

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Белгородский государственный технологический университет  
им. В.Г. Шухова

# ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Методические указания к выполнению курсовой работы и расчетно-графической работы для студентов, обучающихся по специальности  
190603 – Сервис транспортных и технологических машин и оборудования  
и направлениям подготовки бакалавров  
190500 – Эксплуатация транспортных средств,  
190600 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов,  
140100 – Теплоэнергетика и теплотехника

Белгород  
2013

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Белгородский государственный технологический университет  
им. В.Г. Шухова

Кафедра сервиса транспортных и технологических машин

Утверждено  
научно-методическим советом  
университета

# **ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Методические указания к выполнению курсовой работы и расчетно-графической работы для студентов, обучающихся по специальности  
190603 – Сервис транспортных и технологических машин и оборудования  
и направлениям подготовки бакалавров  
190500 – Эксплуатация транспортных средств,  
190600 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов,  
140100 – Теплоэнергетика и теплотехника

Белгород  
2013

УДК 621.43  
ББК 39.33  
Т34

Составитель ст. преп. А.В. Губарев

Рецензент канд. техн. наук, проф. Н.С. Севрюгина

**Тепловой** расчет двигателя внутреннего сгорания: методические указания к выполнению курсовой и расчетно-графической работы / сост. А.В. Губарев. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2013. – 64 с.

В данном издании освещены вопросы конструирования двигателей внутреннего сгорания. Рассмотрены методики проведения поверочного теплового расчета различных типов двигателей внутреннего сгорания.

Методические указания предназначены для выполнения курсовой работы и расчетно-графической работы студентами специальности 190603 – Сервис транспортных и технологических машин и оборудования по дисциплине «Рабочие процессы, конструкция и основы расчета энергетических установок и транспортно-технологического оборудования», а также студентов направлений подготовки бакалавриата 190500 – Эксплуатация транспортных средств по дисциплине «Теоретические основы конструирования и расчета двигателей внутреннего сгорания» и 190600 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов по дисциплине «Силовые агрегаты». Кроме того, могут быть использованы для выполнения расчетно-графической работы студентами направления подготовки бакалавриата 140100 – Теплоэнергетика и теплотехника по дисциплине «Нагнетатели и тепловые двигатели».

Издание публикуется в авторской редакции.

УДК 621.43  
ББК 39.33

© Белгородский государственный  
технологический университет  
(БГТУ) им. В.Г. Шухова, 2013

## Введение

Целью преподавания дисциплин «Рабочие процессы, конструкция и основы расчета энергетических установок и транспортно-технологического оборудования», «Теоретические основы конструкции и расчета двигателей внутреннего сгорания» и «Силовые агрегаты» является приобретение студентами теоретических знаний и практических навыков в области теории и конструкции энергетических установок – двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Назначением курсового проектирования, а также выполнения расчетно-графических работ является изучение студентами методик и приобретение навыков расчета самых распространенных энергетических установок транспортно-технологического оборудования – двигателей внутреннего сгорания и их основных механизмов и систем. При этом основой для всех расчетов силовых агрегатов является тепловой расчет, в ходе которого определяются параметры действительного цикла двигателя и уточняются его характеристики.

Расчетно-пояснительная записка (РПЗ) оформляется на листах формата А4 (с одной стороны листа) в стандартных рамках. Рамки и основные надписи в них выполняются в соответствии с требованиями ГОСТ 2.104–91. На первой странице РПЗ помещают расширенный штамп, на последующих – уменьшенный. Расчетно-пояснительная записка должна содержать:

- сведения о студенте, выполняющем работу: фамилия, инициалы, группа;
- задание на курсовую или расчетно-графическую работу, подписанное студентом и преподавателем;
- аннотацию;
- введение;
- характеристику рассчитываемой энергетической установки;
- необходимые расчеты (согласно заданию);
- выводы и заключение.

Отметка о допуске к защите работы получается при предъявлении преподавателю оформленной расчетно-пояснительной записки, а также, при необходимости, графической части.

Защита работы происходит в форме беседы с преподавателем, в ходе которой проверяется знание студентом рассчитываемого оборудования, назначения и методики выполненных расчетов, способность анализировать результаты, полученные в ходе расчетов.

## 1. Исходные данные для проведения поверочного теплового расчета

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

Тепловой поверочный расчет выполняется для режима номинальной мощности двигателя внутреннего сгорания. Для двигателей с искровым зажиганием возможен расчет на режиме максимального крутящего момента.

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

Ниже приводятся исходные данные, необходимые для теплового поверочного расчета.

1. Тип двигателя (нижеследующая информация указывается в разделе расчетно-пояснительной записки “Характеристика двигателя”):

- двигатель с искровым зажиганием или дизель;
- тип системы питания;
- наличие наддува (если имеется): указываются тип привода, нагнетателя, наличие или отсутствие промежуточного охлаждения, примерное значение степени повышения давления при наддуве –  $\pi_k$ ;
- тип камеры сгорания для двигателей с искровым зажиганием или тип камеры сгорания и способ смесеобразования для дизелей;
- тип системы охлаждения: жидкостная или воздушная;
- число и расположение цилиндров.

2. Номинальная мощность двигателя  $N_{e \text{ ном}}$ , кВт. Номинальная мощность – эффективная мощность, гарантируемая заводом-изготовителем для определенных условий работы. В автомобильных и тракторных двигателях этот показатель равен максимальной мощности при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

3. Номинальная частота вращения коленчатого вала  $n_N$  (если осуществляется расчет на режиме максимального крутящего момента необходимо указывать также частоту вращения коленчатого вала на режиме максимального крутящего момента  $n_M$ ),  $\text{мин}^{-1}$ .

4. Степень сжатия двигателя  $\epsilon$ .

5. Размеры цилиндра: диаметр цилиндра и ход поршня.

Студент производит выбор прототипа двигателя для расчета, указанных выше исходных данных и согласовывает их с преподавателем.

## 2. Расчет параметров рабочего тела

1. Принимается средний состав топлива. Для этого можно воспользоваться данными, представленными в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Состав жидких автомобильных топлив

Компонент топлива	Обозначение	Содержание в топливе, %	
		бензин	дизельное топливо
Углерод	C	85,5	87,0
Водород	H	14,5	12,6
Кислород	O	–	0,4
Сера	S	–	–
Влага	W	–	–

2. Определяется низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг

$$H_u = 33,91C + 125,6H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W). \quad (2.1)$$

3. Определяется теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кмоль возд./кг топл. и кг возд./кг топл.

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right); \quad (2.2)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3}C + 8H - O \right). \quad (2.3)$$

4. Принимается коэффициент расхода (избытка) воздуха. Коэффициент расхода воздуха  $\alpha$  – отношение действительного количества воздуха, подаваемого на горение единицы массы жидкого топлива или единицы объема газообразного топлива, к теоретически (стехиометрически) необходимому количеству воздуха для сгорания топлива.

Снижение  $\alpha$  – один из эффективных путей форсировки рабочего процесса двигателя. Для заданной мощности двигателя уменьшение (до определенных пределов) коэффициента избытка воздуха приводит к уменьшению размеров цилиндра. Однако с уменьшением величины  $\alpha$  возникает неполнота сгорания топлива, ухудшается экономичность и увеличивается термическая напряженность двигателя. Практически полное сгорание топлива в двигателе возможно только при  $\alpha > 1$ , т.к. при  $\alpha = 1$  невозможно получить такую смесь топлива с воздухом, в которой каждая частица топлива была бы обеспечена необходимым количеством кислорода воздуха.

Для различных двигателей при номинальной мощности принимаются значения  $\alpha$ , приведенные в табл. 2.2.

Таблица 2.2

**Значения коэффициента расхода воздуха для различных типов двигателей внутреннего сгорания**

Тип двигателя	$\alpha$
Карбюраторные двигатели	0,80–0,98
Двигатели с форкамерно-факельным зажиганием	0,85–0,98 и выше
Двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива	0,85–1,30
Дизели с неразделенными камерами и объемным смесеобразованием	1,40–1,70
Дизели с неразделенными камерами и пленочным смесеобразованием	1,50–1,60
Вихрекамерные дизели	1,30–1,45
Предкамерные дизели	1,40–1,50
Дизели с наддувом	1,30–2,20

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

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

5. Определяется количество горючей смеси для двигателей с воспламенением от искры, кмоль гор. см./кг топл.

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T, \quad (2.4)$$

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

$$M_1 = \alpha L_0, \quad (2.5)$$

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

Молекулярная масса паров топлива для автомобильных бензинов принимается в пределах  $m_T = 110-120$  кг/кмоль, а для дизельных топлив  $m_T = 180-200$  кг/кмоль.

6. Определяется количество отдельных компонентов продуктов сгорания топлива.

При полном сгорании жидкого топлива ( $\alpha > 1$ ) продукты сгорания состоят из углекислого газа  $\text{CO}_2$ , водяного пара  $\text{H}_2\text{O}$ , избыточного кислорода  $\text{O}_2$  и азота  $\text{N}_2$ :

– количество углекислого газа, кмоль  $\text{CO}_2/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}; \quad (2.6)$$

– количество водяного пара, кмоль  $\text{H}_2\text{O}/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}; \quad (2.7)$$

– количество кислорода, кмоль  $\text{O}_2/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{O}_2} = 0,208(\alpha - 1)L_0; \quad (2.8)$$

– количество азота, кмоль  $\text{N}_2/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{N}_2} = 0,792\alpha L_0. \quad (2.9)$$

При неполном сгорании топлива ( $\alpha \leq 1$ ) продукты сгорания представляют собой смесь угарного газа  $\text{CO}$ , углекислого газа  $\text{CO}_2$ , водяного пара  $\text{H}_2\text{O}$ , свободного водорода  $\text{H}_2$  и азота  $\text{N}_2$ :

– количество угарного газа, кмоль  $\text{CO}/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{CO}} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0; \quad (2.10)$$

– количество углекислого газа, кмоль  $\text{CO}_2/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0; \quad (2.11)$$

– количество водяного пара, кмоль  $\text{H}_2\text{O}/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0; \quad (2.12)$$

– количество свободного водорода, кмоль  $\text{H}_2/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{H}_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0; \quad (2.13)$$

– количество азота, кмоль  $\text{N}_2/\text{кг}$  топл.

$$M_{\text{N}_2} = 0,792\alpha L_0, \quad (2.14)$$

где  $K$  – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к оксиду углерода, содержащихся в продуктах сгорания.



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

7. Определяется общее количество продуктов сгорания топлива:

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

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}; \quad (2.15)$$

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

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2}. \quad (2.16)$$

### 3. Расчет параметров окружающей среды и остаточных газов

1. Определяются параметры окружающей среды.

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

При работе двигателя с наддувом воздух поступает в цилиндр из компрессора, где он предварительно сжимается, или из промежуточно-го холодильника (если он имеется). Значения давления наддувочного воздуха  $p_k$  в зависимости от степени наддува принимаются, согласно табл. 3.1.

Таблица 3.1

Значения давления наддувочного воздуха

Степень наддува	$p_k$
Низкий наддув	$1,5p_0$
Средний наддув	$(1,5-2,2)p_0$
Высокий наддув	$(2,2-2,5)p_0$

Температура воздуха за компрессором, К

$$T_k = T_0 \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (3.1)$$

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

Температура наддувочного воздуха зависит от степени повышения давления в нагнетателе и показателя политропы сжатия.

По опытным данным в зависимости от типа наддувочного агрегата и степени охлаждения величину  $n_k$  принимают в соответствии с рекомендациями табл. 3.2.

Таблица 3.2

**Показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре двигателя  
внутреннего сгорания**

Тип нагнетателя	$n_k$
Поршневые нагнетатели	1,40–1,60
Объемные нагнетатели (кроме поршневых: роторные винтовые, шестеренчатые)	1,55–1,75
Динамические нагнетатели (центробежные, осевые)	1,40–2,00

2. Принимается температура остаточных газов.

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

Значение температуры остаточных газов  $T_r$  в зависимости от типа двигателя принимается согласно табл. 3.3. Кроме того, значение  $T_r$  зависит от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , степени сжатия и скоростного режима двигателя. Значение температуры остаточных газов для двигателя с искровым зажиганием может быть определено по рис. 3.1.

Таблица 3.3

**Температура остаточных газов в двигателе внутреннего сгорания**

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

При увеличении степени сжатия и обогащении рабочей смеси температура остаточных газов снижается, а при увеличении частоты вращения возрастает.

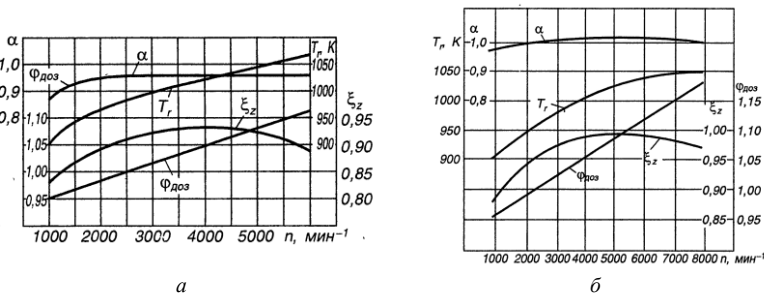


Рис. 3.1. Исходные параметры для теплового расчета двигателя:

$a$  – карбюраторного;  $б$  – с впрыском топлива

3. Определяется давление остаточных газов.

Для автомобильных и тракторных двигателей без наддува, а также с наддувом и выпуском в атмосферу давление остаточных газов, МПа

$$p_r = (1,05 - 1,25)p_0. \quad (3.2)$$

Большие значения принимаются для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала. Меньшие значения характерны для двигателей с непосредственным впрыском и электронным управлением системой питания.

Для двигателей с наддувом и наличием газовой турбины на выпуске, МПа

$$p_r = (0,75 - 0,98)p_k. \quad (3.3)$$

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

$$p_r = p_0(1,035 + A_p \cdot 10^{-8} n^2), \quad (3.4)$$

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

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

#### 4. Расчет процесса выпуска

1. Определяется изменение температуры свежего заряда на впуске.

В процессе наполнения температура свежего заряда несколько увеличивается благодаря подогреву от нагретых деталей двигателя. Величина подогрева заряда  $\Delta T$  зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, системы охлаждения, наличия специального устройства для подогрева и быстроходности двигателя. В зависимости от типа двигателя значения  $\Delta T$  принимаются согласно рекомендациям табл. 4.1.

Таблица 4.1

#### Подогрев свежего заряда в двигателе внутреннего сгорания

Тип двигателя	$\Delta T$ , К
Двигатель с воспламенением от искры	0–20
Дизель без наддува	10–40
Дизель с наддувом	(–5)–(+10)

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

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

$$\Delta T = A_T(110 - 0,0125n), \quad (4.1)$$

где  $A_T = \frac{\Delta T_N}{110 - 0,0125n_N}$  – коэффициент пересчета;  $\Delta T_N$  – величина

подогрева свежего заряда на режиме номинальной мощности, К.

2. Определяется плотность заряда на впуске, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_k = \frac{P_k \cdot 10^6}{R_b T_k}, \quad (4.2)$$

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

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

$$R_b = R/\mu_b, \quad (4.3)$$

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

Универсальная газовая постоянная равна  $R = 8315$  Дж/(кмоль·град), а молярная масса воздуха  $\mu_b = 28,96$  кг/кмоль.

Таким образом, удельная газовая постоянная воздуха составит

$$R_b = R/\mu_b = 8315/28,96 = 287 \text{ Дж/(кг·град)}.$$

3. Определяются потери давления на впуске за счет сопротивления впускной системы и затухания скорости движения заряда в цилиндре, МПа

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{вп}) A_n^2 n^2 \rho_k \cdot 10^{-6}}{2}, \quad (4.4)$$

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

Параметр  $A_n$

$$A_n = \omega_{вп}/n_N, \quad (4.5)$$

где  $\omega_{вп}$  – средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы, м/с.

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

4. Определяется давление в конце впуска, МПа

$$p_a = p_k - \Delta p_a. \quad (4.6)$$

5. Качество очистки цилиндра от продуктов сгорания характеризуется отношением количества остаточных газов  $M_r$  к количеству свежего заряда  $M_1$ , заполнившего цилиндр после окончания процесса впуска. Это отношение называется коэффициентом остаточных газов  $\gamma_r$ . С увеличением  $\gamma_r$  уменьшается количество свежего заряда, поступающего в цилиндр в процессе впуска.

Коэффициент остаточных газов для четырехтактных двигателей с учетом продувки и дозарядки цилиндра определяется по формуле

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_{\text{оч}} p_r}{\varepsilon \varphi_{\text{доз}} p_a - \varphi_{\text{оч}} p_r}, \quad (4.7)$$

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

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}, \quad (4.8)$$

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

Для двигателей с искровым зажиганием без наддува принимается коэффициент очистки  $\varphi_{\text{оч}} = 1$ . Коэффициент дозарядки может быть определен по рис. 3.1.

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

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (4.9)$$

7. Коэффициент наполнения представляет собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при условии, что температура и давление в нем равны температуре и давлению среды, из которой поступает свежий заряд.

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

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_k} (\varphi_{\text{доз}} \varepsilon p_a - \varphi_{\text{оч}} p_r), \quad (4.10)$$

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

$$\eta_V = \frac{T_{\kappa}}{T_{\kappa} + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_{\kappa}} (\varepsilon p_a - p_r). \quad (4.11)$$

### 5. Расчет процесса сжатия

Расчет процесса сжатия сводится к определению среднего показателя политропы сжатия  $n_1$ , параметров конца сжатия (давления  $p_c$  и температуры  $T_c$ ) и теплоемкости рабочего тела в конце сжатия  $(mc'_V)_{n_0}^c$ .

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

Учитывая, что процесс сжатия протекает достаточно быстро (0,015–0,005 с на номинальном режиме), суммарный теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра за процесс сжатия получается незначительным и величину  $n_1$  можно оценить по среднему показателю адиабаты  $k_1$ . При известных значениях степени сжатия  $\varepsilon$  и температуры в конце процесса впуска  $T_a$  величину показателя адиабаты можно определить по номограмме, показанной на рис. 5.1.

Значения показателей политропы сжатия  $n_1$  в зависимости от показателя адиабаты  $k_1$  устанавливаются в пределах, указанных в табл. 5.1.

Таблица 5.1

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

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

При одинаковых значениях  $\varepsilon$  и  $T_a$  значение  $n_1$  для бензиновых двигателей обычно ниже, чем для дизелей, т.к. в процессе сжатия топливовоздушной смеси происходит испарение топлива с поглощением теплоты. Кроме того, наличие паров топлива повышает теплоемкость смеси, что также снижает величину  $n_1$ .

2. Определяется давление в конце процесса сжатия, МПа

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}. \quad (5.1)$$

3. Определяется температура в конце сжатия, К

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (5.2)$$

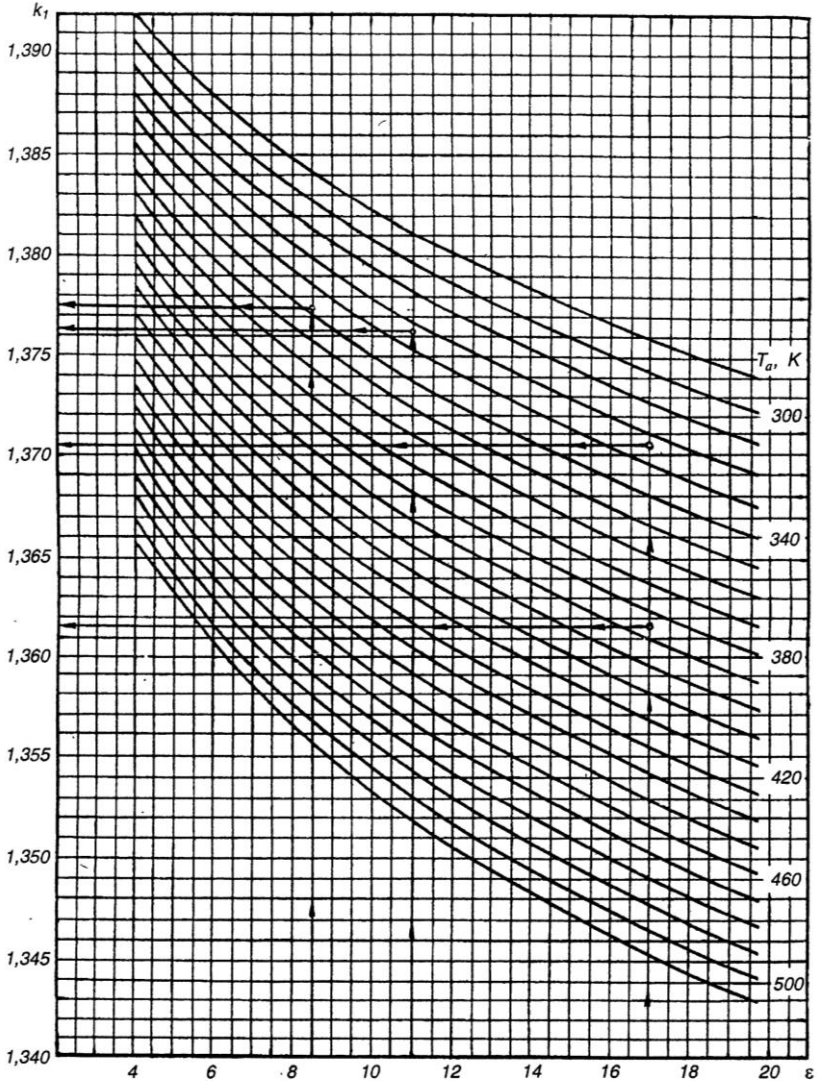


Рис. 5.1. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия

В современных двигателях давление и температура в конце процесса сжатия изменяются в пределах, указанных в табл. 5.2. Для дизелей с наддувом значения  $p_c$  и  $T_c$  повышаются в зависимости от степени наддува.

Таблица 5.2

**Давление и температура в конце процесса сжатия в двигателях  
внутреннего сгорания**

Тип двигателя	Давление, МПа	Температура, К
С электронным впрыском	1,0–2,5	650–850
Карбюраторный	0,9–2,0	600–800
Дизель без наддува	3,5–5,5	700–900

4. Определяется средняя молярная теплоемкость в конце сжатия.

а) Средняя молярная теплоемкость свежей смеси в конце сжатия принимается равной теплоемкости воздуха и определяется по табл. 5.3 или может определяться по формулам, кДж/(кмоль·град):

– в интервале температур 0–1500 °С

$$(mc_v)_{t_0}^c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c ; \quad (5.3)$$

– в интервале температур 1501–2800 °С

$$(mc_v)_{t_0}^c = 22,387 + 1,449 \cdot 10^{-3} t_c . \quad (5.4)$$

Таблица 5.3

**Средняя молярная изохорная теплоемкость газов**

Температура, °С	Средняя молярная изохорная теплоемкость отдельных газов, кДж/(кмоль·град)						
	Воздух	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> 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



Окончание табл. 5.3

Температура, °С	Средняя молярная изохорная теплоемкость отдельных газов, кДж/(кмоль·град)						
	Воздух	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O
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

б) Средняя молярная теплоемкость остаточных газов в конце сжатия определяется по табл. 5.4 для бензина или по табл. 5.5 для дизельного топлива

При невозможности определить среднюю массовую изохорную теплоемкость остаточных газов по табл. 5.4 или табл. 5.5, вследствие несоответствия элементарного состава топлива, ее можно определить по формуле, кДж/(кмоль·град)

$$(mc_V^c)_{t_0}^c = \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} (mc_{VCO_2}^c)_{t_0}^c + M_{CO} (mc_{VCO}^c)_{t_0}^c + M_{H_2O} (mc_{VH_2O}^c)_{t_0}^c + M_{H_2} (mc_{VH_2}^c)_{t_0}^c + M_{N_2} (mc_{VN_2}^c)_{t_0}^c + M_{O_2} (mc_{VO_2}^c)_{t_0}^c]. \quad (5.5)$$

в) Средняя молярная теплоемкость рабочей смеси (свежая смесь плюс остаточные газы) определяется по формуле, кДж/(кмоль·град)

$$(mc_V^c)_{t_0}^c = \frac{1}{1 + \gamma_r} [(mc_V^c)_{t_0}^c + \gamma_r (mc_V^c)_{t_0}^c]. \quad (5.6)$$

### 6. Расчет процесса сгорания

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

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

Таблица 5.4

**Средняя молярная изохорная теплоемкость продуктов сгорания бензина**

Температура, °С	Средняя молярная изохорная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), бензина при $\alpha$									
	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
0	21,880	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962	21,916
100	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216
200	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,650	22,584	22,523
300	22,776	22,921	23,055	23,173	23,293	23,200	23,115	23,036	22,964	22,898
400	23,143	23,303	23,450	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,360	23,289
500	23,534	23,707	23,867	24,014	24,150	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702
600	23,929	24,113	24,284	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193	24,114
700	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,700	24,610	24,527
800	24,715	24,919	24,107	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925
900	25,092	25,304	25,500	25,680	25,847	25,720	25,604	25,498	25,400	25,309
1000	25,449	25,668	25,870	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,672
1100	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	26,118	26,349	26,562	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446	26,345
1300	26,426	26,662	26,879	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,719	26,959	27,180	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,995	27,240	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330	27,221
1600	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722
1800	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	27,948	28,205	28,442	28,661	28,863	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,562
2200	28,539	28,803	29,046	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870	28,747
2300	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236
2600	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384
2700	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,950	29,797	29,657	29,527
2800	29,470	29,743	29,994	30,226	30,440	30,257	30,090	29,936	29,794	29,663

1. Определяется химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси, характеризующий относительное изменение объема при сгорании,

$$\mu_0 = M_2 / M_1, \quad (6.1)$$

где  $M_1$  – количество молей горючей смеси, кмоль гор.см./кг топл.;  
 $M_2$  – количество молей продуктов сгорания, кмоль пр. сг./кг топл.

Таблица 5.5

**Средняя молярная изохорная теплоемкость продуктов сгорания  
дизельного топлива**

Температура, °С	Средняя молярная изохорная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), дизельного топлива при $\alpha$							
	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2
0	21,958	21,870	21,794	21,728	21,670	21,572	21,493	21,428
100	22,275	22,169	22,078	21,999	21,929	21,812	21,717	21,640
200	22,602	22,482	22,379	22,289	22,210	22,077	21,970	21,882
300	22,989	22,858	22,745	22,647	22,560	22,415	22,300	22,202
400	23,390	23,249	23,128	23,022	22,930	22,774	22,648	22,544
500	23,811	23,662	23,533	23,421	23,322	23,157	23,023	22,914
600	24,229	24,073	23,937	23,819	23,716	23,541	23,401	23,258
700	24,648	24,484	24,342	24,218	24,109	23,927	23,780	23,659
800	25,050	24,879	24,731	24,602	24,488	24,298	24,144	24,018
900	25,439	25,261	25,107	24,973	24,855	24,657	24,487	24,366
1000	25,804	25,620	25,460	25,321	25,199	24,993	24,828	24,692
1100	26,151	25,960	25,795	25,652	25,525	25,313	25,142	25,001
1200	26,482	26,286	26,116	25,967	25,837	25,618	25,442	25,296
1300	26,792	26,589	26,415	26,262	26,128	25,903	25,722	25,572
1400	27,085	26,877	26,698	26,541	26,404	26,173	25,986	25,833
1500	27,361	27,148	26,965	26,805	26,664	26,427	26,237	26,080
1600	27,618	27,400	27,212	27,049	26,905	26,663	26,468	26,308
1700	27,863	27,641	27,449	27,282	27,135	26,888	26,690	26,526
1800	28,089	27,863	27,668	27,497	27,348	27,096	26,894	26,727
1900	28,305	28,076	27,877	27,704	27,552	27,296	27,090	26,921
2000	28,508	28,275	28,073	27,898	27,743	27,483	27,274	27,102
2100	28,703	28,466	28,262	28,083	27,926	27,663	27,451	27,276
2200	28,888	28,648	28,441	28,260	28,101	27,834	27,619	27,442
2300	29,057	28,815	28,605	28,422	28,261	27,991	27,774	27,595
2400	29,222	28,976	28,764	28,580	28,411	28,144	27,924	27,743
2500	29,375	29,127	28,913	28,726	28,562	28,286	28,064	27,881
2600	29,523	29,272	29,056	28,868	28,702	28,424	28,199	28,015
2700	29,664	29,412	29,194	29,004	28,837	28,557	28,331	28,144
2800	29,799	29,546	29,326	29,135	28,966	28,684	28,456	28,269

2. В цилиндре реального двигателя в сгорании участвует не горячая смесь, а так называемая рабочая смесь, которая состоит из свежего заряда (горючей смеси)  $M_1$  и остаточных газов  $M_r$ , т.е. части продуктов сгорания, не удаленной из цилиндра в процессе выпуска. Изменение объема при сгорании рабочей смеси учитывает действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси, который представ-

ляет собой отношение общего количества молей газов после сгорания ( $M_2+M_r$ ) к числу молей до сгорания ( $M_1+M_r$ ),

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}, \quad (6.2)$$

где  $\gamma_r$  – коэффициент остаточных газов (определяется в расчете процесса впуска).

3. Для двигателей, работающих при  $\alpha < 1$ , определяется количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, кДж/кг

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0. \quad (6.3)$$

4. Так как в процессе сгорания участвует не горючая смесь, а рабочая, то целесообразно теплоту сгорания топлива относить к общему количеству рабочей смеси. Теплота сгорания рабочей смеси, кДж/кмоль раб.см.:

– при  $\alpha \geq 1$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u}{M_1(1 + \gamma_r)}; \quad (6.4)$$

– при  $\alpha < 1$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)}. \quad (6.5)$$

5. Средняя мольная *изохорная* теплоемкость продуктов сгорания для интервала температур от 1501 до 2800 °С определяется по формуле, кДж/(кмоль·град)

$$\begin{aligned} (mc_V^{\#})_{t_0}^z &= \frac{1}{M_2} [M_{\text{CO}_2} (mc_{\text{VCO}_2}^{\#})_{t_0}^z + M_{\text{CO}} (mc_{\text{VCO}}^{\#})_{t_0}^z + M_{\text{H}_2\text{O}} (mc_{\text{VH}_2\text{O}}^{\#})_{t_0}^z + \\ &+ M_{\text{H}_2} (mc_{\text{VH}_2}^{\#})_{t_0}^z + M_{\text{N}_2} (mc_{\text{VN}_2}^{\#})_{t_0}^z + M_{\text{O}_2} (mc_{\text{VO}_2}^{\#})_{t_0}^z] = \\ &= \frac{1}{M_2} [M_{\text{CO}_2} (39,123 + 0,003349t_z) + M_{\text{CO}} (22,49 + 0,00143t_z) + \\ &+ M_{\text{H}_2\text{O}} (26,67 + 0,004438t_z) + M_{\text{H}_2} (19,678 + 0,001758t_z) + \\ &+ M_{\text{N}_2} (21,951 + 0,001457t_z) + M_{\text{O}_2} (23,723 + 0,00155t_z)], \end{aligned} \quad (6.6)$$

где  $t_z$  – температура газов в конце видимого процесса сгорания (на момент выполнения данного расчета не известна), °С.

При расчете двигателей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты, необходимо определить среднюю мольную *изобарную* теплоемкость продуктов сгорания, которая может быть вычислена по формуле, кДж/(кмоль·град)

$$(mc_p^{\#})_{t_0}^z = (mc_V^{\#})_{t_0}^z + R = (mc_V^{\#})_{t_0}^z + 8,315. \quad (6.7)$$

6. Определяется коэффициент использования теплоты на участке видимого сгорания  $\xi_z$ . Этот коэффициент выражает долю низшей теплоты сгорания топлива, используемую на повышение внутренней энергии газа и на совершение полезной работы.

Величина коэффициента использования теплоты принимается на основе экспериментальных данных в зависимости от конструкции двигателя, режима его работы, системы охлаждения, формы камеры сгорания, способа смесеобразования, коэффициента избытка воздуха и частоты вращения коленчатого вала.

По опытным данным величина  $\xi_z$  при работе двигателя с полной нагрузкой принимается согласно данным, содержащимся в табл. 6.1.

*Таблица 6.1*

**Значения коэффициента использования теплоты для различных типов двигателей**

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

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

Величина коэффициента использования теплоты для двигателей с искровым зажиганием, в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, может быть определена по рис. 3.1.

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

Для двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при  $V=\text{const}$ , температура в конце видимого процесса сгорания определяется из выражения

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + (mc'_V)_{t_0}^c t_c = \mu (mc''_V)_{t_0}^z t_z. \quad (6.8)$$

Для двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при  $V=\text{const}$  и  $p=\text{const}$ , температура в конце видимого процесса сгорания определяется из выражения

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + [(mc'_V)_{t_0}^c + 8,315\lambda] t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu (mc''_p)_{t_0}^z t_z, \quad (6.9)$$

где  $\lambda = p_z/p_c$  – степень повышения давления;  $2270 = 8,315 \cdot 273$ .

Величина степени повышения давления для дизелей устанавливается по опытным данным в основном в зависимости от количества топлива, подаваемого в цилиндр, формы камеры сгорания и способа смесеобразования. Кроме того, на величину  $\lambda$  оказывает влияние период задержки воспламенения топлива, с увеличением которого степень повышения давления растет:

- для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием  $\lambda = 1,6-2,5$ ;
- для вихрекамерных и предкамерных дизелей, а также для дизелей с неразделенными камерами и пленочным смесеобразованием  $\lambda = 1,2-1,8$ ;
- для дизелей с наддувом величина  $\lambda$  определяется допустимыми значениями температуры и давления в конце видимого процесса сгорания.

В том случае, когда для определения теплоемкостей при температуре в конце видимого сгорания используются приближенные формулы (см. формулу (6.6)), уравнение для определения температуры в конце видимого процесса сгорания после подстановки в него числовых значений всех известных параметров и последующих преобразований принимает вид уравнения второго порядка

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

где  $A, B, C$  – числовые значения известных величин.

Откуда

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}.$$

Абсолютное значение температуры в конце видимого процесса сгорания, К

$$T_z = t_z + 273. \quad (6.10)$$

8. Определяется максимальное давление сгорания теоретическое, МПа:

– для двигателей с подводом теплоты при  $V=\text{const}$  (двигатели с воспламенением от искры)

$$p_z = p_c \mu \frac{T_z}{T_c}; \quad (6.11)$$

– для двигателей с подводом теплоты при  $V=\text{const}$  и  $p=\text{const}$  (дизели)

$$p_z = \lambda p_c. \quad (6.12)$$

9. Определяется максимальное давление сгорания действительное, МПа:

– для двигателей с подводом теплоты при  $V=\text{const}$

$$p_{z_d} = 0,85 p_z. \quad (6.13)$$

– для двигателей с подводом теплоты при  $V=\text{const}$  и  $p=\text{const}$

$$p_{z_d} = p_z. \quad (6.14)$$

10. Для двигателей с подводом теплоты при  $V=\text{const}$  определяется степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}. \quad (6.15)$$

Для двигателей с подводом теплоты при  $V=\text{const}$  и  $p=\text{const}$  определяется степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu}{p_z/p_c} \frac{T_z}{T_c} = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_z}{T_c}. \quad (6.16)$$

Значения температуры и давления конца сгорания для современных автомобильных и тракторных двигателей при работе с полной нагрузкой изменяются в пределах, указанных в табл. 6.2.

Таблица 6.2

**Давление и температура в конце процесса сгорания в двигателях внутреннего сгорания**

Тип двигателя	$T_z$ , К	$p_z$ , МПа	$p_{z_d}$ , МПа
бензиновый двигатель	2400–3100	3,5–7,5	3,0–6,5
дизель	1800–2300	5,0–12,0	
газовый двигатель	2200–2500	3,0–5,0	2,5–4,5

## 7. Расчет процесса расширения

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

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

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

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

Учитывая, что по опытными данным величина среднего показателя политропы расширения  $n_2$  незначительно отличается от показателя адиабаты  $k_2$  и, как правило, в меньшую сторону, при предварительных расчетах двигателей величину  $n_2$  можно оценить по величине  $k_2$  для соответствующих значений степени сжатия  $\varepsilon$  или – для дизеля – степени последующего расширения  $\delta = \varepsilon/\rho$ , коэффициента избытка воздуха и температуры в конце процесса сгорания  $T_z$ .

Для упрощения расчетов по определению  $k_2$  построены номограммы (рис. 7.1 и 7.2).

Определение  $k_2$  по номограммам производится следующим образом: по имеющимся значениям  $\varepsilon$  (или  $\delta$  для дизеля) и  $T_z$  определяют точку, которой соответствует значение  $k_2$  при  $\alpha=1$ . Для нахождения значения  $k_2$  при заданном  $\alpha$  необходимо полученную точку перенести



по горизонтали на вертикаль, соответствующую  $\alpha=1$ , и далее параллельно вспомогательным кривым до вертикали, соответствующей заданному значению  $\alpha$ .

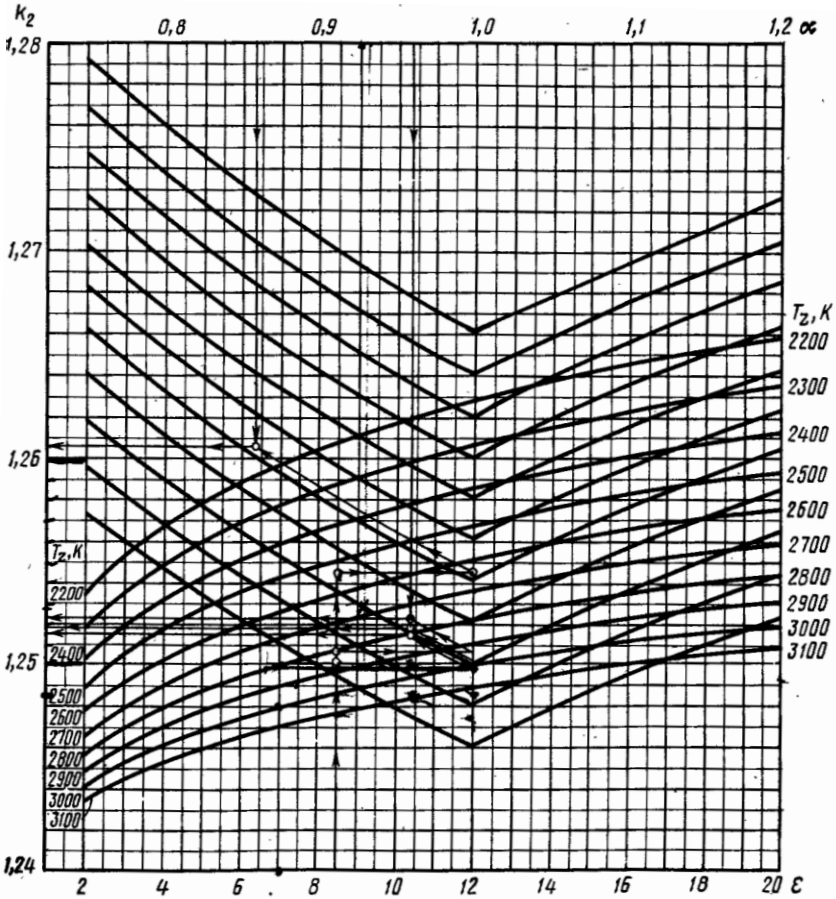


Рис. 7.1. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения  $k_2$  для бензинового двигателя

Средние значения величины  $n_2$ , полученные из анализа индикаторных диаграмм, для различных современных автомобильных и тракторных двигателей изменяются в пределах (для номинальной нагрузки), указанных в табл. 7.1.

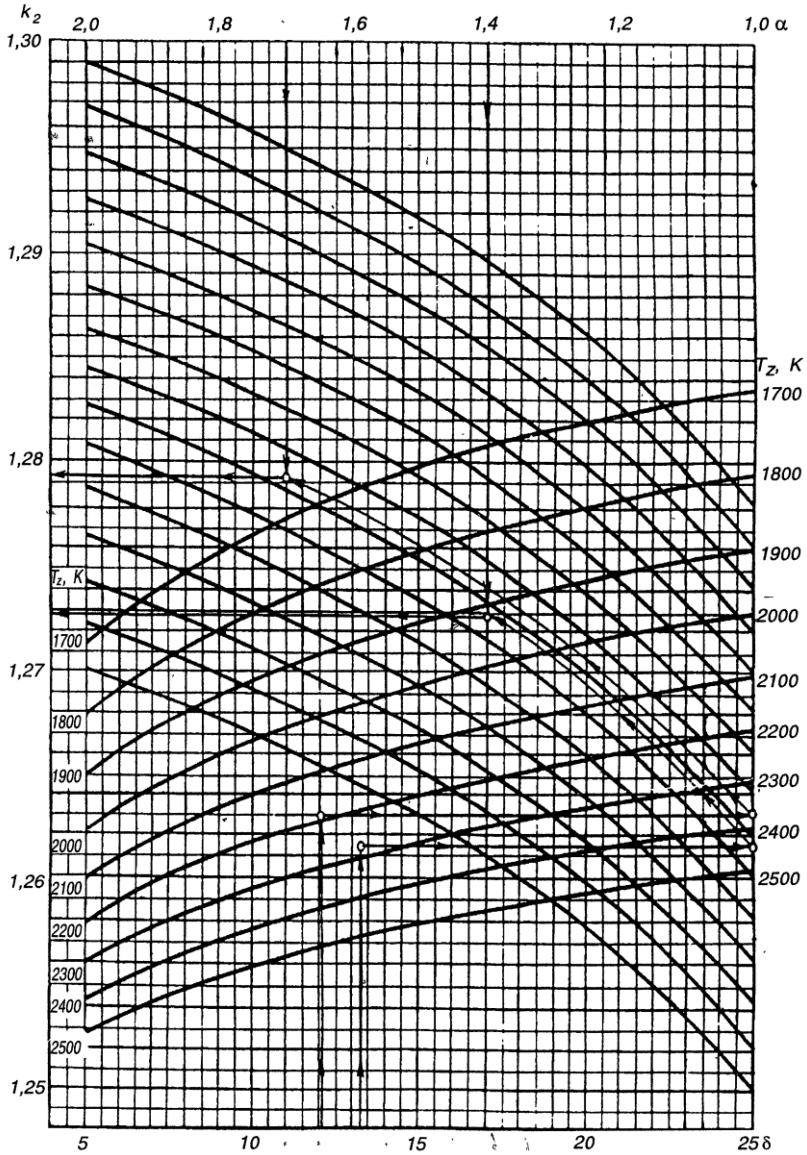


Рис. 7.2. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения  $k_2$  для дизеля

Таблица 7.1

**Значения политропы расширения для различных двигателей**

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

2. Определяется давление в конце процесса расширения, МПа:

– для двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме,

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}; \quad (7.1)$$

– для двигателей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты,

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}. \quad (7.2)$$

3. Определяется температура в конце процесса расширения, К:

– для двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме,

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}; \quad (7.3)$$

– для двигателей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты,

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (7.4)$$

**8. Расчет процесса выпуска**

За период выпуска из цилиндра двигателя удаляются отработавшие газы.

1. Проверяется точность выбора величин давления  $p_r$  и температуры  $T_r$  остаточных газов, осуществление которого производилось в начале расчета процесса впуска, К

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}}. \quad (8.1)$$

При проектировании двигателя стремятся уменьшить величину  $p_r$ , чтобы избежать возрастания потерь и коэффициента остаточных газов. Кроме того, увеличение давления выпуска уменьшает коэффициент

наполнения, ухудшает процесс сгорания и повышает температуру и количество остаточных газов. Увеличение давления в конце выпуска при газотурбинном наддуве, как правило, компенсируется повышением давления на впуске.

2. Определяется погрешность расчета, %

$$\Delta T_r = 100 \frac{T_{r,б} - T_{r,м}}{T_{r,м}}, \quad (8.2)$$

где  $T_{r,б}$  и  $T_{r,м}$  – большее и меньшее значения температуры остаточных газов (принятой и расчетной), К.

Величина погрешности расчета не должна превышать 5 %. Если погрешность расчета превышает 5 %, необходимо в ходе расчета параметров рабочего тела в процессе впуска задаться другим значением температуры и давления остаточных газов и повторить расчет.

## 9. Расчет индикаторных параметров рабочего цикла

Рабочий цикл ДВС характеризуется средним индикаторным давлением, индикаторной мощностью и индикаторным КПД.

1. Определяется теоретическое среднее индикаторное давление – теоретическая индикаторная работа цикла двигателя (избыточная работа, получаемая за такты сжатия и расширения), снимаемая с единицы рабочего объема.

Для бензинового двигателя, работающего по циклу с подводом теплоты при  $V=\text{const}$ , теоретическое среднее индикаторное давление рассчитывается по формуле, МПа

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (9.1)$$

а для дизеля, работающего по циклу со смешанным подводом теплоты, МПа

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(\rho - 1) \right]. \quad (9.2)$$

2. Определяется среднее индикаторное давление действительного цикла, которое отличается от теоретического на величину, пропорциональную уменьшению расчетной диаграммы за счет ее скругления. Уменьшение теоретического среднего индикаторного давления вследствие отклонения действительного процесса от расчетного цикла оценивается коэффициентом полноты диаграммы  $\varphi_n$  и величиной среднего давления насосных потерь при процессах впуска и выпуска  $\Delta p_i$ . При проведении расчетов потери на газообмен учитываются в работе, за-

трачиваемой на механические потери. В связи с этим принимают, что среднее индикаторное давление действительного цикла отличается от теоретического только на коэффициент полноты диаграммы  $\varphi_n$ .

Среднее индикаторное давление действительного цикла, МПа

$$P_i = \varphi_n P_i' \quad (9.3)$$

Коэффициент полноты диаграммы принимается, согласно рекомендациям табл. 9.1.

Таблица 9.1

### Коэффициент полноты диаграммы

Тип двигателя	$\varphi_n$
двигатели с электронным впрыском топлива	0,95–0,98
карбюраторные двигатели	0,94–0,97
дизели	0,92–0,95

3. Определяется индикаторный КПД ( $\eta_i$ ), характеризующий степень использования в действительном цикле теплоты топлива для получения полезной работы и представляющий собой отношение теплоты, эквивалентной индикаторной работе цикла, ко всему количеству теплоты, внесенной в цилиндр топливом. Таким образом, индикаторный КПД учитывает все тепловые потери действительного цикла: в окружающую среду, т.е. в систему охлаждения; с отработавшими газами; от неполноты сгорания.

Для автомобильных и тракторных двигателей, работающих на жидком топливе, индикаторный КПД рассчитывается по формуле

$$\eta_i = \frac{P_i l_0 \alpha}{H_u \rho_k \eta_V}, \quad (9.4)$$

а для автомобильных и тракторных двигателей, работающих на газообразном топливе, по формуле

$$\eta_i = 371,2 \cdot 10^{-6} \frac{M_1' T_k P_i}{H_u' \rho_k \eta_V}, \quad (9.5)$$

где  $M_1'$  – количество горючей смеси, моль гор.см./моль топл.;  $H_u'$  – низшая теплота сгорания газообразного топлива, МДж/м<sup>3</sup>.

Величины индикаторного КПД современных двигателей, работающих на номинальном режиме, приведены в табл. 9.2.

4. Определяется индикаторный удельный расход топлива.

Для двигателей, работающих на жидком топливе, индикаторный удельный расход топлива рассчитывается по формуле, г/(кВт·ч)

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i). \quad (9.6)$$

Таблица 9.2

**Индикаторный КПД двигателей внутреннего сгорания**

Тип двигателя	$\eta_i$
двигатели с электронным впрыском топлива	0,35–0,45
карбюраторные двигатели	0,30–0,40
дизели	0,40–0,50
газовые двигатели	0,28–0,35

Для двигателей, работающих на газовом топливе, определяются удельный расход топлива и удельный расход теплоты на единицу мощности:

$$\begin{aligned} & \text{– удельный расход топлива, м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) \\ & v_i = 3,6/(H'_u \eta_i); \end{aligned} \quad (9.7)$$

$$\begin{aligned} & \text{– удельный расход теплоты на единицу мощности, МДж/(\text{кВт}\cdot\text{ч})} \\ & q_i = v_i H'_u. \end{aligned} \quad (9.8)$$

Удельные расходы топлива двигателей, работающих на номинальном режиме, приведены в табл. 9.3.

Таблица 9.3

**Индикаторный удельный расход топлива двигателей внутреннего сгорания**

Тип двигателя	$g_i$ , г/(кВт·ч)
двигатели с электронным впрыском топлива	180–230
карбюраторные двигатели	210–275
дизели	170–210
газовые двигатели [удельный расход теплоты $q_i$ , МДж/(кВт·ч)]	10,5–13,5

**10. Расчет эффективных показателей 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.

1. Предварительно принимается или определяется по характеристикам двигателя ход поршня  $S$ .

2. Определяется средняя скорость поршня, м/с

$$v_{п.ср} = \frac{Sn_N}{10^4 \cdot 3}, \quad (10.1)$$

где  $n_N$  – частота вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности,  $\text{мин}^{-1}$ .

В современных автомобильных и тракторных двигателях скорость поршня обычно находится в пределах, приведенных в табл. 10.1.

Таблица 10.1

### Скорость поршня в автомобильных и тракторных двигателях

Тип двигателя	$v_{п.ср}$ , м/с
бензиновые двигатели легковых автомобилей	12–20
бензиновые двигатели грузовых автомобилей	9–16
автомобильные газовые двигатели	7–14
автомобильные дизели	7–13
тракторные дизели	6–11

3. Потери на преодоление различных сопротивлений оценивают величиной мощности механических потерь или величиной работы, соответствующей мощности механических потерь, отнесенной к единице рабочего объема цилиндра.

Механические потери, характеризуемые средним давлением  $p_m$ , приближенно можно определить по линейным зависимостям от средней скорости поршня.

Для различных типов двигателей среднее давление механических потерь, МПа:

– для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением  $S/D > 1$

$$p_m = 0,049 + 0,0152v_{п.ср}; \quad (10.2)$$

– для бензиновых восьмицилиндровых двигателей с отношением  $S/D < 1$

$$p_m = 0,039 + 0,0132v_{п.ср}; \quad (10.3)$$

– для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением  $S/D \leq 1$

$$p_m = 0,034 + 0,0113v_{п.ср}; \quad (10.4)$$

– для высокофорсированных двигателей с впрыском топлива и электронным управлением

$$p_m = 0,024 + 0,0053v_{п.ср}; \quad (10.5)$$

– для четырехтактных дизелей с неразделенными камерами

$$p_m = 0,089 + 0,0118v_{п.ср}; \quad (10.6)$$

– для предкамерных дизелей

$$p_m = 0,103 + 0,0153v_{п.ср}; \quad (10.7)$$

– для дизелей с вихревыми камерами

$$p_m = 0,089 + 0,0135v_{н.ср} \quad (10.8)$$

При использовании в качестве агрегата наддува приводного нагнетателя (механический наддув) потери в двигателе увеличиваются на величину затрат мощности на его привод.

4. Среднее эффективное давление  $p_e$  представляет собой отношение эффективной работы на валу двигателя к единице рабочего объема цилиндра. Определяется по среднему индикаторному давлению, МПа

$$P_e = P_i - P_m \quad (10.9)$$

Для двигателей с механическим наддувом значение среднего эффективного давления уменьшается на величину потерь давления на привод нагнетателя ( $p_n$ ), МПа

$$P_e = P_i - P_m - P_n \quad (10.10)$$

Значения среднего эффективного давления при номинальной нагрузке для различных типов двигателей приведены в табл. 10.2.

Таблица 10.2

**Среднее эффективное давление в двигателях различного типа**

Тип двигателя	$p_e$ , МПа
четырехтактные карбюраторные двигатели	0,6–1,1
четырехтактные карбюраторные двигатели форсированные	до 1,3
двигатели с электронным впрыском	0,85–1,3
четырехтактные дизели без наддува	0,65–0,85
четырехтактные дизели с наддувом	до 2,0
двухтактные быстроходные дизели	0,4–0,75
газовые двигатели	0,5–0,75

С ростом среднего эффективного давления улучшаются условия использования рабочего объема цилиндра, что дает возможность создавать более легкие и компактные двигатели.

5. Определяется механический КПД – отношение среднего эффективного давления к индикаторному

$$\eta_m = p_e / p_i \quad (10.11)$$

С увеличением потерь в двигателе механический КПД уменьшается. При снижении нагрузки в карбюраторном двигателе значительно возрастает  $p_m$  из-за увеличения потерь на газообмен. При холостом ходе  $p_i = p_m$  и  $\eta_m = 0$ .

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



Пределы значений механического КПД различных типов двигателей, работающих на номинальном режиме, приведены в табл. 10.3.

Таблица 10.3

### Механический КПД двигателей различного типа

Тип двигателя	$\eta_m$
бензиновые двигатели	0,75–0,92
четырехтактные дизели без наддува	0,70–0,82
четырехтактные дизели с наддувом (без учета потерь мощности на нагнетатель)	0,80–0,90
двухтактные быстроходные дизели	0,70–0,85
газовые двигатели	0,75–0,85

6. Определяется эффективный КПД, который характеризует экономичность работы двигателя и представляет собой отношение количества теплоты, эквивалентной полезной работе на валу двигателя, к общему количеству теплоты, внесенной в двигатель с топливом. Этот показатель характеризует степень использования теплоты топлива в двигателе с учетом всех потерь – тепловых и механических.

Эффективный КПД может быть определен по формуле

$$\eta_e = \eta_i \eta_m. \quad (10.12)$$

Значения эффективного КПД для различных типов двигателей при работе их на номинальном режиме приведены в табл. 10.4.

Таблица 10.4

### Эффективный КПД двигателей различного типа

Тип двигателя	$\eta_e$
бензиновые двигатели	0,25–0,38
дизели без наддува	0,35–0,42
дизели с наддувом	0,38–0,43

Более высокие значения эффективного КПД у дизелей по сравнению с бензиновыми двигателями объясняются более полным сгоранием в дизелях топлива, вследствие более высоких значений коэффициента расхода воздуха.

7. Эффективный удельный расход топлива также является характеристикой экономичности работы двигателя.

Эффективный удельный расход жидкого топлива определяется по формуле, г/(кВт·ч)

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}. \quad (10.13)$$

Эффективный удельный расход газового топлива,  $\text{м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$

$$v_e = 3,6/(H'_u \eta_e), \quad (10.14)$$

а удельный расход теплоты на единицу эффективной мощности,  $\text{МДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$

$$q_e = v_e H'_u. \quad (10.15)$$

Значения эффективного удельного расхода топлива для различных типов автомобильных и тракторных двигателей при их номинальной нагрузке приведены в табл. 10.5.

Таблица 10.5

### Эффективный удельный расход топлива двигателей внутреннего сгорания

Тип двигателя	$g_e$ , г/(кВт·ч)
двигатели с электронным впрыском топлива	200–290
карбюраторные двигатели	230–310
дизели с неразделенными камерами	200–235
вихрекамерные и предкамерные дизели	220–260
газовые двигатели [удельный расход теплоты $q_e$ , МДж/(кВт·ч)]	12–17

## 11. Расчет основных параметров цилиндра и двигателя

Если задана эффективная мощность двигателя и выбрана величина  $S/D$  (или принят ход поршня), то можно определить основные конструктивные параметры двигателя.

1. По эффективной мощности  $N_e$ , частоте вращения коленчатого вала  $n$  и эффективному давлению  $p_e$  определяется литраж двигателя, л

$$V_{л} = \frac{30\tau N_e}{p_e n}, \quad (11.1)$$

где  $\tau$  – число тактов в одном цикле работы двигателя.

2. Определяется рабочий объем одного цилиндра, л

$$V_h = V_{л}/i, \quad (11.2)$$

где  $i$  – число цилиндров в двигателе.

3. Диаметр цилиндра может быть определен следующими способами, мм:

– для случая, когда при расчете эффективных показателей двигателя произведено сравнение отношения  $S/D$  и 1 (принято) и предварительно принят ход поршня  $S$ ,

$$D = 2 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{V_h}{\pi S}}; \quad (11.3)$$

– для случая, когда при расчете эффективных показателей двигателя выбрана величина  $S/D$  и значение средней скорости поршня  $v_{п.ср}$ ,

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi(S/D)}}, \quad (11.4)$$

и, уже при известном диаметре поршня, определяется ход поршня, мм

$$S = D \cdot (S/D). \quad (11.5)$$

4. После округления полученных расчетных значений диаметра и хода поршня до целых чисел, нуля или пяти производится уточнение параметров и показателей двигателя в соответствии с принятыми (округленными) значениями диаметра цилиндра и хода поршня:

– площадь поршня, см<sup>2</sup>

$$F_{п} = \frac{\pi D^2}{4 \cdot 100}; \quad (11.6)$$

– литраж двигателя, л

$$V_{л} = \frac{\pi D^2 S i}{4 \cdot 10^6}; \quad (11.7)$$

– эффективная мощность двигателя, кВт

$$N_e = \frac{P_e V_{л} n}{30 \tau}; \quad (11.8)$$

– литровая мощность двигателя, кВт/л

$$N_{л} = \frac{N_e}{V_{л}}; \quad (11.9)$$

– эффективный крутящий момент, Н·м

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}; \quad (11.10)$$

– часовой расход топлива, кг/ч

$$G_{т} = N_e g_e \cdot 10^{-3}; \quad (11.11)$$

– средняя скорость поршня, м/с

$$v_{п.ср} = \frac{S n_N}{10^4 \cdot 3}, \quad (11.12)$$

где  $n_N$  – частота вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности, мин<sup>-1</sup>.

При расхождении между ранее принятой величиной  $v_{п.ср}$  и уточненной более 3–4 % необходимо пересчитать эффективные показатели двигателя.

## 12. Построение индикаторной диаграммы двигателя внутреннего сгорания

Индикаторная диаграмма ДВС строится с использованием данных расчета рабочего процесса.

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

2. Определяется длина отрезка  $AB$ , соответствующего рабочему объему цилиндра, а по величине равного ходу поршня  $S$  в масштабе  $M_s$ , мм

$$AB = S/M_s . \quad (12.1)$$

3. Определяется отрезок  $OA$ , соответствующий объему камеры сгорания, мм

$$OA = AB/(\varepsilon - 1). \quad (12.2)$$

Для дизелей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты, также определяется величина отрезка  $z'z$ , соответствующего перемещению поршня, при котором продолжается подвод теплоты в цикл в процессе расширения (при постоянном давлении), мм

$$z'z = OA(\rho - 1), \quad (12.3)$$

где  $\rho$  – степень предварительного расширения.

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

5. На основании данных теплового расчета определяется максимальная высота диаграммы (точка  $z$ ), а также ординаты характерных точек, мм:  $p_z/M_p$ ;  $p_a/M_p$ ;  $p_b/M_p$ ;  $p_c/M_p$ ;  $p_r/M_p$ ;  $p_0/M_p$ .

6. Характерные точки  $a$  ( $B, \frac{P_a}{M_p}$ );  $b$  ( $B, \frac{P_b}{M_p}$ );  $c$  ( $A, \frac{P_c}{M_p}$ );  $r$  ( $A, \frac{P_r}{M_p}$ );  $z$  ( $A, \frac{P_z}{M_p}$ ) наносятся на диаграмму. Также показывается величина давления окружающей среды  $p_0$ .

7. Производится построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом.

Построение политропы сжатия производится с использованием зависимости, МПа

$$p_x = p_a \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}, \quad (12.4)$$

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

Если привести параметры состояния рабочего тела в надпоршневом пространстве к масштабу диаграммы, то зависимость 12.4 может быть преобразована к следующему виду, мм

$$\frac{p_x}{M_p} = \frac{p_a}{M_p} \left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_1}, \quad (12.5)$$

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

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

Построение политропы расширения производится с использованием зависимости, МПа

$$p_x = p_b \left( \frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}, \quad (12.6)$$

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

Если привести параметры состояния рабочего тела в надпоршневом пространстве к масштабу диаграммы, то зависимость 12.6 может быть преобразована к следующему виду, мм

$$\frac{p_x}{M_p} = \frac{p_b}{M_p} \left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_2}. \quad (12.7)$$

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

Определение ординат расчетных точек политроп сжатия и расширения удобно производить в табличной форме (см. табл. 12.1).

Точки  $a$  и  $c$  соединяют плавной кривой, проходящей через вычисленные и нанесенные на поле диаграммы точки политропы сжатия, а точки  $z$  и  $b$  – кривой, проходящей через точки политропы расширения (координаты точек в табл. 12.1 приведены в графах 2 и 5 для политропы сжатия и в графах 2 и 8 для политропы расширения).

8. Для бензинового двигателя прямыми линиями соединяются точки  $c$  и  $z$ , а также  $b$  и  $a$ , а для дизеля – точки  $c$  и  $z'$ ;  $z'$  и  $z$ , а также  $b$  и  $a$ . Принимается, что процесс выпуска протекает сначала при постоянном

объеме от давления  $p_b$  до давления  $p_r$  (из точки  $b$  вертикально вниз), затем – при постоянном давлении  $p_r$  от н.м.т. до в.м.т. (горизонтально до точки  $r$ ), а процесс впуска сначала протекает также при постоянном объеме от давления  $p_r$  до давления  $p_a$  (из точки  $r$  вертикально вниз), затем – при постоянном давлении  $p_a$  от в.м.т. до н.м.т. (горизонтально до точки  $a$ ).

Таблица 12.1

**Расчетная таблица к построению политроп сжатия и расширения**

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

\*  $m$  – количество расчетных точек.

9. Действительная диаграмма отличается от расчетной по ряду причин:

– в реальном двигателе за счет опережения зажигания (момент зажигания характеризуется точкой  $c'$  на действительной диаграмме) или впрыска топлива рабочая смесь воспламеняется до прихода поршня в в.м.т. (момент воспламенения характеризуется точкой  $f$ ) и повышает давление в конце процесса сжатия (на действительной индикаторной диаграмме конец процесса сжатия характеризуется точкой  $c''$ );

– процесс видимого сгорания происходит при изменяющемся объеме и протекает по некоторой кривой от точки, соответствующей концу процесса сжатия на действительной диаграмме (точка  $c''$ ), до точки  $z_d$ , а не по прямой  $cz$  для бензиновых двигателей или прямым  $cz'$  и  $z'z$  для дизеля. При построении индикаторной диаграммы бензинового двигателя точка  $z_d$  лежит на пересечении политропы расширения и изобары  $p_{z_d} = const$ , а при построении диаграммы дизеля – на прямой  $z'z$  ориентировочно вблизи точки  $z$ ;

– открытие выпускного клапана до прихода поршня в н.м.т. (характеризуется точкой  $b'$  на действительной диаграмме) снижает давление в конце расширения (точка  $b''$ , характеризующая параметры рабочего

тела в конце процесса расширения на действительной диаграмме, обычно располагается между точками  $a$  и  $b$ ).

Для правильного построения характерных точек действительной индикаторной диаграммы необходимо установить взаимосвязь между углом  $\varphi$  поворота коленчатого вала и перемещением поршня  $S_x$ . Эта связь устанавливается на основании выбора длины шатуна  $L_{ш}$  и отношения радиуса кривошипа  $R$  к длине шатуна  $\lambda=R/L_{ш}$  (принимается в пределах  $\lambda=0,25-0,31$ ).

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

Угол опережения зажигания, т.е. угловой интервал от момента подачи искры до прихода поршня в в.м.т., в бензиновых двигателях принимается в пределах  $15-50^\circ$ . Угол опережения впрыскивания, т.е. угол, на который повернется коленчатый вал от момента начала впрыскивания топлива до прихода поршня в в.м.т., в дизелях принимается в пределах  $20-30^\circ$ . Продолжительность периода задержки воспламенения может быть принята в пределах  $5-10^\circ$ .

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

$$AX = \frac{AB}{2} \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (12.8)$$

Для удобства построения диаграммы расчет абсцисс точек сводится в табл. 12.2.

Ордината точки  $c''$  определяется из выражений:

$$p_{c''} = (1,15 \div 1,25) p_c \text{ МПа} \quad \text{и} \quad p_{c''}/M_p \text{ мм}. \quad (12.9)$$

Таблица 12.2

## Расчетная таблица к скруглению индикаторной диаграммы

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

Ордината точки  $z_d$  для бензиновых двигателей определяется следующим образом, мм

$$P_{z_d} / M_p \cdot \quad (12.10)$$

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

### 13. Пример теплового расчета карбюраторного двигателя

#### Исходные данные

Произвести тепловой расчет четырехтактного карбюраторного двигателя, предназначенного для легкового автомобиля. Эффективная мощность двигателя  $N_e = 47$  кВт при частоте вращения коленчатого вала  $n_N = 5600$  мин<sup>-1</sup>.

Двигатель четырехцилиндровый с рядным расположением. Система охлаждения – жидкостная закрытого типа. Степень сжатия  $\varepsilon = 8,5$ . Ход поршня  $S = 66$  мм, диаметр цилиндра  $D = 79$  мм.

#### Тепловой расчет двигателя

##### Расчет параметров рабочего тела

1. Средний состав топлива для бензина принят:

$$C = 85,5 \%, H = 14,5 \%$$

[табл. 2.1]



2. Низшая теплота сгорания топлива

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

3. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left( \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,516 \frac{\text{кмоль возд.}}{\text{кг топл.}}; \\ l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3}C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,957 \frac{\text{кг возд.}}{\text{кг топл.}}$$

4. С целью получения достаточно экономичного двигателя с меньшей токсичностью продуктов сгорания коэффициент расхода воздуха  $\alpha$  принят  $\alpha=0,96$  [табл. 2.2].

5. Молекулярная масса бензина принята  $m_T = 115$  кг/кмоль.

Количество горючей смеси

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T = 0,96 \cdot 0,516 + 1/115 = 0,5041 \text{ кмоль гор. см./кг топл.}$$

6. Показатель, зависящий от отношения количества водорода к количеству оксида углерода, содержащихся в продуктах сгорания, принят  $K=0,5$ . Количество отдельных компонентов продуктов сгорания

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0 = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 = \\ = 0,0655 \text{ кмоль } CO_2 / \text{кг топл.};$$

$$M_{CO} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0 = 2 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 = \\ = 0,0057 \text{ кмоль } CO / \text{кг топл.};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0 = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 = \\ = 0,0696 \text{ кмоль } H_2O / \text{кг топл.};$$

$$M_{H_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0 = 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,516 = \\ = 0,0029 \text{ кмоль } H_2 / \text{кг топл.};$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_0 = 0,792 \cdot 0,96 \cdot 0,516 = 0,3923 \text{ кмоль } N_2 / \text{кг топл.}$$

7. Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0,0655 + 0,0057 + 0,0696 + \\ + 0,0029 + 0,3923 = 0,536 \text{ кмоль пр. сг./кг топл.}$$

## Расчет параметров окружающей среды и остаточных газов

1. При работе двигателя без наддува давление и температура окружающей среды равны  $p_k = p_0 = 0,1$  МПа и  $T_k = T_0 = 293$  К.

2. Температура остаточных газов при частоте вращения коленчатого вала  $n_N = 5600$  об/мин составляет  $T_r = 1060$  К [рис. 3.1].

3. Давление остаточных газов на номинальном скоростном режиме

$$p_{rN} = 1,18p_k = 1,18 \cdot 0,1 = 0,118 \text{ МПа.}$$

## Расчет процесса впуска

1. Температура подогрева свежего заряда принята

$$\Delta T_N = 15^\circ. \quad \text{[табл. 4.1]}$$

2. Плотность заряда на впуске, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_b T_k} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \text{ кг/м}^3.$$

3. Потери давления на впуске, МПа

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

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

Параметр  $A_n$

$$A_n = \omega_{вп} / n,$$

где  $\omega_{вп}$  – средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы, м/с.

В соответствии со скоростным режимом ( $n_N = 5600$  об/мин) и при учете качественной обработки внутренних поверхностей впускной системы принято  $(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,8$ ;  $\omega_{вп} = 95$  м/с.

Параметр  $A_n$

$$A_n = 95/5600 = 0,01696.$$

Потери давления на впуске

$$\Delta p_a = \frac{2,8 \cdot 0,01696^2 \cdot 5600^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,0150 \text{ МПа.}$$

4. Давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,1 - 0,0150 = 0,0850 \text{ МПа.}$$

5. Коэффициент остаточных газов для четырехтактных двигателей с учетом продувки и дозарядки цилиндра

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

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

Для карбюраторного двигателя без наддува принимается коэффициент очистки  $\varphi_{оч} = 1$ , а коэффициент дозарядки на номинальном скоростном режиме  $\varphi_{доз} = 1,10$  [рис. 3.1].

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{293 + 15}{1060} \frac{0,118}{8,5 \cdot 1,1 \cdot 0,085 - 0,118} = 0,0507.$$

6. Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0,0507 \cdot 1060}{1 + 0,0507} = 344 \text{ К.}$$

7. Коэффициент наполнения

$$\begin{aligned} \eta_V &= \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_k} (\varphi_{доз} \varepsilon P_a - \varphi_{оч} P_r) = \\ &= \frac{293}{293 + 15} \cdot \frac{1}{8,5 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (1,1 \cdot 8,5 \cdot 0,085 - 0,118) = 0,8584. \end{aligned}$$

### Расчет процесса сжатия

1. При степени сжатия  $\varepsilon = 8,5$  и температуре в конце впуска  $T_a = 344$  К средний показатель адиабаты сжатия равен  $k_1 = 1,3766$  [рис. 5.1]. Показатель политропы сжатия принят  $n_1 = 1,376$ .

2. Давление в конце сжатия

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

3. Температура в конце сжатия

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

4. Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:

а) свежей смеси (воздуха)

$$\begin{aligned} (m c_V)_{t_0}^c &= 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 496 = \\ &= 21,908 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град),} \end{aligned}$$

где  $t_c = T_c - 273 = 769 - 273 = 496$  °С;

б) остаточных газов [табл. 5.4]:

– определяется значение теплоемкости остаточных газов при  $t = 400$  °С и  $\alpha = 0,96$ .

При коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 0,95$  теплоемкость остаточных газов равна 23,586 кДж/(кмоль·град) [табл. 5.4]; при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,00$  теплоемкость остаточных газов равна 23,712 кДж/(кмоль·град) [табл. 5.4]. При разности коэффициентов избытка воздуха  $\Delta\alpha = 1,00 - 0,95 = 0,05$  разность теплоемкостей составит  $\Delta(mc_V^n)_{t_0}^{400} = 23,712 - 23,586 = 0,126$  кДж/(кмоль·град). Т. к. в расчете принят коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 0,96$ , то разность между ним и ближайшим меньшим табличным  $\alpha$  равна  $\Delta\alpha_p = 0,96 - 0,95 = 0,01$ . Тогда значение теплоемкости составит

$$(mc_V^n)_{t_0}^{400} = 23,586 + (23,712 - 23,586) \cdot \frac{0,01}{0,05} = 23,611 \text{ кДж/(кмоль·град);}$$

– определяется значение теплоемкости остаточных газов при  $t = 500$  °С и  $\alpha = 0,96$ .

При коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 0,95$  теплоемкость остаточных газов равна 24,014 кДж/(кмоль·град) [табл. 5.4]; при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,00$  теплоемкость остаточных газов равна 24,150 кДж/(кмоль·град) [табл. 5.4]. При разности коэффициентов избытка воздуха  $\Delta\alpha = 1,00 - 0,95 = 0,05$  разность теплоемкостей составит  $\Delta(mc_V^n)_{t_0}^{500} = 24,150 - 24,014 = 0,136$  кДж/(кмоль·град). Т. к. в расчете принят коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 0,96$ , то разность между ним и ближайшим меньшим табличным  $\alpha$  равна  $\Delta\alpha_p = 0,96 - 0,95 = 0,01$ . Тогда значение теплоемкости составит

$$(mc_V^n)_{t_0}^{500} = 24,014 + (24,150 - 24,014) \cdot \frac{0,01}{0,05} = 24,041 \text{ кДж/(кмоль·град);}$$

– определяется значение теплоемкости остаточных газов при  $t = 496$  °С и  $\alpha = 0,96$ .

При температуре  $t = 400$  °С теплоемкость остаточных газов равна 23,611 кДж/(кмоль·град); при температуре  $t = 500$  °С теплоемкость остаточных газов равна 24,041 кДж/(кмоль·град). При разности температур  $\Delta t = 500 - 400 = 100^\circ$  разность теплоемкостей составит  $\Delta(mc_V^n)_{t_0}^{500-400} = 24,041 - 23,611 = 0,43$  кДж/(кмоль·град). Т. к. по расчету температура в конце сжатия  $t_c = 496$  °С, то разность между ней и ближайшей меньшей табличной составит  $\Delta t_p = 496 - 400 = 96$  °. Тогда значение теплоемкости  $t_c = 496$  °С и  $\alpha = 0,96$  составит

$$(mc_V^n)_{t_0}^{t_c} = 23,611 + (24,041 - 23,611) \cdot \frac{96}{100} = 24,024 \text{ кДж/(кмоль·град);}$$

в) рабочей смеси

$$\begin{aligned} (mc'_V)_{t_0}^c &= \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[ (mc_V)_{t_0}^c + \gamma (mc_V''_{t_0})^c \right] = \\ &= \frac{1}{1 + 0,0507} [21,908 + 0,0507 \cdot 24,024] = 22,010 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град}). \end{aligned}$$

### Расчет процесса сгорания

1. Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 0,536 / 0,5041 = 1,0633.$$

2. Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0633 + 0,0507}{1 + 0,0507} = 1,0602.$$

3. Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания,

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0 = 119950(1 - 0,96) \cdot 0,516 = 2476 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

4. Теплота сгорания рабочей смеси

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{43930 - 2476}{0,5041(1 + 0,0507)} = 78266 \text{ кДж}/\text{кмоль раб.см}.$$

5. Средняя мольная изохорная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град)

$$\begin{aligned} (mc_V''_{t_0})_{t_z}^z &= \frac{1}{M_2} [M_{\text{CO}_2} (mc_{\text{VCO}_2}''_{t_0})_{t_z}^z + M_{\text{CO}} (mc_{\text{VCO}}''_{t_0})_{t_z}^z + M_{\text{H}_2\text{O}} (mc_{\text{VH}_2\text{O}}''_{t_0})_{t_z}^z + \\ &+ M_{\text{H}_2} (mc_{\text{VH}_2}''_{t_0})_{t_z}^z + M_{\text{N}_2} (mc_{\text{VN}_2}''_{t_0})_{t_z}^z] = \\ &= \frac{1}{0,536} [0,0655(39,123 + 0,003349t_z) + 0,0057(22,49 + 0,00143t_z) + \\ &+ 0,0696(26,67 + 0,004438t_z) + 0,0029(19,678 + 0,001758t_z) + \\ &+ 0,3923(21,951 + 0,001457t_z)] = 24,656 + 0,002077t_z. \end{aligned}$$

6. Коэффициент использования теплоты при  $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$  равен  $\xi_z = 0,91$  [рис. 3.1].

7. Температура в конце видимого процесса сгорания определяется из выражения

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

$$0,91 \cdot 78266 + 22,010 \cdot 496 = 1,0602 \cdot (24,656 + 0,002077t_z)t_z,$$

$$\text{или } 0,002202t_z^2 + 26,140t_z - 82139 = 0,$$

откуда

$$t_z = \frac{-26,14 + \sqrt{26,14^2 + 4 \cdot 0,002202 \cdot 82139}}{2 \cdot 0,002202} = 2581 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Абсолютное значение температуры в конце видимого процесса сгорания

$$T_z = t_z + 273 = 2581 + 273 = 2854 \text{ К}.$$

8. Максимальное давление сгорания теоретическое

$$p_z = p_c \mu \frac{T_z}{T_c} = 1,615 \cdot 1,0602 \cdot \frac{2854}{769} = 6,355 \text{ МПа}.$$

9. Максимальное давление сгорания действительное

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

10. Степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{6,355}{1,615} = 3,93.$$

### Расчет процесса расширения

1. При степени сжатия  $\varepsilon = 8,5$ , коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 0,96$  и температуре в конце видимого процесса сгорания  $T_z = 2854$  К средний показатель адиабаты расширения равен  $k_2 = 1,2518$  [рис. 7.1]. Показатель политропы расширения  $n_2 = 1,251$ .

2. Давление в конце процесса расширения

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{6,355}{8,5^{1,251}} = 0,437 \text{ МПа}.$$

3. Температура в конце процесса расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}} = \frac{2854}{8,5^{1,251 - 1}} = 1668 \text{ К}.$$

### Расчет процесса выпуска

1. Проверка ранее принятой температуры остаточных газов

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}} = \frac{1668}{\sqrt[3]{0,437/0,118}} = 1078 \text{ К}.$$

2. Погрешность расчета

$$\Delta T_r = 100 \frac{1078 - 1060}{1060} = 1,70 \% < 5 \% .$$

## Расчет индикаторных параметров рабочего цикла

1. Теоретическое среднее индикаторное давление

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

$$= \frac{1,615}{8,5 - 1} \left[ \frac{3,93}{1,251 - 1} \left( 1 - \frac{1}{8,5^{1,251 - 1}} \right) - \frac{1}{1,376 - 1} \left( 1 - \frac{1}{8,5^{1,376 - 1}} \right) \right] = 1,0846 \text{ МПа.}$$

2. Среднее индикаторное давление действительного цикла, МПа

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

где  $\varphi_u$  – коэффициент полноты диаграммы.

Коэффициент полноты диаграммы для карбюраторного двигателя принят  $\varphi_u = 0,95$ .

Среднее индикаторное давление

$$p_i = 0,95 \cdot 1,0846 = 1,0304 \text{ МПа.}$$

3. Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{H_u \rho_k \eta_V} = \frac{1,0304 \cdot 14,957 \cdot 0,96}{43,93 \cdot 1,189 \cdot 0,8584} = 0,330.$$

4. Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i) = 3600 / (43,93 \cdot 0,330) = 248 \text{ г/(кВт·ч).}$$

## Расчет эффективных показателей двигателя

1. Ход поршня задан  $S = 66$  мм.

2. Средняя скорость поршня при ходе поршня  $S = 66$  мм

$$v_{п.ср} = \frac{S n_N}{10^4 \cdot 3} = \frac{66 \cdot 5600}{10^4 \cdot 3} = 12,32 \text{ м/с.}$$

3. Среднее давление механических потерь

$$p_M = 0,034 + 0,0113 v_{п.ср} = 0,034 + 0,0113 \cdot 12,32 = 0,173 \text{ МПа.}$$

4. Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_M = 1,0304 - 0,173 = 0,8574 \text{ МПа.}$$

5. Механический КПД

$$\eta_M = p_e / p_i = 0,8574 / 1,0304 = 0,832.$$

6. Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_M = 0,330 \cdot 0,832 = 0,2746.$$

7. Эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600}{43,93 \cdot 0,2746} = 298 \text{ г/(кВт·ч).}$$

## Расчет основных параметров цилиндра и двигателя

1. Литраж двигателя, л

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

где  $\tau$  – число тактов в одном цикле работы двигателя.

Задано  $\tau = 4$ .

Литраж двигателя

$$V_n = \frac{30 \cdot 4 \cdot 47}{0,8574 \cdot 5600} = 1,175 \text{ л.}$$

2. Рабочий объем одного цилиндра, л

$$V_h = V_n / i,$$

где  $i$  – число цилиндров в двигателе.

Задано  $i = 4$ .

Рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = 1,175 / 4 = 0,2938 \text{ л.}$$

3. Диаметр цилиндра

$$D = 2 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{V_h}{\pi S}} = 2 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{0,2938}{3,14 \cdot 66}} = 75,29 \text{ мм.}$$

Окончательно принимается  $D = 76 \text{ мм}$   $S = 66 \text{ мм}$ .

4. Уточнение параметров и показателей двигателя в соответствии с принятыми значениями диаметра цилиндра и хода поршня:

– площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4 \cdot 100} = \frac{3,14 \cdot 76^2}{4 \cdot 100} = 45,36 \text{ см}^2;$$

– литраж двигателя

$$V_n = \frac{\pi D^2 S i}{4 \cdot 10^6} = \frac{3,14 \cdot 76^2 \cdot 66 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 1,198 \text{ л;}$$

– мощность двигателя

$$N_e = \frac{p_e V_n n}{30\tau} = \frac{0,8574 \cdot 1,198 \cdot 5600}{30 \cdot 4} = 47,93 \text{ кВт;}$$

– литровая мощность двигателя

$$N_n = \frac{N_e}{V_n} = \frac{47,93}{1,198} = 40,01 \text{ кВт/л;}$$

– крутящий момент

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} = \frac{3 \cdot 10^4}{3,14} \cdot \frac{47,93}{5600} = 81,73 \text{ Н·м;}$$



– часовой расход топлива

$$G_T = N_e g_e \cdot 10^{-3} = 47,93 \cdot 298 \cdot 10^{-3} = 14,283 \text{ кг/ч.}$$

### Построение индикаторной диаграммы двигателя с принудительным воспламенением от искры

1. Принимаются масштабы диаграммы:

– масштаб хода поршня  $M_s = 0,5$  мм в мм;

– масштаб давлений  $M_p = 0,025$  МПа в мм.

2. Длина отрезка  $AB$

$$AB = S/M_s = 66/0,5 = 132 \text{ мм.}$$

3. Определяется отрезок  $OA$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

7. Производится построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом:

а) политропа сжатия строится при помощи выражения

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

б) политропа расширения строится при помощи выражения

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

Результаты определения точек политроп сжатия и расширения за-  
носятся в табл. 13.1.

Таблица 13.1

**Расчетная таблица к построению политроп сжатия и расширения**

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

8. Точки *a* и *c* соединяют плавной кривой, проходящей через вычисленные и нанесенные на поле диаграммы точки политропы сжатия, а точки *z* и *b* – кривой, проходящей через точки политропы расширения. Прямыми линиями соединяются точки *c* и *z*, а также *b* и *a*. Принимается, что процесс выпуска протекает сначала при постоянном объеме от давления  $p_b$  до давления  $p_r$  (из точки *b* вертикально вниз), затем – при постоянном давлении  $p_r$  от н.м.т. до в.м.т. (горизонтально до точки *r*), а процесс впуска сначала протекает также при постоянном объеме от давления  $p_r$  до давления  $p_a$  (из точки *r* вертикально вниз), затем – при постоянном давлении  $p_a$  от в.м.т. до н.м.т. (горизонтально до точки *a*). Теоретическая индикаторная диаграмма приведена на рис. 13.1, *a*, а изображение процессов газообмена на теоретической диаграмме – на рис. 13.1, *в*.

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

прихода поршня в н.м.т., а закрытие (точка  $a'$ ) через  $25^\circ$  после прохода поршнем в.м.т. Учитывая быстроходность двигателя, угол опережения зажигания  $\theta$  принимается равным  $35^\circ$ , а продолжительность периода задержки воспламенения –  $\Delta\varphi_1 = 5^\circ$ .

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

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

где  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

При построении индикаторной диаграммы предварительно принимается  $\lambda = 0,285$ .

Расчеты абсцисс точек  $r'$ ,  $a''$ ,  $a'$ ,  $b'$ ,  $c'$  и  $f$  сведены в табл. 13.2.

Таблица 13.2

**Расчетная таблица к скруглению индикаторной диаграммы**

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

Положение точки  $c''$  определяется из выражения

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

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

Действительное давление сгорания

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

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

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

Действительная индикаторная диаграмма приведена на рис. 13.1, б.

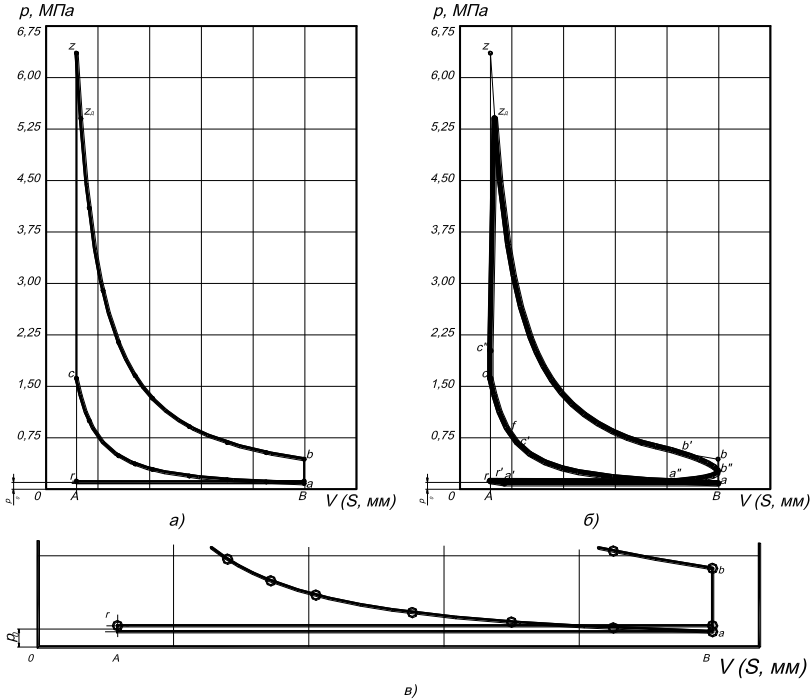


Рис. 13.1. Индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя: а – теоретическая; б – действительная; в – процессы газообмена на теоретической диаграмме

## 14. Пример теплового расчета дизеля

### Исходные данные

Произвести тепловой расчет четырехтактного восьмицилиндрового дизеля для грузового автомобиля с турбонаддувом  $p_k = 0,17$  МПа (центробежный компрессор с охлаждаемым корпусом и лопаточным диффузором и радиальная турбина с постоянным давлением перед турбиной). Дизель с неразделенными камерами сгорания, с объемным смесеобразованием. Эффективная мощность двигателя без наддува  $N_e = 170$  кВт. Ход поршня  $S = 120$  мм, степень сжатия  $\varepsilon = 17$ . Частота вращения коленчатого вала  $n_N = 2600$  мин<sup>-1</sup>.

## Тепловой расчет двигателя

### Расчет параметров рабочего тела

1. В соответствии с ГОСТ 305-82 для рассчитываемого двигателя принято дизельное топливо (для работы в летних условиях – марки Л, для работы в зимних условиях – марки З). Средний элементный состав дизельного топлива:

$$C = 87,0 \%, H = 12,6 \%, O = 0,4 \%. \quad [\text{табл. 2.1}]$$

2. Низшая теплота сгорания топлива

$$H_u = 33,91C + 125,6H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) = 33,91 \cdot 0,87 + \\ + 125,6 \cdot 0,126 - 10,89 \cdot 0,004 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,126 = 42,44 \text{ МДж/кг.}$$

3. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left( \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = \\ = 0,499 \frac{\text{кмоль возд.}}{\text{кг топл.}};$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = \\ = 14,452 \frac{\text{кг возд.}}{\text{кг топл.}}.$$

4. Для устойчивой работы двигателя без существенного перегрева его деталей коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  для дизеля с наддувом принят  $\alpha = 1,7$  [табл. 2.2].

5. Количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha L_0 = 1,7 \cdot 0,499 = 0,849 \text{ кмоль св. зар./кг топл.}$$

6. Количество отдельных компонентов продуктов сгорания

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,0725 \text{ кмоль CO}_2 / \text{кг топл.};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \text{ кмоль H}_2\text{O/кг топл.};$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,208(\alpha - 1)L_0 = 0,208 \cdot (1,7 - 1) \cdot 0,499 = 0,0727 \text{ кмоль O}_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,792\alpha L_0 = 0,792 \cdot 1,7 \cdot 0,499 = 0,6724 \text{ кмоль N}_2/\text{кг топл.}$$

7. Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0,0725 + 0,063 + 0,0727 + \\ + 0,6724 = 0,8806 \text{ кмоль пр.сг./кг топл.}$$

## Расчет параметров окружающей среды и остаточных газов

### 1. Атмосферные условия

$$p_0 = 0,1 \text{ МПа}; T_0 = 293 \text{ К.}$$

При работе двигателя с наддувом давление окружающей среды по заданию равно  $p_k = 0,17 \text{ МПа}$ .

Для центробежного компрессора с охлаждаемым корпусом показатель политропы сжатия принят

$$n_k = 1,65. \quad [\text{табл. 3.2}]$$

Температура окружающей среды при работе двигателя с наддувом

$$T_k = T_0 \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} = 293 \cdot \left( \frac{0,17}{0,1} \right)^{\frac{1,65-1}{1,65}} = 361 \text{ К.}$$

### 2. Температура остаточных газов для двигателя с наддувом принята

$$T_r = 800 \text{ К.} \quad [\text{табл. 3.3}]$$

3. Давление остаточных газов для двигателей с наддувом и наличием газовой турбины на выпуске, МПа

$$p_r = (0,75 - 0,98)p_k = 0,95p_k = 0,95 \cdot 0,17 = 0,162 \text{ МПа.}$$

## Расчет процесса впуска

### 1. Температура подогрева свежего заряда принята

$$\Delta T = 10^\circ. \quad [\text{табл. 4.1}]$$

### 2. Плотность заряда на впуске, $\text{кг/м}^3$

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_b T_k} = \frac{0,17 \cdot 10^6}{287 \cdot 361} = 1,641 \text{ кг/м}^3.$$

### 3. Потери давления на впуске, МПа

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

где  $\beta$  – коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра;  $\xi_{вп}$  – коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению;  $\omega_{вп}$  – средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы, м/с.

В соответствии со скоростным режимом ( $n = 2600 \text{ об/мин}$ ) и с учетом небольших гидравлических сопротивлений во впускной системе дизеля с наддувом принято  $(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,7$ ;  $\omega_{вп} = 70 \text{ м/с}$ .

Потери давления на впуске

$$\Delta p_a = \frac{2,7 \cdot 70^2 \cdot 1,641 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,0109 \text{ МПа.}$$

4. Давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,17 - 0,0109 = 0,159 \text{ МПа.}$$

5. Коэффициент остаточных газов для четырехтактного дизеля с наддувом

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} = \frac{361 + 10}{800} \frac{0,162}{17 \cdot 0,159 - 0,162} = 0,0296.$$

6. Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{361 + 10 + 0,0296 \cdot 800}{1 + 0,0296} = 383 \text{ К.}$$

7. Коэффициент наполнения

$$\begin{aligned} \eta_V &= \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_k} (\varepsilon p_a - p_r) = \\ &= \frac{361}{361 + 10} \cdot \frac{1}{17 - 1} \cdot \frac{1}{0,17} (17 \cdot 0,159 - 0,162) = 0,909. \end{aligned}$$

### Расчет процесса сжатия

1. При степени сжатия  $\varepsilon = 17$  и температуре в конце впуска  $T_a = 383 \text{ К}$  средний показатель адиабаты сжатия равен  $k_1 = 1,362$  [рис. 5.1]. Показатель политропы сжатия принят  $n_1 \approx 1,362$ .

2. Давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,159 \cdot 17^{1,362} = 7,538 \text{ МПа.}$$

3. Температура в конце сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 383 \cdot 17^{1,362 - 1} = 1068 \text{ К.}$$

4. Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:

а) свежей смеси (воздуха)

$$\begin{aligned} (m c_V)_0^c &= 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 795 = \\ &= 22,697 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град),} \end{aligned}$$

где  $t_c = T_c - 273 = 1068 - 273 = 795 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

б) остаточных газов [табл. 5.5]:

– определяется значение теплоемкости остаточных газов при  $t = 700 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $\alpha = 1,7$ .

При коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,6$  теплоемкость остаточных газов равна  $24,109 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}$  [табл. 5.5]; при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,8$  теплоемкость остаточных газов равна  $23,927 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}$  [табл. 5.5]. При разности коэффициентов избытка воздуха  $\Delta \alpha = 1,8 - 1,6 = 0,2$  разность теплоемкостей составит

$\Delta(mc_V^n)_{t_0}^{700} = 24,109 - 23,927 = 0,182$  кДж/(кмоль·град). Т. к. в расчете принят коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,7$ , то разность между ним и ближайшим большим табличным  $\alpha$  равна  $\Delta\alpha_p = 1,8 - 1,7 = 0,1$ . Тогда значение теплоемкости составит

$$(mc_V^n)_{t_0}^{700} = 23,927 + (24,109 - 23,927) \cdot \frac{0,1}{0,2} = 24,018 \text{ кДж/(кмоль·град)};$$

– определяется значение теплоемкости остаточных газов при  $t = 800$  °С и  $\alpha = 1,7$ .

При коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,6$  теплоемкость остаточных газов равна 24,488 кДж/(кмоль·град) [табл. 5.5]; при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,8$  теплоемкость остаточных газов равна 24,298 кДж/(кмоль·град) [табл. 5.5]. При разности коэффициентов избытка воздуха  $\Delta\alpha = 1,8 - 1,6 = 0,2$  разность теплоемкостей составит  $\Delta(mc_V^n)_{t_0}^{800} = 24,488 - 24,298 = 0,190$  кДж/(кмоль·град). Т. к. в расчете принят коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,7$ , то разность между ним и ближайшим большим табличным  $\alpha$  равна  $\Delta\alpha_p = 1,8 - 1,7 = 0,1$ . Тогда значение теплоемкости составит

$$(mc_V^n)_{t_0}^{800} = 24,298 + (24,488 - 24,298) \cdot \frac{0,1}{0,2} = 24,393 \text{ кДж/(кмоль·град)};$$

– определяется значение теплоемкости остаточных газов при  $t = 795$  °С и  $\alpha = 1,7$ .

При температуре  $t = 700$  °С теплоемкость остаточных газов равна 24,018 кДж/(кмоль·град); при температуре  $t = 800$  °С теплоемкость остаточных газов равна 24,393 кДж/(кмоль·град). При разности температур  $\Delta t = 800 - 700 = 100^\circ$  разность теплоемкостей составит  $\Delta(mc_V^n)_{t_0}^{800-700} = 24,393 - 24,018 = 0,395$  кДж/(кмоль·град). Т. к. по расчету температура в конце сжатия  $t_c = 795$  °С, то разность между ней и ближайшей меньшей табличной составит  $\Delta t_p = 795 - 700 = 95^\circ$ . Тогда значение теплоемкости  $t_c = 795$  °С и  $\alpha = 1,7$  составит

$$(mc_V^n)_{t_0}^{t_c} = 24,018 + (24,393 - 24,018) \cdot \frac{95}{100} = 24,374 \text{ кДж/(кмоль·град)};$$

в) рабочей смеси

$$\begin{aligned} (mc_V^r)_{t_0}^{t_c} &= \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[ (mc_V^n)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (mc_V^n)_{t_0}^{t_c} \right] = \\ &= \frac{1}{1 + 0,0296} [22,697 + 0,0296 \cdot 24,374] = 22,745 \text{ кДж/(кмоль·град)}. \end{aligned}$$



### Расчет процесса сгорания

1. Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_0 = M_2/M_1 = 0,8806/0,849 = 1,037.$$

2. Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,037 + 0,0296}{1 + 0,0296} = 1,036.$$

3. Теплота сгорания рабочей смеси

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{42440}{0,849(1 + 0,0296)} = 48551 \text{ кДж/кмоль раб.см.}$$

4. Средняя молярная изохорная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град)

$$\begin{aligned} (mc''_{V_0})_z &= \frac{1}{M_2} [M_{\text{CO}_2} (mc''_{\text{VCO}_2})_{t_0}^z + M_{\text{H}_2\text{O}} (mc''_{\text{VH}_2\text{O}})_{t_0}^z + M_{\text{N}_2} (mc''_{\text{VN}_2})_{t_0}^z + M_{\text{O}_2} (mc''_{\text{VO}_2})_{t_0}^z] = \\ &= \frac{1}{0,8806} [0,0725(39,123 + 0,003349t_z) + 0,063(26,67 + 0,004438t_z) + \\ &+ 0,6724(21,951 + 0,001457t_z) + 0,0727(23,723 + 0,00155t_z)] = 23,849 + 0,00183t_z. \end{aligned}$$

5. Средняя молярная изобарная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град)

$$(mc''_p)_{t_0}^z = (mc''_V)_{t_0}^z + R = 23,849 + 0,00183t_z + 8,315 = 32,164 + 0,00183t_z.$$

6. Коэффициент использования теплоты для современных дизелей с неразделенными камерами сгорания и хорошо организованным объемным смесеобразованием, работающих с наддувом, при котором повышается теплонапряженность двигателя, и создаются более благоприятные условия для протекания процесса сгорания, может быть принят равным  $\xi_z = 0,86$  [табл. 6.1].

7. Для снижения газовых нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма целесообразно, чтобы значение максимального давления сгорания превышало величину 11–12 МПа. В связи с этим, значение степени повышения давления в дизеле с наддувом принимается  $\lambda = 1,5$ .

Температура в конце видимого процесса сгорания

$$\begin{aligned} \xi_z H_{\text{раб.см}} + [(mc'_V)_{t_0}^z + 8,315\lambda] t_c + 2270(\lambda - \mu) &= \mu (mc''_p)_{t_0}^z t_z, \\ 0,86 \cdot 48551 + (22,745 + 8,315 \cdot 1,5) \cdot 795 + 2270(1,5 - 1,036) &= \\ &= 1,036 \cdot (32,164 + 0,00183t_z) t_z, \end{aligned}$$

или  $0,001896t_z^2 + 33,32t_z - 70805 = 0$ ,

откуда

$$t_z = \frac{-33,32 + \sqrt{33,32^2 + 4 \cdot 0,001896 \cdot 70805}}{2 \cdot 0,001896} = 1916 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Абсолютное значение температуры в конце видимого процесса сгорания

$$T_z = t_z + 273 = 1916 + 273 = 2189 \text{ К}.$$

8. Максимальное давление сгорания

$$p_z = \lambda p_c = 1,5 \cdot 7,538 = 11,307 \text{ МПа}.$$

9. Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda T_c} = \frac{1,036}{1,5} \cdot \frac{2189}{1068} = 1,416.$$

### Расчет процесса расширения

1. Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1,416} = 12,01.$$

При степени последующего расширения  $\delta = 12,01$ , коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,7$  и температуре в конце видимого процесса сгорания  $T_z = 2189 \text{ К}$  средний показатель адиабаты расширения равен  $k_2 = 1,2792$  [рис. 7.2]. Значение показателя политропы расширения принимается несколько меньшим, чем значение показателя адиабаты расширения  $n_2 = 1,267$ .

2. Давление в конце процесса расширения

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{11,307}{12,01^{1,267}} = 0,485 \text{ МПа}.$$

3. Температура в конце процесса расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2189}{12,01^{1,267-1}} = 1127 \text{ К}.$$

### Расчет процесса выпуска

1. Проверка ранее принятой температуры остаточных газов

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}} = \frac{1127}{\sqrt[3]{0,485/0,162}} = 782 \text{ К}.$$

2. Погрешность расчета

$$\Delta T_r = 100 \frac{800 - 782}{782} = 2,30 \% < 5 \% .$$

### Расчет индикаторных параметров рабочего цикла

1. Теоретическое среднее индикаторное давление

$$\begin{aligned} p'_i &= \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = \\ &= \frac{7,538}{17 - 1} \left[ 1,5(1,416 - 1) + \frac{1,5 \cdot 1,416}{1,267 - 1} \left( 1 - \frac{1}{12,01^{1,267 - 1}} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{1,362 - 1} \left( 1 - \frac{1}{17^{1,362 - 1}} \right) \right] = 1,277 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

2. Среднее индикаторное давление действительного цикла, МПа

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

где  $\varphi_n$  – коэффициент полноты диаграммы.

Коэффициент полноты диаграммы для дизеля принят  $\varphi_n = 0,95$ .

Среднее индикаторное давление

$$p_i = 0,95 \cdot 1,277 = 1,213 \text{ МПа.}$$

3. Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{H_u \rho_k \eta_V} = \frac{1,213 \cdot 14,452 \cdot 1,7}{42,44 \cdot 1,641 \cdot 0,909} = 0,471 .$$

4. Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i) = 3600 / (42,44 \cdot 0,471) = 180,2 \text{ г/(кВт·ч).}$$

### Расчет эффективных показателей двигателя

1. Средняя скорость поршня принимается

$$v_{п,ср} = 10,5 \text{ м/с.} \quad \text{[табл. 10.1]}$$

2. Среднее давление механических потерь

$$p_m = 0,089 + 0,0118 v_{п,ср} = 0,089 + 0,0118 \cdot 10,5 = 0,213 \text{ МПа.}$$

3. Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 1,213 - 0,213 = 1,0 \text{ МПа.}$$

4. Механический КПД

$$\eta_m = p_e / p_i = 1,0 / 1,213 = 0,824 .$$

## 5. Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,471 \cdot 0,824 = 0,388.$$

## 6. Эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600}{42,44 \cdot 0,388} = 219 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Расчет основных параметров цилиндра и двигателя для дизелей без наддува производится по методике, аналогичной методике расчета карбюраторного двигателя. Для дизеля с наддувом в связи с отсутствием необходимых расчетных данных расчет основных параметров цилиндра и двигателя может не производиться.

### **Построение индикаторной диаграммы двигателя с воспламенением от сжатия**

Расчет и построение индикаторной диаграммы производится следующим образом.

## 1. Принимаются масштабы диаграммы:

– масштаб хода поршня  $M_s = 1,5$  мм в мм;

– масштаб давлений  $M_p = 0,08$  МПа в мм.

2. Длина отрезка  $AB$ 

$$AB = S/M_s = 120/1,5 = 80 \text{ мм}.$$

3. Определяется отрезок  $OA$ 

$$OA = AB/(\epsilon - 1) = 80/(17 - 1) = 5 \text{ мм}.$$

Определяется величина отрезка  $z'z$

$$z'z = OA(\rho - 1) = 5 \cdot (1,416 - 1) = 2,08 \approx 2 \text{ мм}.$$

4. Из точки  $O$ , являющейся началом координат диаграммы, по оси абсцисс откладывается отрезок  $OA = 5$  мм. Далее от точки  $A$  по оси абсцисс откладывается отрезок  $AB = 80$  мм. Таким образом, длина отрезка  $OB$  составит

$$OB = OA + AB = 5 + 80 = 85 \text{ мм}.$$

5. Определяется максимальная высота диаграммы (ординаты точек  $z'$  и  $z$ ), а также ординаты характерных точек

$$p_z/M_p = 11,307/0,08 = 141,30 \text{ мм};$$

$$p_a/M_p = 0,159/0,08 = 1,99 \text{ мм};$$

$$p_b/M_p = 0,485/0,08 = 6,06 \text{ мм};$$

$$p_c/M_p = 7,538/0,08 = 94,23 \text{ мм};$$

$$p_r/M_p = 0,162/0,08 = 2,03 \text{ мм};$$

$$p_k/M_p = 0,17/0,08 = 2,13 \text{ мм};$$

$$p_0/M_p = 0,1/0,08 = 1,25 \text{ мм.}$$

6. Характерные точки  $a$  (85; 1,99);  $b$  (85; 6,06);  $c$  (5; 94,23);  $r$  (5; 2,03);  $z'$  (5; 141,3) наносятся на диаграмму. Также на диаграмму наносится точка  $z$ , абсцисса которой равна

$$OX_z = OA + z'z = 5 + 2 = 7 \text{ мм,}$$

а ордината –  $p_z/M_p = 141,3 \text{ мм.}$

Показывается величина давления окружающей среды  $p_0$ .

7. Производится построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом:

а) политропа сжатия строится при помощи выражения

$$\frac{P_x}{M_p} = \frac{P_a}{M_p} \left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_1} = 1,99 \left( \frac{85}{OX} \right)^{1,362} \text{ мм;}$$

б) политропа расширения строится при помощи выражения

$$\frac{P_x}{M_p} = \frac{P_b}{M_p} \left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_2} = 6,06 \left( \frac{85}{OX} \right)^{1,267} \text{ мм.}$$

Результаты определения точек политроп сжатия и расширения записываются в табл. 14.1.

Таблица 14.1

Расчетная таблица к построению политроп сжатия и расширения

№ точки	OX, мм	OB/OX, мм	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left( \frac{OB}{OX} \right)^{1,362}$	$P_x/M_p$ , мм	$P_x$ , МПа	$\left( \frac{OB}{OX} \right)^{1,267}$	$P_x/M_p$ , мм	$P_x$ , МПа
1	5	17,00	47,41	94,35	7,55	–	–	–
2	7	12,14	29,98	59,66	4,77	23,65	142,61	11,41
3	10	8,50	18,44	36,70	2,94	15,05	90,76	7,26
4	15	5,67	10,62	21,13	1,69	9,00	54,30	4,34
5	20	4,25	7,18	14,28	1,14	6,25	37,71	3,02
6	25	3,40	5,30	10,54	0,84	4,71	28,43	2,27
7	35	2,43	3,35	6,66	0,53	3,08	18,56	1,48
8	45	1,89	2,38	4,73	0,38	2,24	13,50	1,08
9	55	1,55	1,81	3,60	0,29	1,74	10,47	0,84
10	70	1,21	1,30	2,59	0,21	1,28	7,71	0,62
11	85	1,00	1,00	1,99	0,16	1,00	6,03	0,48

8. Точки  $a$  и  $c$  соединяют плавной кривой, проходящей через вычисленные и нанесенные на поле диаграммы точки политропы сжатия, а точки  $z$  и  $b$  – кривой, проходящей через точки политропы расширения. Прямыми линиями соединяются точки  $c$  и  $z'$ ;  $z'$  и  $z$ , а также

*b* и *a*. Принимается, что процесс выпуска протекает сначала при постоянном объеме от давления  $p_b$  до давления  $p_r$  (из точки *b* вертикально вниз), затем – при постоянном давлении  $p_r$  от н.м.т. до в.м.т. (горизонтально до точки *r*), а процесс впуска сначала протекает также при постоянном объеме от давления  $p_r$  до давления  $p_a$  (из точки *r* вертикально вниз, если  $p_a < p_r$  или вверх, если  $p_a > p_r$ ), затем – при постоянном давлении  $p_a$  от в.м.т. до н.м.т. (горизонтально до точки *a*). Теоретическая индикаторная диаграмма приведена на рис. 14.1, *a*.

9. Скругление индикаторной диаграммы осуществляется на основании следующих соображений и расчетов. Учитывая достаточную быстроходность двигателя и величину наддува, ориентировочно устанавливаются следующие фазы газораспределения: впуск – начало (точка *r'*) за  $25^\circ$  до прихода поршня в в.м.т., а окончание (точка *a''*) – через  $60^\circ$  после прохода поршнем н.м.т.; выпуск – начало (точка *b'*) принимается за  $60^\circ$  до прихода поршня в н.м.т., а окончание (точка *a'*) через  $25^\circ$  после прохода поршнем в.м.т. Учитывая быстроходность дизеля, угол опережения впрыска  $\theta$  принимается равным  $20^\circ$ , а продолжительность периода задержки воспламенения –  $\Delta\varphi_1 = 8^\circ$ .

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

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

где  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

При построении индикаторной диаграммы предварительно принимается  $\lambda = 0,270$ .

Расчеты абсцисс точек *r'*, *a''*, *a'*, *b'*, *c'* и *f* сведены в табл. 14.2.

Таблица 14.2

Расчетная таблица к скруглению индикаторной диаграммы

Обозначение точек	Положение точек	$\varphi$	$(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние от в.м.т. (AX), мм
<i>r'</i>	$25^\circ$ до в.м.т.	25	0,1178	4,7
<i>a'</i>	$25^\circ$ после в.м.т.	25	0,1178	4,7
<i>a''</i>	$60^\circ$ после н.м.т.	120	1,6013	64,1
<i>c'</i>	$20^\circ$ до в.м.т.	20	0,0761	3,0
<i>f</i>	$12^\circ$ до в.м.т.	12	0,0277	1,1
<i>b'</i>	$60^\circ$ до н.м.т.	120	1,6013	64,1

Положение точки  $c''$  определяется из выражения

$$p_{c''} = (1,15 \div 1,25)p_c = 1,15 \cdot 7,538 = 8,669 \text{ МПа};$$

$$p_{c''}/M_p = 8,669/0,08 = 108,36 \text{ мм.}$$

Точка  $z_d$  лежит на линии  $z'z$  ориентировочно вблизи точки  $z$ .

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

Действительная индикаторная диаграмма (в уменьшенном масштабе) приведена на рис. 14.1, б.

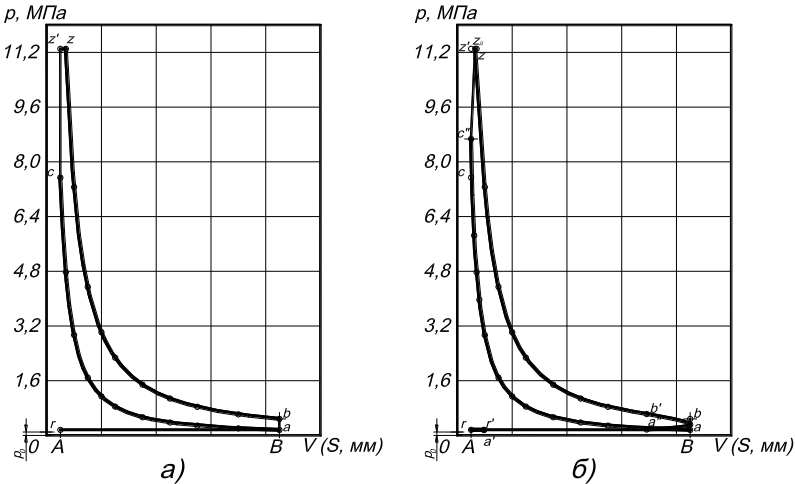


Рис. 14.1. Индикаторная диаграмма дизеля:  
а – теоретическая; б – действительная

### Заключение

В данные методические указания входят методика теплового поверочного расчета двигателя внутреннего сгорания, примеры тепловых расчетов карбюраторного двигателя на режиме номинальной мощности и дизеля с наддувом. Приведены рекомендации по выбору справочных данных или эмпирических зависимостей, необходимых при осуществлении теплового расчета двигателя.

Знания, умения и навыки, полученные студентами в ходе выполнения курсовой и расчетно-графической работы, необходимы будущим инженерам для проведения теплового расчета силового оборудования транспортных средств, являющегося основой для последующих расчетов указанного оборудования, а, кроме того, для поиска оптимальных режимов работы силовых агрегатов и путей совершенствования конструкций двигателей.

### Библиографический список

1. Автомобильные двигатели: учебник для студ. высш. учеб. заведений / М.Г. Шатров, К.А. Морозов, И.В. Алексеев и др.; под ред. М.Г. Шатрова. – М.: Издательский центр “Академия”, 2010. – 464 с.
2. Автомобильные двигатели: Курсовое проектирование: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / М.Г. Шатров, И.В. Алексеев, С.Н. Богданов и др.; под ред. М.Г. Шатрова. – М.: Издательский центр “Академия”, 2011. – 256 с.
3. Буров, А.Л. Тепловые двигатели: Учеб. пособие / А.Л. Буров. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: МГИУ, 2008. – 224 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания: учебник для вузов / А.С. Хачиян, К.А. Морозов, В.Н. Луканин и др.; под ред. В.Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985. – 311 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; под ред. В.Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2005. – 479 с.
6. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа, 2008. – 496 с.
7. Сборник задач по технической термодинамике: Учеб. пособие для студентов вузов / Т.Н. Андрианова, Б.В. Дзампов, В.Н. Зубарев и др. – 5-е изд., стер. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 356 с.

### Содержание

Введение.....	3
1. Исходные данные для проведения поверочного теплового расчета.....	4
2. Расчет параметров рабочего тела.....	5
3. Расчет параметров окружающей среды и остаточных газов.....	8
4. Расчет процесса впуска.....	10
5. Расчет процесса сжатия.....	13
6. Расчет процесса сгорания.....	16
7. Расчет процесса расширения.....	22
8. Расчет процесса выпуска.....	26
9. Расчет индикаторных параметров рабочего цикла.....	27
10. Расчет эффективных показателей двигателя.....	29
11. Расчет основных параметров цилиндра и двигателя.....	33
12. Построение индикаторной диаграммы двигателя внутреннего сгорания.....	35
13. Пример теплового расчета карбюраторного двигателя.....	39
14. Пример теплового расчета дизеля.....	51
Заключение.....	62
Библиографический список.....	63



Учебное издание

# ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Методические указания к выполнению курсовой работы и расчетно-графической работы для студентов, обучающихся по специальности  
190603 – Сервис транспортных и технологических машин и оборудования  
и направлениям подготовки бакалавров  
190500 – Эксплуатация транспортных средств,  
190600 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов,  
140100 – Теплоэнергетика и теплотехника

Составитель: Губарев Артем Викторович

Подписано в печать 25.01.13. Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 3,7. Уч.-изд. л. 4,0.  
Тираж 100 экз. Заказ №            Цена    р.    к.

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете  
им. В.Г. Шухова  
308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46