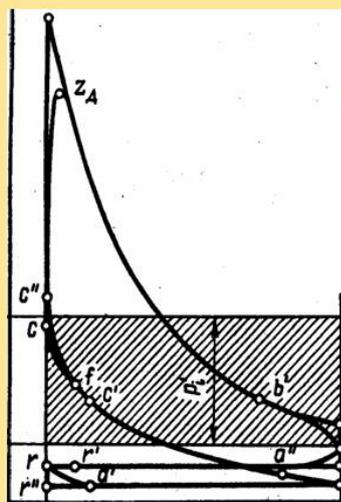


Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Сибирская государственная автомобильно-дорожная  
академия (СибАДИ)»

Кафедра «Тепловые двигатели  
и автотракторное электрооборудование»

## ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Учебно-методическое  
пособие



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

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

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

Омск • 2016

УДК 621.444 : 536.7  
ББК 39.35  
Т34

*Рецензенты:*

д-р техн. наук, проф. В.Р. Ведрученко (ОмГУПС);  
канд. техн. наук, доц. Михайлов А.Г. (ОмГТУ)

*Авторы:* П.И. Домань, А.Л. Иванов, В.А. Каня, С.С. Войтенков.

Работа утверждена редакционно-издательским советом академии в качестве учебно-методического пособия.

**Т34 Тепловой расчёт поршневого двигателя внутреннего сгорания** [Электронный ресурс] : учебно-методическое пособие / П.И. Домань, А.Л. Иванов, В.А. Каня, С.С. Войтенков. – Электрон. дан. – Омск : СибАДИ, 2016. Режим доступа: <http://bek.sibadi.org/fulltext/esd167.pdf>, свободный после авторизации. – Загл. с экрана. ISBN 978-5-93204-842-9.

Рассмотрены объём и содержание курсовой работы, правила оформления пояснительной записки и графической части работы, приведена методика классического теплового расчёта двигателя внутреннего сгорания без наддува на номинальном режиме. По результатам расчётов студент должен выполнить сравнительную оценку показателей проектируемого двигателя и его прототипа.

Имеет интерактивное оглавление в виде закладок. Содержит видеофрагменты обучающего и демонстрационного характера, которые воспроизводятся с помощью проигрывателя Windows Media.

Предназначено для обучающихся всех форм обучения по направлениям 13.03.02, 13.03.03, 23.03.02, 23.03.03, 44.03.04, по дисциплинам «Теория рабочих процессов в ДВС», «Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания», «Автомобильные двигатели», «Тепловые двигатели», «Двигатели автотранспортных средств», «Двигатели внутреннего сгорания», «Энергетические установки автомобилей и тракторов», «Транспортная энергетика».

Мультимедийное издание (53,0 МБ)

Системные требования : Intel, 3,4 GHz ; 150 МБ ; Windows XP/Vista/7 ; DVD-ROM ;  
1 Гб свободного места на жестком диске ; программа для чтения pdf-файлов Adobe Acrobat Reader ; Google Chrome ; Windows Media Player, колонки

Редактор Н.И. Косенкова

Техническая подготовка – Т.И. Кукина

Издание первое. Дата подписания к использованию 08.08.2016

Издательско-полиграфический центр СибАДИ. 644080, г. Омск, пр. Мира, 5  
РИО ИПЦ СибАДИ. 644080, г. Омск, ул. 2-я Поселковая, 1

© ФГБОУ ВО «СибАДИ», 2016

## ВВЕДЕНИЕ

Курсовая работа является завершающим этапом изучения курса «Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания». Расчёты, проведённые в ней, помогут студенту при выполнении выпускной квалификационной работы.

Цель курсовой работы:

– обобщить и углубить знания, полученные при изучении дисциплин «Термодинамика и теплопередача», «Теория рабочих процессов ДВС», «Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания», «Автомобильные двигатели», «Тепловые двигатели», «Двигатели автотранспортных средств», «Двигатели внутреннего сгорания», «Энергетические установки автомобилей и тракторов», «Транспортная энергетика»;

– закрепить практические навыки определения термодинамических параметров рабочего тела;

– изучить влияние внешних факторов и параметров рабочих процессов в двигателе внутреннего сгорания на его мощностные, экономические и габарито-массовые показатели.

Задачи курсовой работы:

▪ развитие навыков использования специальной литературы : учебников, учебных пособий, справочников, периодических журналов и т.д.;

▪ стимулирование творческой инициативы студентов в разработке расчётных приёмов и усовершенствовании конструктивных элементов двигателя;

▪ развитие умения критически оценивать полученные результаты и сопоставлять их с результатами других работ.

Обязательным условием успешного выполнения и защиты курсовой работы является модернизация существующего двигателя и достижение лучших технико-экономических показателей по сравнению с прототипом.

Главной задачей при проектировании поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС) является определение основных размеров кривошипно-шатунного механизма – диаметр цилиндра  $D$ , отношение хода поршня к диаметру цилиндра  $\lambda$  или ход поршня  $S$ . Кроме того, в результате теплового расчёта вычисляют показатели экономичности двигателя : удельный расход топлива  $g_e$ , коэффициенты полезного действия, статьи теплового баланса.

Перед началом теплового расчёта необходимо выбрать исходные данные:

- 1) Назначение двигателя.
- 2) Тип двигателя.
- 3) Вид топлива.
- 4) Номинальную мощность  $N_e$ .
- 5) Частоту вращения коленчатого вала при номинальной мощности  $n_N$ .
- 6) Степень сжатия  $\varepsilon$ .
- 7) Тактность  $\tau$ .
- 8) Расположение и число  $i$  цилиндров.
- 9) Давление наддува.
- 10) Число клапанов на один цилиндр.
- 11) Вид охлаждения.

## 1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ

Задание на выполнение курсовой работы выбирается по табл. 1 и 2 в соответствии с двумя последними цифрами зачетной книжки.

По табл. 1 (номер варианта соответствует последней цифре шифра) устанавливается прототип проектируемого двигателя.

По табл. 2 в соответствии с вариантом и предпоследней цифрой шифра устанавливаются заданная мощность  $N_e$ , кВт (первая строчка в столбце варианта), частота вращения коленчатого вала  $n$ , об/мин (вторая строчка в столбце варианта) и степень сжатия  $\varepsilon$  (третья строчка в столбце варианта).

Исходные величины задания  $N_e$  и  $n$  даны для номинального режима работы двигателя.

Остальные параметры, необходимые для проведения расчётов, устанавливаются и обосновываются студентом самостоятельно в соответствии с источниками [1, 2, 3, 4] и конструкцией прототипа двигателя.

Если студент связан по своей научно-исследовательской или производственной работе с эксплуатацией, ремонтом или конструированием двигателей, то ему может быть выдано индивидуальное задание на курсовое проектирование, которое согласовывается с руководителем курсовой работы.

Таблица 1

## Технические данные двигателей прототипов

Вариант (последняя цифра зачётной книжки)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Двигатель	ВАЗ-2123	ВАЗ-21194	ВАЗ-21126	ЗМЗ-406.1	ЗМЗ-409	ЗМЗ-514	Д-245.7Е2	КамАЗ-740.50	ЯМЗ-6581	Д-260.7
Автомобиль	«Шеви Нива»	«Калина»	«Приора»	«ГАЗель»	УАЗ – «Патриот»		«Валдай»	КамАЗ	МАЗ	МАЗ
Вид топлива	Премиум Евро-95	ДТ Евро	ДТ Евро	ДТ Евро	ДТ Евро	ДТ Евро				
Расположение и число цилиндров	Р – 4	Р – 4	Р – 4	Р – 4	Р – 4	Р – 4	Р – 4	V – 8	V – 8	Р – 6
Вид охлаждения	жидкостное									
Число клапанов на цилиндр	2	4	4	4	4	4	2	4	4	2
Максимальная мощность $N_{\text{max}}$ , кВт	58	66	72	103	105	72	90	265	294	184
Частота вращения коленчатого вала при $N_{\text{max}}$ $n_e$ , об/мин	5000	5600	5600	5000	5000	4000	2400	2200	1900	2100
Степень сжатия $\varepsilon$	9,3	10,8	11,0	9,4	9,1	19,5	17,0	16,5	17,5	15,1
Давление наддува	–	–	–	–	–	Есть	Есть	Есть	Есть	Есть
Охлаждение наддувочного корпуса	–	–	–	–	–	Есть	Есть	Есть	Есть	Есть
Ход поршня $S$ , мм	80,0	75,6	75,6	86,0	94,0	94,0	125,0	130,0	140,0	125,0
Диаметр цилиндра $D$ , мм	82,0	76,5	82,0	95,5	95,5	87,0	110,0	120,0	130,0	110,0
Удельный расход топлива $g_e$ , г/кВт·ч	265,0	255,0	255,0	265,2	265,2	215,0	210,0	215,0	200,0	218

Примечание. Р – рядное расположение цилиндров; V – V-образное расположение цилиндров.

Таблица 2

## Исходные данные для курсового проектирования

		Последняя цифра зачётной книжки									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Предпоследняя цифра зачётной книжки	0	56	64	70	101	103	70	88	263	292	182
		4800	5400	5400	4800	4800	3800	2200	2000	1700	1900
		9,6	11,1	11,3	9,7	9,4	19,8	17,3	16,8	17,8	15,4
	1	56	64	70	101	103	70	88	263	292	182
		4800	5400	5400	4800	4800	3800	2200	2000	1700	1900
		9,5	11,0	11,2	9,6	9,3	19,7	17,2	16,7	17,7	15,3
	2	57	65	71	102	104	71	89	264	293	183
		4900	5500	5500	4900	4900	3900	2300	2100	1800	2000
		9,4	10,9	11,1	9,5	9,2	19,6	17,1	16,6	17,6	15,2
	3	56	64	70	101	103	70	88	263	292	182
		4900	5500	5500	4900	4900	3900	2300	2100	1800	2000
		9,3	10,8	11,0	9,4	9,1	19,5	17,0	16,5	17,5	15,1
	4	59	67	73	104	106	73	91	266	295	185
		5000	5600	5600	5000	5000	4000	2400	2200	1900	2100
		9,4	10,9	11,1	9,5	9,2	19,6	17,1	16,6	17,6	15,2
	5	57	65	71	102	104	71	89	264	293	183
		5000	5600	5600	5000	5000	4000	2400	2200	1900	2100
		9,2	10,7	10,9	9,3	9,0	19,4	16,9	16,4	17,4	15,0
	6	59	67	73	104	106	73	91	266	295	185
		5100	5700	5700	5100	5100	4100	2500	2300	2000	2200
		9,2	10,7	10,9	9,3	9,0	19,4	16,9	16,4	17,4	15,0
	7	60	68	74	105	107	74	92	267	296	186
		5100	5700	5700	5100	5100	4100	2500	2300	2000	2200
		9,1	10,6	10,8	9,2	8,9	19,3	16,8	16,3	17,3	14,9
	8	60	68	74	105	107	74	92	267	296	186
		5200	5800	5800	5200	5200	4200	2600	2400	2100	2300
		9,1	10,6	10,8	9,2	8,9	19,3	16,8	16,3	17,3	14,9
9	61	69	75	106	108	75	93	268	297	187	
	5200	5800	5800	5200	5200	4200	2600	2400	2100	2300	
	9,0	10,5	10,7	9,1	8,8	19,2	16,7	16,2	17,2	14,8	

## 2. ОБЪЁМ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Объём курсовой: два листа формата А4 с графиками и пояснительная записка объёмом 30...40 с.

Содержание курсовой работы составляют:

1. Пояснительная записка:

- титульный лист (прил. 1);
- оглавление;
- задание на проект;
- технико-экономическое обоснование проектируемого двигателя и выбор основных параметров, необходимых для расчёта двигателя;
- тепловой расчёт двигателя;
- расчёт индикаторной диаграммы;
- расчёт внешней скоростной характеристики;
- сравнительная таблица основных показателей проектируемого двигателя и прототипа с кратким описанием усовершенствований и изменений, которые внесены в проектируемый двигатель по сравнению с прототипом;
- библиографический список.

2. Графическая часть курсовой работы состоит :

- из индикаторной диаграммы;
- внешней скоростной характеристики двигателя.

Пояснительная записка оформляется в электронном виде, например в приложении *Microsoft Word*. В записке расчёты дополняются таблицей исходных данных. Формулы записываются с использованием редактора формул, например *Microsoft Equation*. В формулу, кроме символов, обязательно записываются исходные данные и результаты вычислений.

Оформляется курсовая работа в соответствии с ЕСКД [5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18] и источником [19].

## 3. МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Выполнение курсовой работы следует начинать с детального рассмотрения технических характеристик прототипа. На основании изучения этих материалов должен быть проведён краткий анализ положительных и отрицательных качеств прототипа.

В связи с тем, что проектируемый двигатель должен иметь лучшие технико-экономические показатели, чем у прототипа, необходи-

мо правильно наметить конструктивные мероприятия, позволяющие решить поставленную задачу [1].

В соответствии с намеченными конструктивными усовершенствованиями необходимо выбрать основные параметры проектируемого двигателя, учитывая тенденцию их развития. В первую очередь выбираются: вид топлива, расчетный коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ , форма камеры сгорания и отношение хода поршня к диаметру цилиндра  $S/D$ . Выбор каждого параметра должен сопровождаться обоснованием с указанием причин, по которым выбрано то или иное значение [2].

После проведения технико-экономического анализа, обоснования конструктивных усовершенствований и выбора исходных показателей проектируемого двигателя можно приступить к тепловому расчёту.

При выполнении теплового расчёта следует обратить особое внимание на точность, так как ошибка в подсчёте одного показателя или неправильное округление результата влечёт за собой искажение всего расчёта. Кроме того, рекомендуется сопоставлять основные параметры рассчитываемого двигателя с соответствующими параметрами прототипа или другого двигателя аналогичного типа. При существенных отличиях расчётных параметров от сопоставляемых расчёт необходимо уточнить, а в отдельных случаях необходимо изменить и принятые для расчёта величины и коэффициенты.

#### **4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА**

Под тепловым расчётом понимают систему вычислений, позволяющих определить мощностные и экономические показатели двигателя. Так как мощность  $N_e$  и частоту вращения коленчатого вала  $n_N$  задают для проектируемого двигателя, то под мощностными показателями понимают литраж двигателя и литровую мощность. Под экономическими показателями двигателя понимают удельный расход топлива и коэффициенты полезного действия.

Так как выполнить тепловой расчёт по действительным циклам практически невозможно, его выполняют по расчётным циклам. Тепловой расчет ведётся для номинального режима работы, то есть для режима максимальной мощности двигателя, который является наиболее критичным для показателей прочности и долговечности деталей двигателя.

## 4.1. Параметры рабочего тела

В начале расчётов определяются количество и параметры рабочего тела. Для этого находится необходимое количество топлива и затем вычисляется требуемое количество воздуха.

Рабочее тело – это вещество, как правило, газ, посредством которого осуществляется преобразование теплоты в механическую работу. В поршневом двигателе рабочим телом является атмосферный воздух, пары топлива и продукты его сгорания.



Для демонстрации видео нажмите на кнопку



Для демонстрации видео нажмите на кнопку

В основе теплового расчета лежат термодинамические законы, по которым происходит изменение параметров рабочего тела и соответственно производится расчет процессов рабочего цикла теплового двигателя.

В начале расчета необходимо определить количество воздуха, требуемого для сгорания 1 кг топлива, после чего будет определено количество продуктов сгорания, участвующих в рабочем процессе, и их параметры.

### 4.1.1. Топливо

Определение значений параметров рабочего тела начинается с выбора показателей и характеристик топлива. Основные физические и химические свойства топлива регламентируются соответствующими ГОСТами и ТУ [20, 21].

а) Октановое или цетановое число

В расчётах ориентируются на топливо, используемое в прототипе. Октановое число для топлива выбирают в соответствии с требованиями источника [21], цетановое число – [22].

В зависимости от степени сжатия марку бензина ориентировочно можно выбрать по табл. 3, 4.

Таблица 3

**Выбор октанового числа бензина в зависимости от степени сжатия (для двигателей без наддува)**

Степень сжатия	7,5...8,5	8,5...10,0	10,0...12,0
Необходимое октановое число	74...80	80...90	90...100

**Октановое число бензина по ГОСТ Р 51105-97**

Октановое число	Марка бензина			
	Нормаль-80	Регуляр-91	Премиум-95	Супер-98
По моторному методу, не менее	76,0	82,5	85,0	88,0
По исследовательскому методу, не менее	80,0	92,0	95,0	98,0

Для двигателя с наддувом необходимо топливо с повышенным октановым числом.

Цетановое число дизельного топлива устанавливается в зависимости от его марки (табл. 5).

Таблица 5

**Цетановое число дизельного топлива**

Показатель	Норма для марок		
	ГОСТ 305-82		ГОСТ Р 52368-2005
	Л	З	–
Цетановое число, не менее	45	45	51

**б) Низшая теплота сгорания топлива  $H_u$** 

Количество теплоты, получаемое при сжигании 1 кг твёрдого или жидкого топлива или 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива, характеризуется теплотой сгорания топлива.

Низшая теплота сгорания топлива  $H_u$ , МДж/кг, – это количество теплоты, выделяемое при полном сгорании топлива без учёта теплоты конденсации водяных паров.

Низшая теплотворная способность топлива  $H_u$ , МДж/кг, может быть определена расчётным путём по формуле Д.И. Менделеева, если известен его элементарный состав

$$H_u = 33,91 \cdot C + 125,6 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \quad (1)$$

где  $C, H, O, S, W$  – содержание в рабочей массе топлива углерода, водорода, кислорода, летучей серы и влаги в процентах (по массе).

В инженерных расчётах допускается использовать значение  $H_u$ , определённое экспериментальным путём и приведённое в справочнике.

Для расчётов в рамках данной курсовой работы можно использовать справочные данные о значении  $H_u$  (табл. 6).

Таблица 6

**Низшая теплота сгорания топлива  $H_u$**

Топливо	Удельная теплота сгорания
Бензин	44,00 МДж/кг
Дизельное топливо	42,50 МДж/кг
Керосин	43,50 МДж/кг
Бутан	112,0 МДж/м <sup>3</sup>
Пропан	85,5 МДж/м <sup>3</sup>
Природный газ	35,00 МДж/м <sup>3</sup>

в) Элементный химический состав топлива

Элементный химический состав – это количественная доля химических элементов, входящих в нефтепродукт, выраженная в массовых долях или процентах [22].

Для жидких топлив он выражается в единицах массы:

$$C + H + O = 1 \text{ кг}, \quad (2)$$

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

Средний элементный состав топлива приведён в табл. 7.

Таблица 7

**Элементный состав автомобильных топлив**

Бензина	C = 0,855	H = 0,145	O = 0
Дизельного топлива	C = 0,870	H = 0,126	O = 0,004

Средний элементный состав воздуха приведён в табл. 8.

Таблица 8

**Химический состав сухого атмосферного воздуха у земной поверхности**

Газ	Доля в сухом воздухе, %		Молекулярная масса $m$ , кг/кмоль = г/моль
	по объёму	по весу	
1	2	3	4
Кислород O <sub>2</sub>	20,95	23,20	32,00
Азот N <sub>2</sub>	78,09	75,47	28,02
Углекислый газ (двуокись углерода) CO <sub>2</sub>	0,03	0,046	44,01

Окончание табл. 8

1	2	3	4
Водород H <sub>2</sub>	0,00005	~ 0	2,02
Аргон Ar	0,933	1,28	39,94
Неон Ne	0,0018	0,0012	20,18
Гелий He	0,0005	0,00007	4,00
Криптон Kr	0,0001	0,0003	83,8
Ксенон Xe	9 · 10 <sup>-6</sup>	0,00004	131,29

#### 4.1.2. Расчёт необходимого количества воздуха

Для сгорания топлива необходим кислород. Кислород в нашем случае берется из воздуха и в незначительном количестве из топлива. Для полного сгорания топлива необходимо определенное соотношение между количеством воздуха и топлива. Состав смеси воздуха и топлива в этом случае является *стехиометрическим*. Это соотношение зависит от вида топлива и определяется его элементарным составом.

Ориентировочно количество воздуха для стехиометрической смеси в зависимости от вида топлива соответствует значениям из справочной таблицы (табл. 9).

Таблица 9

#### Теоретически необходимое количество воздуха $l_0$ , на 1 кг топлива для стехиометрической смеси

Топливо	$l_0$ , кг
Бензин	14,7
Дизельное топливо	14,6
Природный газ	17,2
Пропан	15,5
Бутан	15,4
Метанол	6,4
Этанол	9,0
Водород	34,2

Теоретически необходимое количество воздуха  $L_0$ , кмоль или  $l_0$ , кг для полного сгорания 1 кг топлива (кмоль/кг; кг/кг) вычисляется по формуле

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ кмоль возд/кг топл.}; \quad (3)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right) \text{ кг возд/кг топл.}, \quad (4)$$

где  $L_0$  – теоретически необходимое количество воздуха в кмоль для сгорания 1 кг топлива;

$l_0$  – теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива;

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

0,21 – объёмное содержание кислорода в 1 кмоль воздуха.

Отношение действительного количества воздуха  $l$  или  $L$ , участвующего в сгорании 1 кг топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха  $l_0$  или  $L_0$ , называется коэффициентом избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{l}{l_0} = \frac{L}{L_0}. \quad (5)$$

Стехиометрическому составу горючей смеси соответствует значение коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1$ , и такая смесь называется стехиометрической.

Таблица 10

#### Значения коэффициентов избытка воздуха для двигателей различного типа

Тип двигателя	Коэффициент избытка воздуха
Карбюраторные двигатели	0,80...0,96
Двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива	0,85...1,30
Двигатели с форкамерно-факельным зажиганием	0,85...0,98 и выше
Дизели с неразделёнными камерами и объёмным смесеобразованием	1,50...1,70
Дизели с неразделёнными камерами и плёночным смесеобразованием	1,50...1,60
Вихрекамерные дизели	1,30...1,45
Предкамерные дизели	1,40...1,50
Дизели с наддувом	1,30...2,2

В зависимости от режима работы двигателя, соотношение воздуха и топлива может изменяться. Соответственно при увеличении доли топлива смесь становится «обогащённой», при уменьшении – «обеднённой».

Для различных двигателей при номинальной мощности принимаются следующие значения коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  [2, табл.10].

#### 4.1.3. Расчёт количества горючей смеси

Количество горючей смеси  $M_1$  рассчитывается по формуле

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} \text{ кмоль/кг}, \quad (6)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;

$m_T$  – молекулярная масса паров топлива, принимается:

для бензинов  $m_T = 110 \dots 120$  кг/кмоль;

для дизельных топлив  $m_T = 180 \dots 200$  кг/кмоль.

Величиной  $1/m_T$  при расчёте дизеля пренебрегают как относительно малой по отношению к объёму воздуха. Поэтому для дизелей

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 \text{ кмоль/кг}. \quad (7)$$

Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  при работе двигателя на номинальном режиме принимаем:

бензиновый карбюраторный двигатель  $\alpha = 0,85 \dots 0,96$ ;

бензиновый инжекторный двигатель  $\alpha = 0,96 \dots 0,98$ ;

дизель без наддува  $\alpha = 1,3 \dots 1,7$ ;

дизель с наддувом  $\alpha = 1,5 \dots 2,0$ .

При значительном недостатке воздуха процесс сгорания протекает медленно, температура процесса невысока, образуются продукты неполного сгорания топлива, заметно снижается количество выделяемой тепловой энергии.

При значительном избытке воздуха большое количество тепла расходуется на нагрев азота и избыточного кислорода. При этом снижаются скорость и температура сгорания, наблюдается перерасход топлива.

#### 4.1.4. Расчёт количества продуктов сгорания

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания рассчитываются с учётом полноты сгорания топлива :

при полном сгорании топлива  $\alpha \geq 1$

$$\text{водяного пара} \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\text{H}}{2} \text{ кмоль } \text{H}_2\text{O}/\text{кг топл.}; \quad (8)$$

$$\text{углекислого газа} \quad M_{\text{CO}_2} = \frac{\text{C}}{12} \text{ кмоль } \text{CO}_2/\text{кг топл.}; \quad (9)$$

$$\text{азота} \quad M_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 \text{ кмоль } \text{N}_2/\text{кг топл.}; \quad (10)$$

$$\text{кислорода} \quad M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 \text{ кмоль } \text{O}_2/\text{кг топл.}, \quad (11)$$

*при неполном сгорании топлива  $\alpha < 1$*

$$\text{углекислого газа} \quad M_{\text{CO}_2} = \frac{\text{C}}{12} - 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,21 \cdot L_0 \text{ кмоль } \text{CO}_2/\text{кг топл.}; \quad (12)$$

$$\text{оксида углерода} \quad M_{\text{CO}} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,21 \cdot L_0 \text{ кмоль } \text{CO}/\text{кг топл.}; \quad (13)$$

$$\text{водяного пара} \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\text{H}}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,21 \cdot L_0 \text{ кмоль } \text{H}_2\text{O}/\text{кг топл.}; \quad (14)$$

$$\text{водорода} \quad M_{\text{H}_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,21 \cdot L_0 \text{ кмоль } \text{H}_2/\text{кг топл.}; \quad (15)$$

$$\text{азота} \quad M_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 \text{ кмоль } \text{N}_2/\text{кг топл.}, \quad (16)$$

где  $K$  – коэффициент, зависящий от отношения  $M_{\text{H}_2}$  и  $M_{\text{CO}}$ , принимается в пределах 0,44...0,47.

$$\text{При } \frac{\text{H}}{\text{C}} = \frac{0,145}{0,855}; \quad K = 0,461.$$

Общее количество продуктов сгорания (кмоль пр. ст./кг топл.) :  
*при полном сгорании топлива  $\alpha > 1$*

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} + M_{\text{O}_2} = \frac{\text{C}}{12} + \frac{\text{H}}{2} + (\alpha - 0,21) \cdot L_0, \quad (17)$$

*при стехиометрическом сгорании топлива  $\alpha = 1$*

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} = \frac{\text{C}}{12} + \frac{\text{H}}{2} + 0,79 \cdot L_0, \quad (18)$$

*при неполном сгорании топлива  $\alpha < 1$*

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2} = \frac{\text{C}}{12} + \frac{\text{H}}{2} + 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0. \quad (19)$$

При сгорании жидкого топлива объём продуктов сгорания всегда больше объёма горючей смеси, хотя масса продуктов сгорания остаётся равной сумме масс воздуха и топлива до сгорания.

Изменение объёма смеси при сгорании происходит вследствие изменения числа молекул газообразных продуктов сгорания по сравнению с числом молекул горючей смеси до сгорания.

Относительное изменение объёма при сгорании горючей смеси характеризуется коэффициентом молекулярного изменения свежей смеси  $\mu_0$ , который представляет собой отношение количества продуктов сгорания к количеству горючей смеси до сгорания, то есть

$$\mu_0 = M_0 = \frac{M_1}{M_2} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}. \quad (20)$$

На рис. 1 показана зависимость  $M_0$  от  $\alpha$  [2].

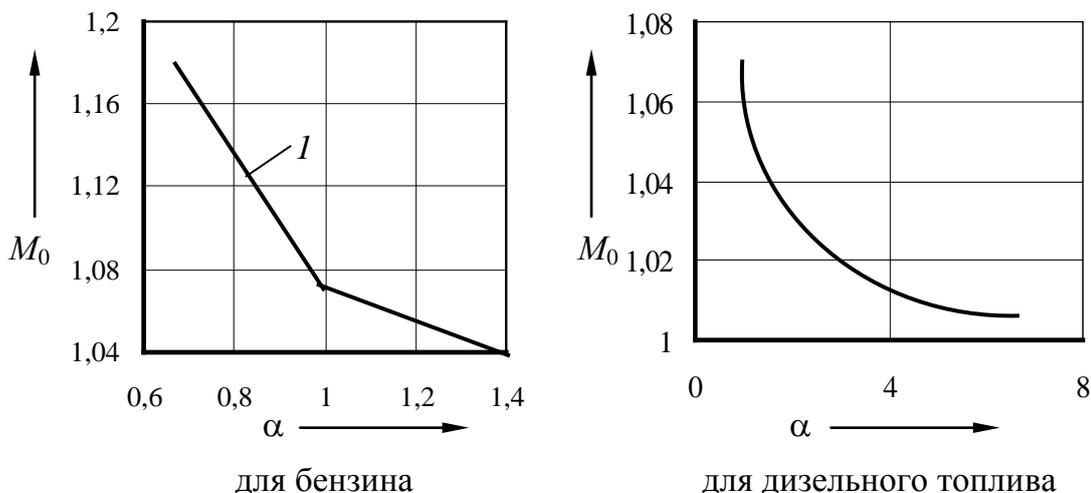


Рис. 1. Зависимость  $M_0$  от  $\alpha$

Излом кривой  $I$  на рис. 1 в точке, соответствующей  $\alpha = 1$ , получается вследствие прекращения выделения окиси углерода  $\text{CO}$  и полного сгорания углерода топлива с образованием углекислого газа  $\text{CO}_2$ .

## 4.2. Параметры процесса впуска

### 4.2.1. Плотность рабочего тела (заряда) на впуске

Значение параметров заряда на впуске вычисляется исходя из значений температуры и давления окружающего воздуха :

$$\rho_k = \frac{P_k \cdot 10^6}{R_B \cdot T_k} \text{ кг/м}^3, \quad (21)$$

где  $P_k$  и  $T_k$  – соответственно давление и температура заряда на впуске;  
 $R_B = 287$  Дж/(кг·град) – удельная газовая постоянная воздуха.

На данном этапе расчёта, для двигателя без наддува, значение параметров рабочего тела на впуске принимают равным давлению и температуре окружающего воздуха при нормальных условиях :

$$\begin{aligned} P_k &= P_0 = 0,1 \text{ МПа}; \\ T_k &= T_0 = 293 \text{ К}, \end{aligned} \quad (22)$$

где  $P_0$  и  $T_0$  – соответственно давление и температура окружающей среды.

У двигателей с наддувом без интеркуллера (охладителя воздуха) температура  $T_k$  зависит от давления наддува и может быть вычислена по формуле

$$T_k = T_0 \left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (23)$$

где  $n_k$  – показатель политропы сжатия воздуха в нагнетателе, в расчётах можно принять  $n_k = 1,65$  для нагнетателя с охлаждаемым корпусом.

В общем случае значения давления надувочного воздуха  $P_k$  принимают в зависимости от степени наддува :

- при низком наддуве –  $1,5 \cdot P_0$ ;
- при среднем наддуве –  $(1,5 \dots 2,2) \cdot P_0$ ;
- при высоком наддуве –  $(2,2 \dots 2,5) \cdot P_0$ .

Показатель политропы  $n_k$  принимают по опытным данным, в зависимости от типа надувочного агрегата (компрессора) и степени охлаждения :

- для поршневых нагнетателей –  $1,40 \dots 1,60$ ;

- для объёмных нагнетателей – 1,55...1,75;
- для осевых и центробежных нагнетателей с охлаждаемым корпусом – 1,40...1,80;
- для осевых и центробежных нагнетателей с неохлаждаемым корпусом – 1,80...2,0.

#### 4.2.2. Потери давления на впуске

В результате наличия газодинамического сопротивления во впускной системе и затухания скорости движения заряда в цилиндре происходят потери давления на впуске. Их определяют из уравнения Бернулли

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) \cdot \frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \cdot \rho_k \cdot 10^{-6} \text{ МПа}, \quad (24)$$

где  $\beta$  – коэффициент затухания скорости движения воздуха в сечении цилиндра;

$\xi_{\text{вп}}$  – коэффициент сопротивления впускной системы, отнесённый к наиболее узкому её сечению;

$\omega_{\text{вп}}$  – средняя скорость потока воздуха в наименьшем сечении впускной системы;

$\rho_k, \rho_0$  – плотность воздуха на впуске соответственно при наддуве и без него.

В современных автомобильных двигателях на номинальном режиме  $(\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) = 2,5...4$  и  $\omega_{\text{вп}} = 50...130$  м/с.

Скорость свежего заряда в проходном сечении клапана определяют по следующей формуле :

$$\omega_{\text{вп}} = 0,05433 \cdot S_{\text{п}} \cdot n_N \cdot \frac{F_{\text{п}}}{f_{\text{кл}}} \text{ м/с}. \quad (25)$$

Ход поршня

$$S_{\text{п}} = \frac{30 \cdot C_N}{n_N} \text{ м}. \quad (26)$$

Средняя скорость поршня на номинальном режиме работы двигателя принимается равной  $C_N = 8,6$  м/с.

Отношение площади поршня к проходному сечению впускного клапана принимают равным  $F_{\text{п}}/f_{\text{кл}} = 5,0$ .

Выбор значений  $(\beta^2 + \xi_{вп})$  и  $\omega_{вп}$  для проектируемого двигателя должен быть обоснован с учётом скоростного режима двигателя, конструктивных особенностей впускного тракта и самого двигателя.

#### 4.2.3. Давление в конце впуска

Давление в конце впуска определяет количество рабочего тела, поступающего в цилиндр

$$P_a = P_k - \Delta P_a \text{ МПа.} \quad (27)$$

#### 4.2.4. Коэффициент остаточных газов $\gamma_r$

Этот коэффициент характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания и влияет на количество остаточных газов  $M_r$  в цилиндре от предыдущего рабочего процесса :

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r}, \quad (28)$$

$$M_r = \gamma_r \cdot M_1, \quad (29)$$

где  $T_r$ ,  $P_r$  и  $\Delta T$  – соответственно температура и давление остаточных газов, температура подогрева свежего заряда.

Выбор величины  $T_r$ ,  $\Delta T$  и  $P_r$  при выполнении расчётов должен быть обоснован и установлен с учётом всех конструктивных и эксплуатационных особенностей двигателя, влияющих на изменение этих величин.

Для бензиновых двигателей  $T_r = 900 \dots 1100$  К,  $\Delta T = 0 \dots 25$  °С, для дизелей без наддува  $T_r = 600 \dots 900$  К,  $\Delta T = 10 \dots 40$  °С, для дизелей с наддувом  $\Delta T = -5 \dots +10$  °С.

При выборе величины  $T_r$  необходимо учитывать, что при увеличении степени сжатия  $\varepsilon$  и обогащении рабочей смеси (снижение  $\alpha$ )  $T_r$  снижается, т.е. в расчёт нужно выбирать меньшие значения, а при увеличении частоты вращения  $n_e$  возрастает и необходимо выбирать большие значения.

Значение  $\Delta T$  выбирается в зависимости от расположения и конструкции впускного трубопровода, быстроходности двигателя и наличия специального устройства подогрева.

Коэффициент остаточных газов  $\gamma_r$  с увеличением  $\varepsilon$  и  $T_r$  уменьшается, при увеличении  $P_r$  и частота вращения  $n_e$  – увеличивается.

Величина  $\gamma_r$  находится в пределах 0,04...0,10 для бензиновых двигателей и 0,02...0,05 для дизелей без наддува, снижающаяся при наддуве.

При проведении расчётов давление остаточных газов  $P_r$  определяется на основе статистических данных :

а) для двигателей с выпуском в атмосферу

$$P_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot P_0 \text{ МПа}; \quad (30)$$

б) для двигателей с газовой турбиной на выпуске

$$P_r = (0,75 \dots 1,0) \cdot P_k \text{ МПа}. \quad (31)$$

#### 4.2.5. Температура в конце впуска $T_a$

$T_a$  определяется на основании баланса теплоты по линии впуска на индикаторной диаграмме, при движении поршня от верхней мёртвой точки (ВМТ) к нижней мёртвой точке (НМТ), и после преобразований и допущений может быть рассчитана по формуле

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \text{ К}. \quad (32)$$

Значение  $T_a$  находится в пределах 320...370 К для бензиновых двигателей, 310...350 К для дизелей без наддува, 320...400 К для двигателей с наддувом.

#### 4.2.6. Коэффициент наполнения $\eta_v$

Коэффициент наполнения представляет собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к теоретическому количеству, которое могло бы разместиться в рабочем объёме цилиндра при той же температуре и давлении, при которых поступил свежий заряд :

$$\eta_v = \frac{G_d}{G_0} = \frac{V_d}{V_0} = \frac{M_d}{M_0}, \quad (33)$$

где  $G_d$ ,  $V_d$ ,  $M_d$  – действительное количество свежего заряда, поступившего в цилиндр в процессе впуска, измеренное соответственно в кг, м<sup>3</sup>, моль;

$G_0, V_0, M_0$  – теоретическое количество свежего заряда, которое могло бы разместиться в рабочем объёме цилиндра при той же температуре и давлении, при которых поступил свежий заряд соответственно в кг, м<sup>3</sup>, моль.

Коэффициент наполнения вычисляется по формуле

$$\eta_V = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_k} \cdot (\varepsilon \cdot P_a - P_r). \quad (34)$$

При работе с полной нагрузкой значение коэффициента  $\eta_V$  находится в пределах 0,80...0,96 для бензиновых двигателей, 0,80...0,94 для дизелей без наддува, 80...0,97 для дизелей с наддувом.

### 4.3. Параметры процесса сжатия

#### 4.3.1. Изменение давления в процессе сжатия

В действительном цикле изменение давления идёт по сложному закону, не подчиняющемуся термодинамическим правилам. В расчётах принято допущение, что процесс сжатия идёт по политропе с переменным показателем степени  $n_1$ .

Так как определить переменные величины  $n_1$  достаточно сложно, то принимается, что показатель политропы при сжатии является величиной постоянной и обеспечивает получение такой же работы на линии сжатия, что при переменном показателе политропы.

Величина среднего показателя политропы сжатия  $n_1$  определяется с учётом частоты вращения коленчатого вала, степени сжатия, размеров цилиндра, материала поршня и цилиндра, рассчитываемого двигателя интенсивности охлаждения и других факторов.

Величина показателя политропы  $n_1$  также может быть выбрана с учётом вышеперечисленных факторов, исходя из значения среднего показателя адиабаты сжатия  $k_1$ , который определяется по номограмме (рис. 2) с учётом следующих выражений:

а) для бензинового двигателя

$$n_1 \approx (k_1 - 0,01) \dots (k_1 - 0,04) = 1,35 \dots 1,38; \quad (35)$$

б) для дизелей

$$n_1 \approx (k_1 + 0,02) \dots (k_1 - 0,02) = 1,33 \dots 1,38. \quad (36)$$

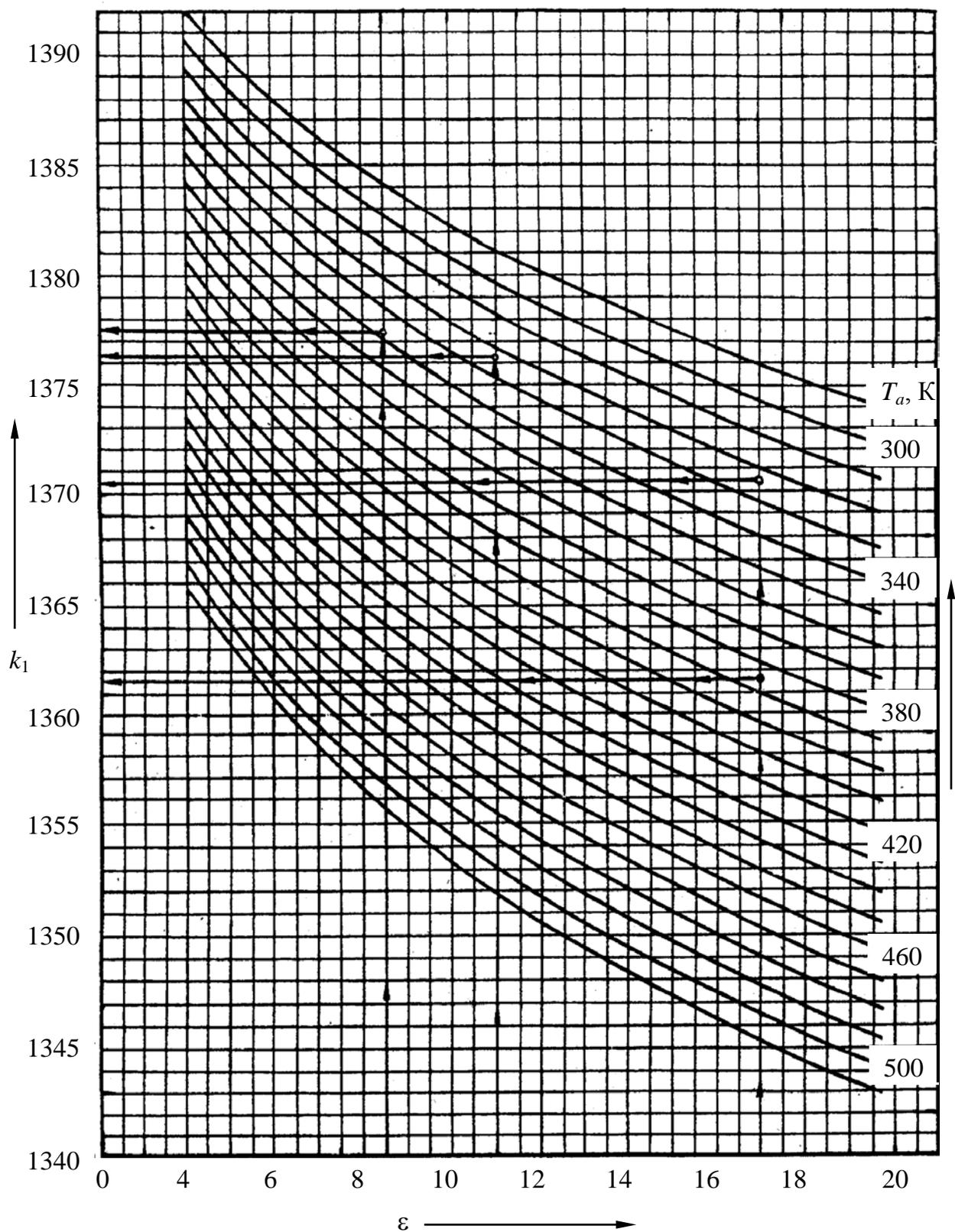


Рис. 2. Номограмма определения показателя адиабаты  $k_1$

При выборе величины  $n_1$  необходимо помнить, что с увеличением частоты вращения и уменьшением отношения поверхности охлаждения к объёму цилиндра  $n_1$  увеличивается, а при повышении средней температуры процесса сжатия и увеличении интенсивности охлаждения двигателя – уменьшается.

#### 4.3.2. Термодинамические параметры конца процесса сжатия $P_c$ и $T_c$

$P_c$  и  $T_c$  зависят от параметров начала сжатия  $P_a$  и  $T_a$ , показателя политропы сжатия  $n_1$ , а также от конструктивного параметра рассчитываемого двигателя –  $\varepsilon$ . Давление  $P_c$  и температура  $T_c$  конца сжатия вычисляются по формуле

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \text{ МПа}; \quad (37)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \text{ К}. \quad (38)$$

Средней мольной теплоёмкостью рабочего тела называется количество теплоты, необходимое для изменения температуры одного моля в данном температурном диапазоне на один градус.

Теплоёмкость свежего заряда для двигателей, работающих на жидком топливе, принимают равной теплоёмкости воздуха без учёта влияния паров топлива. Теплоёмкость продуктов сгорания определяют как теплоёмкость смеси газов. Теплоёмкость рабочей смеси является теплоёмкостью свежей смеси и остаточных газов.

Среднюю мольную теплоёмкость при постоянном объёме в конце сжатия определяют по формуле, кДж/(кмоль·град) :

а) для свежей смеси

$$(mc_V)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c, \quad (39)$$

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

б) для остаточных газов среднюю мольную теплоёмкость можно определить интерполированием данных из табл. 3.8 для бензина, табл. 3.9 для дизельного топлива [2] по известным коэффициенте избытка воздуха  $\alpha$  и температуре в конце сжатия  $t_c$ , или по уравнению

$$\begin{aligned} (mc_V)_{t_0}^{t_c} = & \frac{1}{M_2} \cdot [M_{\text{CO}_2} \cdot (mc_{V\text{CO}_2})_{t_0}^{t_c} + M_{\text{CO}} \cdot (mc_{V\text{CO}})_{t_0}^{t_c} + \\ & + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (mc_{V\text{H}_2\text{O}})_{t_0}^{t_c} + M_{\text{H}_2} \cdot (mc_{V\text{H}_2})_{t_0}^{t_c} + M_{\text{N}_2} \times \\ & \times (mc_{V\text{N}_2})_{t_0}^{t_c} + M_{\text{O}_2} \cdot (mc_{V\text{O}_2})_{t_0}^{t_c}], \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}, \end{aligned} \quad (40)$$

где  $(mc_V'')_{t_0}^{t_c}$  – средние молярные теплоёмкости отдельных компонентов продуктов сгорания (табл. 11) в интервале температур от 0 до 1500 °С [2];  
 в) для рабочей смеси (свежая смесь + остаточные газы)

$$(mc_V')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(mc_V)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r \cdot (mc_V'')_{t_0}^{t_c}]. \quad (41)$$

Таблица 11

**Средние молярные теплоёмкости отдельных газов при постоянном объёме для интервалов температур**

Газ	$mc_V$ , кДж/(кмоль·град)	
	от 0 до 1500 °С	от 1501 до 2800 °С
Воздух	$20,600 + 0,002638 \cdot t^*$	$22,387 + 0,001449 \cdot t$
Кислород O <sub>2</sub>	$20,930 + 0,004641 \cdot t - 0,00000084 \cdot t^2$	$23,723 + 0,001550 \cdot t$
Азот N <sub>2</sub>	$20,398 + 0,002500 \cdot t$	$21,951 + 0,001457 \cdot t$
Водород H <sub>2</sub>	$20,684 + 0,000206 \cdot t + 0,000000588 \cdot t^2$	$19,678 + 0,001758 \cdot t$
Оксид углерода CO	$20,597 + 0,002670 \cdot t$	$22,490 + 0,001430 \cdot t$
Углекислый газ CO <sub>2</sub>	$27,941 + 0,019 \cdot t - 0,000005487 \cdot t^2$	$39,123 + 0,003349 \cdot t$
Водяной пар H <sub>2</sub> O	$24,953 + 0,005359 \cdot t$	$26,670 + 0,004438 \cdot t$

\*  $t = t_c$  или  $t_z$ .

#### 4.4. Параметры процесса сгорания

Процесс сгорания рассчитывают с целью определения температуры  $T_z$  и давления  $P_z$  в конце сгорания.

Выделяющаяся в процессе сгорания теплота идёт на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы. На этот процесс влияет огромное количество факторов, вследствие чего данный процесс пока недостаточно изучен.

Для упрощения термодинамических расчётов принимают следующее допущение : процесс сгорания у бензиновых двигателей происходит при  $V = \text{const}$ , т.е. вся теплота подводится при постоянном объёме, а у дизелей – при  $V = \text{const}$  и  $P = \text{const}$ , это значит, что часть теплоты подводится при постоянном объёме, часть – при постоянном давлении.

В процессе сгорания горючая смесь сгорает и её количество  $M_1$  (кмоль гор.см./кг топл.) превращается в количество продуктов сгорания  $M_2$  (кмоль пр.сг./кг топл.), отличающееся на величину  $\Delta M$  (кмоль см./кг топл.).

Относительное изменение объёма при сгорании характеризуется коэффициентом молекулярного изменения горючей смеси.

Химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси представляет собой отношение количества молей продуктов сгорания к количеству молей горючей смеси

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}. \quad (42)$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси есть отношение общего количества молей газов после сгорания к числу молей до сгорания

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (43)$$

Рассчитаем количество теплоты, потерянное вследствие неполного сгорания топлива из-за недостатка кислорода (только при  $\alpha < 1$ )

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \text{ кДж/кг}. \quad (44)$$

Тогда теплота сгорания рабочей смеси определяется как (для карбюраторного двигателя)

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} \text{ кДж/кмоль раб. см}. \quad (45)$$

Для  $\alpha \geq 1$  (дизель, бензиновый двигатель с впрыском топлива)  $\Delta H_u = 0$  и формула (42) имеет следующий вид :

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} \text{ кДж/кмоль раб. см}. \quad (46)$$

Средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град) :  
при полном сгорании топлива  $\alpha \geq 1$

$$\begin{aligned} (mc_V'')_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \cdot [M_{\text{CO}_2} \cdot (mc_{V\text{CO}_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (mc_{V\text{H}_2\text{O}}'')_{t_0}^{t_z} + \\ + M_{\text{N}_2} \cdot (mc_{V\text{N}_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{O}_2} \cdot (mc_{V\text{O}_2}'')_{t_0}^{t_z}]; \end{aligned} \quad (47)$$

при неполном сгорании топлива  $\alpha < 1$

$$\begin{aligned} (mc_V'')_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \cdot [M_{\text{CO}_2} \cdot (mc_{V\text{CO}_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{CO}} \times \\ \times (mc_{V\text{CO}}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (mc_{V\text{H}_2\text{O}}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2} \times \\ \times (mc_{V\text{H}_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{N}_2} (mc_{V\text{N}_2}'')_{t_0}^{t_z}], \end{aligned} \quad (48)$$

где  $(mc_V'')_{t_0}^{t_c}$  – средние мольные теплоёмкости отдельных компонентов продуктов сгорания (см. табл. 11) в интервале температур от 1500 до 2800 °С [3].

Температура  $T_z$  определяется на основании первого закона термодинамики и в конце видимого процесса сгорания расчётные уравнения выглядят следующим образом :

а) для бензиновых двигателей

$$\xi_z \cdot H_{\text{раб.см}} + (mc_V')_{t_0}^{t_c} \cdot t_c = \mu \cdot (mc_V'')_{t_0}^{t_z} \cdot t_z; \quad (49)$$

б) для дизелей

$$\begin{aligned} \xi_z \cdot H_{\text{раб.см}} + [mc_V']_{t_0}^{t_c} + 8,315 \cdot \lambda] \cdot t_c + 22700 \cdot (\lambda - \mu) = \\ = \mu \cdot (mc_p'')_{t_0}^{t_z} \cdot t_z, \end{aligned} \quad (50)$$

где  $(mc_p'')_{t_0}^{t_z} = (mc_V'')_{t_0}^{t_z} + 8,315$  – теплоёмкость при постоянном давлении;

$\xi_z$  и  $\lambda$  – соответственно коэффициент использования теплоты на участке видимого сгорания и степень повышения давления:

для бензиновых двигателей .....  $\xi_z = 0,80 \dots 0,92$ ,  $\lambda = 3,2 \dots 4,2$ ;

для дизелей .....  $\xi_z = 0,70 \dots 0,88$ ,  $\lambda = 1,4 \dots 2,2$ .

Значение  $\xi_z$  повышается за счёт сокращения потерь теплоты от газов в стенки, выбора рациональной формы камеры сгорания, уменьшения догорания в процессе расширения и выбора коэффициента  $\alpha$ , обеспечивающего увеличение скорости сгорания рабочей смеси. Величина  $\xi_z$  зависит также от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя и, как правило, уменьшается при их снижении.

Значение  $\lambda$  для дизелей устанавливается в основном в зависимости от количества топлива, подаваемого в цилиндр, формы камеры сгорания и способа смесеобразования. На величину  $\lambda$  также оказывает влияние период задержки воспламенения топлива, с увеличением которого степень повышения давления растёт. Величина  $\lambda$  ограничивается допустимыми значениями температур и давления в конце видимого процесса сгорания.

В уравнения сгорания входят две неизвестные величины : температура в конце видимого сгорания  $t_z$  и теплоёмкость продуктов сгорания при постоянном объёме  $(mc_V'')_{t_0}^{t_z}$  или постоянном давлении  $(mc_p'')_{t_0}^{t_z}$  при той же температуре  $t_z$ . При определении теплоёмкости по приближенным формулам (см. табл. 11) уравнения сгорания после

подстановки в них числовых значений всех параметров и последующих преобразований принимают вид квадратного уравнения:

$$A \cdot t_z^2 + B \cdot t_z - C = 0,$$

откуда

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2A} \text{ } ^\circ\text{C и } T_z = t_z + 273\text{K}, \quad (51)$$

где  $A$  и  $B$  – эмпирические коэффициенты, значения которых для различных двигателей приведены в табл. 12 [2].

Определим давление конца сгорания, МПа :

а) для бензиновых двигателей

$$P_z = P_c \cdot \mu \cdot \frac{T_z}{T_c}; \quad (52)$$

б) для дизелей

$$P_z = \lambda \cdot P_c.$$

Таблица 12

#### Эмпирические коэффициенты

Тип двигателя	A	B	C
Карбюраторный двигатель	0,002202	26,143	81893
Бензиновый двигатель с впрыском топлива	0,002198	26,0505	91416
Дизель без наддува	0,001994	33,904	76069
Дизель с наддувом	0,0018961	33,320	70860

Для бензиновых двигателей рассчитаем степень повышения давления

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}, \quad (53)$$

для дизелей – степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}. \quad (54)$$

#### 4.5. Параметры процессов расширения и выпуска

Тепловая энергия топлива в процессе расширения преобразуется в механическую работу.

Как и при рассмотрении процесса сжатия, допускают, что расширение протекает по политропе с переменным показателем  $n_2$ . Но для уп-

рощения расчётов показатель политропы расширения принимают постоянным на протяжении всего процесса.

Величина среднего показателя политропы расширения  $n_2$  устанавливается в зависимости от частоты вращения коленчатого вала рассчитываемого двигателя, интенсивности охлаждения, коэффициента использования теплоты на линии видимого сгорания и коэффициента избытка воздуха. Величина  $n_2$  также может быть оценена с учётом вышеперечисленных факторов, исходя из значения среднего показателя адиабаты расширения  $k_2$ , которое определяется по номограмме (рис. 3 и 4) с учётом выражений :

а) для бензиновых двигателей

$$n_2 \approx k_2 = 1,24 \dots 1,30; \quad (55)$$

б) для дизелей

$$n_2 \approx k_2 = 1,20 \dots 1,29. \quad (56)$$

При выборе величины  $n_2$  необходимо помнить, что с увеличением частоты вращения и коэффициента избытка воздуха  $n_2$  уменьшается, а с повышением интенсивности охлаждения и увеличением отношения хода поршня к диаметру цилиндра – увеличивается.

Степень последующего расширения (для дизелей) :

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

Давление конца расширения, МПа:

а) для бензиновых двигателей

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}; \quad (57)$$

б) для дизелей

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}. \quad (58)$$

Температура конца расширения К:

а) для бензиновых двигателей

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}; \quad (59)$$

б) для дизелей

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (60)$$

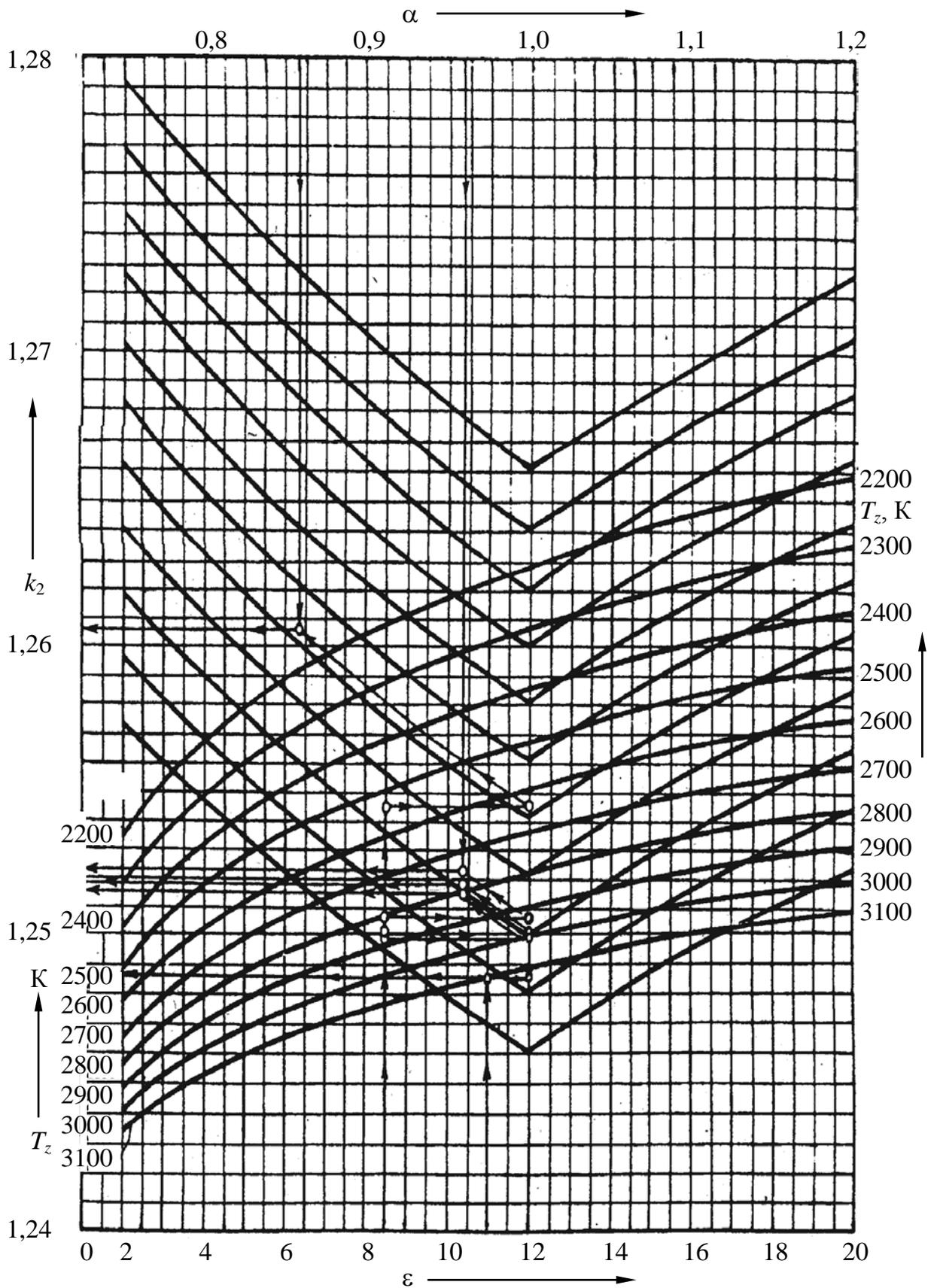


Рис. 3. Номограмма определения показателя адиабаты  $k_2$  для бензинового двигателя

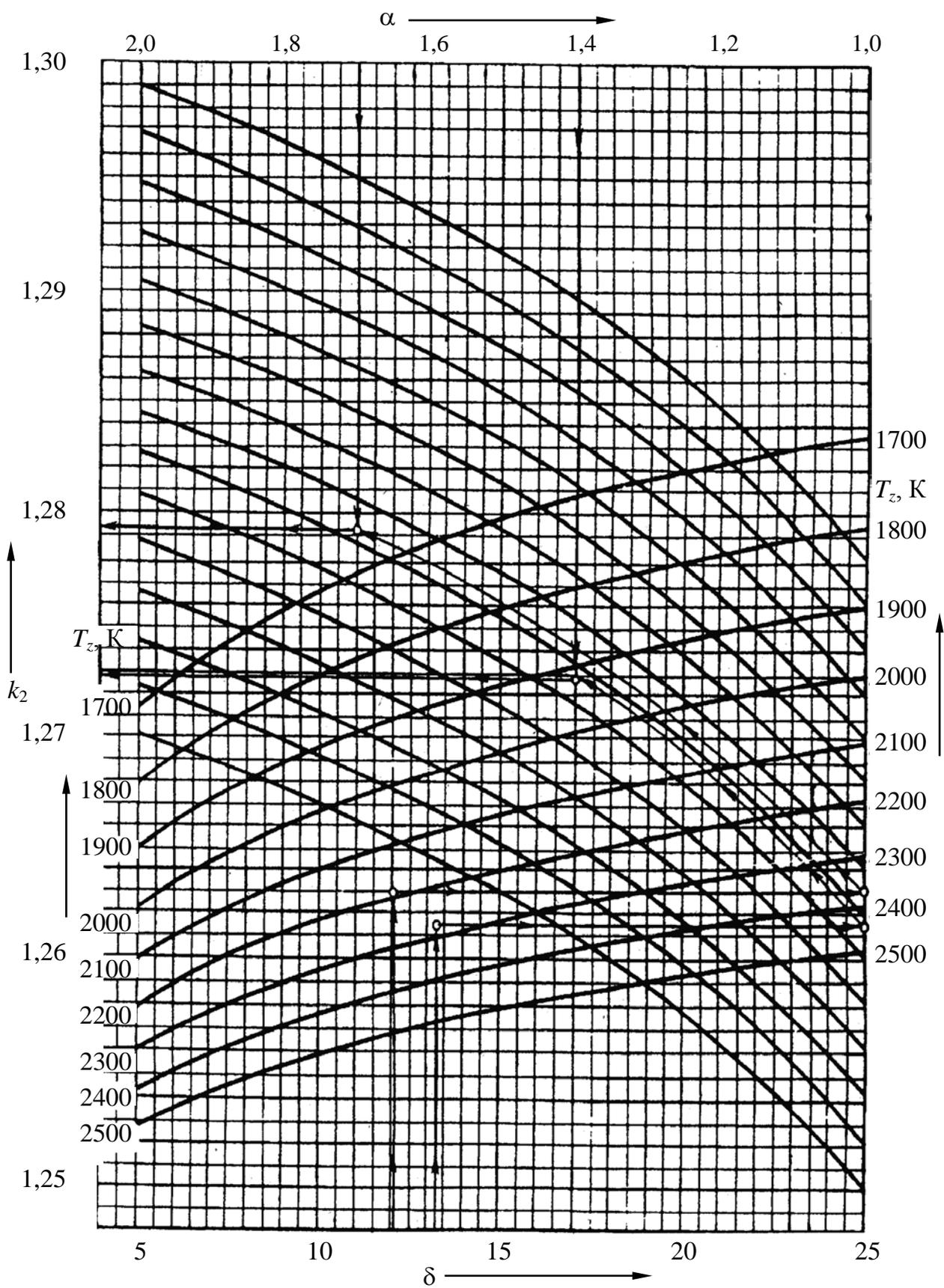


Рис. 4. Номограмма определения показателя адиабаты  $k_2$  для дизеля

Примерные значения давления и температуры следующие :

а) для бензиновых двигателей  $P_b = 0,35 \dots 0,60$  МПа,  $T_b = 1200 \dots 1700$  К;

б) для дизелей  $P_b = 0,25 \dots 0,50$  МПа,  $T_b = 1000 \dots 1200$  К.

Проверим принятую ранее температуру остаточных газов

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} \text{ К.} \quad (61)$$

При расхождении между принятой величиной и рассчитанной по формуле более чем на 10 % тепловой расчёт необходимо переделать.

#### 4.6. Индикаторные параметры рабочего цикла

Все показатели, которые имеют место внутри цилиндра, называют индикаторными.

Двигатель внутреннего сгорания характеризуется следующими индикаторными показателями рабочего цикла : среднее индикаторное давление, индикаторный коэффициент полезного действия (КПД), индикаторный удельный расход топлива и др.

Средним индикаторным давлением цикла называется условное, постоянное по величине избыточное давление рабочего тела, которое, действуя на поршень в течение такта расширения, совершает работу, равную работе цикла.

Среднее теоретическое индикаторное давление, МПа :

а) для бензиновых двигателей

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]; \quad (62)$$

б) для дизелей

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) + \lambda \cdot (\rho - 1) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (63)$$

Среднее индикаторное давление, МПа:

$$P_i = \varphi \cdot P_i', \quad (64)$$

где  $\varphi$  – коэффициент полноты индикаторной диаграммы :

для бензиновых двигателей  $\varphi = 0,94 \dots 0,97$ ;

для дизелей  $\varphi = 0,92 \dots 0,95$ .

Индикаторная мощность двигателя является работой, совершаемой газами внутри цилиндра в единицу времени (рассчитывается после определения диаметра цилиндра  $D$ )

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \text{ кВт}, \quad (65)$$

где  $V_h$  – рабочий объём одного цилиндра, л;

$i$  – число цилиндров;

$\tau$  – тактность двигателя.

Под индикаторным КПД понимается доля теплотворной способности топлива, используемая для осуществления индикаторной работы цикла.

Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_V}. \quad (66)$$

Индикаторный удельный расход топлива, г/(кВт·ч):

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}. \quad (67)$$

#### 4.7. Эффективные показатели двигателя

Все показатели работы двигателя, снимаемые с коленчатого вала, называют эффективными. То есть эффективные показатели – это индикаторные за вычетом потерь: механических в КШМ, на приведение в действие вспомогательных механизмов и на совершение процессов впуска-выпуска.

Среднее давление механических потерь приближенно можно определить как

$$P_m = A + B \cdot v_{п.ср}, \quad (68)$$

где  $A$  и  $B$  – эмпирические коэффициенты, значения которых для различных двигателей приведены в табл. 13;

$v_{п.ср}$  – средняя скорость поршня, предварительно принимаемая в соответствии с конструкцией и типом двигателя.

$$v_{п.ср} = \frac{S_{п.} \cdot n_N}{10^4 \cdot 3}. \quad (69)$$

Среднее давление механических потерь  $P_m$  подсчитывается по приведённым формулам без учёта качества применяемых масел, поверхностей трения, наддува и теплового состояния двигателя.

Поэтому полученные значения  $P_m$ , прежде чем принимать в дальнейшие расчёты, необходимо критически оценить.

Среднее эффективное давление – это отношение эффективной работы на коленчатом валу двигателя к единице рабочего объёма цилиндра, определяется по среднему индикаторному давлению, МПа.

$$P_e = P_i - P_m. \quad (70)$$

Таблица 13 [3]

### Эмпирические коэффициенты

Тип двигателя	А	В
Бензиновый с числом цилиндров 6 и $S/D > 1$	0,049	0,0152
Бензиновый восьмицилиндровый с $S/D < 1$	0,039	0,0132
Бензиновый с числом цилиндров до 6 и $S/D < 1$	0,034	0,0113
Четырёхтактный дизель с неразделёнными камерами	0,089	0,0118
Предкамерный дизель	0,103	0,0153
Вихрекамерный дизель	0,089	0,0135

Механический КПД представляет собой отношение среднего эффективного давления к индикаторному

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}. \quad (71)$$

Механический КПД по статистическим данным для различных двигателей изменяется в пределах :

- для бензиновых двигателей 0,75...0,92;
- для дизелей без наддува 0,70...0,82;
- для дизелей с наддувом 0,80...0,90.

Эффективный КПД – это отношение количества теплоты, эквивалентной полезной работе на коленчатом валу двигателя, к общему количеству теплоты, внесённой в двигатель с топливом. Связь между эффективным и механическим КПД определяется по формуле

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i. \quad (72)$$

По статистическим данным эффективный КПД при номинальном режиме работы двигателя равняется :

- бензиновые двигатели 0,25...0,38;
- дизели без наддува 0,35...0,42;
- дизели с наддувом 0,38...0,43.

Эффективная мощность представляет собой полезную работу, получаемую на коленчатом валу двигателя в единицу времени, и может быть определена по индикаторной мощности (рассчитывается после определения диаметра цилиндра  $D$ )

$$N_e = N_i \cdot \eta_m \text{ кВт.} \quad (73)$$

Эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.} \quad (74)$$

Эффективный удельный расход топлива для различных двигателей имеет следующие значения :

- инжекторные двигатели 200...290 г/кВт}\cdot\text{ч};
- дизели с неразделёнными камерами 200...235 г/кВт}\cdot\text{ч};
- дизели с вихревыми и предварительными камерами 220...260 г/кВт}\cdot\text{ч}.

Часовой расход топлива

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} \text{ кг/ч.} \quad (75)$$

#### 4.8. Основные размеры цилиндра и двигателя

По эффективной мощности, частоте вращения коленчатого вала и эффективному давлению находят :

литраж двигателя

$$V_{\text{л}} = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot n} \text{ дм}^3; \quad (76)$$

рабочий объём цилиндра

$$V_h = \frac{V_{\text{л}}}{i} \text{ дм}^3 \text{ л;} \quad (77)$$

диаметр цилиндра

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot S_{\text{п}}}} \text{ мм.} \quad (78)$$

Полученные значения  $S$  и  $D$  следует округлять до значений, предусмотренных ГОСТом. По окончательно принятым значениям  $S$  и  $D$  определяют основные параметры и показатели двигателя :

$$\begin{aligned} F_n &= \frac{\pi \cdot D^2}{4}; & V_l &= \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}; \\ N_e &= \frac{P_e \cdot n \cdot V_l}{30 \cdot \tau}; & M_e &= \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n}; \\ G_T &= N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3}; & v_{п.ср} &= \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}. \end{aligned} \quad (79)$$

При расхождении более 5 % между ранее принятой величиной  $v_{п.ср}$  и полученной необходимо пересчитать эффективные параметры двигателя.

#### 4.9. Тепловой баланс двигателя

При сгорании топлива в цилиндре двигателя выделяется тепло, которое не может полностью преобразоваться в полезную работу. Термодинамический КПД  $\eta_t$  всегда меньше единицы из-за передачи части тепла холодному источнику.

Кроме того, в реальном двигателе потери тепла возникают ещё и из-за трения, теплообмена, неполноты сгорания и других причин. В результате эффективный КПД  $\eta_e$  цикла уменьшается по сравнению с термическим  $\eta_t$ .

Распределение тепловой энергии топлива, сгоревшего в цилиндре двигателя, на полезную работу и тепловые потери характеризуется внешним тепловым балансом. При помощи теплового баланса можно установить степень совершенства использования тепловой энергии в двигателе и наметить пути устранения причин, понижающих экономичность двигателя.

Уравнение внешнего теплового баланса в общем виде выглядит следующим образом :

$$Q = Q_e + Q_m + Q_w + Q_{ог} + Q_{нс} + Q_s, \quad (80)$$

где  $Q$  – общее количество теплоты, выделенное при сгорании топлива;

$Q_e$  – теплота, эквивалентная полезной работе топлива;

$Q_m$  – теплота, эквивалентная механическим потерям;

$Q_w$  – теплота, передаваемая охлаждающей жидкости;

$Q_{ог}$  – теплота, унесённая с отработавшими газами;  
 $Q_{нс}$  – теплота, потерянная из-за неполноты сгорания топлива;  
 $Q_s$  – неучтённые потери теплоты.

Общее количество теплоты

$$Q = \frac{H_u \cdot G_t}{3,6} \text{ Дж/с.} \quad (81)$$

Теплота, эквивалентная полезной работе топлива

$$Q_e = 1000 \cdot N_e \text{ Дж/с.} \quad (82)$$

Теплота, эквивалентная механическим потерям

$$Q_m = 1000 \cdot (N_i - N_e) \text{ Дж/с.} \quad (83)$$

Теплота, передаваемая охлаждающей жидкости, Дж/с :  
 для бензиновых двигателей

$$Q_g = \frac{c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u)}{\alpha \cdot H_u}, \quad (84)$$

где  $c$  – коэффициент пропорциональности для четырёхтактных двигателей,  $c = 0,45 \dots 0,53$ ;

$i$  – число цилиндров;

$D$  – диаметр цилиндра, см;

$n$  – частота вращения коленчатого вала;

$m$  – показатель степени для четырёхтактных двигателей,  $m = 0,5 \dots 0,7$ .

Для карбюраторных двигателей :  $m = 0,65$ ; для двигателей с впрыском бензина :  $m = 0,64$  при  $n = 4000$  об/мин;  $m = 0,66$  при  $n = 7000$  об/мин;  $m = 0,65$  при  $n = 8000$  об/мин.

для дизелей (без наддува  $m = 0,67$ ; с наддувом  $m = 0,68$ )

$$Q_g = \frac{c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u)}{\alpha}. \quad (85)$$

Теплота, унесённая с отработавшими газами

$$Q_r = \frac{G_T}{3,6} \cdot \left\{ M_2 \cdot [(m c_v)_{t_0}^{t_r} + 8,315] \cdot t_r - M_1 \cdot [(m c_v)_{t_0}^{20} + 8,315] \cdot t_0 \right\} \text{ Дж/с,} \quad (86)$$

то есть определяется как разность между теплотой, унесённой с отработавшими газами, и теплотой, внесённой свежим зарядом.

Для дизеля с наддувом  $t_0 = t_k$ .

Теплоёмкость отработавших газов  $(m c_v)_{t_0}^{t_r}$  определяют методом интерполяции по табл. 3.8, 3.9 [2], теплоёмкость свежего заряда  $(m c_v)_{t_0}^{20}$  – по табл. 3.6 [2] столбец «Воздух».

Теплота, потерянная из-за неполноты сгорания топлива

$$Q_{\text{нс}} = \frac{\Delta H_u \cdot G_T}{3,6} \text{ Дж/с.} \quad (87)$$

У двигателей с впрыском бензина и дизелей  $Q_{\text{нс}} = 0$ , так как при  $\alpha \geq 1$   $\Delta H_u = 0$ .

Неучтённые потери теплоты, Дж/с,

$$Q_s = Q - (Q_e + Q_m + Q_w + Q_{\text{ог}} + Q_{\text{нс}}). \quad (88)$$

## 5. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

### 5.1. Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма двигателя внутреннего сгорания строится с использованием данных расчёта рабочего процесса. При построении диаграммы её масштабы рекомендуется выбирать таким образом, чтобы высота диаграммы составляла 1,2...1,7 её основания. Диаграмма должна занимать весь лист А4 (прил. 2, 3).

В начале построения на оси абсцисс откладывается отрезок  $AB$  (рис. 5) [2], соответствующий рабочему объёму цилиндра, а по величине равный ходу поршня  $S$ .

Отрезок  $OA$  соответствует объёму камеры сгорания и равен

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}, \quad (89)$$

где  $\varepsilon$  – степень сжатия.

Отрезок  $z_1-z$  для дизелей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты (см. рис. 6,б), определим по формуле

$$z_1-z = \frac{OA}{\rho - 1}, \quad (90)$$

где  $\rho$  – степень предварительного расширения.

Затем по данным теплового расчёта по оси ординат диаграммы откладывают в выбранном масштабе величины давлений в характерных точках:  $a, c, z_1, z, b, r$ , т.е.  $P_a, P_c, P_{z_1}, P_z, P_b$ .

Построение политроп сжатия и расширения можно производить аналитическим методом. При аналитическом методе построения политроп сжатия и расширения вычисляется ряд точек для промежуточных объёмов, расположенных между  $V_c$  и  $V_a$  по уравнению политропы

сжатия  $pV^{n_1} = \text{const}$ , и между  $V_z$  и  $V_b$  по уравнению политропы расширения  $pV^{n_2} = \text{const}$ . Для политропы сжатия это означает, что

$$P_x \cdot V_x^{n_1} = P_a \cdot V_a^{n_1},$$

откуда

$$P_x = P_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}, \quad (91)$$

а для политропы расширения

$$P_x \cdot V_x^{n_2} = P_b \cdot V_b^{n_2},$$

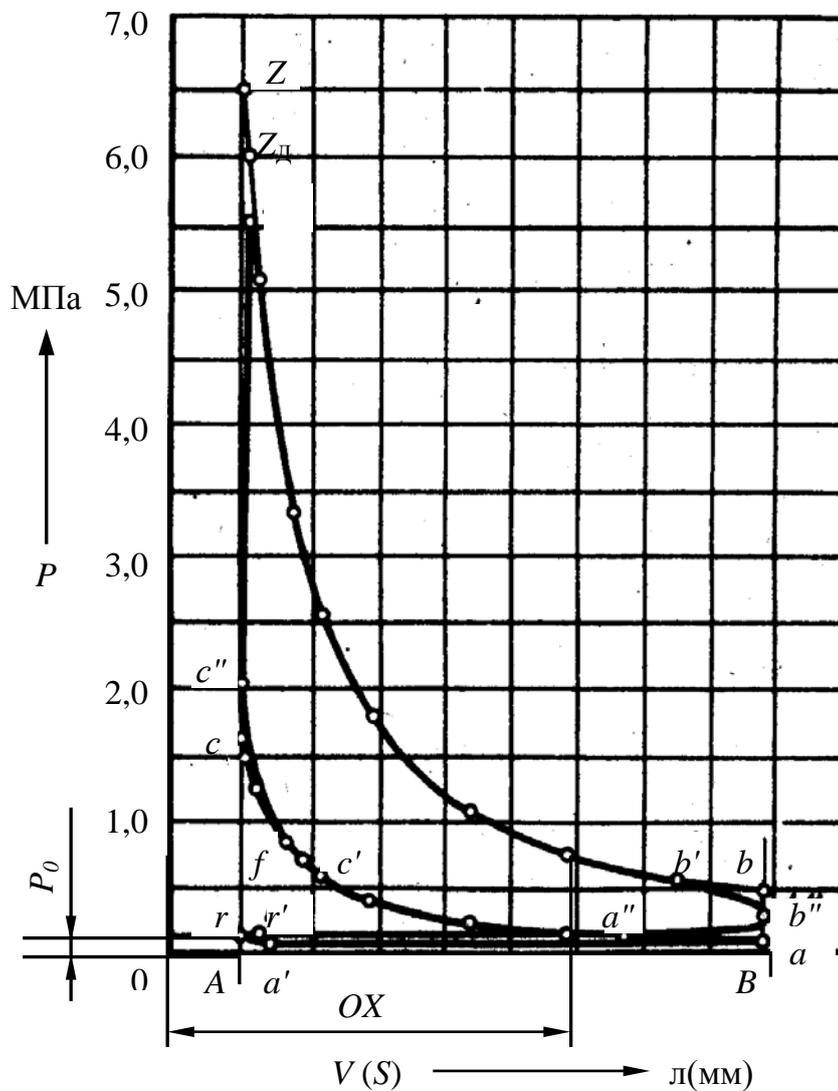


Рис. 5. Построение индикаторной диаграммы

откуда

$$P_x = P_b \cdot \left( \frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2} \quad (92)$$

Отношение  $\frac{V_a}{V_x}$  изменяется в пределах  $1 \dots \varepsilon$ , а отношение  $\frac{V_b}{V_x}$

для бензиновых двигателей – в интервале  $1 \dots \varepsilon$ , для дизелей –  $1 \dots \delta$ .

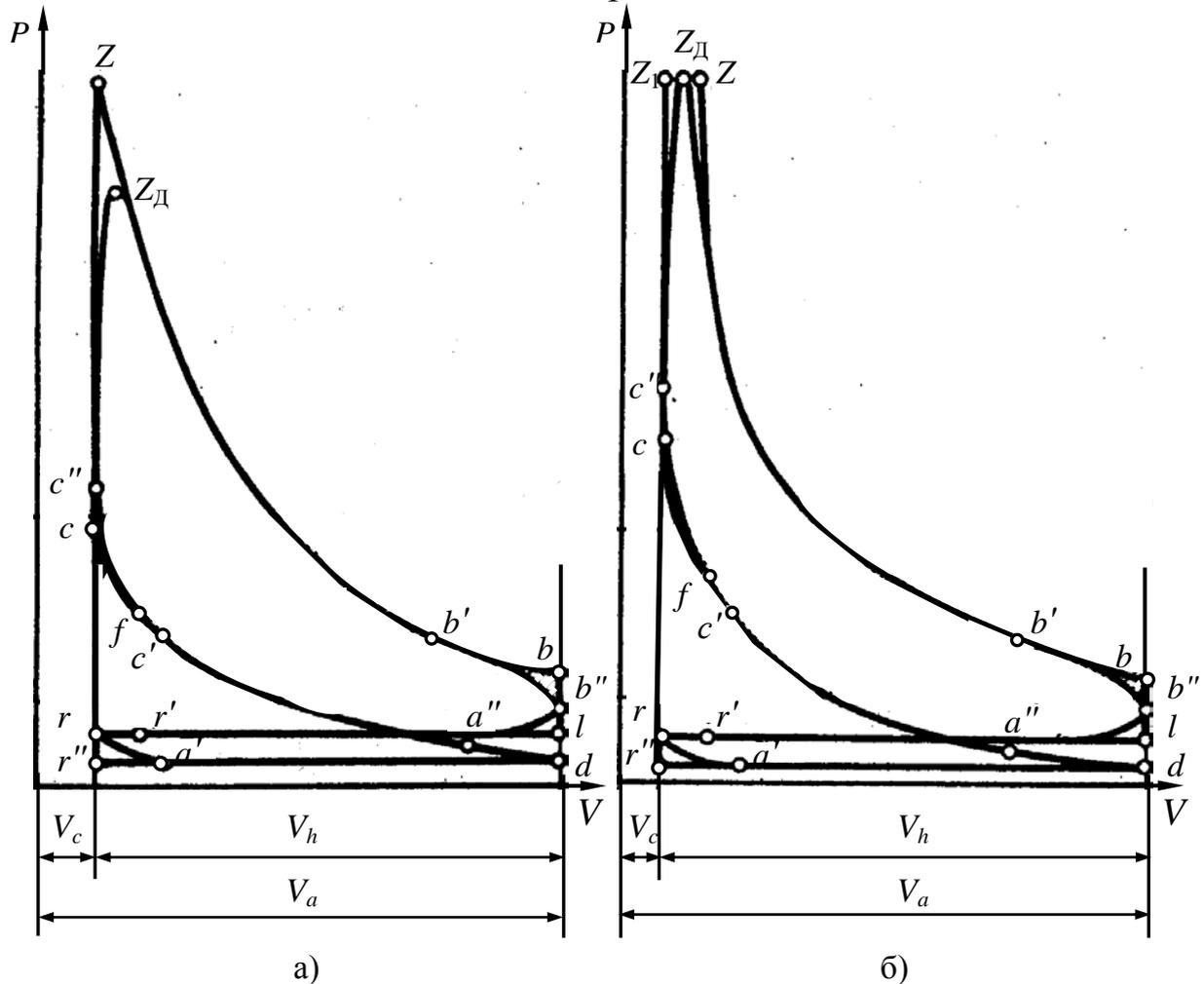


Рис. 6. Индикаторные диаграммы :

а) – бензинового двигателя; б) – дизельного двигателя

При аналитическом методе построения диаграммы определение ординат расчётных точек политроп сжатия и расширения удобно производить в табличной форме (табл. 14). В таблице отрезок  $OB$  представляет собой объёмы цилиндра  $V_a = V_b$ , выраженные в выбранном масштабе, а  $OX$  – объём  $V_x$  цилиндра в искомой точке, в которой в данный момент находится поршень также в выбранном масштабе.

Соединяя точки  $a$  и  $c$  плавной кривой, проходящей через вычисленные и нанесённые на поле диаграммы точки политропы сжатия, а точки  $z$  и  $b$  – кривой, проходящей через точки политропы расшире-

ния, и соединяя точки  $c$  с  $z$ , а  $b$  с  $a$  прямыми линиями (см. рис. 5, 6,а), получаем расчётную индикаторную диаграмму бензинового двигателя. При построении диаграммы дизеля точка  $c$  соединяется прямой линией с точкой  $z_1$ , а  $z_1 - c z$  (см. рис. 6,б). Построенная таким образом индикаторная диаграмма не учитывает насосные ходы. Процессы выпуска и впуска принимаются протекающими при  $P = \text{const}$  (линии  $l-r$  и  $r''-a$ ) или  $V = \text{const}$  (линии  $b-l$  и  $r-r''$ ).

Таблица 14

**Данные политроп сжатия и расширения**

$OХ$ , мм	$\frac{OB}{OX}$	Политропа сжатия		Политропа расширения	
		$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_1}$	$P_x$ , МПа	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_2}$	$P_x$ , МПа
			Точка $c$		Точка $z$
...	...	...	...	...	...
			Точка $a$		Точка $b$

Действительная индикаторная диаграмма  $ac'c''z_db'b''ra$  отличается от расчётной, так как в реальном двигателе за счёт опережения зажигания или впрыска топлива (точка  $c'$ ) рабочая смесь воспламеняется до прихода поршня в верхнюю мёртвую точку (ВМТ) в точке  $f$  и повышает давление в конце процесса сжатия (точка  $c''$ ). Процесс видимого сгорания происходит при изменяющемся объёме и протекает по кривой  $c''-z_d$ , а не по прямой  $c-z$  для бензиновых двигателей (см. рис. 5, 6,а) или по прямым  $c-z_1$  и  $z_1-z$  для дизеля (см. рис. 6,б). Открытие выпускного клапана происходит до прихода поршня в нижнюю мёртвую точку (НМТ) в точке  $b'$ , что снижает давление в конце расширения в точке  $b''$ , которая обычно располагается между точками  $b$  и  $a$ . Для правильного определения местоположения указанных точек 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  $\lambda = \frac{R}{L_{ш}}$  [2].

## 5.2. Внешняя скоростная характеристика

Скоростная характеристика двигателя включает зависимость мощности  $N_e$ , момента  $M_e$ , удельного  $g_e$  и часового  $G_T$  расходов топлива от частоты вращения двигателя  $n_e$ . Эту характеристику

определяют либо при полной подаче топлива (педаль подачи топлива нажата на максимальный ход)) – внешняя скоростная характеристика, либо при частичных подачах топлива (педаль подачи топлива находится в промежуточных положениях) – частичные скоростные характеристики.

Внешнюю скоростную характеристику вновь проектируемого двигателя можно построить с достаточной степенью точности по результатам теплового расчёта двигателя, проведённого для одного режима – режима максимальной мощности  $N_{\max}$  при  $n_N$ .

Расчёт и построение кривых скоростной характеристики в этом случае ведётся в интервале :

а) для бензиновых двигателей от  $n_{\min} = 400 \dots 1200$  об/мин до  $n_{\max} = (1,1 \dots 1,2) \cdot n_N$  об/мин;

б) для дизелей от  $n_{\min} = 350 \dots 700$  до  $n_N$  об/мин.

Расчётные точки выбираются через определённый интервал частоты вращения двигателя  $n_x$ .

Точки кривой эффективной мощности находятся по эмпирической формуле Лейдермана :

– для бензиновых двигателей

$$N_{ex} = N_e \cdot \frac{n_x}{n_N} \cdot \left[ 1 + \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (93)$$

– для дизелей с неразделенными камерами

$$N_{ex} = N_e \cdot \frac{n_x}{n_N} \cdot \left[ 0,87 + 1,13 \cdot \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (94)$$

– для дизелей с предкамерой

$$N_{ex} = N_e \cdot \frac{n_x}{n_N} \cdot \left[ 0,6 + 1,4 \cdot \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (95)$$

– для дизелей с вихревой камерой

$$N_{ex} = N_e \cdot \frac{n_x}{n_N} \cdot \left[ 0,7 + 1,3 \cdot \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right], \quad (96)$$

где  $N_{ex}$  и  $n_x$  – эффективная мощность и частота вращения коленчатого вала в рассчитываемых точках скоростной характеристики соответственно в кВт и об/мин.

Точки кривой эффективного крутящего момента определяются по формуле

$$M_{ex} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_{ex}}{\pi \cdot n_x} \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (97)$$

Удельный эффективный расход топлива в искомой точке вычисляется по следующим формулам,  $\frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$  :

– для бензиновых двигателей

$$g_{ex} = g_{eN} \cdot \left[ 1,2 - 1,2 \cdot \frac{n_x}{n_N} + \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (98)$$

– для дизелей с неразделёнными камерами

$$g_{ex} = g_{eN} \cdot \left[ 1,55 - 1,55 \cdot \frac{n_x}{n_N} + \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right], \quad (99)$$

где  $g_{eN}$  – удельный эффективный расход топлива при максимальной мощности.

Для современных двигателей удельный эффективный расход топлива при максимальной мощности имеет следующие значения,

$\frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$  [2] :

- для карбюраторных двигателей – 230...310;
- для инжекторных двигателей – 200...290;
- для дизелей с неразделёнными камерами – 200...235;
- для вихрекамерных и предкамерных дизелей – 220...260.

Теперь рассчитаем часовой расход топлива по формуле,  $\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$  :

$$G_{Tx} = g_{ex} \cdot N_{ex} \cdot 10^{-3}. \quad (100)$$

Для определения коэффициента наполнения  $\eta_V$  в расчётных точках необходимо задаться законом изменения  $\alpha$  по частоте вращения.

Значение  $\alpha$  при  $n_N$  принято в начале теплового расчёта.

С достаточной степенью точности для бензиновых двигателей можно принять значения  $\alpha$  постоянными на всех скоростных режимах, кроме минимальной частоты вращения. При  $n_x = n_{\min}$  следует принимать смесь несколько более обогащённую, чем при  $n_x = n_N$ , т. е.  $\alpha_{n_{\min}} < \alpha_{n_N}$ .

В дизелях при работе по скоростной характеристике с увеличением частоты вращения значение  $\alpha$  несколько увеличивается. Для четырёхтактного дизеля можно принять линейное изменение  $\alpha$ , при этом  $\alpha_{n_{\min}} = (0,7 \dots 0,8) \cdot \alpha_{n_N}$ .

Для бензиновых двигателей при  $n_{\min}$   $\alpha = 0,75 \dots 0,85$ , а при  $n_N$   $\alpha = 0,85 \dots 0,95$ .

Для быстроходных дизелей без наддува при  $n_{\min}$   $\alpha = 1,1 \dots 1,3$ , а при  $n_N$   $\alpha = 1,2 \dots 1,7$ .

После выбора закона изменения коэффициента избытка воздуха можно определить  $\eta_V$  в расчётных точках :

$$\eta_V = \frac{p_{ex} \cdot l_0 \cdot \alpha_x \cdot g_{ex}}{3600 \cdot \rho_k} \quad (101)$$

Значения в расчётных точках среднего эффективного давления  $p_{ex}$  определим из выражения

$$p_{ex} = \frac{N_{ex} \cdot 30 \cdot \tau}{V_{л} \cdot n_x} \quad (102)$$

Результаты расчётов рекомендуется занести в табл. 15.

Таблица 15

#### Параметры скоростной характеристики

$n$ , об/мин	$N_e$ , кВт	$M_e$ , Н·м	$p_e$ , МПа	$\eta_V$	$\alpha$	$g_e$ , г/(кВт·ч)	$G_T$ , кг/ч
$n_{\min}$							
$n_x$							
...							
$n_{\max}$							

По скоростной характеристике вычисляем коэффициент приспособляемости  $K = \frac{M_{e_{\max}}}{M_{e_N}}$ .

По коэффициенту приспособляемости определяют способность двигателя подстраиваться к внешней нагрузке, а именно способность

преодолевать временные краткосрочные перегрузки. У бензиновых двигателей  $K = 1,20 \dots 1,25$ , у дизелей  $K = 1,05 \dots 1,20$ .

Примеры скоростных характеристик представлены в прил. 4 и 5.

## **6. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ И ПРОТОТИПА**

Сравнительную оценку проектируемого двигателя и его прототипа необходимо дать в табличной форме по следующим показателям: мощность двигателя, частота вращения коленчатого вала, степень сжатия, диаметр цилиндра, рабочий объём цилиндров двигателя, среднее эффективное давление, литровая мощность и удельный эффективный расход топлива.

В выводах студент должен дать краткое описание усовершенствований и изменений в конструкции проектируемого двигателя и его систем по сравнению с прототипом.

## **7. ЗАЩИТА КУРСОВОЙ РАБОТЫ**

При защите курсовой работы необходимо кратко изложить основные параметры и особенности конструкции спроектированного двигателя, сделать чёткое обоснование принятых в процессе проектирования технических решений и ответить на контрольные вопросы, заданные руководителем проекта.

Защищающийся должен знать тенденции развития двигателестроения, достаточно глубоко разбираться в расчётах и оценке показателей, формирующих представление об уровне запроектированного двигателя.

### ***Контрольные вопросы***

1. В чём состоят принципиальные различия между четырёхтактными и двухтактными рабочими циклами двигателей? По какому циклу работает проектируемый двигатель?
2. Как определить степень сжатия двигателя по индикаторной диаграмме?
3. Как определить индикаторную работу двигателя по индикаторной диаграмме, выполненной в  $p-V$  координатах?
4. Как по результатам теплового расчёта возможно охарактеризовать уровень тепловых и механических потерь в двигателе?
5. Какие основные показатели двигателя определяются по его внешним скоростным характеристикам?

6. Что означает термин «форсирование двигателей»? Какие способы форсирования двигателей вам известны?
7. Какие виды топлив используются в ДсИЗ и дизелях? Какие основные характеристики описывают их эксплуатационные свойства?
8. Какой показатель определяет количество воздуха, необходимое для полного сгорания одного килограмма жидкого топлива?
9. По какому показателю оценивается качество топливовоздушной смеси? Как он изменяется по нагрузочным характеристикам ДсИЗ и дизеля?
10. Какие показатели используются для оценки качества организации процессов газообмена? Как эти показатели изменяются в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы ДсИЗ и дизеля?
11. Какие конструктивные приёмы применяются для увеличения наполнения цилиндров в двигателях без наддува?
12. Чем отличаются друг от друга понятия *такт* и *процесс работы двигателя*?
13. С какой целью осуществляются опережение открытия и запаздывания закрытия впускных (выпускных) клапанов? Как фазы газораспределения связаны с типом и быстроходностью двигателя?
14. Как интерпретируется круговая диаграмма фаз газораспределения? Покажите на индикаторной диаграмме момент открытия (закрытия) впускных (выпускных) клапанов.
15. Назовите принципиальные особенности организации процессов смесеобразования и сгорания топливной смеси в ДсИЗ и дизелях. Каково физико-химическое содержание отдельных фаз сгорания топливной смеси в этих двигателях?
16. Какие нарушения нормального протекания процесса сгорания характерны для ДсИЗ? Чем вызываются эти нарушения и какие методы используются для их устранения?
17. Как определить среднее индикаторное давление  $p_i$  по индикаторной диаграмме?
18. В чём состоит различие между индикаторными и эффективными показателями? Какие индикаторные и эффективные показатели определены в тепловом расчёте?
19. Какие показатели характеризуют экономичность и работоспособность рабочего цикла двигателя? Как эти показатели изменяются при вариациях скоростного и нагрузочного режимов работы в двигателях различного типа?

### **Библиографический список**

1. Автомобильные двигатели : конспект лекций / П. Л. Шевченко; СибАДИ. – Омск : СибАДИ, 2014. – 212 с.
2. Колчин, А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособие для вузов/ А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М. : Высшая школа, 2008. – 493 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов : учеб. / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, К.А. Морозов и др. – М. : Высшая школа, 2007. – 245 с.

4. Автомобильные двигатели : учеб./М.Г. Шатров, К.А. Морозов, И.В. Алексеев и др. – 2-е изд. – М. : Издательский центр «Академия», 2011. – 464 с.
5. Автомобильные двигатели. Курсовое проектирование : учебное пособие / М.Г.Шатров, И.В. Алексеев, С.Н. Богданов и др. ; под ред. М.Г. Шатрова. – 2-е изд. – М. : Издательский центр «Академия», 2012. – 296 с.
6. ГОСТ Р 1.5 – 2004. Стандарты национальные Российской Федерации. Правила построения, изложения, оформления и обозначения. – Введ. 2005-07-01. – М. : Изд-во стандартов, 2005. – 27 с.
7. ГОСТ 1.5 – 2001. Стандарты межгосударственные, правила и рекомендации по межгосударственной стандартизации. Общие требования к построению, изложению, оформлению, содержанию и обозначению. – Введ. 2002. -09-01. – М. : Изд-во стандартов, 2003. – 157 с.
8. ГОСТ 2.102 – 68. ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов. – Введ. 1971-01-01 // Единая система конструкторской документации : сб. ГОСТов. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – С. 15 – 19.
9. ГОСТ 2.104 – 2006. ЕСКД. Основные надписи. – Введ. 2006-09-01. – М. : Стандартиформ, 2007. – 26 с.
10. ГОСТ 2.105 – 95. ЕСКД. Общие требования к текстовым документам. – Введ. 1996-07-01. – М. : Стандартиформ, 2007. – 51 с.
11. ГОСТ 2.106 – 96. ЕСКД. Текстовые документы. – Введ. 1997-07-01. – М. : Стандартиформ, 2007. – 62 с.
12. ГОСТ 2.109 – 73. ЕСКД. Основные требования к чертежам. – Введ. 1974-07-01 // Единая система конструкторской документации : сб. ГОСТов. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – С. 103 –147.
13. ГОСТ 2.118 – 73. ЕСКД. Техническое предложение. – Введ. 1974-01-01 // Единая система конструкторской документации : сб. ГОСТов. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – С. 240 – 245.
14. ГОСТ 2.119 – 73. ЕСКД. Эскизный проект. – Введ. 1974-01-01 // Единая система конструкторской документации : сб. ГОСТов. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – С. 246 – 251.
15. ГОСТ 2.120 – 73. ЕСКД. Технический проект. – Введ. 1974-01-01 // Единая система конструкторской документации : сб. ГОСТов. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – С. 252 – 257.
16. ГОСТ 2.301 – 68. ЕСКД. Форматы. – Введ. 1971-01-01 // Единая система конструкторской документации : сб. ГОСТов. – М. : Изд-во стандартов, 1991. – С. 3 – 5.
17. ГОСТ 2.302 – 68. ЕСКД. Масштабы. – Введ. 1971-01-01 // Единая система конструкторской документации : сб. ГОСТов. – М. : Изд-во стандартов, 1991. – С. 6.
18. ГОСТ 2.303 – 68. ЕСКД. Линии. – Введ. 1971-01-01 // Единая система конструкторской документации : сб. ГОСТов. – М. : Изд-во стандартов, 1991. – С. 7 – 13.
19. ГОСТ 2.304 – 81. ЕСКД. Шрифты чертёжные. – Введ. 1982-01-01 // Единая система конструкторской документации : сб. ГОСТов. – М. : Изд-во стандартов, 1991. – С. 14 – 42.

20. Содержание и правила оформления дипломного проекта : методические указания для студентов специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания» / сост. : А.Л. Иванов, В.А. Каня. – Омск : СибАДИ, 2011. – 44 с.

21. ГОСТ Р 51866 – 2002. Топлива моторные. Бензин неэтилированный. Технические условия (с изменениями № 1, 2, 3, 4). – Введ. 2002-07-01 – М. : Изд-во стандартов, 2009. – 27 с..

22. ГОСТ Р 52368 – 2005. Топливо дизельное ЕВРО. Технические условия. (с изменениями № 1, 2, 3, 4)– Введ. 2005-30-09 – М. : Изд-во стандартов, 2009. – 35 с.

22. *Чеников, И.В.* Химия и физика нефти : учебное пособие / И.В. Чеников. – Краснодар : Изд-во КубГТУ, 2010. – 293 с.

**Пример оформления титульного листа**

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)»

Кафедра «Тепловые двигатели и автотракторное электрооборудование»

Пояснительная записка

к курсовой работе по дисциплине  
«Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания»

Тема:

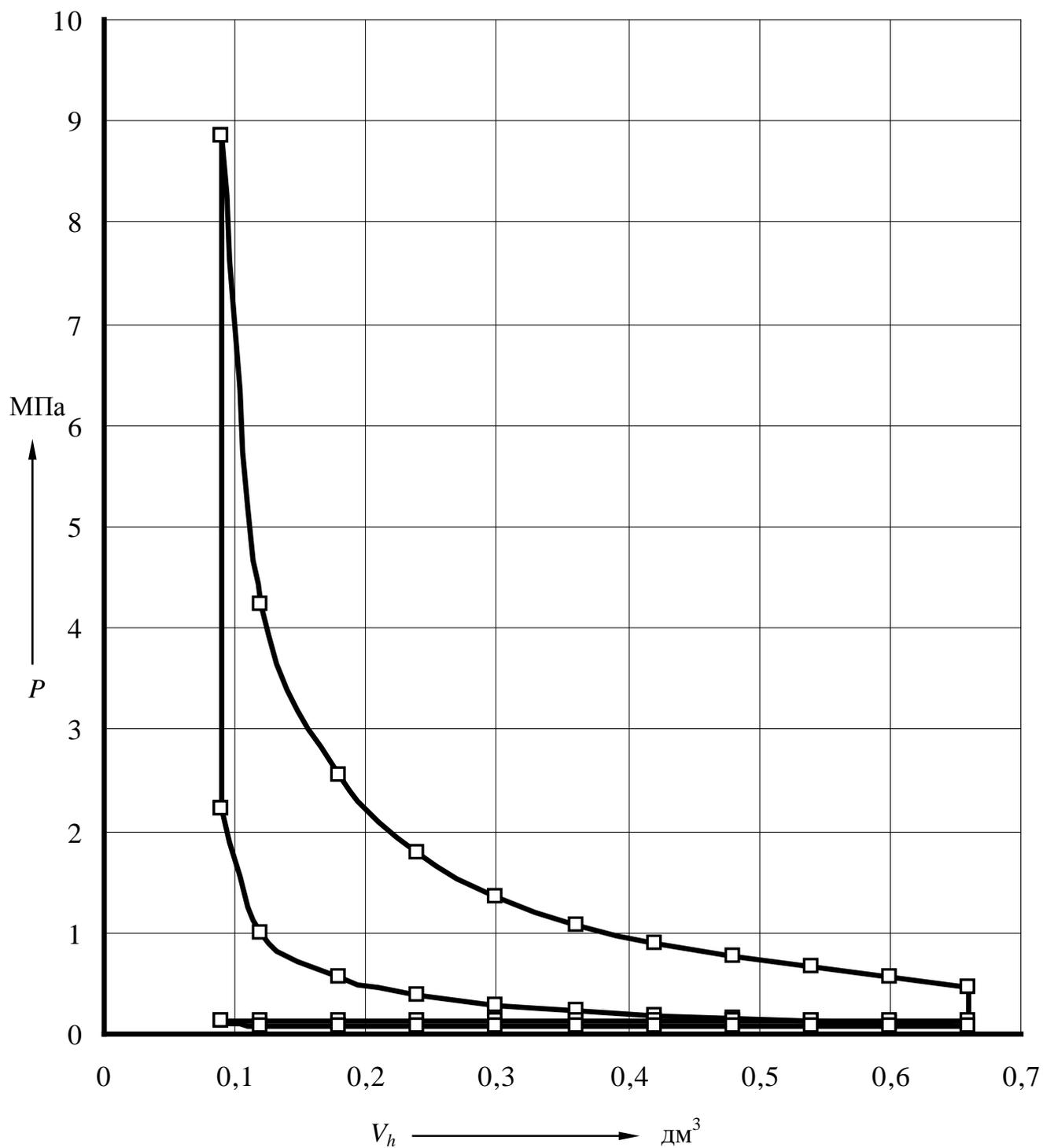
Выполнил студент \_\_\_\_\_ курса  
группы \_\_\_\_\_ факультета \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
(Фамилия И.О.)

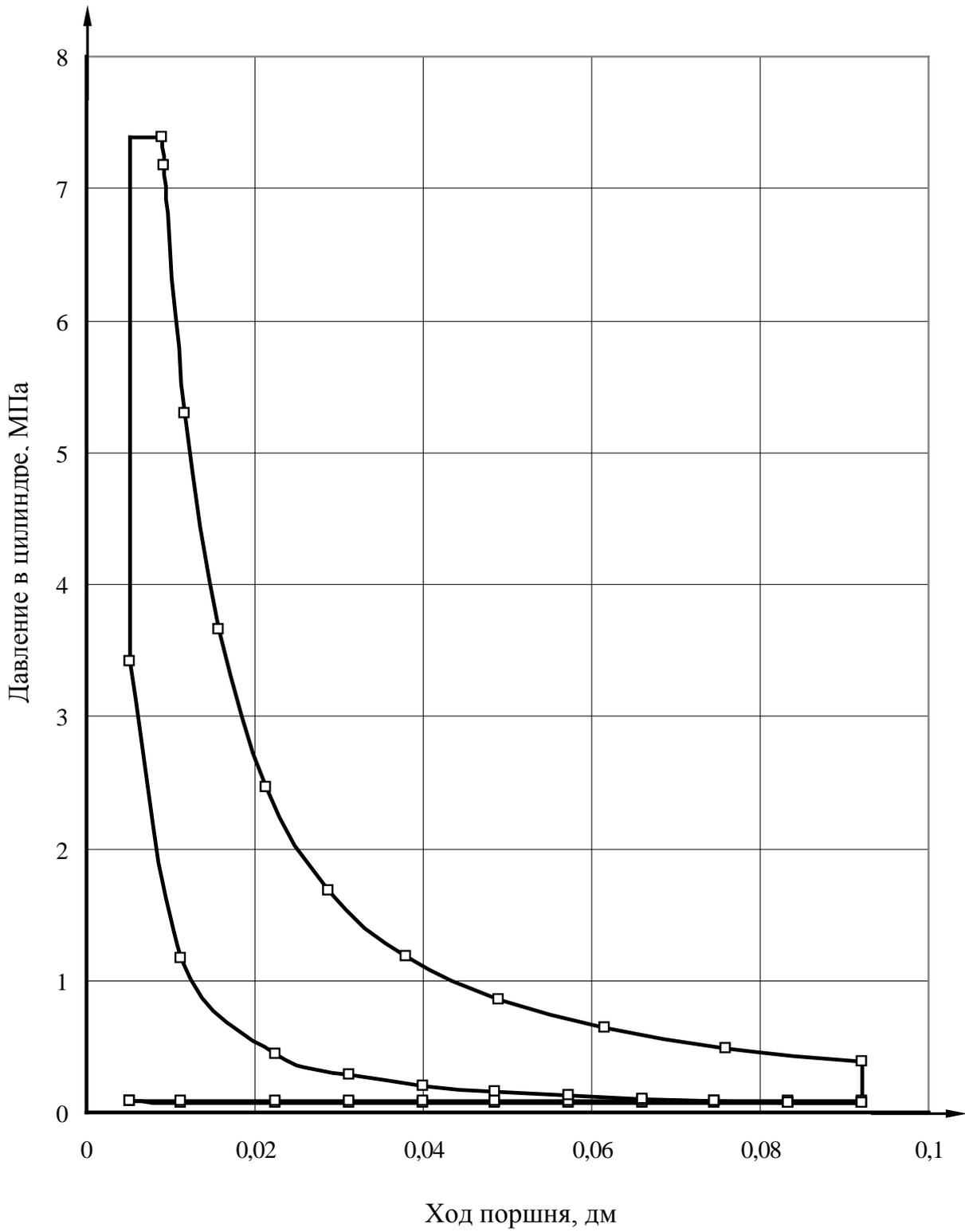
Проверил \_\_\_\_\_

Омск – 2016

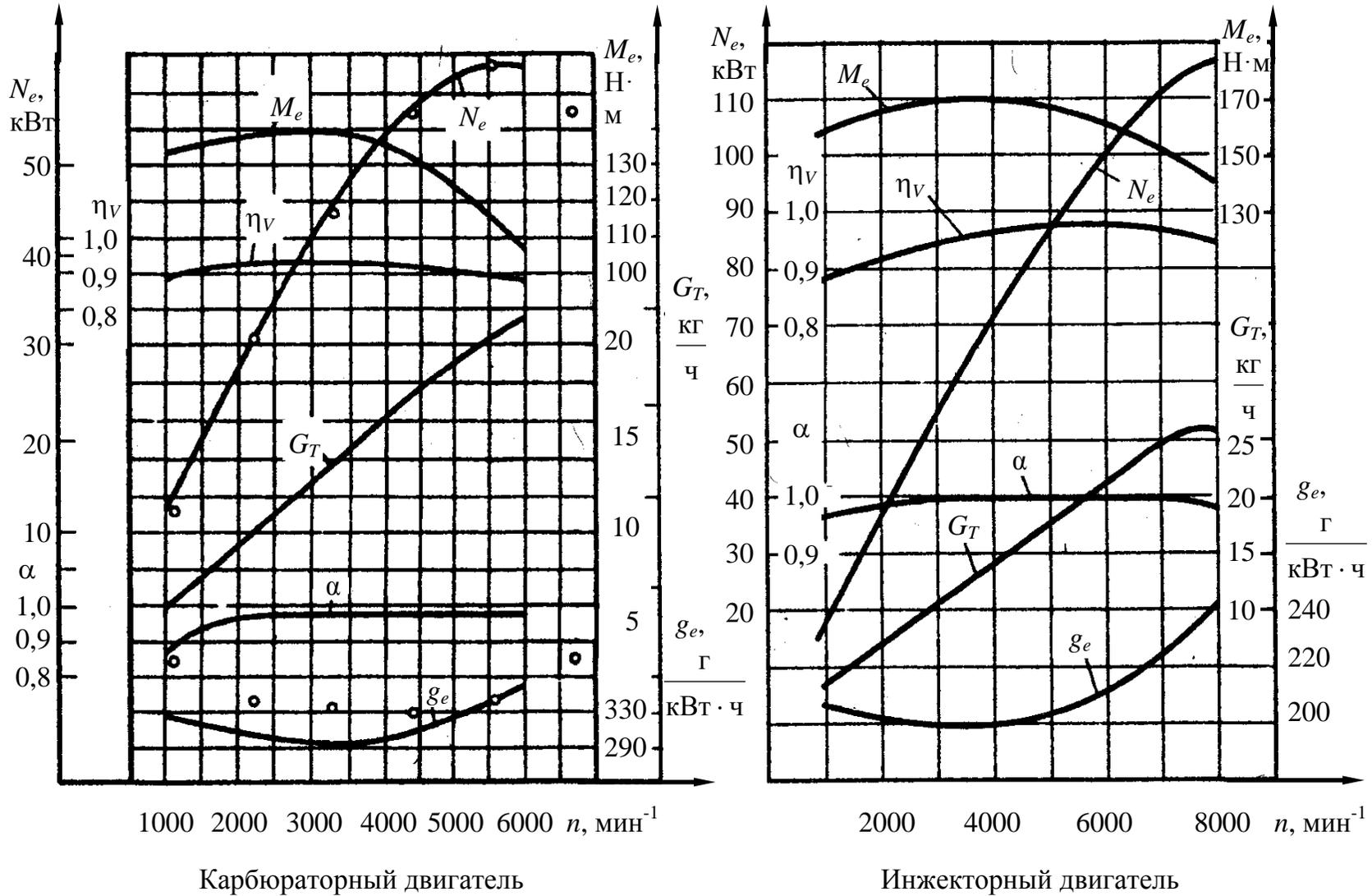
Индикаторная диаграмма бензинового двигателя



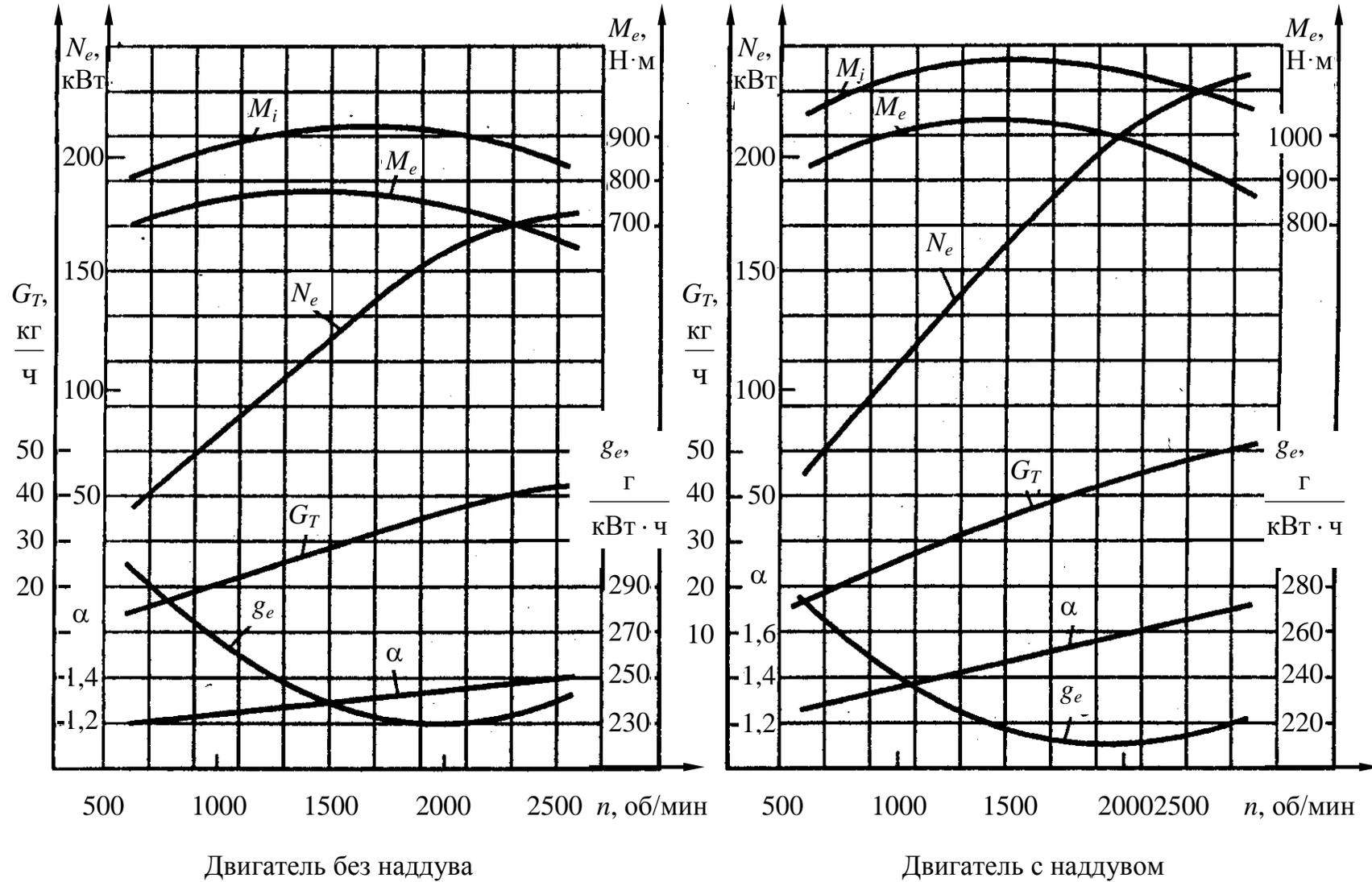
Индикаторная диаграмма дизеля



Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя



Внешняя скоростная характеристика дизеля



Пример расчёта и оформления

СОДЕРЖАНИЕ

ЗАДАНИЕ .....	2
1 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ДВИГАТЕЛЯ.....	3
1.1 Определение параметров рабочего тела .....	3
1.2 Процесс впуска .....	4
1.3 Процесс сжатия.....	5
1.4 Процесс сгорания .....	6
1.5 Процесс расширения и выпуска .....	8
1.6 Показатели работы цикла .....	9
1.7 Основные размеры цилиндра и двигателя.....	10
1.8 Тепловой баланс двигателя .....	11
2 ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ.....	13
3 РАСЧЁТ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ .....	15
4 СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ И ПРОТОТИПА.....	17
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	18

<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>					<i>Двигатель МЗМА</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Пров.</i>							1	18
<i>Н. контр.</i>						<i>СибАДИ</i>		
<i>Утв.</i>								

## ЗАДАНИЕ

Таблица 1 – Исходные данные двигателя-прототипа

Наименование	Значение
Тип двигателя	Карбюраторный 4-тактный
Назначение двигателя	Легковой автомобиль
Число и расположение цилиндров двигателя	4- рядный
Расположение клапанов	Верхнее
Тип охлаждения	Жидкостное
Рекомендуемый прототип	МЗМА
Номинальная мощность, кВт	47
Частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, об/мин	5600
Степень сжатия	8,9

										Лист
										2
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

# 1 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ДВИГАТЕЛЯ

Таблица 2 – Исходные данные для теплового расчёта двигателя

Наименование показателя		Значение
Номинальная мощность $N_e$ , кВт		56
Частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности $n_N$ , об/мин		5600
Применяемое топливо		Бензин А-95
Низшая теплотворная способность топлива $H_u$ , МДж/кг		44
Молекулярная масса топлива $m_T$ , кг/кмоль		114
Степень сжатия $\varepsilon$		8,9
Состав топлива	С	0,855
	Н	0,145
	О <sub>T</sub>	0
Коэффициент избытка воздуха на номинальном режиме работы двигателя $\alpha_N$		0,9

## 1.1 Определение параметров рабочего тела

Теоретический расход воздуха  $L_0$ , необходимый для сгорания одного килограмма топлива :

$$L_0 = \frac{1}{12 \cdot 0,21} \cdot \left[ C + 3 \cdot \left( H - \frac{O_T}{8} \right) \right] =$$

$$= \frac{1}{12 \cdot 0,21} \cdot \left[ 0,855 + 3 \cdot \left( 0,145 - \frac{0}{8} \right) \right] = 0,514 \text{ кмоль возд./кг топл.}$$

или

$$l_0 = \frac{1}{0,25} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right) =$$

$$= \frac{1}{0,25} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,957 \text{ кг возд./кг топл.}$$

Действительный расход воздуха  $L$ , необходимый для сгорания одного килограмма топлива на номинальном режиме работы двигателя, кмоль/кг топл. :

$$L = \alpha_N \cdot L_0 = 0,9 \cdot 0,514 = 0,463.$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

Количество свежего заряда  $M_1$ , кмоль :

$$M_1 = L + \frac{1}{m_T} = 0,463 + \frac{1}{114} = 0,471.$$

Количество отдельных компонентов, входящих в состав продуктов сгорания, полученных в результате сгорания 1 кг топлива, кмоль :

$$M_{CO} = 0,418 \cdot L_0 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} = 0,418 \cdot 0,514 \cdot \frac{1-0,9}{1+0,45} = 0,0148;$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO} = \frac{0,855}{12} - 0,0148 = 0,0564;$$

$$M_{H_2} = K \cdot M_{CO} = 0,45 \cdot 0,0148 = 0,00667;$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2} = \frac{0,145}{2} - 0,00667 = 0,0658;$$

$$M_{N_2} = 0,791 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,791 \cdot 0,9 \cdot 0,514 = 0,366;$$

$$K = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = \frac{0,00667}{0,0148} = 0,45.$$

Суммарное количество продуктов сгорания  $M_2$ , кмоль :

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} = \\ &= 0,0148 + 0,0564 + 0,00666 + 0,0658 + 0,366 = 0,5097. \end{aligned}$$

Химический коэффициент молекулярного изменения

$$\beta' = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,5096}{0,471} = 1,082.$$

## 1.2 Процесс впуска

Плотность воздуха, поступающего в двигатель  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>,

$$\rho_k = \frac{P_0 \cdot 10^6}{R_B \cdot T_0} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189,$$

где  $P_0$  – давление окружающей среды, МПа;

$R_B$  – удельная газовая постоянная воздуха, Дж/кг·град;

$T_0$  – температура окружающей среды, К.

						Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Средняя скорость поршня на номинальном режиме работы двигателя принимается равной  $C_N = 8,6$  м/с.

Ход поршня  $S_{\Pi}$ , м :

$$S_{\Pi} = \frac{30 \cdot C_N}{n_N} = \frac{30 \cdot 8,6}{5600} = 0,0461.$$

Отношение площади поршня к проходному сечению впускного клапана принимается равным  $F_{\Pi}/f_{\text{кл}} = 5,0$ .

Скорость свежего заряда в проходном сечении клапана, м/с :

$$\omega_{\text{вп}} = 0,05433 \cdot S_{\Pi} \cdot n_N \cdot \frac{F_{\Pi}}{f_{\text{кл}}} = 0,05433 \cdot 0,0461 \cdot 5600 \cdot 5 = 70,09.$$

Сопротивление впускной системы  $\beta$  с учётом коэффициента затухания скорости  $\xi$  принимается равным  $(\beta^2 + \xi) = 3,6$ .

Давление в цилиндре двигателя в конце впуска, МПа :

$$P_a = P_0 - (\beta^2 + \xi) \cdot \frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \cdot \rho = 0,1 - 3,6 \cdot \frac{70,09^2}{2} \cdot 1,189 \cdot 10^{-6} = 0,0895.$$

Давление остаточных газов при номинальной мощности, МПа :

$$P_r = 0,1 + 0,539 \cdot 10^{-5} \cdot n_N = 0,1 + 0,539 \cdot 10^{-5} \cdot 5600 = 0,1292.$$

Температура остаточных газов при номинальной мощности принимается равной  $T_r = 1110$  К.

Степень подогрева свежего заряда при номинальной мощности принимается равной  $\Delta T = 15$  °С.

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{P_a \cdot \varepsilon - P_r} = \frac{293 + 15}{1110} \cdot \frac{0,1292}{0,0895 \cdot 8,9 - 0,12923} = 0,0476.$$

Температура рабочего тела в конце наполнения, К :

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0,0476 \cdot 1110}{1 + 0,0476} = 349,4.$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{P_a \cdot \varepsilon - P_r}{P_0 \cdot (\varepsilon - 1)} = \frac{293}{293 + 15} \cdot \frac{0,0895 \cdot 8,9 - 0,1282}{0,1 \cdot (8,9 - 1)} = 0,901.$$

						Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 1.3 Процесс сжатия

Показатель политропы сжатия  $n_1$  определяют с помощью показателя адиабаты сжатия  $k_1$ . В свою очередь  $k_1$  находится по номограмме. При исходных данных  $n_N = 5600$  об/мин,  $\varepsilon = 8,9$  и  $T_a = 344,9$  К значение  $k_1$  будет около 1,3652.

Показатель политропы сжатия определим по формуле

$$n_1 \approx k_1 - (0,01 \dots 0,004) = 1,3652 - 0,002 = 1,3632.$$

Давление в конце сжатия, МПа :

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,0895 \cdot 8,9^{1,3632} = 1,762.$$

Температура в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 349,4 \cdot 8,9^{1,3632 - 1} = 773 \text{ К},$$

$$t_c = T_c - 273 = 773 - 273 = 500 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средняя молярная теплоёмкость в конце сжатия, кДж/(кмоль·град) :

а) для свежей смеси

$$(mc_V)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 500 = 21,92;$$

б) для остаточных газов определим с помощью интерполяции [2, табл. 3.8, с. 59] при следующих исходных данных :  $\alpha = 0,9$ ;  $t_c = 490$  °С

$$(mc_V)_{t_0}^{t_c} = 23,825;$$

в) для рабочей смеси

$$\begin{aligned} (mc_V)_{t_0}^{t_c} &= \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(mc_V)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r \cdot (mc_V)_{t_0}^{t_c}] = \\ &= \frac{1}{1 + 0,0476} \cdot [21,92 + 0,0476 \cdot 23,825] = 22,07. \end{aligned}$$

### 1.4 Процесс сгорания

Определим коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,5096}{0,471} = 1,082.$$

						Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Далее найдём коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,082 + 0,0476}{1 + 0,476} = 1,0783.$$

Потери теплоты за счёт недогорания топлива  $\Delta H_u$  и теплоту сгорания рабочей смеси  $H_{\text{раб.см}}$  рассчитаем по следующим формулам :

$$\Delta H_u = m_T \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 = 114 \cdot (1 - 0,9) \cdot 0,514 = 5,86 \text{ МДж/кг};$$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{44 - 5,86}{0,471 \cdot (1 + 0,0476)} = 77,297 \text{ МДж/кмоль раб.см.}$$

Средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания, МДж/(кмоль·град) :

$$\begin{aligned} (mc_V'')_{t_0}^{t_z} &= \frac{1}{M_2} \cdot [M_{\text{CO}_2} \cdot (mc_{V\text{CO}_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{CO}} \times \\ &1 \times (mc_{V\text{CO}}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (mc_{V\text{H}_2\text{O}}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2} \times \\ &\times (mc_{V\text{H}_2}'')_{t_0}^{t_z} + + M_{\text{N}_2} (mc_{V\text{N}_2}'')_{t_0}^{t_z} ]; \\ (mc_V'')_{t_0}^{t_z} &= \frac{1}{0,5096} \cdot [0,0564 \cdot (39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + 0,0148 \times \\ &\times (22,490 + 0,001430 \cdot t_z) + 0,0658 \cdot (26,670 + 0,004438 \cdot t_z) + 0,00667 \times \\ &\times (19,678 + 0,001758 \cdot t_z) + 0,366 \cdot (21,951 + 0,001457 \cdot t_z) = \\ &= 24,4427 + 0,0022 \cdot t_z. \end{aligned}$$

Температура в конце процесса сгорания  $T_z$  определяется на основании первого закона термодинамики и её расчётное уравнение для бензинового двигателя выглядит следующим образом :

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

где  $\xi_z$  – коэффициент использования теплоты.

Коэффициент  $\xi_z$  зависит как от конструктивных параметров двигателя, так и от скоростного и нагрузочного режимов работы. Для частоты вращения при максимальной мощности  $n_N = 5600$  об/мин  $\xi_z = 0,9$  [2, рис. 5.1, с. 106].

В уравнении определения  $T_z$  две неизвестные величины :  $t_z$  и  $(mc_V'')_{t_0}^{t_z}$ .

Подставим численные значения в уравнение температуры  $T_z$  :

$$0,9 \cdot 76,945 + 21,989 \cdot 490 = 1,0779 \cdot (24,4427 + 0,0022 \cdot t_z) \cdot t_z.$$

						Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

После преобразования получим квадратное уравнение

$$10843,8605 + 26,3468 \cdot t_z + 0,0024 \cdot t_z^2 = 0.$$

Корни этого уравнения

$$t_z = \frac{-26,3468 + \sqrt{26,3468^2 + 4 \cdot 0,0024 \cdot 10843,8605}}{2 \cdot 0,0024} = 2168,77 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$T_z = 2168,77 + 273 = 2441,77 \text{ К.}$$

Определим давление конца процесса сгорания

$$P_z = P_c \cdot \mu \cdot \frac{T_z}{T_c} = 1,762 \cdot 1,0779 \cdot \frac{2441,77}{773} = 6,0 \text{ МПа.}$$

Рассчитаем степень повышения давления

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} = \frac{6,0}{1,762} = 3,41.$$

### 1.5 Процесс расширения и выпуска

Расширение протекает политропно, то есть с теплообменом, поэтому вначале необходимо определить показатель политропы расширения  $n_2$ . Он устанавливается в зависимости от частоты вращения коленчатого вала рассчитываемого двигателя, интенсивности охлаждения, коэффициента использования теплоты на линии видимого сгорания и коэффициента избытка воздуха. Его величина определяется, исходя из значения среднего показателя адиабаты расширения  $k_2$ , которое находится по номограмме.

При заданных  $\alpha_N = 0,9$ ,  $\varepsilon = 8,9$  и  $T_z = 2441,77 \text{ К}$   $k_2 = 1,2473$ , отсюда

$$n_2 \approx k_2 = 1,247.$$

После этого определим давление  $P_b$  и температуру  $T_b$  в конце процесса расширения

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{6,0}{8,9^{1,247}} = 0,393 \text{ МПа}; \quad T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{2441,77}{8,9^{1,247-1}} = 1582,1 \text{ К.}$$

Проверим ранее принятую температуру остаточных газов

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} = \frac{1582,1}{\sqrt[3]{\frac{0,393}{0,1292}}} = 1089,46 \text{ К,}$$

						Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\Delta T_r = 100 \cdot \frac{1089,46 - 1110}{1110} = 1,85 \%$$

### 1.6 Показатели работы цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление, МПа :

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right];$$

$$P_i' = \frac{1,762}{8,9 - 1} \cdot \left[ \frac{3,41}{1,247 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{8,9^{1,247 - 1}} \right) - \frac{1}{1,3632 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{8,9^{1,3632 - 1}} \right) \right] = 1,145.$$

Действительное среднее индикаторное давление

$$P_i = \varphi \cdot P_i',$$

где  $\varphi$  – коэффициент полноты индикаторной диаграммы, для бензиновых двигателей  $\varphi = 0,94 \dots 0,97$ . Примем  $\varphi = 0,95$ , тогда

$$P_i = 0,95 \cdot 1,145 = 1,088 \text{ МПа.}$$

Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_V} = \frac{1,088 \cdot 14,957 \cdot 0,9}{44 \cdot 1,189 \cdot 0,901} = 0,3106.$$

Индикаторный удельный расход топлива, г/(кВт·ч) :

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{3600}{44 \cdot 0,3106} = 263,4.$$

Давление механических потерь, МПа :

$$P_M = A + B \cdot v_{\text{п.ср}},$$

где  $A$  и  $B$  – эмпирические коэффициенты, значения которых для различных двигателей приведены в табл. 13;

$v_{\text{п.ср}}$  – средняя скорость поршня, предварительно принимаемая в соответствии с конструкцией и типом двигателя.

$$v_{\text{п.ср}} = \frac{S_{\text{п}} \cdot n_N}{10^4 \cdot 3} = \frac{46,1 \cdot 5600}{10^4 \cdot 3} = 8,61 \text{ м/с;}$$

$$P_M = 0,034 + 0,00113 \cdot 8,61 = 0,044 \text{ МПа.}$$

						Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Эффективное давление, МПа :

$$P_e = P_i - P_m = 1,088 - 0,044 = 1,044 .$$

Механический коэффициент полезного действия

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{1,044}{1,088} = 0,96 .$$

Эффективный коэффициент полезного действия

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i = 0,96 \cdot 0,3106 = 0,298 .$$

Эффективный удельный расход топлива, г/кВт·ч :

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} = \frac{3600}{44 \cdot 0,298} = 274,56 .$$

### 1.7 Основные размеры цилиндра и двигателя

Литраж двигателя находят по следующей формуле, дм<sup>3</sup> (л) :

$$V_{л} = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 56}{1,044 \cdot 5600} = 1,15 .$$

Рабочий объём одного цилиндра, дм<sup>3</sup> (л) :

$$V_h = \frac{V_{л}}{i} = \frac{1,15}{4} = 0,288 .$$

Диаметр цилиндра двигателя, дм :

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot S_n}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,288}{3,14 \cdot 46,1}} = 19,9 .$$

Площадь поршня, дм<sup>2</sup> :

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 19,9^2}{4} = 15,6 .$$

Индикаторная мощность двигателя, кВт :

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{1,088 \cdot 0,288 \cdot 4 \cdot 5600}{30 \cdot 4} = 58,5 .$$

									Лист
									10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Расчётная эффективная мощность двигателя, кВт :

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = 58,5 \cdot 0,96 = 56,2.$$

Часовой расход топлива, кг/ч :

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} = 274,56 \cdot 56,2 \cdot 10^{-3} = 15,4.$$

Расчётный крутящий момент, Н·м :

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n_N} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 56,2}{3,14 \cdot 5600} = 92,9.$$

### 1.8 Тепловой баланс двигателя

Уравнение внешнего теплового баланса

$$Q = Q_e + Q_m + Q_w + Q_{ог} + Q_{нс} + Q_s,$$

где  $Q$  – общее количество теплоты, выделенное при сгорании топлива;

$Q_e$  – теплота, эквивалентная полезной работе топлива;

$Q_m$  – теплота, эквивалентная механическим потерям;

$Q_w$  – теплота, передаваемая охлаждающей жидкости;

$Q_{ог}$  – теплота, унесённая с отработавшими газами;

$Q_{нс}$  – теплота, потерянная из-за неполноты сгорания топлива;

$Q_s$  – неучтённые потери теплоты.

Общее количество теплоты, Дж/с :

$$Q = \frac{H_u \cdot G_T}{3,6} = \frac{44000 \cdot 15,4}{3,6} = 188222.$$

Теплота, эквивалентная полезной работе топлива, Дж/с :

$$Q_e = 1000 \cdot N_e = 1000 \cdot 56,2 = 56200.$$

Теплота, эквивалентная механическим потерям, Дж/с :

$$Q_m = 1000 \cdot (N_i - N_e) = 1000 \cdot (58,5 - 56,2) = 2300.$$

Теплота, передаваемая охлаждающей жидкости, Дж/с :

$$Q_w = \frac{c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u)}{\alpha \cdot H_u} =$$
$$= \frac{0,5 \cdot 4 \cdot 19,9^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 5600^{0,65} \cdot (44000 - 5860)}{0,9 \cdot 44000} = 51097,$$

где  $c$  – коэффициент пропорциональности для четырёхтактных двигателей,  $c = 0,5$ ;

						Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$i$  – число цилиндров;

$D$  – диаметр цилиндра, см;

$n$  – частота вращения коленчатого вала;

$m$  – показатель степени для четырёхтактных двигателей,  $m = 0,65$ .

Теплота, унесённая с отработавшими газами, Дж/с :

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

Теплоёмкость отработавших газов  $(m c_v)_{t_0}^{t_r}$  определим методом интерполяции по табл. 3.8 [2], теплоёмкость свежего заряда  $(m c_v)_{t_0}^{20}$  – по табл. 3.6 [2] столбец «Воздух».

$$t_r = T_r - 273 = 1089,46 - 273 = 816,46 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_0 = T_0 - 273 = 293 - 273 = 20 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$(m c_v)_{t_0}^{t_r} = 25,17 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}};$$

$$(m c_v)_{t_0}^{20} = 20,775 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}};$$

$$Q_r = \frac{15,4}{3,6} \cdot [0,5096 \cdot (25,17 + 8,315) \cdot 816,46 - 0,471 \cdot (20,775 + 8,315) \cdot 20] =$$
$$= 13658 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

Теплота, потерянная из-за неполноты сгорания топлива, Дж/с :

$$Q_{\text{нс}} = \frac{\Delta H_u \cdot G_T}{3,6} = \frac{5860 \cdot 15,4}{3,6} = 25068.$$

Неучтённые потери теплоты, Дж/с :

$$Q_s = Q - (Q_e + Q_m + Q_w + Q_{\text{ог}} + Q_{\text{нс}}) =$$
$$= 188222 - (56200 + 2300 + 51097 + 13658 + 25068) = 39899.$$

Процентное соотношение составляющих теплового баланса, % :

$$q_e = \frac{Q_e}{Q} \cdot 100 = \frac{56200}{188222} \cdot 100 = 29,86;$$

$$q_m = \frac{Q_m}{Q} \cdot 100 = \frac{2300}{188222} \cdot 100 = 1,22;$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

$$q_w = \frac{Q_w}{Q} \cdot 100 = \frac{51097}{188222} \cdot 100 = 27,15;$$

$$q_{ог} = \frac{Q_{ог}}{Q} \cdot 100 = \frac{13658}{188222} \cdot 100 = 7,26;$$

$$q_{нс} = \frac{Q_{нс}}{Q} \cdot 100 = \frac{25068}{188222} \cdot 100 = 13,32;$$

$$q_s = \frac{Q_s}{Q} \cdot 100 = \frac{39899}{188222} \cdot 100 = 21,19.$$

## 2 ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

Индикаторную диаграмму построим аналитическим методом. При этом необходимо учитывать следующие допущения:

– давление в процессе пуска постоянно и равно давлению в конце впуска;

– давления в процессе сжатия и расширения изменяются по политропному закону  $P \cdot V^n = \text{const}$  с постоянным значением политроп, взятых из теплового расчёта:

- для политропы сжатия  $P_x = P_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}$  ;

- для политропы расширения  $P_x = P_b \cdot \left( \frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2} = P_b \cdot \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_2}$  ;

– давление в процессе выпуска постоянно и равно давлению в конце наполнения.

Выберем масштаб хода поршня  $M_s = 0,4$  мм в миллиметре, масштаб давлений  $M_p = 0,03$  МПа в миллиметре.

Размеры в миллиметрах отрезков по оси абсцисс, соответствующие рабочему объёму цилиндра  $AB$  (см. рис. 5) и объёму камеры сгорания  $OA$ , рассчитаем по формулам

$$AB = \frac{S_{п}}{M_s} = \frac{46}{0,4} = 115;$$

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1} = \frac{115}{8,9 - 1} = 15.$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

Максимальная высота диаграммы в миллиметрах, отображающая точку  $z$  – конец процесса сгорания

$$\frac{P_z}{M_p} = \frac{6,0}{0,03} = 200.$$

Определим в миллиметрах ординаты характерных точек диаграммы :

а) точка  $a$  – конец процесса впуска

$$\frac{P_a}{M_p} = \frac{0,0895}{0,03} = 3;$$

б) точка  $c$  – конец процесса сжатия

$$\frac{P_c}{M_p} = \frac{1,762}{0,03} = 59;$$

в) точка  $b$  – конец процесса расширения

$$\frac{P_b}{M_p} = \frac{0,393}{0,03} = 13;$$

г) точка  $r$  – конец процесса выпуска

$$\frac{P_r}{M_p} = \frac{0,1292}{0,03} = 4;$$

д)  $P_0$  – атмосферное давление

$$\frac{P_0}{M_p} = \frac{0,1}{0,03} = 3.$$

Рассчитаем политропы сжатия и расширения.

Разделим ось абсцисс (ход поршня  $S_n$ ) на несколько интервалов  $OX$ . Затем в каждой точке интервала определим отношение  $OB$  (полный объём цилиндра) к  $OX$  (текущему объёму цилиндра)

$$\frac{OB}{OX} = \frac{130}{15} = 8,7.$$

Далее результат расчёта возведём в степень  $n_1$  для политропы сжатия и  $n_2$  для политропы расширения

$$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,3632} = 8,7^{1,3632} = 19,09.$$

В каждой расчётной определим давление в мегапаскалях и в миллиметрах

$$P_x = P_a \cdot 19,09 = 0,0895 \cdot 19,09 = 1,762 \text{ МПа}; \quad \frac{P_x}{M_p} = \frac{1,762}{0,03} = 59 \text{ мм.}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

Результаты расчётов сведём в табл. 3.

Таблица 3 – Результаты расчёта политроп сжатия и расширения

OX, мм	$\frac{OB}{OX}$	Политропа сжатия			Политропа расширения		
		$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,3632}$	$\frac{P_x}{M_p}$ , мм	$P_x$ , МПа	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,247}$	$\frac{P_x}{M_p}$ , мм	$P_x$ , МПа
15	8,7	19,09	59	1,762	14,85	200	6,0
35	3,7	5,95	17,8	0,53	5,11	67,0	2,01
55	2,4	3,30	9,8	0,30	2,98	39,0	1,17
70	1,9	2,40	7,2	0,21	2,23	29,2	0,87
85	1,5	1,74	5,2	0,16	1,66	21,7	0,65
100	1,3	1,43	4,3	0,13	1,39	18,2	0,55
115	1,1	1,14	3,4	0,10	1,13	14,8	0,44
130	1	1	3	0,0895	1	13	0,393

### 3 РАСЧЁТ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Внешнюю скоростную характеристику построим по результатам теплового расчёта двигателя, проведённого для одного режима – режима максимальной мощности  $N_{max}$  при  $n_N$ .

Расчёт и построение кривых скоростной характеристики проведём в интервале от  $n_{min} = 800$  об/мин до  $n_{max} = 1,1 \cdot n_N = 1,1 \cdot 5600 = 6160$  об/мин.

Расчётные точки выбираются через определённый интервал частоты вращения двигателя  $n_x$ .

Точки кривых эффективных мощности и крутящего момента находим по формулам

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

$$M_{ex} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_{ex}}{\pi \cdot n_x} \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $N_{ex}$ ,  $M_{ex}$  и  $n_x$  – эффективные мощность, крутящий момент и частота вращения коленчатого вала в рассчитываемых точках скоростной характеристики.

Удельный эффективный расход топлива и часовой расход топлива в искомой точке вычисляем по следующим формулам :

									Лист
									15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

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

$$G_{Tx} = g_{ex} \cdot N_{ex} \cdot 10^{-3},$$

где  $g_{eN}$  – удельный эффективный расход топлива при максимальной мощности. Примем  $g_{eN} = 270$  г/(кВт·ч).

Значения в расчётных точках среднего эффективного давления  $p_{ex}$  и коэффициента наполнения  $\eta_V$  определим из выражений

$$p_{ex} = \frac{N_{ex} \cdot 30 \cdot \tau}{V_{л} \cdot n_x};$$

$$\eta_V = \frac{p_{ex} \cdot l_0 \cdot \alpha_x \cdot g_{ex}}{3600 \cdot \rho_k}.$$

Значения коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  считаем постоянным на всех скоростных режимах, кроме минимальной частоты вращения  $n_{\min}$ , при  $n_{\min}$   $\alpha = 0,8$ .

Все расчёты сводим в табл. 4.

Таблица 15 – Параметры скоростной характеристики

$n$ , об/мин	$N_e$ , кВт	$M_e$ , Н·м	$p_e$ , МПа	$\eta_V$	$\alpha$	$g_e$ , г/(кВт·ч)	$G_T$ , кг/ч
800	9,0	107,6	1,175	0,931	0,8	283,2	2,6
1700	20,7	116,2	1,269	0,999	0,9	250,5	5,2
2600	32,6	119,7	1,308	0,953	0,9	231,8	7,6
3500	43,4	118,4	1,293	0,923	0,9	227,0	9,8
4400	51,6	112,0	1,224	0,909	0,9	236,1	12,2
5300	55,9	100,7	1,100	0,897	0,9	259,2	14,5
5600	56,2	95,9	1,047	0,889	0,9	270,0	15,2
6160	55,0	85,3	0,932	0,863	0,9	294,3	16,2

$$N_{ex} = 56,2 \cdot \frac{800}{5600} \cdot \left[ 1 + \frac{800}{5600} - \left( \frac{800}{5600} \right)^2 \right] = 9,0 \text{ кВт};$$

$$M_{ex} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 9,0}{3,14 \cdot 800} = 107,6 \text{ Н·м};$$

$$g_{ex} = 270 \cdot \left[ 1,2 - 1,2 \cdot \frac{800}{5600} + \left( \frac{800}{5600} \right)^2 \right] = 283,2 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}};$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

$$G_{Tx} = 283,2 \cdot 9,0 \cdot 10^{-3} = 2,6 \frac{\text{кг}}{\text{ч}};$$

$$p_{ex} = \frac{9,0 \cdot 30 \cdot 4}{1,15 \cdot 800} = 1,175 \text{ МПа};$$

$$\eta_V = \frac{1,175 \cdot 14,957 \cdot 0,8 \cdot 283,2}{3600 \cdot 1,189} = 0,931.$$

#### 4 СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ И ПРОТОТИПА

Сравнительную оценку показателей проектируемого двигателя и прототипа дать самостоятельно.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автомобильные двигатели : конспект лекций / П. Л. Шевченко; СибАДИ. – Омск : СибАДИ, 2014. – 212 с.
2. Колчин, А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособие для вузов/ А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М. : Высшая школа, 2008. – 493 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов : учеб. / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, К.А. Морозов и др. – М. : Высшая школа, 2007. – 245 с.
4. Автомобильные двигатели : учеб./М.Г. Шатров, К.А. Морозов, И.В. Алексеев и др. – 2-е изд. – М. : Издательский центр «Академия», 2011. – 464 с.
5. Автомобильные двигатели. Курсовое проектирование : учебное пособие / М.Г. Шатров, И.В. Алексеев, С.Н. Богданов и др. ; под ред. М.Г. Шатрова. – 2-е изд. – М. : Издательский центр «Академия», 2012. – 296 с.
6. Содержание и правила оформления дипломного проекта : методические указания для студентов специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания» / сост. : А.Л. Иванов, В.А. Каня. – Омск : СибАДИ, 2011. – 44 с.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18