54,9	2,747
6	32,6	3	4,5	7,9	0,393	3,9	38,4	1,919
7	48,9	2	2,6	4,5	0,225	2,4	23,1	1,157
8	65,2	1,5	1,7	3,0	0,151	1,7	16,2	0,809
9	97,8	1	1	1,7	0,087 (точка а)	1	9,8	0,488 (точка b)

Теоретическое среднее индикаторное давление определяется по площади индикаторной диаграммы:

$$p'_i = \frac{F_1 M_p}{AB} = \frac{2512,61668 \cdot 0,05}{88} = 1,428 \text{ МПа};$$

где $F_1 = 2512,61668 \text{ мм}^2$ – площадь диаграммы $aszba$ (рис. 5).

Величина $p'_i = 1,428 \text{ МПа}$, полученная планиметрированием индикаторной диаграммы, очень близка к величине $p'_i = 1,3276 \text{ МПа}$, полученной в тепловом расчёте.

Скругление индикаторной диаграммы. Так как рассчитываемый двигатель высокофорсированный, то фазы газораспределения несколько расширены. Начало открытия выпускного клапана (точка r') происходит за 25° до прихода поршня в ВМТ, а закрытие (точка a'') – через 70° после прохода поршнем НМТ; начало открытия выпускного клапана (точка b') осуществляется за 60° до прихода поршня в НМТ, а закрытие (точка a') – через 30° после прохода поршнем ВМТ С учётом достаточно высокой

быстроходности двигателя угол опережения зажигания θ устанавливается равным 40° (точка c''), а продолжительность периода задержки воспламенения $\Delta\varphi_1 = 7^\circ$. Точка f расположена за $33^\circ = 40^\circ - 7^\circ$ до ВМТ.

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяют положение точек r' , a' , a'' , c' , f' , b' 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.

Выбор величины λ производится при проведении динамического расчёта, а при построении индикаторной диаграммы предварительно принимается, в нашем случае, $\lambda = 0,280$.

После расчёта ординат точек r' , a' , a'' , c' , f' , b' данные значения вносятся в табл. 4.

Таблица 4

Результаты расчёта ординат точек

Обозначение точки	Положение точки	φ°	$(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние от точки до ВМТ (АХ), мм
r'	25° до ВМТ	25	0,1155	5,2
a'	30° до ВМТ	30	0,1690	7,3
a''	70° до ВМТ	110	1,4656	65,4
c'	40° до ВМТ	40	0,2354	8,12
f'	33° до ВМТ	33	0,2126	9,8
b'	60° до ВМТ	120	1,6506	71,6

Положение точки c'' определяется из выражения

$$p_{c''} = (1,15 \div 1,25)p_c = 1,20 \cdot 2,0634 = 2,476 \text{ МПа};$$

$$\frac{p_c''}{M_p} = \frac{2,476}{0,05} = 49,52 \text{ мм.}$$

Действительное давление сгорания:

$$p_{z_d} = 0,85p_z;$$

$$\frac{p_{z_d}}{M_p}$$

Нарастание давления от точки c'' до z_d составляет $7,320 - 2,476 = 4,844$ МПа или $4,844 / 15 = 0,32$ МПа/град, где 15° – положение точки z_d по горизонтали (для упрощения дальнейших расчётов можно принять, что действительное максимальное давление сгорания p_{z_A} достигается через 10° после ВМТ, т. е. при повороте коленчатого вала на 370°).

$$AX = \frac{88}{2} \left[(1 - \cos 10^\circ) + \frac{0,280}{4} (1 - \cos 2 \cdot 10^\circ) \right] = 0,854 \text{ мм.}$$

Соединяя плавной линией точки r , c , a' , c' , c и далее с z_d и кривой расширения b' с b'' (точка b'' располагается обычно между точками b и a) и линией выпуска b'' , r' , r , – получим скруглённую действительную индикаторную диаграмму $r a' a c' f c'' z_d b' b'' r$.

Вопросы к практическому занятию

1. Чем определяется максимальная высота диаграммы?
2. Проиллюстрируйте теоретические циклы ДВС.
3. Чем теоретическая диаграмма отличается от действительной?

Практическая работа № 10 ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Распределение теплоты, вводимой в двигатель с топливом, на полезную работу и на различные виды потерь, называется **внешним тепловым балансом**. Внешний тепловой баланс определяется опытным путём и выражается в абсолютных единицах теплоты за 1 ч работы двигателя или относительных величинах его составляющих.

С помощью теплового баланса можно определить степень совершенства конструкции и регулировок двигателя и наметить пути улучшения экономичности его работы.

Общее количество теплоты, введённой в двигатель при номинальном скоростном режиме с топливом:

$$Q_0 = \frac{H_u G_T}{3,6},$$

где H_u , G_T – часовой расход топлива при номинальной мощности двигателя.

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с:

$$Q_e = 1000N_e,$$

где N_e – это эффективная мощность двигателя.

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_B = CiD^{1+2m}n^m((H_u - \Delta H_u)/(\alpha H_u)),$$

где C – коэффициент пропорциональности (для четырёхтактных двигателей $C = 0,45 \div 0,53$); i – число цилиндров; D – диаметр цилиндра, см; m – показатель степени (для четырёхтактных двигателей $m = 0,5 \div 0,7$); n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹.

Теплота, унесённая с отработавшими газами:

$$Q_{\Gamma} = (G_T/3,6) \left[M_2 \left\{ (mc_V'')_{t_0}^{tr} + 8,315 \right\} t_r - M_1 \left\{ (mc_V)_{t_0}^{20} + 8,315 \right\} t_0 \right],$$

где $(mc_V'')_{t_0}^{tr}$ – теплоёмкость отработавших газов, определяется по табл. 1 (см. практическую работу № 3) методом интерполяции при $\alpha = \dots$ и $t_r = T_r - 273$; $(mc_V)_{t_0}^{20}$ – теплоёмкость свежего заряда, определяется по табл. 5 для воздуха методом интерполяции при $t_0 = T_0 - 273$.

Средней теплоёмкостью рабочего тела называется отношение количества теплоты, сообщаемой телу в заданном процессе, к изменению температуры при условии, что разность температур является конечной величиной. Величина теплоёмкости зависит от температуры и давления тела, его физических свойств и характера процесса. Для расчётов рабочих процессов двигателей обычно пользуются средними молярными теплоёмкостями при постоянном объёме mc_V и при постоянном давлении mc_p , кДж/(кмоль·град). Между ними существует зависимость $mc_p - mc_V = 8,315$.

Для определения средних молярных теплоёмкостей различных газов в зависимости от температуры используют либо эмпирические формулы, либо справочные таблицы.

В табл. 5 даны значения средних молярных теплоёмкостей некоторых газов при постоянном объёме, а в табл. 6 приведены эмпирические формулы, полученные на основании анализа табличных данных. Отклонения значений средних молярных теплоёмкостей, полученных по эмпирическим формулам, от табличных значений не превышают 1,8 %.

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива:

$$Q_{\text{н.с}} = \frac{\Delta H_u G_T}{3,6}.$$

Для двигателя с впрыском топлива $Q_{\text{н.с}} = 0$, так как $\Delta H_u = 0$ при $\alpha = 1$.

Неучтённые потери теплоты:

$$Q_{\text{ост}} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_{\text{н.с}}).$$

Средняя молярная теплоёмкость отдельных газов

Температура, °С	Средняя молярная теплоёмкость отдельных газов при постоянном объёме, кДж/(кмоль·град)						
	Воздух	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
0	20,759	20,960	20,705	20,303	20,809	27,546	25,185
100	20,839	21,224	20,734	20,621	20,864	29,799	25,428
200	20,985	21,617	20,801	20,759	20,989	31,746	25,804
300	21,207	22,086	20,973	20,809	21,203	33,442	26,261
400	21,475	22,564	21,186	20,872	21,475	34,936	26,776
500	21,781	23,020	21,450	20,935	21,785	36,259	27,316
600	22,091	23,447	21,731	21,002	22,112	37,440	27,881
700	22,409	23,837	22,028	21,094	22,438	38,499	28,476
800	22,714	24,188	22,321	21,203	22,756	39,450	29,079
900	23,008	24,511	22,610	21,333	23,062	40,304	29,694
1000	23,284	24,804	22,882	21,475	23,351	41,079	30,306
1100	23,548	25,072	23,142	21,630	23,623	41,786	30,913
1200	23,795	25,319	23,393	21,793	23,878	42,427	31,511
1300	24,029	25,549	23,627	21,973	24,113	43,009	32,093
1400	24,251	25,763	23,849	22,153	24,339	43,545	32,663
1500	24,460	25,968	24,059	22,333	24,544	44,035	33,211
1600	24,653	26,160	24,251	22,518	24,737	44,487	33,743
1700	24,837	26,345	24,435	22,698	24,917	44,906	34,262
1800	25,005	26,520	24,603	22,878	25,089	45,291	34,756
1900	25,168	26,692	24,766	23,058	25,248	45,647	35,225
2000	25,327	26,855	24,917	23,234	25,394	45,977	35,682
2100	25,474	27,015	25,063	23,410	25,537	46,283	36,121
2200	25,612	27,169	25,202	23,577	25,666	46,568	36,540
2300	25,746	27,320	25,327	23,744	25,792	46,832	36,942
2400	25,871	27,471	25,449	23,908	25,909	47,079	37,331
2500	25,993	27,613	25,562	24,071	26,022	47,305	37,704
2600*	26,120	27,753	25,672	24,234	26,120	47,515	38,060
2700*	26,250	27,890	25,780	24,395	26,212	47,710	38,395
2800*	26,370	28,020	25,885	24,550	26,300	47,890	38,705

* Теплоёмкость подсчитана методом интерполяции

Необходимо найти:

1. Общее количество теплоты, введённой в двигатель при номинальном скоростном режиме.
2. Теплоту, эквивалентную эффективной работе за 1 с.
3. Теплоту, передаваемую охлаждающей среде.
4. Теплоту, унесённую с отработавшими газами.
5. Теплоту, потерянную из-за химической неполноты сгорания топлива.
6. Неучтённые потери теплоты.
7. По результатам расчётов построить индикаторную диаграмму двигателя с впрыском топлива и зависимости составляющих теплового баланса проектируемого ДВС.

Пример выполнения практической работы

1. Общее количество теплоты, введённой в двигатель при номинальном скоростном режиме с топливом:

$$Q_0(n_{\min}) = \frac{43930 \cdot 3,817}{3,6} = 46576 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_0(n_M) = \frac{43930 \cdot 13,149}{3,6} = 160457 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_0(n_N) = \frac{43930 \cdot 27,524}{3,6} = 335863 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_0(n_{\max}) = \frac{43930 \cdot 35,297}{3,6} = 430719 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

2. Теплота, эквивалентная эффективная работе за 1 с:

$$Q_e(n_{\min}) = 1000 \cdot 17,36 = 17360 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_e(n_M) = 1000 \cdot 61,35 = 61353 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_e(n_N) = 1000 \cdot 110,63 = 110630 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_e(n_{\max}) = 1000 \cdot 111,01 = 111012 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

$$q_e(n_{\min}) = (17360/46576)100 \% = 37,27184 \%;$$

$$q_e(n_M) = (61353/160457)100 \% = 38,23666 \%;$$

$$q_e(n_N) = (110630/335863)100 \% = 32,93900 \%;$$

$$q_e(n_{\max}) = (111012/430719)100 \% = 25,77365 \%.$$

3. Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_B(n_{\min}) = 0,5 \cdot 4 \cdot 8,9^{1+2 \cdot 0,6} \cdot 900^{0,6} \left(\frac{43930 - 2480}{0,96 \cdot 43930} \right) = 14353 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_B(n_M) = 0,5 \cdot 4 \cdot 8,9^{1+2 \cdot 0,6} \cdot 2960^{0,6} \left(\frac{43930 - 0}{1 \cdot 43930} \right) = 29831 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_B(n_N) = 0,5 \cdot 4 \cdot 8,9^{1+2 \cdot 0,6} \cdot 5660^{0,6} \left(\frac{43930 - 0}{1 \cdot 43930} \right) = 44014 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_B(n_{\max}) = 0,5 \cdot 4 \cdot 8,9^{1+2 \cdot 0,6} \cdot 6220^{0,6} \left(\frac{43930 - 8059}{0,87 \cdot 43930} \right) = 43715 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

$$q_B(n_{\min}) = (14353/46576)100 \% = 30,81624 \%;$$

$$q_B(n_M) = (29831/160457)100 \% = 18,59155 \%;$$

$$q_B(n_N) = (44014/335863)100 \% = 13,10469 \%;$$

$$q_B(n_{\max}) = (43715/430719)100 \% = 10,14938 \%.$$

4. Теплота, унесённая с отработавшими газами.

$$Q_r = (G_T/3,6) \left[M_2 \left\{ (mc_V)_{t_0}^{tr} + 8,315 \right\} t_r - M_1 \left\{ (mc_V)_{t_0}^{20} + 8,315 \right\} t_0 \right].$$

$$t_r(n_{\min}) = 900 - 273 = 627 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_r(n_M) = 980 - 273 = 707 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_r(n_N) = 1035 - 273 = 762 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_r(n_{\max}) = 1040 - 273 = 767 \text{ }^\circ\text{C},$$

где $(mc_V)_{t_0}^{tr}$ – теплоёмкость отработавших газов.

$$(mc_V)_{t_0}^{600}(n_{\min}) = 24,440 + (24,586 - 24,440) \frac{0,01}{0,05} = 24,469 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}};$$

$$(mc_V)_{t_0}^{700} = 24,868 + (25,021 - 24,868) \frac{0,01}{0,05} = 24,899 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}};$$

$$(mc_V)_{t_0}^{tr} = 24,469 + (24,899 - 24,469) \frac{27}{100} = 24,585 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}};$$

$$(mc_V)_{t_0}^{700}(n_M) = 25,021 + (24,905 - 25,021) \frac{0,05}{0,05} = 24,905 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}};$$

$$(mc_V)_{t_0}^{800} = 25,441 + (25,319 - 25,441) \frac{0,05}{0,05} = 25,319 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}};$$

$$(mc_V)_{t_0}^{tr} = 24,905 + (25,319 - 24,905) \frac{7}{100} = 24,934 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}};$$

$$(mc_V)_{t_0}^{700}(n_N) = 25,021 + (24,905 - 25,021) \frac{0,05}{0,05} = 24,905 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}};$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{800} = 25,441 + (25,319 - 25,441) \frac{0,05}{0,05} = 25,319 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}};$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{tr} = 24,905 + (25,319 - 24,905) \frac{62}{100} = 25,162 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}};$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{700}(n_{\max}) = 24,523 + (24,702 - 24,523) \frac{0,02}{0,05} = 24,595 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}};$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{800} = 24,919 + (25,107 - 24,919) \frac{0,02}{0,05} = 24,994 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}};$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{tr} = 24,595 + (24,994 - 24,595) \frac{67}{100} = 24,862 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}}.$$

$$Q_{\Gamma} = \left(\frac{3,817}{3,6}\right) [0,5524\{24,585 + 8,315\}627 - 0,5247\{20,775 + 8,315\}20] =$$

$$= 11757,88 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_{\Gamma} = \left(\frac{13,149}{3,6}\right) [0,5524\{24,934 + 8,315\}707 - 0,5247\{20,775 + 8,315\}20] =$$

$$= 46315,03 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_{\Gamma} = \left(\frac{27,524}{3,6}\right) [0,5524\{25,162 + 8,315\}762 - 0,5247\{20,775 + 8,315\}20] =$$

$$= 105401,1 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_{\Gamma} = \left(\frac{35,297}{3,6}\right) [0,5524\{24,862 + 8,315\}767 - 0,5247\{20,775 + 8,315\}20] =$$

$$= 134832,0 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

$$q_r(n_{\min}) = (11757,88/46576)100 \% = 25,24465 \%;$$

$$q_r(n_M) = (46315,03/160457)100 \% = 28,86446 \%;$$

$$q_r(n_N) = (105401,1/335863)100 \% = 31,38217 \%;$$

$$q_r(n_{\max}) = (134832,0/430719)100 \% = 31,30393 \%.$$

5. Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива.

$$Q_{\text{H.C}}(n_{\min}) = \frac{2480 \cdot 3,817}{3,6} = 2629 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_{\text{H.C}}(n_M) = \frac{0 \cdot 13,149}{3,6} = 0 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_{\text{H.C}}(n_N) = \frac{0 \cdot 27,524}{3,6} = 0 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_{\text{H.C}}(n_{\max}) = \frac{8059 \cdot 35,297}{3,6} = 79018 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

$$q_{\text{H.C}}(n_{\min}) = (2629/46576)100 \% = 5,64481 \%;$$

$$q_{\text{H.C}}(n_M) = (0/160457)100 \% = 0 \%;$$

$$q_{\text{H.C}}(n_N) = (0/335863)100 \% = 0 \%;$$

$$q_{\text{H.C}}(n_{\max}) = (79018/430719)100 \% = 18,34562 \%.$$

6. Неучтённые потери теплоты.

$$Q_{\text{ост}}(n_{\min}) = 46576 - (17360 + 14353 + 11757,88 + 2629) = 476 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_{\text{ост}}(n_M) = 160457 - (61353 + 29831 + 46315,03 + 0) = 22957 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_{\text{ост}}(n_N) = 335863 - (110630 + 44014 + 105401,1 + 0) = 75818 \frac{\text{Дж}}{\text{с}};$$

$$Q_{\text{ост}}(n_{\text{max}}) = 430719 - (111012 + 43715 + 134832,0 + 79018) = 62142 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

7. Индикаторная диаграмма двигателя с впрыском топлива и зависимости составляющих теплового баланса проектируемого ДВС.

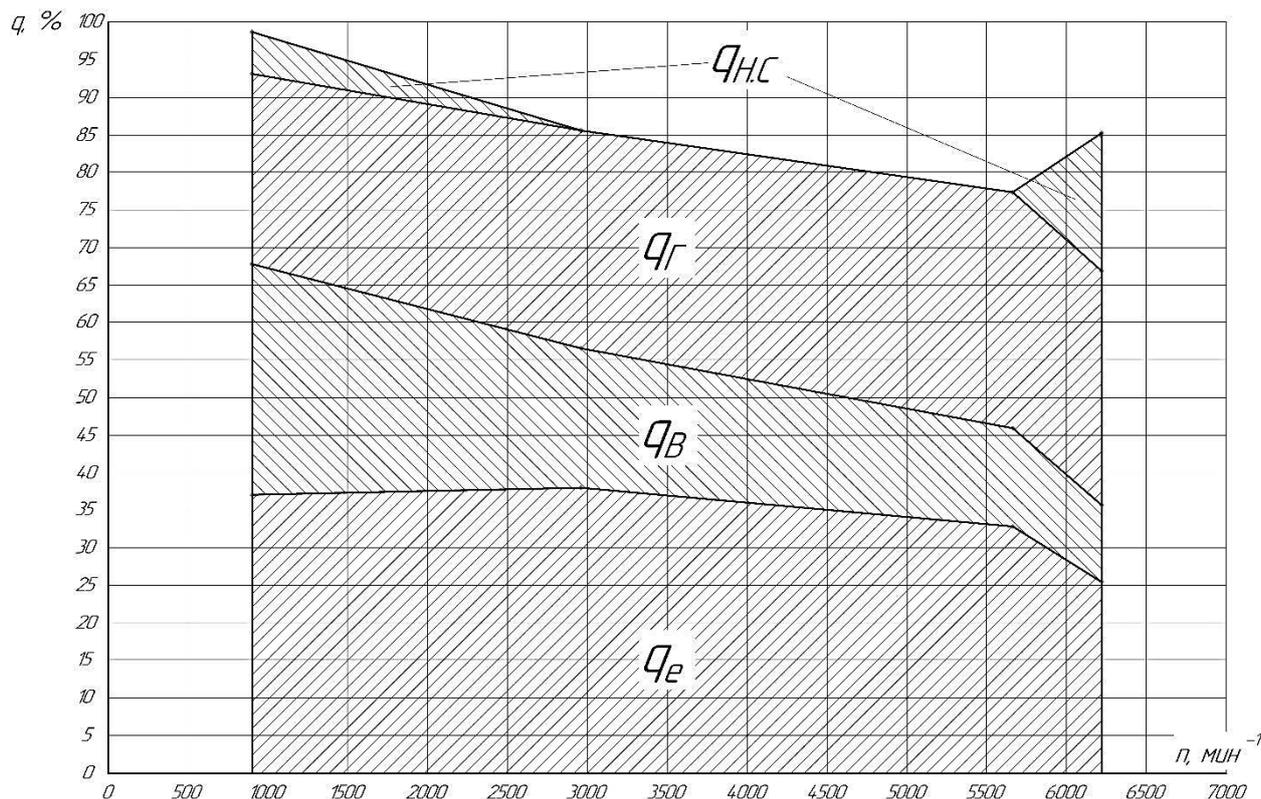


Рис. 5. Зависимость составляющих теплового баланса двигателя с впрыском топлива от частоты вращения коленчатого вала

Вопросы к практическому занятию

1. Что показывает тепловой баланс двигателя?
2. Что называется средней теплоёмкостью рабочего тела?
3. Назовите основные составляющие теплового баланса бензинового ДВС.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При изучении дисциплины «Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания» перед студентами ставятся цели для получения следующих знаний и достижения практических умений:

- ознакомиться с принципом работы двигателя внутреннего сгорания;
- понимать происходящие процессы при выполнении каждого такта работы двигателя;
- применять полученные теоретические знания на практике.

Практическая часть включает в себя основные процессы ДВС. В тепловом расчёте рассматриваются процессы впуска, сжатия, сгорания, расширения, выпуска. А также рассчитывается тепловой баланс для проектируемого двигателя.

Практикум включает в себя десять теоретических и практических задач для изучения основных процессов и проектирования двигателя. Для выполнения практических заданий в приложении 1 представлены исходные данные.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов : учеб. для вузов ; под ред. В. Н. Луканина, М. Г. Шатрова. – Москва : Высшая школа, 2005. – 479 с. – ISBN 5-06-004142-5.

2. Колчин, А. И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд. – Москва : Высшая школа, 2008. – 496 с. – ISBN 978-5-06-003828-6.

3. Тепловой расчёт и тепловой баланс дизельного двигателя без наддува и с турбонаддувом. Расчёт основных деталей двигателя : учеб. пособие / В. М. Мелисаров, М. А. Каменская, П. П. Беспалько, А. М. Каменский. – Тамбов : Изд-во ТГТУ, 2011. – 100 с. – ISBN 978-5-8265-1066-7.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1**Исходные данные
для выполнения практических работ**

№ варианта	$(n_{\min})/a$	$(n_M)/a$	$(n_N)/a$	$(n_{\max})/a$	ε	$V_h, \text{Л}$	S
1	655/0,99	2805/1	5605/1	6165/0,98	7	1,5	75
2	665/0,98	2810/1	5615/1	6175/0,99	8	2	70
3	675/87	2825/1	5625/1	6185/0,98	9	2,5	71
4	685/0,86	2830/1	5635/1	6195/0,93	10	3,0	72
5	695/0,95	2845/1	5645/1	6205/0,89	11	0,7	80
6	705/0,94	2855/1	5655/1	6215/0,88	12	0,8	70
7	715/0,93	2865/1	5655/1	6235/0,87	12	0,9	85
8	725/0,88	2870/1	5675/1	6245/0,99	11	1,0	65
9	725/0,86	2885/1	5685/1	6275/0,96	10	1,2	75
10	735/0,91	2895/1	5695/1	6275/0,84	9	1,4	80
11	745/0,92	3005/1	5705/1	6285/0,86	8	1,6	79
12	755/0,94	3015/1	5715/1	6295/0,87	7	1,8	88
13	765/0,98	3015/1	5725/1	6305/0,87	7	2,2	98
14	775/0,89	3025/1	5735/1	6315/0,93	8	2,4	79
15	785/0,95	3035/1	5745/1	6315/0,87	9	2,6	97
16	800/0,87	3045/1	5755/1	6315/0,96	10	2,8	77
17	805/0,84	3055/1	5765/1	6335/0,96	11	3,2	87
18	815/0,98	3065/1	3065/1	6345/0,99	12	3,4	98
19	815/0,87	3075/1	5765/1	6305/0,89	10	1,7	88
20	825/0,93	3085/1	5795/1	6215/0,94	11	1,9	97

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	3
ВВЕДЕНИЕ	4
Практическая работа № 1. РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ТЕЛА.....	5
Практическая работа № 2. РАСЧЁТ ПРОЦЕССА ВПУСКА.....	13
Практическая работа № 3. РАСЧЁТ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ	20
Практическая работа № 4. РАСЧЁТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ.....	29
Практическая работа № 5. РАСЧЁТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ И ВЫПУСКА	38
Практическая работа № 6. ИНДИКАТОРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА	44
Практическая работа № 7. ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ.....	47
Практическая работа № 8. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРА И ДВИГАТЕЛЯ	51
Практическая работа № 9. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	56
Практическая работа № 10. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	66
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	75
РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА	76
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Исходные данные для выполнения практических работ	77

Учебное издание

Щерба Виктор Евгеньевич
Лысенко Евгений Алексеевич
Сокирко Ксения Николаевна

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ
ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Практикум

Редактор *Е. Н. Завьялова*
Компьютерная вёрстка *Л. Ю. Бутаковой*

Для дизайна обложки использованы материалы
из открытых интернет-источников

Сводный темплан 2022 г.

Подписано в печать 03.11.22. Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на дупликаторе. Усл. печ. л. 5,00. Уч.-изд. л. 5,00.

Тираж 300 экз. (1-й з-д 1–50). Заказ 361.

Издательство ОмГТУ. 644050, г. Омск, пр. Мира, 11; т. 23-02-12.

Типография ОмГТУ.