

Министерство образования и науки Российской Федерации

Владивостокский государственный университет  
экономики и сервиса

---

**В.В. ПЕРМЯКОВ**

**РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ,  
КОНСТРУКЦИЯ И ОСНОВЫ РАСЧЕТА  
АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

**Учебно-практическое пособие**

**Часть 1**

Владивосток  
Издательство ВГУЭС  
2011

Рецензенты: Б.И. Руднев, д-р техн. наук, проф.;  
А.Н. Минаев, д-р техн. наук, проф.

**Пермяков В.В.**

П 26 РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ, КОНСТРУКЦИЯ И ОСНОВЫ РАСЧЕТА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ [Текст]: учебно-практическое пособие. Ч. 1. – Владивосток: Изд-во ВГУЭС, 2011. – 64 с.

Излагаются методы теплового, кинематического и динамического расчетов автомобильных двигателей, которые позволяют выполнить поверочные расчеты приведенных в пособии двигателей и определить нагрузки в деталях этих двигателей. Конструктивные изменения, появившиеся в ДВС в последние годы и указанные в пособии, влияют на параметры двигателей и должны быть учтены при проверочном расчете современных ДВС.

Для студентов, обучающихся по специальности «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования (автомобильный транспорт)».

ББК 31.365

Печатается по решению РИСО ВГУЭС.

© Издательство Владивостокского государственного университета экономики и сервиса, 2011

## ВВЕДЕНИЕ

Предлагаемое пособие рекомендуется студентам с целью глубокого изучения дисциплины «Рабочие процессы, конструкция и основы расчета автомобильных двигателей». Оно может быть использовано при выполнении студентами заданий, курсового и дипломного проектов.

Пособие написано таким образом, что позволяет выполнить проверочные расчеты конкретных двигателей как российских, так и импортных и определить расчетные параметры этих двигателей, влияние их на прочность деталей.

Первая часть пособия посвящена тепловому, кинематическому и динамическому расчетам автомобильных двигателей и дополняет материал учебников конкретными расчетами двигателей, параметры которых приведены в приложении. Сопоставление полученных результатов с имеющимися в литературе позволяет охарактеризовать эти двигатели.

Эта первая часть в дальнейшем используется в курсовом проекте, который вынесен отдельно (см.: Часть 2: Руководство к курсовому проекту).

Приводятся основные конструктивные изменения в ДВС, появившиеся в последние годы.

# ТЕПЛОВОЙ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

## Требования к автомобильным двигателям

К современным автомобильным двигателям предъявляются следующие требования:

- 1) надежность;
- 2) ограниченная степень токсичности, дымности отработанных газов, уровень шума;
- 3) высокая экономичность;
- 4) максимальная литровая мощность;
- 5) уменьшенная масса на единицу мощности;
- 6) простота конструкции, удобство обслуживания и низкая стоимость изготовления;
- 7) перспективность двигателя.

Надежность – свойство двигателя выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в установленных пределах при заданных условиях его эксплуатации, технического обслуживания и ремонтов в течение требуемого промежутка времени и требуемой наработки.

Надежность двигателя в большой степени зависит от тепловой и динамической напряженности его конструкции.

Основным показателем является средняя скорость поршня (м/с)

$$c_n = \frac{8 \cdot n}{30},$$

где  $S$  – ход поршня, м;  $n$  – частота вращения коленчатого вала,  $\text{тип}^{-1}$ .

Этот параметр оценивает механическую напряжённость, так как определяет уровень нагруженности деталей двигателя инерционными силами, пропорциональными  $S^2$ , а также косвенно характеризует износ сопряжённых элементов.

Комплексная напряжённость (тепловая и механическая) оценивается поршневой прочностью ( $\text{кВт}/\text{дм}^2$ )

$$N_n = \frac{Ne}{iF_n} = \frac{Pe \cdot Cn}{\tau},$$

где  $Ne$  – эффективная мощность, кВт;

$i$  – число цилиндров;

$F_n$  – площадь поршня;

$Pe$  – среднее эффективное давление;

$\tau$  – тактность двигателя.

Студент, выполняя тепловой расчет, получает все параметры, указанные выше, оценивает тепловую напряженность ДВС и описывает методы или изменения в конструкции, которые могут снизить тепловую напряженность.

Так как в имеющихся учебниках отсутствуют требования к качеству отработавших газов (ОГ), в табл. 1 приведены требования EURO-III и EURO-IV к ОГ легковых автомобилей и легких грузовиков.

Таблица 1

**Требования EURO-III и EURO-IV  
к ОГ легковых автомобилей и легких грузовиков**

Категория	Класс	Полная масса автомобиля, кг	CO, г/км		CH, г/км		NO <sub>x</sub> , г/км		CH + NO <sub>x</sub> , г/км		Твердые частицы, г/км
			Бензиновые	Дизели	Бензиновые	Дизели	Бензиновые	Дизели	Бензиновые	Дизели	
EURO-III – 2000 г.											
<i>M</i> *		Все	2,3	0,64	0,2	–	0,15	0,5	–	0,56	0,05
<i>N</i> <sub>1</sub> *	I	≤1305	2,3	0,64	0,2	–	0,15	0,5	–	0,56	0,05
	II	1305≤1760	4,17	0,8	0,25	–	0,18	0,65	–	0,72	0,07
	III	>1760	5,22	0,95	0,29	–	0,21	0,78	–	0,86	0,1
EURO-IV – 2005 г.											
<i>M</i> *		Все	1,0	0,5	0,1	–	0,08	0,25	–	0,3	0,025
<i>N</i> <sub>1</sub> *	I	≤1305	1,0	0,5	0,1	–	0,08	0,25	–	0,3	0,025
	II	1305≤1760	1,81	0,63	0,13	–	0,1	0,33	–	0,39	0,04
	II	>1760	2,27	0,74	0,16	–	0,11	0,39	–	0,46	0,06

\* Исключая автомобили, максимальная масса которых превышает 2500 кг

*M* – легковые и автобусы

*N*<sub>1</sub>\* – легкие грузовики

Качество ОГ зависит от качества топлива. В требованиях к топливу по EURO-III и EURO-IV основное внимание уделяется снижению содержания серы в топливе.

По EURO-III содержание серы в бензине не более  $150 \text{ мил}^{-1}$ , в дизельном топливе – не более  $350 \text{ мил}^{-1}$ . По EURO-IV –  $50 \text{ мил}^{-1}$  как для бензина, так и для дизельного топлива.

Применение системы рециркуляции отработавших газов EG'R (Exhaust Gas Recirculation) является одним из наиболее эффективных способов, обеспечивающих существенное снижение выбросов  $\text{NO}_x$ , притом без ухудшения топливной экономичности.

На рисунке 1 показана схема рециркуляции отработавших газов с применением трубы Вентури, а на рис. 2 показаны диапазоны работы двигателя с рециркуляцией отработавших газов.

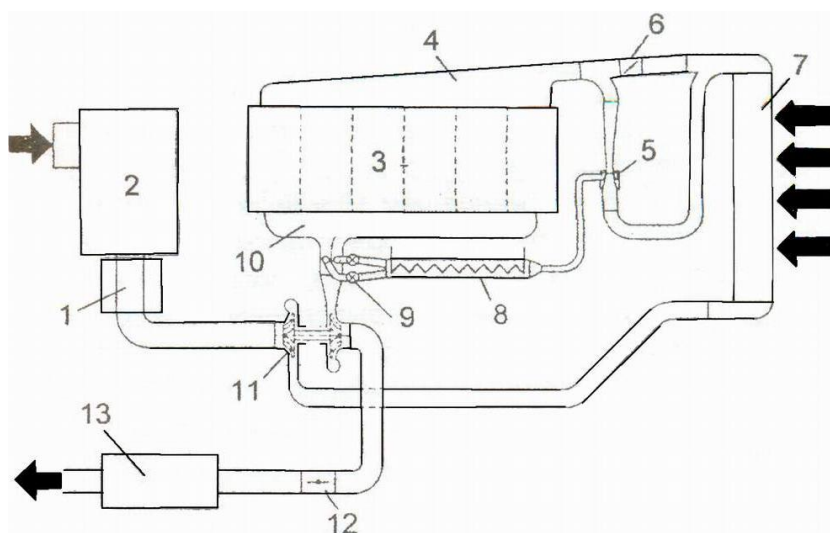


Рис. 1. Схема рециркуляции отработавших газов с применением трубы Вентури:

- 1 – измеритель расхода воздуха; 2 – воздушный фильтр;
- 3 – двигатель; 4 – впускной коллектор;
- 5 – труба Вентури; 6, 9 – клапаны системы EGR;
- 8 – охладитель рециркулирующих газов; 10 – выпускной коллектор;
- 11 – трубокомпрессор; 12 – заслонка в выпускной трубе;
- 13 – фильтр твердых частиц

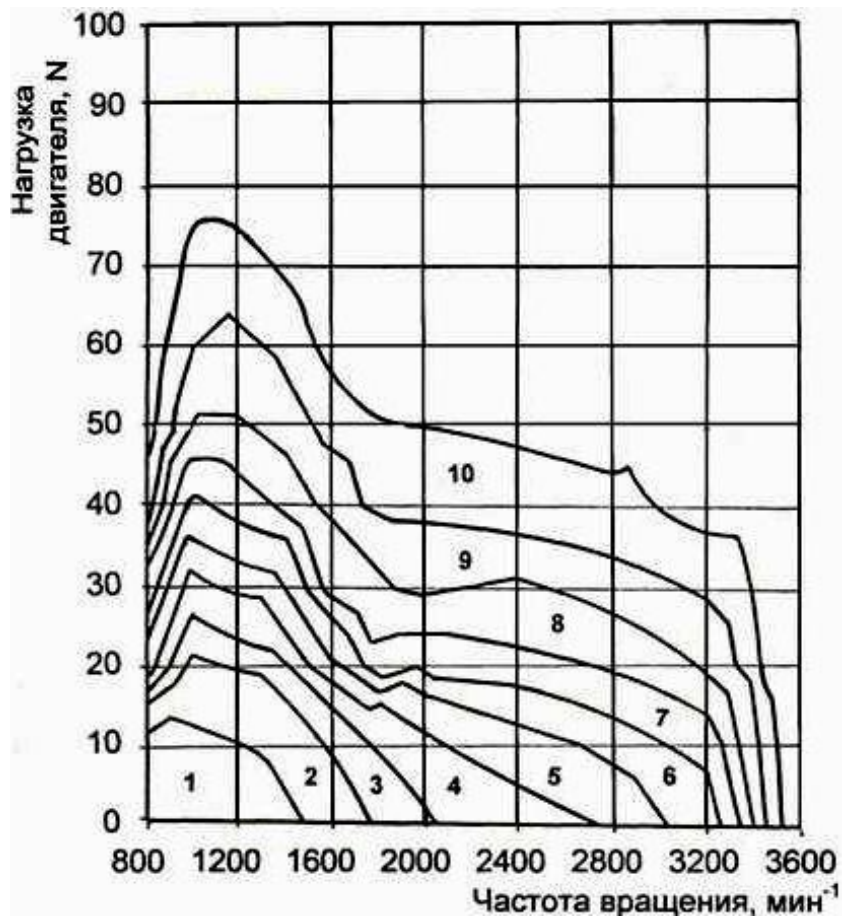


Рис. 2. Диапазоны работы двигателя с рециркуляцией отработавших газов. Доля рециркулируемых газов, в %:

- 1) 50–55; 2) 45–50; 3) 40–45; 4) 35–40; 5) 30–35;
- 6) 25–30; 7) 20–25; 8) 15–20; 9) 10–15; 10) 5–10

# ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 1

## Расчет параметров теоретического цикла ДВС

Расчет параметров теоретического цикла (в данном примере термодинамического) выполняется с целью выявления влияния каждого из факторов, характеризующих цикл на параметры цикла, сохраняя неизменными остальные параметры. При дальнейшем расчете реального цикла появляется возможность сравнить полученные результаты с результатами расчета теоретического цикла. Студенты выполняют расчеты по своему варианту, указанному в табл. 2. После представления цикла в координатах  $p$ - $V$  определяется планиметрированием (или приближенным подсчетом клеток в диаграмме) среднее давление цикла и сравниваются с рассчитанными по приведенной ниже формуле.

Таблица 2

**Параметры цикла ДВС**

Варианты		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Марка топлива		Бензин А-72	Бензин А-76	Бензин АИ-91	Бензин АИ-93	Бензин АИ-98	Дизель А		Дизель 3	Дизель Л	Дизель DC
Показатели Н, С, О		Берутся из справочников в зависимости от марки топлива									
Режим работы двигателя	Мощность	$Ne_{xx}$	$0,5 Ne_{ном}$	$Ne_{ном}$	$0,75 Ne_{ном}$	$Ne_{xx}$	$Ne_{к max}$		$Ne_{ном}$	$Ne_{ном}$	$Ne_{к max}$
	Обороты	$n_{xx}$	$n_{к max}$	$n_{ном}$	$n_{ном}$	$n_{xx max}$	$n_{к max}$		$n_{ном}$	$n_{ном}$	$n_{к max}$
$\epsilon$		6	6	7	8	9	20	16	17	18	20
$\lambda$		1,2	4,5	3,0	3,5	2,5	3,5	2,2	1,4	1,8	2,2
$\rho$		1	1	1	1	1	1,5	2,5	1,6	1,8	2,2
$T_0, K$		273	283	293	263	253	300	253	263	273	293

Здесь  $Ne_{к max}$  и  $n_{к max}$  – мощность и частота вращения вала двигателя при максимальном крутящем моменте;

$$n_{xx max} = (1,05-1,07) n_{ном} \text{ – для бензинового двигателя,}$$

$$n_{xx max} = (1,06-1,07)n_{ном} \text{ – для дизельного двигателя}$$



На рисунке 3 представлен термодинамический цикл поршневого двигателя со смешанным подводом теплоты в координатах  $p$ - $V$ . В этом цикле процессы сжатия (линия  $ac$ ) и расширения (линия  $zb$ ) происходят без теплообмена с окружающей средой.

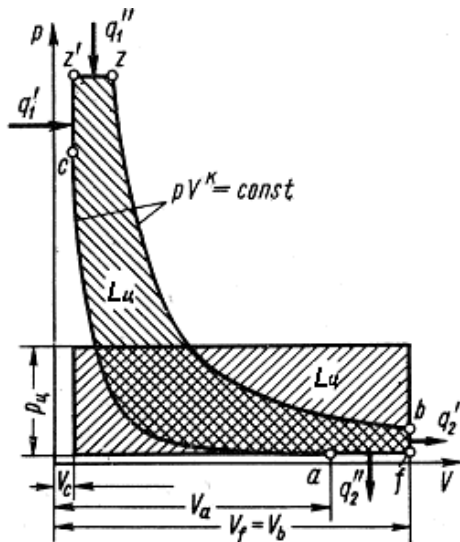


Рис. 3. Цикл поршневого двигателя со смежным подводом теплоты в координатах  $p$ - $V$

Введем обозначения (рис. 3):

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \text{ – степень сжатия;}$$

$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$  – степень повышения давления при подводе теплоты в процессе  $V = \text{const}$ ;

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} \text{ – степень предварительного расширения при подводе теп-$$

лоты в процессе  $p = \text{const}$ ;

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} \text{ – степень последующего расширения.}$$

Необходимо определить параметры газа ( $p$ ,  $T$ ,  $\rho$ ) в каждой точке цикла, полагая, что рабочее тело – один кг воздуха,  $p_a = p_0 = 0,1$  Мпа,  $T_a = T_0$ . Остальные параметры цикла приведены в табл. 3.

Описать цикл и влияние параметров цикла на термический КПД ( $\eta_t$ ). Представить рассчитанный цикл в координатах p-V.

Связь между температурами в точках цикла определяется формулами:

$$T_c = T_a \varepsilon^{k-1};$$

$$T_z' = T_a \lambda \varepsilon^{k-1};$$

$$T_z = T_z' \frac{V_z}{V_z'} = T_a \lambda \rho \varepsilon^{k-1};$$

$$T_b = T_a \lambda \rho \left( \frac{\rho}{\rho'} \right)^{k-1}.$$

Связь между давлениями и плотностью определить, пользуясь законами газодинамики.

Термический КПД цикла со смежным подводом теплоты

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)}.$$

Среднее давление цикла

$$p_u = \frac{p_a}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{(\varepsilon-1)} \eta_t \left[ 1 - 1 + k \lambda (\rho - 1) \right], \text{ МПа.}$$

Сравнить полученное  $p_u$  с определенным планиметрированием индикаторной диаграммы.

### Контрольные вопросы

1. Пределы изменения степени повышения двигателя.
2. Максимальное давление в цилиндре двигателя.
3. Температура в цилиндре двигателя.
4. У какого цикла максимальный к.п.д. при  $\varepsilon = const$  ?
5. Как изменяется к.п.д. цикла с увеличителем нагрузки?

## ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 2

### Расчёт расхода воздуха и продуктов сгорания

1. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O_T \right) \text{ кг.}$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) \text{ кмоль.}$$

2. Произвести проверку, учитывая, что кажущаяся молекулярная масса воздуха  $\mu_s = 28,97$ .

3. Действительное количество воздуха, участвующего в сгорании 1 кг топлива,

$$l = \alpha l_0, \quad L = \alpha L_0 \text{ кмоль,}$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха находится по режиму работы двигателя, указанному в табл. 2 и на рис. 4.

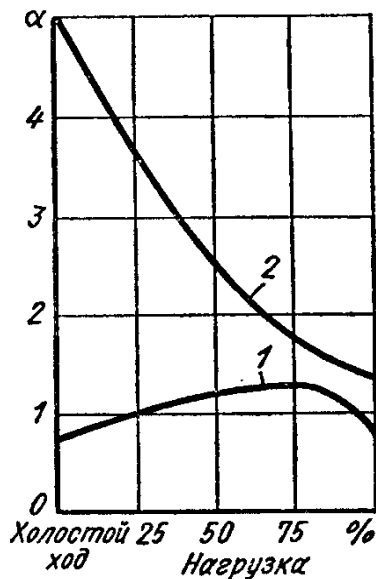


Рис. 4. Пределы изменения  $\alpha$  в зависимости от нагрузки для:  
1 – карбюраторного двигателя; 2 – для дизеля

4. Суммарное количество свежей смеси в кг

$$G_f = 1 + \alpha \cdot l_0 \quad \text{— для любого топлива}$$

или в киломолях

$$M_1 = \frac{1}{\mu_T} + \alpha L_0 \quad \text{— для бензинового двигателя;}$$

$$M_1 = \alpha L_0 \quad \text{— для дизеля;}$$

$$\mu_T \quad \text{— молекулярная масса топлива;}$$

$$\mu_T = 110 \dots 120 \quad \text{— для бензина; } 180 \dots 200 \quad \text{— для дизельного топлива.}$$

5. Количество отдельных составляющих продуктов сгорания и их сумма при  $\alpha \geq 1$  (в кмоль):

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}; \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2}; \quad M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0; \quad M_{N_2} = 0,79\alpha L_0;$$

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,21(\alpha - 1)L_0 + 0,79\alpha L_0.$$

Количество продуктов сгорания при сгорании 1 кг топлива

$$G_2 = \frac{11}{3}C + 9H + 0,23(\alpha - 1)L_0 + 0,77\alpha l_0 = G_1.$$

6. Приращение объема  $\Delta M$

$$\Delta M = M_2 - M_1.$$

Теоретический коэффициент молекулярного изменения

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

7. Состав продуктов сгорания при  $\alpha < 1$ .

Отношение числа молей водорода и окиси углерода

$$K = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}}.$$

Для бензинов, у которых  $\frac{H}{C} = 0,17 - 0,19$ ,  $K = 0,45 - 0,5$ , а в случае

$$\frac{H}{C} = 0,13, \quad K = 0,3.$$

$$M_{CO} = 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0; \quad M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0;$$

$$M_{H_2} = 0,42K \frac{1-\alpha}{1+K} L_0; \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0,42K \frac{1-\alpha}{1+K} L_0;$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0;$$

$$M_2 = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2} + M_{H_2O} + M_{N_2}.$$

8. Низшая теплота сгорания топлива (кДж/кг)

$$Hu = [4,013C + 125,6H - 10,9O_T - S] - 2,512W \cdot 10^3.$$

Для предлагаемых расчетов предполагается, что вода W, сера S в топливе отсутствуют.

Примерные значения C, H, O,  $Hu$ , указаны в табл. 3.

Таблица 3

**Элементарный состав и характеристика бензина  
и дизельного топлива**

Параметры	Бензин	Дизельное топливо
Элементарный состав по массе в кг:		
C.....	0,855	0,87
H.....	0,145	0,126
O <sub>T</sub> .....	---	0,004
Средняя молекулярная масса	110–120	180–200
Низшая теплота сгорания в МДж/кг	44	42,5
Теплота сгорания смеси при $\alpha=1$ в МДж/кг	83,9	86,0

**Контрольные вопросы**

1. Какого элемента С или Н больше содержится в 1 кг топлива?
2. Сколько воздуха необходимо для полного сгорания 1 кг топлива?
3. У какого топлива (бензин, дизельное топливо) больше низшая теплота сгорания?
4. У какого двигателя больше коэффициент избытка воздуха?
5. Что такое низшая и высшая теплота сгорания?

## ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 3

### Расчет реального цикла двигателей

Расчет реального цикла двигателей производится для двигателей, указанных в табл. 4, 5, 6, 7, 8 приложения на номинальном режиме при  $P_0 = 0,1$  МПа,  $T_0 = 288$  К. Двигатель может быть как бензиновым, так и дизельным, что приведет к выбору разной величины поправочных коэффициентов, обоснование которых должно быть взято из теории двигателей (расчет по методу В.И. Гриневицкого). Проведение такого расчета при изучении теории двигателей полезно тем, что позволяет рассчитать параметры, определяющие завершающие стадии отдельных процессов, закрепляя знания по теории рабочего цикла и всех его отдельных процессов\*.

Кинематический и динамический расчеты двигателей выполняются по результатам расчета цикла двигателей, указанных в табл. 4, 5, 6, 7, 8 приложения для номинальных мощности и частоты вращения.

По желанию студент может выбрать другой двигатель, не указанный в табл. 4, 5, 6, 7, 8 приложения, учитывая, что в дальнейшем необходимо будет выполнить продольный и поперечный разрезы выбранного двигателя.

Построенная индикаторная диаграмма для номинальных мощности и частоты вращения в дальнейшем используется для динамического расчета и для расчета деталей на прочность и износостойкость, для определения мощности при заданных размерах цилиндра и сравнения полученной (расчетной) мощности с прототипом.

#### 1. Параметры процесса впуска

1. Температура подогрева заряда  $\Delta T$ .

Выбирается для дизеля в зависимости от нагрузки  $\Delta T = 20 \dots 40^\circ\text{C}$ . Для карбюраторного двигателя  $\Delta T = 0 \dots 20^\circ\text{C}$ .

2. Температура остаточных газов  $T_r$ .

Зависит от состава смеси, степени расширения и теплообмена в процессах расширения и впуска. В бензиновых двигателях, в которых состав смеси изменяется в сравнительно небольших пределах,  $T_r$  с уменьшением нагрузки понижается незначительно. В дизелях, где регулирование нагрузки производится изменением состава смеси, темпера-

---

\* Марка двигателя задается преподавателем, а для заочной формы обучения – выбирается по двум последним цифрам зачетной книжки. Если они более 20, надо вычесть из них 20 и по оставшемуся числу выбрать вариант бензинового или дизельного двигателя.

тура  $T_r$  заметно снижается с уменьшением нагрузки. Для бензиновых двигателей  $T_r = 900 \dots 1000\text{K}$ , для дизелей  $T_r = 700 \dots 900\text{K}$ .

3. Давление остаточных газов

$$p_r = (1 \dots 1,25) p_0,$$

где  $p_0 = 0,1$  МПа для всех указанных в таблице вариантов.

4. Суммарный коэффициент, учитывающий гашение скорости и сопротивление впускной системы, отнесенный к сечению в клапане  $\beta^2 + \xi$ , выбирается 2,5-4 из учета скорости в проходном сечении клапана.

Средняя скорость движения заряда в клапане  $V_{\text{кл}} = 50 \dots 150$  м/с.

5. Плотность заряда на впуске

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0} \cdot 10^6 \text{ кг/м}^3,$$

для воздуха  $R_{\%} = \frac{8314}{\mu_{\%}}$ ;  $\mu_{\%} = 28,97$ .

6. Давление в конце впуска

$$p_a = p_0 - \beta^2 + \xi \frac{V_{\text{кл}}^2}{2} \rho_0 \cdot 10^{-6} \text{ МПа}.$$

7. Коэффициент остаточных газов для четырёхтактных двигателей без учёта продувки и дозарядки

$$\gamma_{\text{ост}} = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{p_a - p_r}.$$

При полной нагрузке у бензиновых двигателей без наддува  $\gamma_{\text{ост}} = 0,06 \dots 0,10$ , у дизелей  $\gamma_{\text{ост}} = 0,03 \dots 0,06$ . При уменьшении нагрузки величина  $\gamma_{\text{ост}}$  в бензиновых двигателях возрастает, а в дизелях остается неизменной.

8. Температура конца впуска

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_{\text{ост}} T_r}{1 + \gamma_{\text{ост}}}.$$

9. Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a (1 + \gamma_{\text{ост}})}$$

Указанный выше метод расчета наполнения не учитывает изменения давления во впускном коллекторе с изменением частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя.

Дело в том, что топливно-воздушная смесь при открытом впускном клапане некоторое время продолжает поступать в цилиндр, несмотря на начало повышения давления. Поэтому закрытие впускного клапана

должно быть согласовано с характером течения смеси у его тарелки. С точки зрения наилучшего наполнения цилиндра (и соответственно наибольшей мощности) в момент закрытия впускного клапана смесь у клапана должна остановиться, т.е. в этот момент через клапан нет ни прямого – в цилиндр, ни обратного – из цилиндра течения. Здесь на процесс очень сильно влияет конструкция впускной системы, частоты вращения, положения дроссельной заслонки. В общем случае, чем больше частота вращения и открытие дроссельной заслонки, тем больше при неизменной длине впускного канала должен запаздывать с закрытием впускной клапан. В приведенных расчетах принят компромиссный вариант, когда клапаны открываются и закрываются при одних и тех же углах поворота коленчатого вала, что приводит к обратному выбросу смеси на холостых ходах и «недозарядке» цилиндра на высоких оборотах.

Поэтому существуют конструкции с переменными фазами газораспределения (при которых изменяется запаздывание закрытия впускного клапана) и с переменной длиной каналов впускной системы, улучшающих наполнение цилиндров и параметры двигателя в широком диапазоне режимов. Одна из таких конструкций показана на рис. 5. Здесь изменение времени открытия клапана и его хода осуществляется механическими системами.

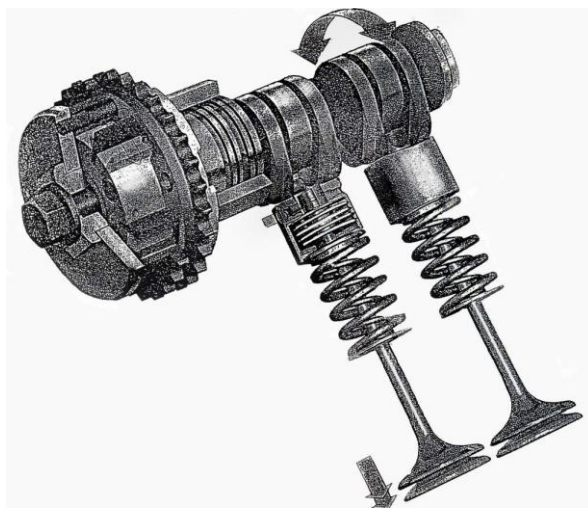


Рис. 5. Механизм газораспределения Vario Cam Pens:  
– подъем клапана на величину 3 мм  
и более поздние фазы открытия впускного клапана;  
– подъем клапана на величину 10 мм  
и более ранние фазы открытия впускного клапана



На рисунке 6 показана система электромеханического привода клапанов, которая позволяет открывать клапаны в любом положении коленчатого вала и на изменяемую высоту открытия. Эта система позволяет отключать часть цилиндров на малых нагрузках и холостых ходах.

Студенты, рассчитывающие такие двигатели, должны учитывать, что коэффициент наполнения, полученный по вышеописанной методике, оказывается заниженным.

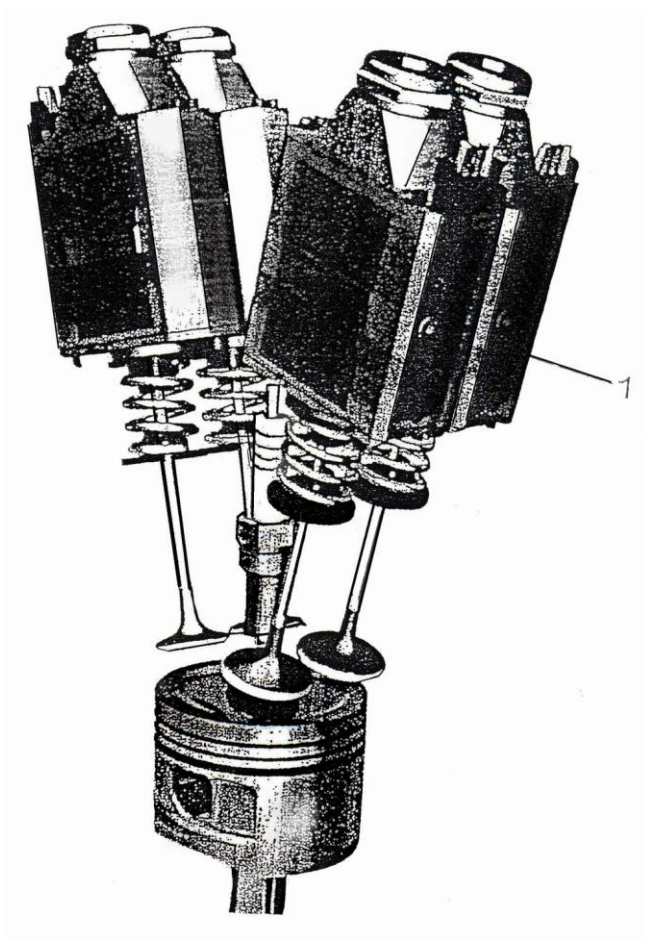


Рис. 6. Общий вид электромеханического привода к клапанам

## Контрольные вопросы

1. Как изменяется коэффициент наполнения для карбюраторного двигателя с увеличением нагрузки?
2. От каких параметров воздуха зависит его плотность?
3. Как изменяется содержание CO в ОГ с изменением нагрузки?
4. Какова величина цетанового числа дизельного топлива?
5. От каких параметров рабочего тела и ДВС зависит коэффициент наполнения?

## 2. Параметры процесса сжатия

Давление конца сжатия  $p_c$  и температура  $T_c$  зависят от степени сжатия  $\varepsilon$  и показателя политропы сжатия  $n$ .

Значение  $\varepsilon$  на номинальном режиме ограничено температурными напряжениями в двигателе и составляет для современных бензиновых двигателей 8,8...11,5, дизельных двигателей 17...19,5.

С увеличением  $\varepsilon$  увеличивается экономичность двигателя, но возрастает и напряженность деталей. Поэтому желательно повышать степень сжатия двигателя со снижением нагрузки.

Изменение степени сжатия для двигателя с изменением нагрузки возможно путем изменения высоты поршня или поворота блока двигателя относительно картера. Такой двигатель показан на рис. 7. Изменение  $\varepsilon$  возможно также путем изменения времени закрытия впускного клапана.

Расчет параметров сжатия проводится по следующим формулам:

1. Принимаем показатель политропы сжатия  $n_1 = 1,34$ .
2. Принимаем, что начало сжатия совпадает с н. м. т.,

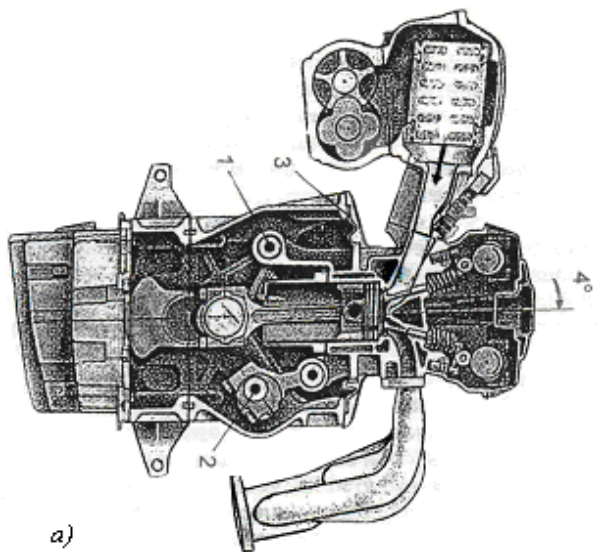
$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1},$$

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

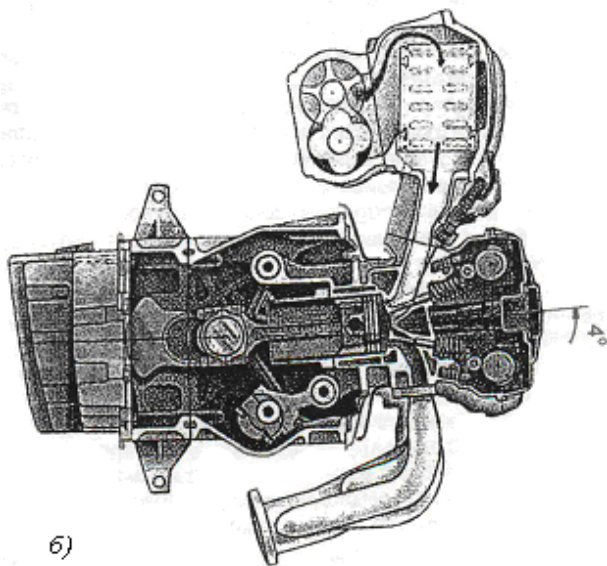
3. Определяем  $n_1$  по среднему показателю адиабаты

$$k_{cp} = 1 + \frac{\lg \frac{T_c}{T_a}}{\lg \varepsilon}.$$

Полагая, что  $n_1 = k_{-p-0,02}^{+0,02}$ , внесем поправку на изменение показателя политропы сжатия.



а)



б)

Рис. 7. Поперечные разрезы двигателя фирмы Saab:  
 а – положение при степени сжатия 14,0;  
 б – положение при степени сжатия 8,0;  
 1 – неподвижная ось; 2 – эксцентриковый вал;  
 3 – резиновое уплотнение

## ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 4

### Параметры конца процесса сгорания

1. Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_{\partial} = \frac{M_2 + \gamma_{ocm} M_1}{M_1 (1 + \gamma_{ocm})}$$

2. Невыделившаяся теплота вследствие неполного сгорания при  $\alpha < 1$

$$\Delta H_u = 1,16 \cdot 10^5 (1 - \alpha) \bar{L}_0 \text{ кДж/кг.}$$

3. Уравнение сгорания для бензинового двигателя при  $\alpha < 1$

$$\xi_z \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 (1 + \gamma_{ocm})} + \frac{U_c + \gamma_{ocm} U_c''}{1 + \gamma_{ocm}} = \mu_{\partial} U_z'' \quad (1.1)$$

4. Уравнение сгорания в дизеле

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1 (1 + \gamma_{ocm})} + \frac{U_c + \gamma_{ocm} U_c''}{1 + \gamma_{ocm}} + 8,314 \lambda T_c = \mu_{\partial} (U_z'' + 8,314 \cdot T_c) \quad (1.2)$$

где  $\lambda$  задается в пределах 1,4...2,2. Большие значения  $\lambda$  свойственны двигателям с однополостными или полуразделенными камерами сгорания, меньшие – двигателям с разделенными камерами.

5. Коэффициент использования теплоты  $\xi_z$  при работе с полной нагрузкой для бензиновых двигателей – 0,85...0,9, для дизелей – 0,7...0,85 и зависит от нагрузочного и скоростного режима двигателя.

6. Энтальпия 1 кмоль свежей смеси в конце процесса сжатия

$$U_c = c_{V, \partial} t_c,$$

где  $c_{V, \partial}$  – теплоемкость свежей смеси при температуре  $t_c$ . Она принимается равной теплоемкости воздуха и определяется по табл. 4. Имеет размерность кДж/(кмоль·°C).

7. Энтальпия продуктов сгорания в конце процесса сжатия

$$U_c'' = c_{V, \partial}'' t_c \text{ кДж/кмоль,}$$

где  $c_{V, \partial}''$  – теплоемкость продуктов сгорания в конце процесса сжатия.

$$c_{V, \partial}'' = r_{CO} C_{CO} + r_{CO_2} C_{CO_2} + r_{H_2} C_{H_2} + r_{H_2O} C_{H_2O} + r_{N_2} C_{N_2} + r_{O_2} C_{O_2},$$

где объемная доля продуктов сгорания определяется по формулам:

$$r_{CO} = \frac{M_{CO}}{M_2}; \quad r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2}; \quad r_{H_2} = \frac{M_{H_2}}{M_2};$$

$$r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}; \quad r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2}; \quad r_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2}.$$

Таблица 4

**Средняя молярная теплоемкость газов  $\mu_{c_V}$  при  $V=\text{const}$   
[в кДж/(кмоль·К)]**

Температура, °С	Воздух	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub> (атмосферный)	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	CO	H <sub>2</sub>
0	20,758	20,959	20,704	27,545	25,184	20,808	20,302
100	20,838	21,223	20,733	29,797	25,426	20,863	20,620
200	20,984	21,616	20,800	31,744	25,803	20,988	20,758
300	21,206	22,085	20,972	33,440	26,260	21,202	20,808
400	21,474	22,563	21,185	34,935	26,775	21,474	20,871
500	21,780	23,019	21,449	36,258	27,315	21,784	20,934
600	22,090	23,446	21,729	37,438	27,880	22,110	21,001
700	22,408	23,834	22,027	38,498	28,474	22,437	21,093
800	22,713	24,187	22,320	39,448	29,077	22,755	21,202
900	23,006	24,510	22,609	40,302	29,693	23,061	21,332
1000	23,283	24,803	22,881	41,077	30,304	23,350	21,474
1100	23,547	25,071	23,140	41,784	30,901	23,622	21,629
1200	23,794	25,318	23,392	42,425	31,510	23,877	21,792
1300	24,018	25,548	23,626	43,007	32,092	24,112	21,972
1400	24,250	25,761	23,848	43,543	32,661	24,338	22,152
1500	24,459	25,967	24,057	44,033	33,210	24,543	22,332
1600	24,652	26,159	24,250	44,485	33,741	24,736	22,517
1700	24,863	26,343	24,434	44,903	34,261	24,916	22,697
1800	25,003	26,519	24,602	45,299	34,755	25,087	22,877
1900	25,167	26,691	24,765	45,644	35,224	25,246	23,057
2000	25,326	26,854	24,916	45,975	35,680	25,393	23,233
2100	25,474	27,013	25,062	46,28	36,120	25,535	23,408
2200	25,611	27,168	25,200	46,566	36,538	25,665	23,576
2300	25,745	27,319	25,326	46,829	36,940	25,791	23,743
2400	25,870	27,470	25,447	47,076	37,330	25,908	23,907
2500	25,992	27,612	25,560	47,302	37,702	26,021	24,070

8. Определим значение левой части уравнений 1.1, 1.2, найдем  $\mu_{\phi} U_z''$  для бензинового двигателя и  $\mu_{\phi} (U_z'' + 8,314T_z)$  для дизельного двигателя.

Учитывая, что

$$U_z'' = \mu_{c_V} U_z'' = \frac{\mu_{\phi} U_z''}{\mu_{\phi}}, \quad (1.3)$$

задаются значения  $T_Z = 2500 \dots 2800 \text{ K}$  для бензинового двигателя и  $T_Z = 2000 \dots 2200 \text{ K}$  для дизельного двигателя. Найдя в таблице 4 значения теплоемкостей компонентов продуктов сгорания при этих температурах, умножив их соответствующие объемные доли и просуммировав, получим

$$(\mu \cdot c_v'')_z \text{ кДж/кмоль.}$$

Умножив это значение на принятую  $t_z$ , получим  $U_z''$  внутреннюю энергию сгорания при указанной температуре. Если она отличается от определенной ранее по уравнению 1.3 для бензинового двигателя или с учетом выражения  $\mu_{\vartheta} (T_z'' + 8,314T_z)$  для дизельного двигателя, то  $t_z$  нужно изменить до совпадения значений левой и правой частей уравнений 1.1 и 1.2.

9. Расчетное давление конца сгорания для бензинового двигателя

$$p_z = \mu_{\vartheta} \frac{T_z}{T_c} p_c.$$

10. Степень повышения давления для бензинового двигателя

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

11. Действительное давление конца сгорания бензинового двигателя

$$p_{z\vartheta} = 0,85 p_z.$$

12. Степень предварительного расширения для дизелей

$$\rho = \frac{\mu_{\vartheta}}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c},$$

где  $\lambda$  принято ранее.

13. Максимальное давление сгорания для дизелей

$$p_z = \lambda \cdot p_c.$$

Выполненные расчеты не учитывают качество подготовки топлива к сгоранию. В последние годы находит применение для дизельных двигателей система Common-Rail, которая позволяет улучшить качество распыла топлива, повысить экономичность и экологичность двигателей. На рисунке 8 показана система Common-Rail, а на рис. 9 – количество впрыскиваний по полю нагрузочных характеристик, что способствует улучшению горения топлива.

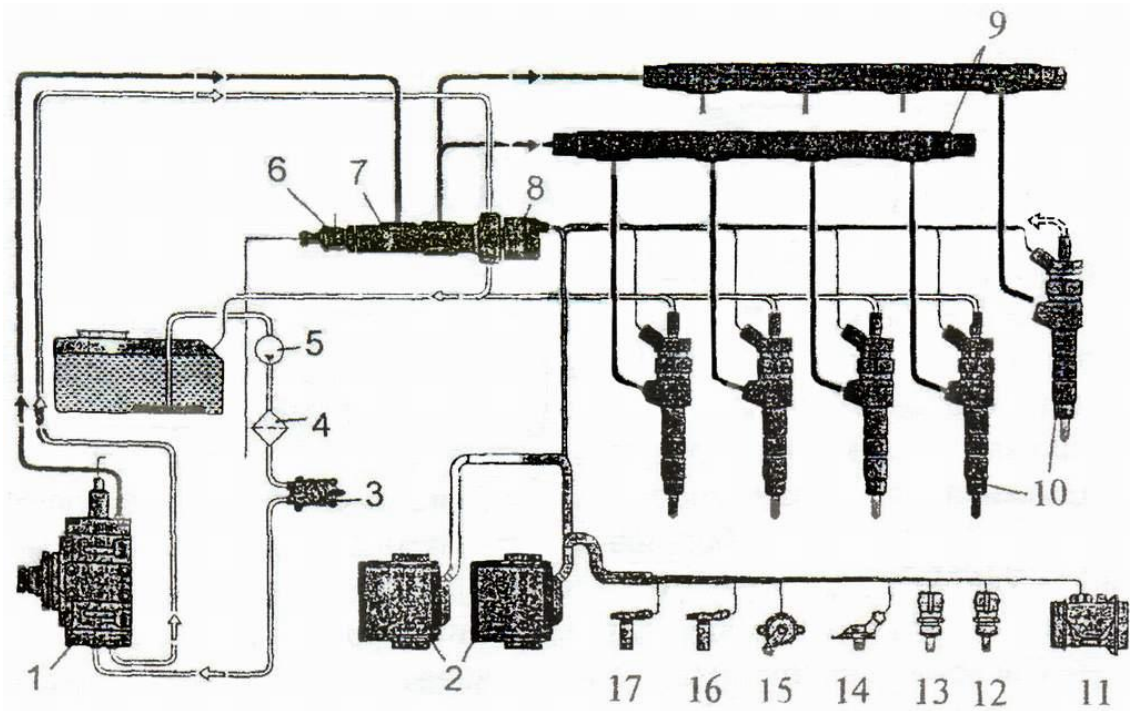


Рис. 8. Система впрыскивания Common-Rail дизеля V8-TDI

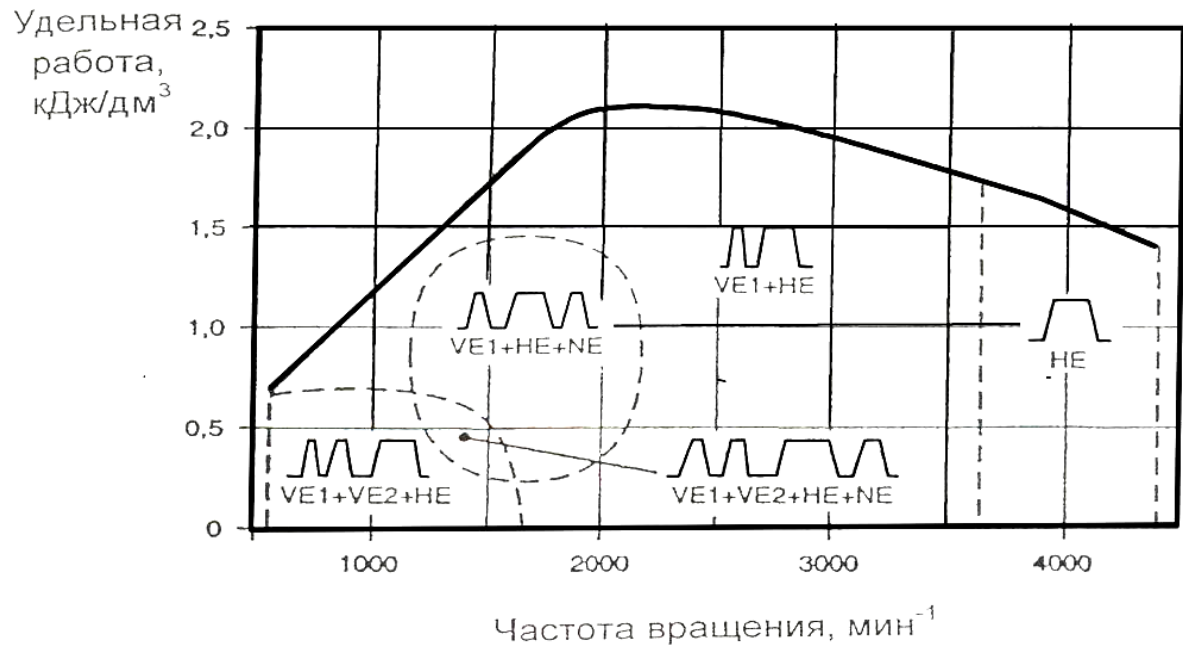


Рис. 9. Характер работы топливopодpающей аппаратуры в зависимости от режима работы двигателя



#### 4. Параметры процесса расширения

Задаем показателем политропы расширения  $n_2 = 1,24$ .

1. Давление конца расширения для бензинового двигателя

$$p_6 = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}.$$

2. Температура конца расширения для бензинового двигателя

$$T_6 = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}.$$

3. Степень последующего расширения для дизелей

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

4. Температура конца расширения для дизелей

$$T_6 = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}.$$

5. Давление конца расширения для дизелей

$$p_6 = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}.$$

6. Среднее индикаторное давление цикла:

а) для бензинового двигателя

$$p_{i.n.c.} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right];$$

б) для дизеля

$$p_{i.n.c.} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda \rho - 1 \right] \left[ \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right].$$

Индекс н.с. относится к нескругленной расчетной диаграмме.

7. Действительное среднее индикаторное давление цикла при коэффициенте скругления  $\varphi = 0,92 \dots 0,97$

$$p_i = \varphi \cdot p_{i.n.c.}$$

8. По полученным данным построить индикаторную диаграмму реального цикла (рекомендации даны ниже).

## 5. Основные показатели цикла

1. Средняя скорость поршня рассчитывается в зависимости от типа двигателя при работе на номинальном режиме  $C_n = S \cdot n / 30$ :

2. Доля индикаторного давления, затраченного на трение и привод вспомогательных механизмов:

$$p_m = 4 \cdot 10^4 + 1,35 \cdot 10^4 C_n, \text{ Па} - \text{ для бензинового двигателя};$$

$$p_m = 10,5 \cdot 10^4 + 1,2 \cdot 10^4 C_n, \text{ Па} - \text{ для дизеля}.$$

3. Среднее эффективное давление цикла

$$p_e = p_i - p_m \cdot 10^{-6}.$$

4. Механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}.$$

5. Удельный индикаторный расход топлива ( $p_i$  в МПа)

$$g_i = 3600 \frac{\rho_0 \eta_v}{p_i \alpha l_0} \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

6. Эффективная мощность двигателя

$$N_e = \frac{p_e \cdot Vh \cdot i \cdot n}{30\tau}$$

7. Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

8. Индикаторный КПД цикла ( $g_i$  в г/(кВт·ч) и  $H_u$  в МДж/кг)

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

9. Эффективный КПД цикла

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

#### 10. Часовой расход топлива

$$G_T = g_e N_e .$$

#### **Контрольные вопросы**

1. Какова величина коэффициента использования теплоты?
2. Как влияет степень сжатия на к.п.д. двигателя?
3. По какому процессу изменяются параметры расширения?
4. Какие газы содержатся в отработавших газах ДВС?

## ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 5

### Построение индикаторной диаграммы

При построении индикаторной диаграммы ее масштаб рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить высоту диаграммы, равную 1,2–1,5 ее основания. Для этого на оси абсцисс откладывается отрезок АВ, соответствующий рабочему объему цилиндра, а по величине равный ходу поршня или удвоенному ходу поршня (рис. 10). Величина ОА, соответствующая объему камеры сгорания, определяется из соотношения

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1}.$$

Масштаб давлений рекомендуется выбирать выбирать  $m_p = 0,02; 0,025; 0,04$ .

По данным теплового расчета на диаграмме откладываются в выбранном масштабе величины давлений в характерных точках а, с, z, z' (для дизелей величина отрезка zz' определяется из выражения  $z'z = OA(\varepsilon - 1)$ ).

Построение политроп сжатия и расширения производится вычислением ряда точек для промежуточных объемов (табл. 5) из уравнений: для политропы сжатия

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

для политропы расширения

$$p_x = p_c \left( \frac{V_c}{V_x} \right)^{n_2}.$$

Таблица 5

**Параметры политроп**

Сжатие $\frac{V_a}{V_x}$	1	2	.....	$\varepsilon$
$p_x$	$p_a$			
Расширение $\frac{V_{\%o}}{V_x}$	1	2	.....	$\delta$
$p_x$	$p_c$			$p_z'$

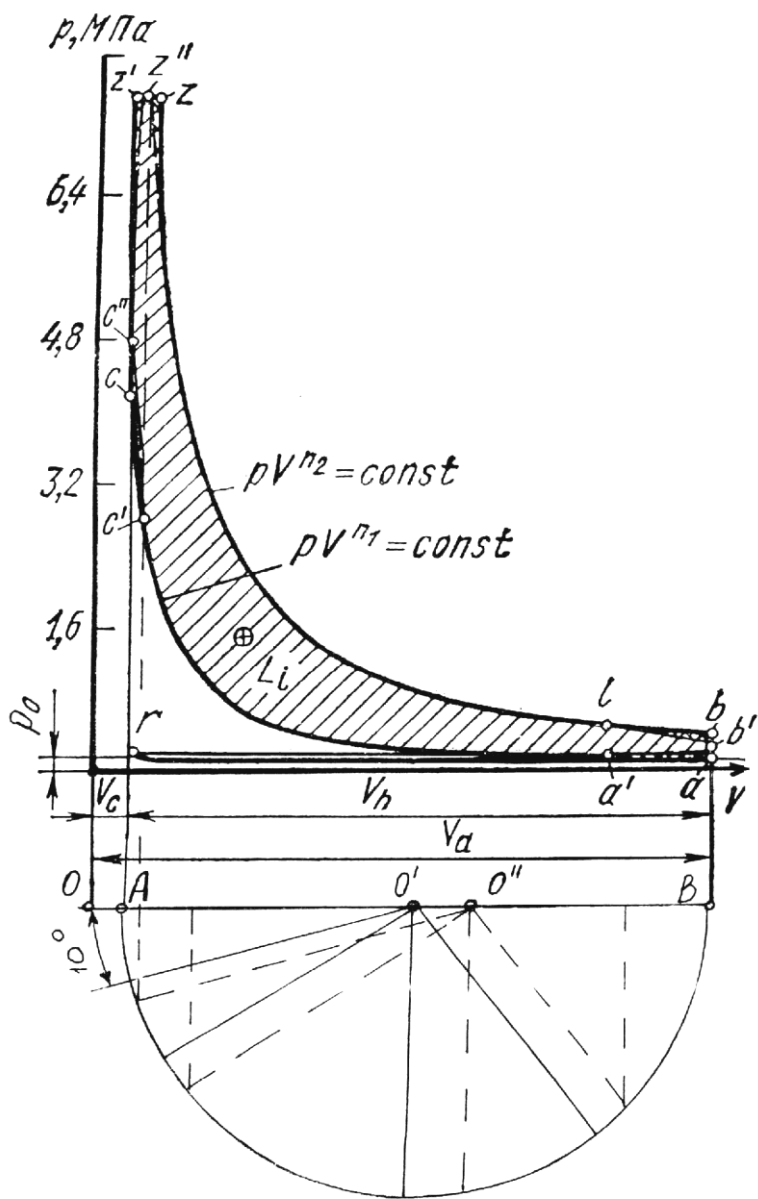


Рис. 10. Построение индикаторной диаграммы

Для дизелей следует учесть, что линия расширения начинается с точки z, т. е.

$$p_z = p_e \left( \frac{V_e}{V_z} \right)^{\gamma_2} = p_e \delta^{\gamma_2}$$

### Скругление индикаторной диаграммы

Для скругления индикаторной диаграммы необходимо выбрать фазы газораспределения и угол опережения зажигания или впрыска топлива, которые определяются по данным литературы.

Углы опережения открытия впускного клапана и зажигания (впрыска топлива) наносятся на индикаторную диаграмму (рис. 10) с помощью круга Брикса. Для этого отрезок диаграммы АВ делится на 2 (точка О') и в сторону НМТ откладывается поправка Брикса, равная по величине

$$O'O'' = \frac{R\lambda}{2} = \frac{AB\lambda}{4},$$

где  $\lambda = \frac{R}{L_{ш}}$ ; R – радиус кривошипа;  $L_{ш}$  – длина шатуна.

Величина  $\lambda$  берется по прототипу двигателя.

Из точки О'' проводятся лучи до пересечения с окружностью с интервалом  $20^\circ$ . В интервале углов от  $0^\circ$  до  $30^\circ$  и от  $150^\circ$  до  $180^\circ$  лучи следует проводить через  $10^\circ$  поворота коленчатого вала (рис. 10). Из точек пересечения лучей с окружностью проводят тонкие прямые, пересекающие ось абсцисс и контур индикаторной диаграммы. Отрезки, отсекаемые этими прямыми по оси V, дадут действительное перемещение поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала. После построения индикаторной диаграммы подсчитывается ее площадь и определяется среднее индикаторное давление, которое не должно отличаться более чем на 5% от расчетного.

Для сравнения полученных в результате расчета параметров действительного цикла в табл. 6 приведены ориентировочные значения основных параметров процессов газообмена, определенные экспериментально при работе двигателей на номинальном режиме.

Значения параметров, характеризующих процесс сгорания для номинального режима работы двигателя, приведены в табл. 7.

В таблице 8 показаны значения  $\eta_m$ ,  $\eta_e$ ,  $g_e$ ,  $p_e$ ,  $N_d$  для различных двигателей.

Все значения, приведенные в табл. 6, 7, 8, даны для номинального режима работы двигателя.

Таблица 6

### Основные параметры процессов газообмена

Параметр	Дизели		Карбюраторн. двигатели	
	4-тактн. без наддува	4-тактн. (*) с наддувом	2-тактн. с прямоточной продувкой	4-тактн.
Коэффициент остаточных газов, $\gamma$	0,03–0,06	0,03–0,06	0,04...0,1	0,06–0,08
Давление конца выпуска $p_r$ , МПа	0,105–0,125	(0,75...0,95) $p_k$	0,105–0,120	0,102–0,120
Температура конца выпуска $T_r$ , К	600–900	600–900	600–900	900–1000
Коэффициент наполнения $\eta_v$	0,8–0,9	0,8–0,95	0,75–0,85**	0,75–0,80
Давление конца выпуска $p_a$ , МПа	0,08–0,09	(0,9...0,96) $p_k$	(0,85...1,05) $p_{en}$	0,08–0,09
Подогрев заряда $\Delta T$ , К	20–40	0–10	5–10	0...25
Температура конца выпуска $T_a$ , К	310–350	320–400	320–400	320–380

\* При давлении наддува  $p_k \leq 0,2$  МПа и без промежуточного охлаждения воздуха.

\*\* Значения отнесены к полному объему цилиндра.

Таблица 7

### Параметры, характеризующие процесс сгорания

Двигатели	$p_z$ , МПа	$\lambda$	$\xi_z$	$T_z$ , К	$(dp/d\varphi)_{\max}$ МПа/град п.к.в
1	2	3	4	5	6
Дизель с неразделенной камерой сгорания	7,5–12,5*	1,7–2,1	0,7–0,82	1800–2200	до 1,2
Дизели с пристеночным смесеобразованием	6,5–8,0	1,6–1,9	0,65–0,75	1750–2100	0,3–0,6

1	2	3	4	5	6
Дизели с разделенными камерами сгорания	5,5–7,5	1,2–1,8	0,6–0,75	1700–2000	0,25–0,4
Карбюраторные	3–5,5	3,8–4,2	0,8–0,9	2500–2850	0,15–0,25

\* Верхний предел для двигателей с наддувом.

Таблица 8

### Эффективные показатели двигателей

Тип двигателя	$\eta_m$	$\eta_e$	$g_e$ , Г/(кВт/ч)	$p_e$ , МПа	$N_{дл}$ , кВт/л
Четырехтактные двигатели с искровым зажиганием (без наддува)	0,75...0,85	0,25...0,35	327...234	0,75...0,85	20...50
Четырехтактные дизели без наддува	0,7...0,8	0,36...0,42	235...202	0,65...0,8	12...20
То же, с наддувом	0,78...0,88	0,38...0,45	223...188	до 2*	16...28**
Двухтактные двигатели	0,7...0,85	0,33...0,38	257...223	0,5...0,75	15...35

\* Для применяемых в настоящее время автотракторных дизелей с наддувом предельное значение  $p_e$  ниже. В перспективе, однако, возможно достижение  $p_e = 2$  МПа.

\*\* Дизели с наддувом для легковых автомобилей имеют  $N_{дл}$  до 40, а бензиновые двигатели до 65.

### Контрольные вопросы

1. С какой целью строят индикаторную диаграмму?
2. Чем отличаются эффективные показатели от индикаторных?
3. Как изменяются потери на газообмен с увеличением нагрузки?
4. Максимальное значение индикаторного к.п.д. дизеля?





На схеме приняты обозначения:

$\varphi$  – угол поворота кривошипа, отсчитываемый от направления оси цилиндра в сторону вращения коленчатого вала по часовой стрелке, при  $\varphi = 0$  поршень находится в верхней мертвой точке (В.М.Т. – точка А’);

$\beta$  – угол отклонения оси шатуна в плоскости его качения в сторону от направления оси цилиндра;

$\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала;

$S=2R$  – ход поршня;

$R$  – радиус кривошипа;

$L_{ш}$  – длина шатуна;  $\lambda = \frac{R}{L_{ш}}$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, практически  $\lambda = 0,25 \div 0,30$ .

Выражение перемещения поршня  $S$  от его начального положения в в.м.т. при повороте кривошипа на угол  $\varphi$ , определяемое с точностью до малых второго порядка включительно, имеет следующий вид:

$$S = R \left[ \left( -\cos \varphi \right) + \frac{\lambda}{4} \left( -\cos 2\varphi \right) \right]. \quad (1.4)$$

Перемещение поршня может быть представлено как сумма двух гармонических перемещений первого и второго порядков:

$$S = S_I + S_{II}; \quad S_I = R \left( -\cos \varphi \right); \quad S_{II} = R \frac{\lambda}{4} \left( -\cos 2\varphi \right).$$

Перемещение поршня может быть построено с помощью схемы кривошипно-шатунного механизма. Графическое построение кривой  $S = f(\varphi)$  показано на рис. 12, а.

Чтобы определить скорость поршня, следует взять от выражения 1.4 производную по времени

$$C_n = \frac{dS}{dt} = \frac{dS}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = R\omega \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right). \quad (1.5)$$

Из уравнения 1.5 видно, что скорость поршня равна нулю при  $\varphi = 0^0$  и при  $\varphi = 180^0$  (рис. 5). При  $\varphi = 90^0$  и  $270^0$   $C_n = R\omega = u$ , т. е. скорость поршня равна окружной скорости оси шатунной шейки вала.

Гармоника второго порядка  $R\omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi$ , учитывающая конечную длину шатуна, сдвигает максимальное значение скорости  $C_{n_{max}}$  поршня в сторону в.м.т., т. е. к  $\varphi_{C_{n_{max}}} < 90^0$  и  $\varphi_{C_{n_{max}}} > 270^0$ . С принятой точностью

$$C_{n_{max}} = R\omega \left( 1 + \frac{\lambda^2}{2} \right), \quad \text{а } \varphi_{C_{n_{max}}} = 90^0 - \lambda 57,3^0 \quad \text{и} \quad \varphi_{C_{n_{max}}} = 270^0 + \lambda \cdot 57,3.$$

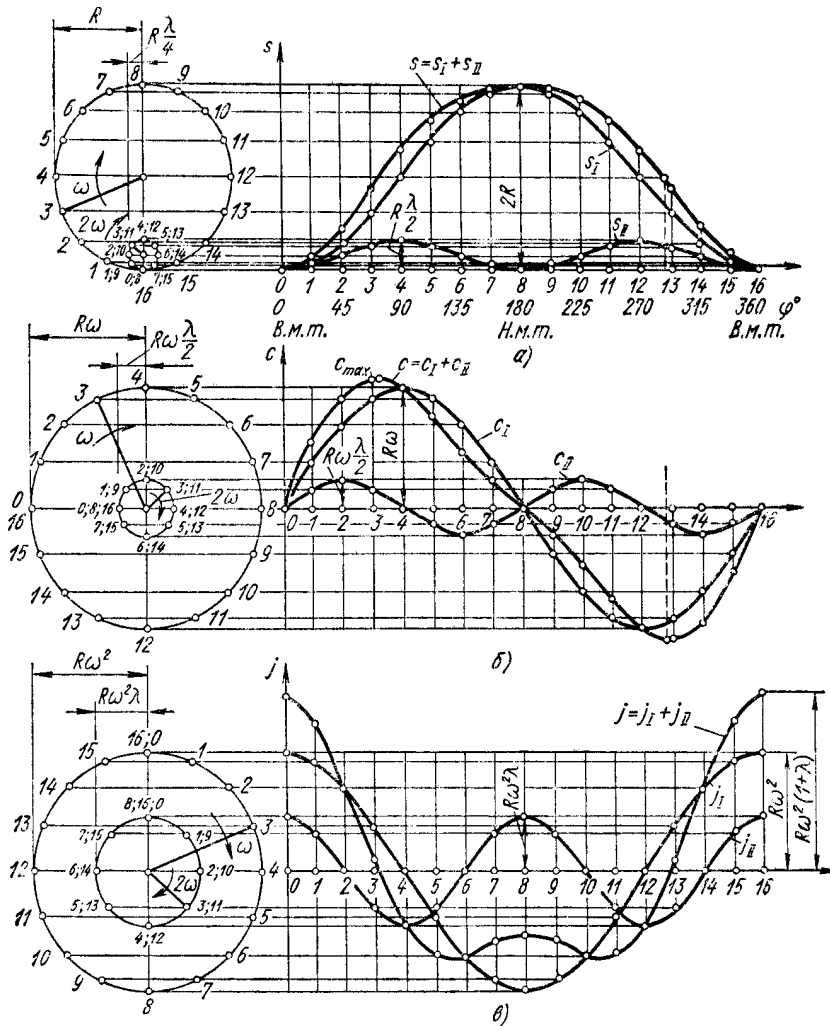


Рис. 12. Построение с точностью до малых второго порядка кривых:  
 а – перемещения поршня; б – скорости поршня; в – ускорения поршня

Практическое значение среди параметров, характеризующих конструкцию двигателя, имеет средняя скорость поршня

$$C_{\text{Пер}} = \frac{S \cdot n}{30},$$

где  $n$  – число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту.

Средняя скорость поршня в автомобильных двигателях лимитируется условиями надлежащего наполнения цилиндров и надежной работы поршневой группы. Отношение скоростей

$$\frac{C_{n_{\max}}}{C_{n_{\text{ср}}}} = \frac{\pi}{2} \left( 1 + \frac{\lambda^2}{2} \right) \approx 1,63.$$

Графическое построение кривой скорости указано на рис. 12, б.

Ускорение поршня получим, взяв производную по времени от выражения скорости (1.5).

$$j = \frac{dC_n}{dt} = \frac{dC_n}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (1.6)$$

Значение множителя в выражении 1.6, заключенного в скобки, в зависимости от  $\varphi$  и  $\lambda$  приведены в табл. 1 приложения.

Построение кривой  $j = j(\varphi)$  осуществляется путем сложения двух гармоник

$$j_I = R\omega^2 \cos \varphi \quad \text{и} \quad j_{II} = R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi,$$

как показано на рис. 12, в. В верхней мертвой точке ( $\varphi = 0$ ) ускорение поршня имеет максимальное абсолютное значение

$$j_{\max} = R\omega^2 (1 + \lambda).$$

Отношение максимального ускорения поршня к ускорению силы тяжести

$$\frac{j_{\max}}{g} = \frac{R\omega^2 (1 + \lambda)}{9.81}.$$

Например, при  $n = 4000$  об/мин,  $R = 50$  мм и  $\lambda = 0,25$  значение этого отношения равно 1115, т.е. максимальное ускорение поршня примерно в тысячу раз больше ускорения силы тяжести.

Ускорение обращается в нуль в точках, в которых скорость поршня максимальна. При  $\lambda > 0,25$  вблизи н.м.т. появляются еще два экстремума ускорения при  $\varphi = 180^\circ \pm \arccos \frac{1}{4 \cdot \lambda}$ .

### Контрольные вопросы

1. Какова величина максимальных газовых сил?
2. Какую часть общего хода поршень проходит при повороте кривошипа на  $90^\circ$  от ВМТ?
3. При каких углах поворота кривошипа достигается максимальная скорость поршня?
4. При каком положении поршень имеет максимальное ускорение?
5. Какова средняя скорость поршня в современных двигателях?

## ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 7

### Определение сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

Для двигателей, указанных в табл. 4, 5, 6, 7, 8 приложения, определить силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме.

Анализ всех сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме, необходим для расчета деталей двигателей на прочность и определения нагрузок на подшипники. Он проводится для определенного режима работы двигателя, в данном задании для номинального режима. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме двигателя, делятся на силу давления газов в цилиндре (индекс г), силы инерции движущихся масс механизма и силы трения.

Силы инерции движущихся масс кривошипно-шатунного механизма, в свою очередь, делятся на силы инерции масс, движущихся возвратно-поступательно (индекс j), и силы инерции вращательно-движущихся масс (индекс R).

Давление газов на поршень  $p_g = p_g \cdot \overset{\frown}{\phantom{g}}$  Па и соответственно силу давления газов  $P_g = p_g F_n$ , где  $F_n$  – площадь поршня в м<sup>2</sup> определяют по индикаторной диаграмме, которую строят по данным теплового расчета (для номинальной мощности и соответствующей ей частоте вращения вала). Для графического перестроения этой диаграммы в развернутую индикаторную диаграмму по углу поворота коленчатого вала  $p_g = p_g(\varphi)$  по формуле 1.4 вычисляют и откладывают на диаграмме перемещения S поршня от в.м.т. (рис. 13, а и б), соответствующие определенным углам поворота коленчатого вала (практически через 30°).

Давление газов в цилиндре двигателя (рис. 14) создает усилие  $P'_g$ , приложенное к головке цилиндра. Это усилие действует вдоль оси цилиндра и равно по величине, но противоположно по направлению силе  $P_g$ , действующей на поршень.

В кривошипно-шатунном механизме вертикальная слагающая  $P''_g$ , передающаяся от вала на коренные подшипники, уравновешивается силой  $P'_g$ , приложенной к головке цилиндра, и на опоры картера не действует.

Обычно считают (приближенно), что максимальная сила давления газов  $P_g$  на поршень действует в в.м.т.

Для определения сил инерции необходимо знать массы деталей кривошипно-шатунного механизма. При этом для упрощения динамического расчета заменяют действительный кривошипный механизм динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс. Все движущиеся детали по характеру их движения делятся на три группы.

1. Детали, совершающие возвратно-поступательные движения вдоль оси цилиндра (поршневая группа). Масса поршня с кольцами и пальцем считается сосредоточенной на оси поршневого пальца и обозначается  $m_p$ .

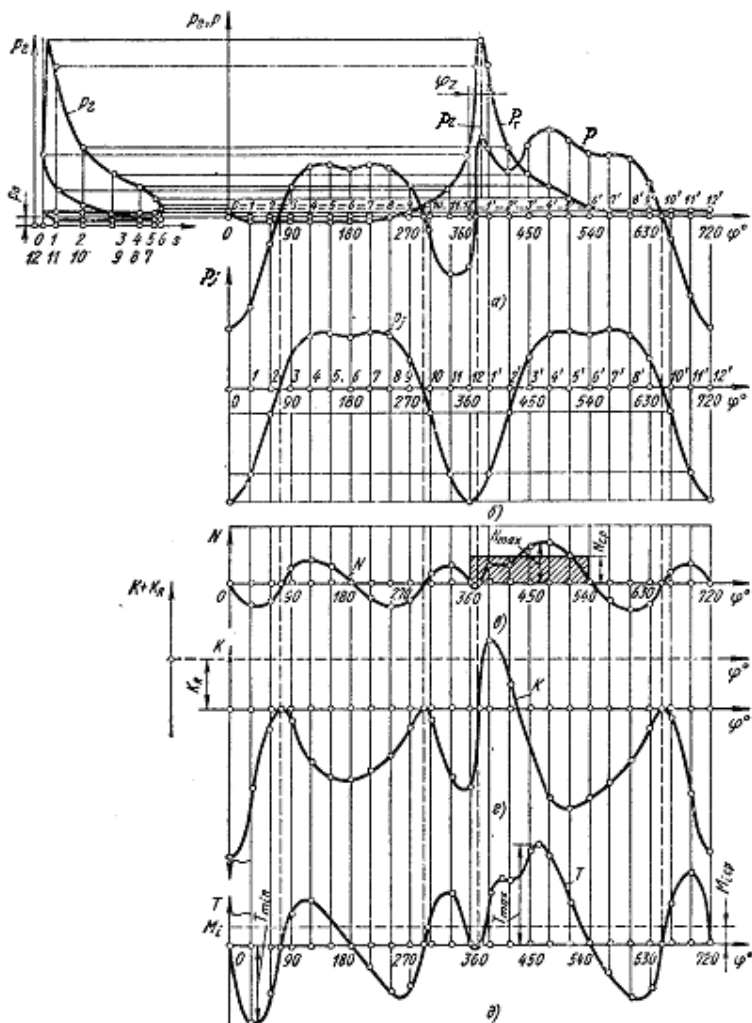


Рис. 13. Построение кривых различных сил в зависимости от угла  $\varphi$  поворота коленчатого вала:

- а – силы газов  $P_g$  и суммарной силы  $P_g + P_j$ , действующей на поршневую головку шатуна;
- б – силы инерции  $P_j$ ;
- в – боковой силы  $N$ ; г – нормальной силы  $K$ ;
- д – тангенциальной силы  $T$

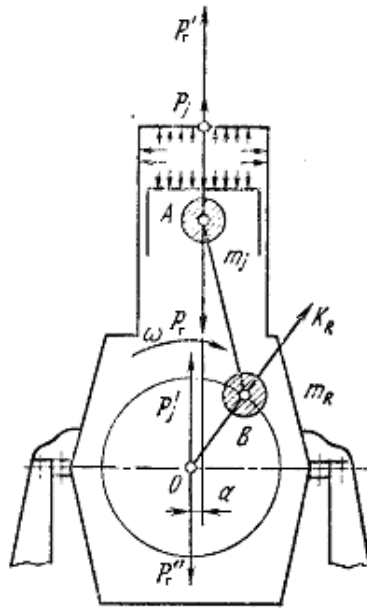


Рис. 14. Силы давления газов и силы инерции поступательно движущихся масс, действующие в кривошипно-шатунном механизме

2. Части коленчатого вала, совершающие вращательное движение. Массы этих частей заменяются массой, приведенной к радиусу кривошипа  $R$ , и обозначаются  $m_R$ . Приведение проводится с соблюдением условия равенства центробежных сил инерции действительных масс и приведенной массы.

Масса  $m_{ши}$  шатунной шейки с прилежащими частями щек (рис. 15, а) принимается сосредоточенной по середине оси шейки и, т.к. центр тяжести ее удален от оси вала на расстояние, равное  $R$ , приведение этой массы не требуется.

Масса  $m_{щ}$  средней части щеки по контуру  $abcd$ , имеющей центр тяжести на радиусе  $\rho$ , приводится к радиусу  $R$ :

$$m_{щ} \rho \omega^2 = m_{uR} R \omega^2,$$

откуда

$$m_{uR} = m_{щ} \frac{\rho}{R}.$$

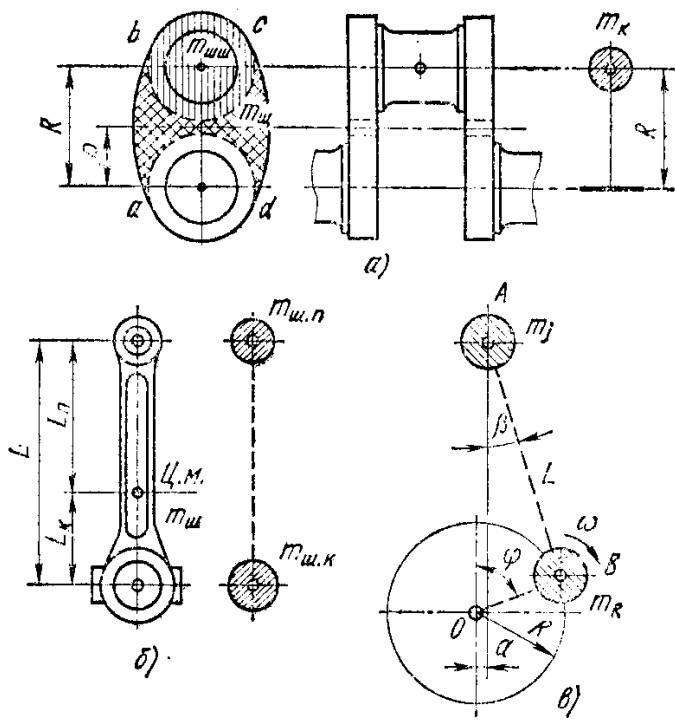


Рис. 15. Приведение системы кривошипно-шатунного механизма к двухмассовой системе:  
 а – приведение массы кривошипа; б – приведение массы шатуна;  
 в – приведенная система кривошипно-шатунного механизма

Приведенная масса всего кривошипа:

$$m_k = m_{шш} + 2m_{ш\rho} = m_{шш} + 2m_{ш} \frac{\rho}{R}.$$

3. Детали, совершающие сложное плоскопараллельное движение (шатунная группа).

Шатун приближенно заменяется системой двух статически замещающих масс – массы  $m_{шп}$ , сосредоточенной на оси поршневого пальца, и массы  $m_{шк}$ , сосредоточенной на оси шатунной шейки вала.

Массу шатуна  $m_{ш}$  делят на две части (рис. 15, б):

а) массу, отнесенную к оси пальца поршня  $m_{шп} = m_{ш} \frac{l_{шк}}{l_{ш}}$ ;



б) массу, отнесенную к оси кривошипной головки  $m_{ук} = m_{ш} \frac{l_{шн}}{l_{ш}}$ .

Для получения динамически замещающей системы должны быть соблюдены три условия:

- 1) неизменность массы  $m_{шн} + m_{ук} = m_{ш}$ ;
- 2) неизменность положения центра тяжести системы

$$m_{шн} l_{шн} - m_{ук} l_{ук} = 0;$$

3) неизменность момента инерции системы относительно центра тяжести.

В данном случае момент инерции приведенной системы

$$I_{пр} = m_{шн} l_{шн}^2 + m_{ук} l_{ук}^2 = m_{ш} \frac{l_{ук}}{l_{ш}} l_{шн}^2 + m_{ш} \frac{l_{шн}}{l_{ш}} l_{ук}^2 = m_{ш} l_{шн} l_{ш}$$

должен быть равен моменту инерции  $I_{ш}$ .

Для большинства существующих конструкций автомобильных двигателей

$$m_{шн} = \langle 0,2 - 0,3 \rangle \overline{m_{ш}} \text{ и } m_{ук} = \langle 0,7 - 0,8 \rangle \overline{m_{ш}}.$$

Таким образом, весь кривошипно-шатунный механизм (рис. 15, в) заменяется системой двух сосредоточенных масс, связанных жесткими невесомыми звеньями: массой в точке А, имеющей возвратно-поступательное движение

$$m_j = m_n + m_{шн},$$

и массой в точке В, совершающей вращательное движение

$$m_R = m_k + m_{ук}.$$

В V-образных двигателях с коленом вала сочленяются два шатуна противоположащих цилиндров, поэтому

$$m_R = m_k + 2m_{ук}.$$

Величинами  $m_{ш}$  и  $m_n$  задаются исходя из данных по существующим конструкциям.

Конструкционные массы, отнесенные к единице площади поршня  $F_n$ ,  $m'_n$  и  $m'_{ш}$ , приведены в табл. 9.

В соответствии с принятой системой двух масс, динамически замещающей кривошипно-шатунный механизм, силы инерции сводятся к двум силам: силе инерции  $P_j$  от возвратно-поступательно движущихся масс и центробежной силе инерции  $K_R$  от вращающихся масс.

**Конструктивные массы деталей  
кривошипно-шатунного механизма в кг/м<sup>2</sup>**

Тип двигателя	Масса поршня из алюминиевого сплава $m'_n$	Масса шатуна $m'_{ш}$
Карбюраторные двигатели ( $D=60\dots 100\text{мм}$ )	100–150	120–200
Дизели ( $D=80\dots 120\text{мм}$ )	200–300	250–350

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_j = -m_j j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (1.7)$$

Эта сила инерции может быть представлена в виде суммы сил инерции первого, второго порядков, изменяющихся по гармоническому закону

$$P_{j1} = C \cos \varphi; \quad P_{j2} = \lambda C \cos 2\varphi,$$

где  $C = -m_j R \omega^2$ .

Кривая ускорения поршня  $j = j(\varphi)$  в соответствующем масштабе и с обратным знаком является кривой сил инерции (рис. 13, б).

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс  $P_j$  в системе кривошипно-шатунного механизма проявляется в виде свободной силы  $P'_j$ ; последняя (рис. 14) действует вдоль оси цилиндра и равна силе  $P_j$ , переменной по величине и знаку. Сила  $P'_j$  передается через коренные подшипники картеру и, не будучи уравновешенной, воздействует на опоры двигателя.

В дальнейшем для удобства исследования уравновешенности сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс силы инерции первого и второго порядков анализируются отдельно.

Для наглядности определения величины и направления этих сил целесообразно пользоваться методом вращающихся векторов.

Сила  $P_{j1}$  определяется как проекция на ось цилиндра вектора  $C = -m_j R \omega^2$ , вращающегося с угловой скоростью  $\omega$  коленчатого вала.

Сила  $P_{j2}$  определяется так же, как проекция на ось цилиндра вектора  $\lambda C = -m_j R \omega^2 \lambda$ , вращающегося со скоростью  $2\omega$ .

Центробежная сила вращающихся масс кривошипно-шатунного механизма

$$K_R = -m_R R \omega^2 \quad (1.8)$$

все время направлена по радиусу кривошипа, постоянна по величине и приложена к центру В шатунной шейки кривошипа.

Силу  $K_R$  можно перенести по линии ее действия в центр О вала и разложить на две составляющие по координатным осям:

$$K_{Rx} = -m_R R \omega^2 \cos \varphi \text{ и } K_{Ry} = -m_R R \omega^2 \sin \varphi.$$

Сила  $K_R$  вращается вместе с кривошипом и, не будучи уравновешенной, передается через подшипники вала и картер на опоры двигателя.

Рассмотрим действие сил давления газов на поршень и сил инерции движущихся масс. Исходной силой является суммарная сила  $P$ , действующая на поршень

$$P = P_T + P_j.$$

При рассмотрении кривой суммарной силы  $P = P(\varphi)$  (рис. 13, а) видно, что силы инерции в конце хода сжатия и в начале рабочего хода уменьшают усилия, действующие на поршень от давления газа.

Сила  $P$ , действующая вдоль оси цилиндра (рис. 16), может быть разложена на две составляющие:

боковую силу, перпендикулярную к оси цилиндра

$$N = P \operatorname{tg} \beta \approx P \lambda \operatorname{Sin} \varphi, \quad (1.9)$$

и силу, направленную вдоль оси шатуна

$$S = P \frac{1}{\cos \beta} \approx P \left[ 1 + \frac{\lambda^2}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (1.10)$$

Силу  $S$  можно перенести по линии ее действия в центр шатунной шейки кривошипа  $S' = S$  и разложить на две составляющие:

нормальную силу, направленную по радиусу кривошипа

$$K = S \cos(\varphi + \beta) \approx P \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \approx P \left[ \cos \varphi - \frac{\lambda}{2} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (1.11)$$

тангенциальную силу, касательную к окружности радиуса кривошипа

$$T = S \sin(\varphi + \beta) \approx P \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \approx P \left[ \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right]. \quad (1.12)$$

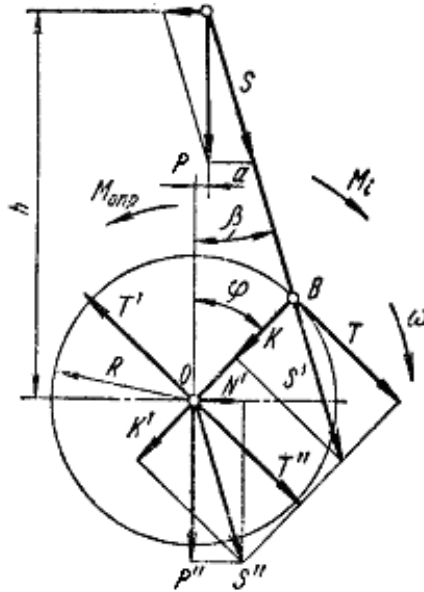


Рис. 16. Суммарные силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Нормальную силу  $K$  перенесем по линии ее действия в центр вала и обозначим через  $K'$  ( $K = K'$ ). Тангенциальную силу  $T$  также перенесем в центр вала ( $T = T' = T''$ ), при этом появляется присоединенная пара сил  $K'$  и  $T'$  с моментом  $M_{кр}$ , называемым крутящим моментом.

Крутящий момент

$$M_{кр} = TR = P \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} R \approx P(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi)R. \quad (1.13)$$

Силы  $K'$  и  $T''$  могут быть сложены и их результирующая  $S''$  равна силе  $S$ , действующей по оси шатуна, нагружает коренные подшипники вала.

Сила  $S''$  может быть разложена на две составляющие:  $N'$ , перпендикулярную к оси цилиндра, и  $P''$ , действующую на оси цилиндра.

Силы  $N$  и  $N'$  образуют пару, момент которой  $M_{опр}$  равен моменту  $M_{кр}$ , но противоположен ему по знаку и называется опрокидывающим моментом.

Крутящий момент передается через трансмиссию ведущим колесам, а опрокидывающий момент через неподвижные части кривошип-

ного механизма воспринимается опорами двигателя и уравнивается реактивным моментом.

Направления всех сил и моментов, показанные на рис. 16, принимаются за положительные.

Определив силы  $N$ ,  $K$  и  $T$  для ряда значений угла  $\varphi$ , строят по точкам кривые (рис. 13, в-д), выражающие зависимость этих сил от угла поворота вала. Кривая тангенциальных сил  $c$  (рис. 13, д) одновременно является кривой крутящего момента  $M_{кр}$  одного цилиндра, отличающейся лишь масштабом, т.к.  $M_{кр} = TR$ .

Для вычисления сил  $T$  и  $K$  в табл. 1, 2, 3 приложения приведены значения тригонометрических функций для различных  $\varphi$  и  $\lambda$ .

### **Контрольные вопросы**

1. Какие силы действуют в КШМ ДВС?
2. Как определяются силы давления газа на поршень?
3. Как определяется суммарная сила, действующая на поршень?
4. Какая сила определяет крутящий момент двигателя?

## ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 8

### Определение усилий, действующих на шатунные и коренные подшипники коленчатого вала

Результирующую силу  $R_{шиш}$ , действующую на шатунную шейку кривошипа, находят графическим сложением силы  $S$ , действующей по оси шатуна, с центробежной силой  $K_{Rш} = -m_{шш} R \omega^2$ , возникающей вследствие вращения части массы шатуна.

Графическое построение производят в виде полярной диаграммы вектора силы  $R_{шиш}$ , ориентированной относительно кривошипа коленчатого вала, принимаемого неподвижным. Сначала строят полярную диаграмму силы  $S$ , откладывая в прямоугольных координатах с полюсом  $O$  (рис. 17) ее составляющие  $K$  и  $T$  для различных углов  $\varphi$  поворота кривошипа и получая соответствующие им точки конца вектора  $S$ . Полученные точки обозначают  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  и т.д. и последовательно в порядке углов соединяют плавной кривой, которая является полярной диаграммой силы  $S$  с полюсом в точке  $O$ .

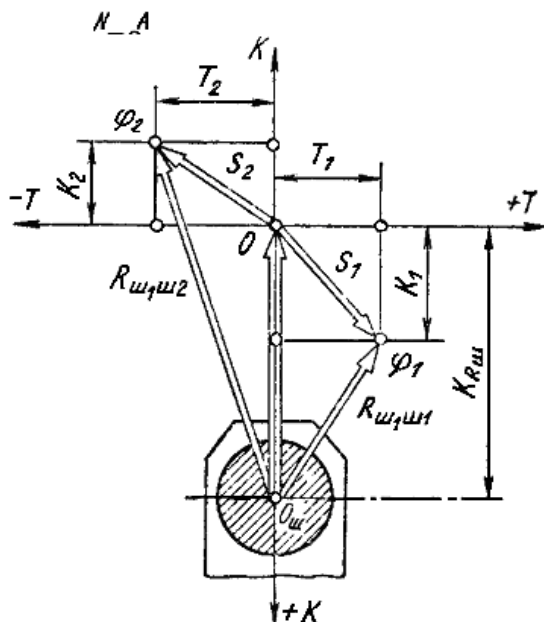


Рис. 17. Схема построения полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку (показано построение двух точек диаграммы  $\varphi = \varphi_1$  и  $\varphi = \varphi_2$ )

Для получения кривой полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку достаточно на полученной полярной диаграмме силы  $S$  и полюс  $O$  переместить по вертикали на величину вектора  $K_{R_{ш}}$  в точку  $O_{ш}$  и соединить точки  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  и т.д.

Такая диаграмма, построенная по точкам через  $30^\circ$  угла поворота вала для быстроходного четырехтактного карбюраторного двигателя, изображена на рис. 18.

Проекция на вертикаль любого вектора полярной диаграммы дает значение нормальной силы, действующей на шатунную шейку и направленную по радиусу кривошипа.

Полярная диаграмма, перестроенная в прямоугольные координаты  $\varphi$  и  $R_{шш}$  (рис. 18, б), позволяет определить среднее значение  $\overline{R_{шш}}_{ep}$ , а следовательно, и среднюю удельную нагрузку на подшипник, отнесенную к  $1 \text{ см}^2$  площади его диаметральной проекции

$$q_{cp} = \frac{\overline{R_{шш}}_{ep}}{d_{шш} l'_{шш}}, \quad (1.14)$$

где  $d_{шш}$  – диаметр шатунной шейки;

$l'_{шш}$  – рабочая ширина вкладыша.

Пользуясь полярной диаграммой, строят диаграмму износа шейки (рис. 19, а), дающую условное представление о характере износа, если предположить, что он пропорционален усилиям, действующим на шейку, и происходит в секторе  $\pm 60^\circ$  от мгновенного направления силы  $S$ .

Для построения диаграммы под углом  $60^\circ$  к направлению каждого усилия (рис. 19, а) в обе стороны проводят внутри окружности кольцевые полосы, высота которых пропорциональна усилию  $R_{шш}$ . Постепенно наращиваемая площадь этих полосок в итоге представит собой диаграмму износа (рис. 19, б).

На диаграмме износа шейки видна зона наименьших давлений на нее. В эту зону должно выводиться отверстие для подвода масла к подшипнику.

Пользуясь полярной диаграммой нагрузки на шатунную шейку, находят значения результирующей силы  $R_k$ , действующей на колено вала и изгибающей шатунную шейку. Для этого по вертикали от полюса  $O_{ш}$  (рис. 18, а) вниз откладывают величину центробежной силы  $K_{R_k} = -m_k R \omega^2$  и находят новый полюс  $O_k$ ; при этом диаграмма превращается в полярную диаграмму результирующей силы, действующей на колено

$$\overline{R}_k = \overline{R}_{шш} + \overline{K}_{R_k}.$$

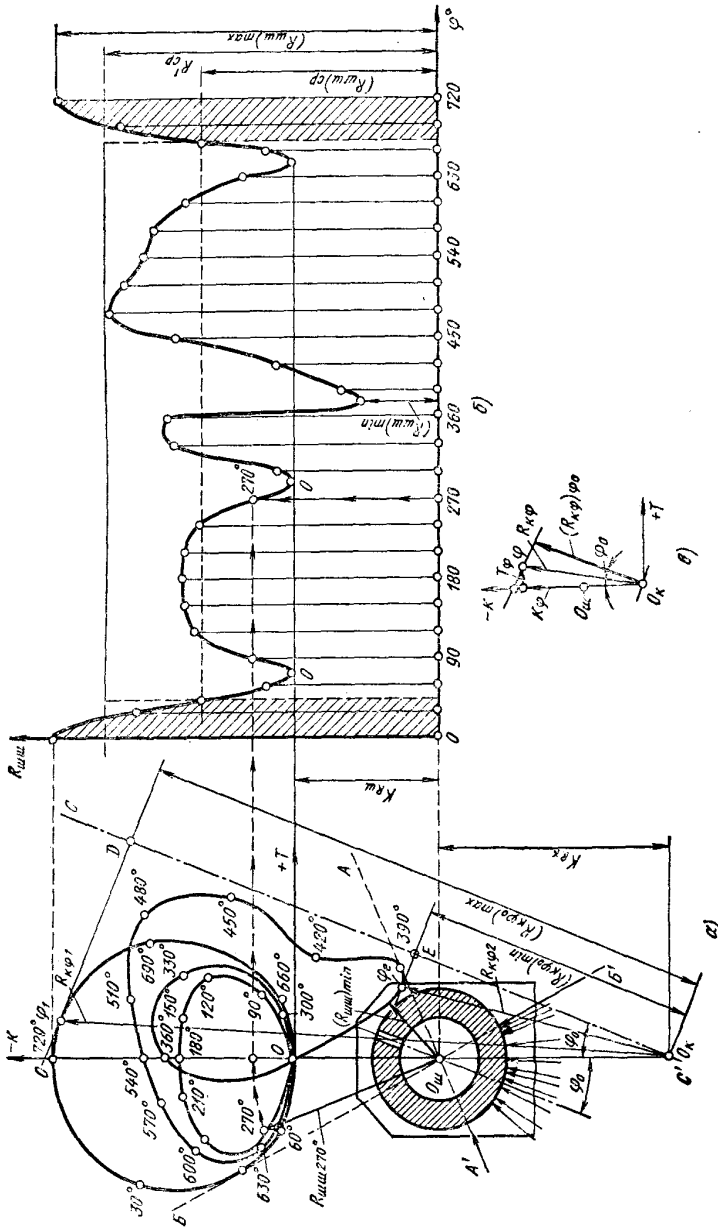


Рис. 18. Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку и перестроение ее в прямоугольные координаты



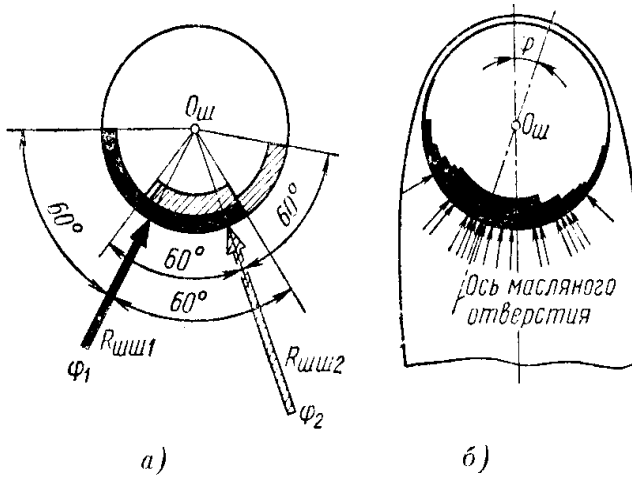


Рис. 19. Диаграмма износа шатунной шейки:  
а – схема построения; б – диаграмма

Через полюс  $O_k$  проводят линию  $CC'$  под углом  $\varphi_0$  (параллельно диаметру шейки, проходящему через масляное отверстие). Два перпендикуляра к линии  $CC'$ , касательные к крайним точкам  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  полярной диаграммы, отсекают два отрезка  $O_k D$  и  $O_k E$ . Эти отрезки соответственно для углов  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  поворота вала изображают в масштабе сил максимальную и минимальную проекции  $R_{k\varphi_0 \max}$  и  $R_{k\varphi_0 \min}$  результирующих сил  $R_{k\varphi_1}$  и  $R_{k\varphi_2}$  на линию  $CC'$  и равных (рис. 18, в):

$$R_{k\varphi_0 \max} = K_{\varphi_1} \cos \varphi_0 + T_{\varphi_1} \sin \varphi_0 ;$$

$$R_{k\varphi_0 \min} = K_{\varphi_2} \cos \varphi_0 + T_{\varphi_2} \sin \varphi_0 .$$

Значения  $R_{k\varphi_0 \max}$  и  $R_{k\varphi_0 \min}$  могут быть использованы при расчете шатунной шейки на изгиб.

Результирующую силу  $R_{кш}$  воздействия коренной шейки полноопорного вала на коренной подшипник, ориентированную по валу, находят векторным сложением сил, передающихся от двух смежных колен (рис. 20). От каждого колена передается половина усилия  $R_{шш}$ , действующего на шатунную шейку, и половина центробежной силы  $K_{Rk}$ .

Тогда

$$\bar{R}_{кш} = 0,5\bar{R}'_{шш} + 0,5\bar{K}'_{Rk} + 0,5\bar{R}''_{шш} + 0,5\bar{K}''_{Rk} = 0,5(\bar{R}'_k + \bar{R}''_k) \quad (1.15)$$



Одну диаграмму ориентируют относительно одного колена, другую – относительно другого; при этом полюсы обеих диаграмм совмещают в одной точке, как показано на рис. 20, и производят геометрические сложения попарно векторов одной и другой диаграмм, одновременно действующих на колена вала с учетом порядка работы цилиндров. Каждый из полученных результирующих векторов представляет собой удвоенную силу на коренной шейке при данном угле поворота вала.

После соединения концов векторов  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dots$  плавной кривой получают полярную диаграмму сил, передающихся коренной шейкой опоре.

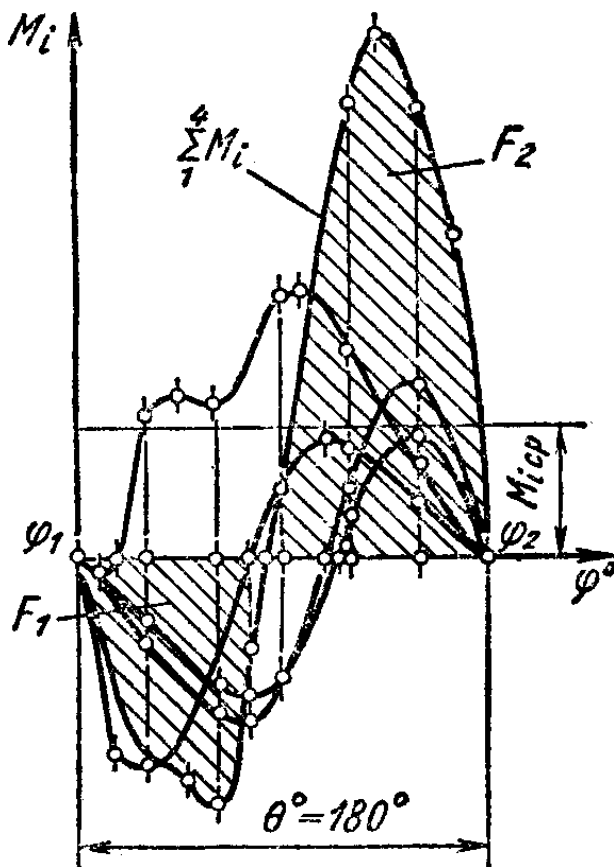


Рис. 21. Построение суммарного крутящего момента для четырехцилиндрового двигателя

Полярная диаграмма нагрузки на коренную шейку, вызванная реакцией подшипника, получается поворотом всей диаграммы, изображенной на рис. 18, относительно неподвижного вала на  $180^\circ$ . Эта диаграмма используется для построения диаграммы износа.

Кривую суммарного крутящего момента многоцилиндрового двигателя  $M_{кр} = M_{кр}(\varphi)$  строят путем графического суммирования кривых крутящих моментов  $M_{кр}$  для отдельных цилиндров, при этом кривые для отдельных цилиндров должны быть сдвинуты одна относительно другой на угловой интервал  $\theta$ , соответствующий интервалу между рабочими ходами в отдельных цилиндрах. Для четырехтактных двигателей с равными интервалами между рабочими ходами  $\theta = 720^\circ / i$ , где  $i$  – число цилиндров двигателя.

Построение участка кривой суммарного крутящего момента  $\sum M_{кр}$ , соответствующего углу  $\theta$ , для четырехцилиндрового двигателя показано на рис. 21. Кривая крутящего момента одного цилиндра взята с рис. 13, б.

Среднее значение суммарного крутящего момента двигателя

$$M_{кр} = \frac{1}{\theta} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sum M_{кр} d\varphi = \frac{F_2 - F_1}{\theta},$$

где  $F_1$  и  $F_2$  – отрицательная и положительная площади диаграммы.

Момент ( $M_{кр}$ ) представляет собой средний индикаторный момент двигателя; он изменяется пропорционально работе газов за цикл, т.к. работа сил инерции за каждый оборот коленчатого вала двигателя равна нулю.

### Контрольные вопросы

1. Как находят результирующую силу, действующую на шатунную шейку кривошипа?
2. В каком месте находится зона наименьшего давления на шатунную шейку?
3. В какую зону шатунной шейки выводится отверстие для подвода масла к подшипнику?

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Выполненные расчеты позволяют сравнить определенные нагрузки в деталях с нагрузками в других двигателях и оценить надежность двигателя, который проверяется.

В процессе расчета с данными рассчитываемого двигателя сравниваются среднее эффективное давление, расчетная мощность и крутящий момент, а также надежность деталей, что оценивает точность и правильность выполненных расчетов.

# СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

## Основная

Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов. – 3 изд. – М.: Высш. шк., 2003. – 486 с.: ил.

Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. / под ред. В.Н. Луканина. – М, 2005.

## Дополнительная

Автомобильные двигатели / под ред. М.С. Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.: ил.

Вярубов В.И., Иващенко Н.А. и др. ДВС. Теория поршневых и комбинированных двигателей. – М., 1991.

Ханин И.С. и др. Автомобильные двигатели с турбонаддувом. – М., 1991.

Артамонов М.Д. и др. Теория автомобилей и автомобильных двигателей. – М., 1968.

Автомобильные и тракторные двигатели. Теория системы питания, конструкция и расчет / под ред. И.М. Ленина. – М., 1969.

Белов П.М. и др. Двигатели армейских машин. Ч. 1: Теория. – М., 1971.

Белов П.М. и др. Двигатели армейских машин. Ч. 2: Конструкция и расчет. – М., 1971.

Богданов С.Н. Автомобильные двигатели. – М., 1987.

Грибанов В.И., Орлов В.А. Карбюраторы двигателей внутреннего сгорания. – М., 1967.

Григорьев М.А., Пономарев Н.Н. Износ и долговечность автомобильных двигателей. – М., 1976.

Двигатели внутреннего сгорания / под ред. А.С. Хачиян, К.А. Морозова и др. – М., 1985.

Исерлис Ю.Э., Мирошников В.В. Системное проектирование двигателей внутреннего сгорания. – М., 1969.

Попык Г.К. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. – М., 1970.

Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания. – М., 1975.

Райков И.Я., Рывинский Г.Н. Конструкция автомобильных и тракторных двигателей. – М., 1986.

Рубец Д.А., Шухов О.К. Системы питания автомобильных карбюраторных двигателей. – М., 1974.

Сергеев В.П. Двигатели внутреннего сгорания автомобилей, тракторов и их эксплуатация. – М., 1969.

Двигатель: диагностика: учеб. пособие. Сер. 710 / пер. с англ. – Токио: Фирма «Хонда», 1992.

Двигатель: конструкция и уход: учеб. пособие. Сер. 310 / пер. с англ. – Токио: Фирма «Хонда», 1992.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

**Значение выражения  $\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi$  для различных значений  $\varphi$  и  $\lambda$**

$\lambda/\varphi^0$	Знак	$\frac{1}{3,2}$	$\frac{1}{3,4}$	$\frac{1}{3,6}$	$\frac{1}{3,8}$	$\frac{1}{4,0}$	$\frac{1}{4,2}$	Знак	$\lambda/\varphi^0$
0	+	1,312	1,294	1,278	1,263	1,250	1,238	+	360
10	+	1,278	1,261	1,246	1,232	1,220	1,208	+	350
30	+	1,022	1,013	1,005	0,998	0,991	0,985	+	330
60	+	0,344	0,353	0,361	0,368	0,375	0,381	+	300
80	-	0,120	0,103	0,087	0,074	0,061	0,050	-	280
90	-	0,312	0,294	0,278	0,263	0,250	0,238	-	270
100	-	0,467	0,450	0,435	0,421	0,409	0,397	-	260
120	-	0,656	0,647	0,639	0,632	0,625	0,619	-	240
150	-	0,710	0,719	0,727	0,734	0,741	0,747	-	210
170	-	0,691	0,708	0,724	0,737	0,750	0,761	-	190
180	-	0,687	0,709	0,722	0,737	0,750	0,762	-	180

Таблица 2

**Значение выражения  $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$  для различных  $\varphi$  и  $\lambda$**

$\lambda/\varphi^0$	Знак	$\frac{1}{3,2}$	$\frac{1}{3,4}$	$\frac{1}{3,6}$	$\frac{1}{3,8}$	$\frac{1}{4,0}$	$\frac{1}{4,2}$	Знак	$\lambda/\varphi^0$
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-	360
10	+	0,227	0,224	0,221	0,219	0,216	0,214	-	350
30	+	0,637	0,629	0,622	0,615	0,609	0,604	-	330
60	+	1,007	0,998	0,990	0,983	0,977	0,971	-	300
80	+	1,041	1,037	1,034	1,031	1,029	1,027	-	280
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	270
100	+	0,929	0,932	0,935	0,938	0,941	0,943	-	260
120	+	0,725	0,734	0,742	0,749	0,755	0,761	-	240
150	+	0,363	0,371	0,379	0,385	0,391	0,396	-	210
170	+	0,120	0,123	0,126	0,129	0,131	0,133	-	190
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-	180



Таблица 3

Значение выражения  $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$  для различных  $\varphi$  и  $\lambda$

$\lambda/\varphi^0$	Знак	$\frac{1}{3,2}$	$\frac{1}{3,4}$	$\frac{1}{3,6}$	$\frac{1}{3,8}$	$\frac{1}{4,0}$	$\frac{1}{4,2}$	Знак	$\lambda/\varphi^0$
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	0,975	0,976	0,976	0,997	0,997	0,978	+	350
30	+	0,787	0,792	0,796	0,800	0,803	0,806	+	330
60	+	0,257	0,272	0,285	0,297	0,307	0,317	+	300
80	-	0,145	0,124	0,106	0,091	0,076	0,064	-	280
90	-	0,329	0,308	0,289	0,273	0,258	0,245	-	270
100	-	0,492	0,472	0,454	0,438	0,424	0,411	-	260
120	-	0,743	0,728	0,715	0,703	0,692	0,682	-	240
150	-	0,945	0,940	0,936	0,932	0,929	0,926	-	210
170	-	0,994	0,994	0,993	0,993	0,992	0,992	-	190
180	-	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	180

Таблица 4

Май 2008 г.

## Параметры транспортных бензиновых двигателей

№ п/п	Марка двигателя. Год начала выпуска	Фирма, марка а/м	Расположение и число цилиндров	Диаметр цилиндров D, мм	Ход поршня S, мм	Рабочий объем V <sub>б</sub> , л	Степень сжатия ε	Номинальная мощность N <sub>ном</sub> , кВт	Частота вращения при номинальной мощности N <sub>ном</sub> , мин <sup>-1</sup>	Максимальный крутящий момент M <sub>кр max</sub> , Н·м	Частота вращения при, M <sub>кр max</sub> , мин <sup>-1</sup>	Среднее эффективное давление P <sub>е</sub> , МПа	Минимальный удельный расход топлива g <sub>е</sub> , г/(кВт·ч)	Литровая мощность N <sub>ном</sub> /V <sub>л</sub> , кВт/л	Средняя скорость поршня C <sub>п</sub> , м·с <sup>-1</sup>	Удельная масса g <sub>N</sub> , кг/кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	ЗИС-5М, 1933	Груз. а/м ЗИС 5	Р 6	101,6	114,6	5,55	5,3	56,6	2,4-25Т			0,515	388	10,2	8,8	7,63
2	ГАЗ-51, 1945	Груз. а/м ГАЗ-51	Р 6	82	110	3,48	6,2	51,5	2800			0,65	365	14,8	10,2	6
3	ГАЗ-11	Груз. а/м ГАЗ-51	Р 6	82	110	3,48	6,5	56	3400			0,57		16,1	12,5	
4	ЗИС-110, 1948	Грузовой а/м	Р 8	90	118	6	6,8	103	3500	380	1800	0,6	354	17,2	13,7	
5	ГАЗ М-20, 1946	а/м «Победа»	Р 4	82	100	2,12	6,5	38,0	3600		2200	0,65	360	18	13,2	5,5
6	УАЗ 21 А, 1956	Волга ГАЗ-21	Р 4	92	92	2,445	6,7	51,5	4000	170	2000	0,875	313	22,5	12,27	2,9

Продолжение табл. 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
7	ЗИЛ-130, 1959	Груз. а/м ЗИЛ-130	V 8	100	95	6	6,5	110,3	3200	402	1,8-2т	0,86	316	18,4	10,14	4,44
8	ЗМЗ-66,53, 1954	ГАЗ-66,53	V 8	92	80	4,25	6,7	84,5	3200	290	2-2,5т	0,86	324	27,1	8,54	2,72
9	412, 1966	«Москвич 412»	P 4	82	70	1,48	8,8	55,2	5800	107,9	3500	0,78	294	37,3	13,5	2,4
10	МеМЗ-968 А	ЗАЗ-968 «Запорожец»	V 4	76	66	1,2	8,4	31,5	4400	75	3000	0,70	333	26,5	9,68	3,36
11	ВАЗ 2106	Легковой а/м	P 4	79	80	1,57	8,5	58,5	5400	121,6	3000			37,26	14,4	
12	ВАЗ 2108	ВАЗ-2108	P 4	76	71	1,3	9,9	46,6	5600	94,7	3500	0,795	302	37,3	12,25	1,9
13	ЗМЗ-24 Д Волга 1968	ГАЗ-24Д	P 4	92	92	2,45	8,2	69,8	4500	186,3	2500	0,76	307	28,5	13,8	2,4
14	P6	BMW	P 6			3,0	10,2	170	5900	300	3500			57,1		1
15	M113 E 55 M4	Mercedes- Benz, S4 55 AM6	V 8	97	92	5,44	9,0	350	6100	700	2,6-4,5т			63,6	19,9	
16	M 266 E20	Mercedes- Benz	P 4	83	94	2,034	11	100	5500	185	3,8		230	49,2		1,05
17	W12	Volkswagen	W 12	84	90,17	6,0	11	331	6200	580	4000	1,21		55,2		
18	M 272 E35 2004	Mercedes- Benz	V 6	92,9	86	3,5	10,7	200	6000	350	2,5-5,0		240	57	17,2	0,825
19	M 273 E55 2005	Mercedes- Benz	V 8	98	90,5	5,461	10,7	285	6000	530	2,8-4,8		233	52	18,1	0,56

Окончание табл. 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
20	12V 2003	BMW	V12	89	80	5,972	11,3	327	6000	600	3,950			54,7		0,87
21	P4	Ford 1999	P 4	82,1	75,5	1,6	9,5	68	5500	135	2500					

Таблица 5

Май 2008 г.

Параметры транспортных дизельных двигателей

№ п/п	Марка двигателя. Год начала выпуска	Фирма, марка а/м	Расположение и число цилиндров	Диаметр цилиндров D, мм	Ход поршня S, мм	Рабочий объем V <sub>л</sub> , л	Степень сжатия ε	Номинальная мощность N <sub>ном</sub> , кВт	Частота вращения при номинальной мощности n <sub>ном</sub> , мин <sup>-1</sup>	Максимальный крутящий момент M <sub>кр max</sub> , Н·м	Частота вращения при M <sub>кр max</sub> , мин <sup>-1</sup>	Среднее эффективное давление P <sub>е</sub> , МПа	Минимальный удельный расход топлива g <sub>е</sub> , г/(кВт·ч)	Литровая мощность N <sub>ном</sub> /V <sub>л</sub> , кВт/л	Средняя скорость поршня C <sub>п</sub> , м·с <sup>-1</sup>	Удельная масса g <sub>N</sub> , кг/кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	М-17 (ЧТЗ)	Тракт. ЧТЗ С-65	P 4	145	205	13,52	15,5	55	850			0,585	286	4,07	5,8	36,36
2	Д-35 (КД-35 НАТИ)	Тракт. Липецк. Зав.	P 4	100	130	4,08	17,5	27,2	1400			0,583		6,66	6,06	

Продолжение табл. 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
3	4Д (СТЗ НАТИ)	Тракт. СТЗ-НАТИ	Р 4	115	152	6,3	16	43,5	1250			0,602		6,9	6,3	
4	D-30Б	Трактор	Р 4	95	120	3,4	16,1	22	1450				272	6,47	5,8	12,92
5	В-2	Танк	V 12	15,	180-186,7	31,8-33,0	14-15	367	1800			0,645	218	9,41	11,2	
6	ЯАЗ-206 2 <sup>х</sup> т 1958	Грузовой	Р 6	108	127	6,97	17	150	2000	780	1500			21,6	8,46	
7	ЯМЗ-236 1961	МАЗ-5335	V 6	130	140	11,5	16,5	132	2100	670	1,3-1,5т	0,754	238	11,84	9,8	6,7
8	ЯМЗ-238 Н 1967	Трактор Кировец К-700	V 8	130	140	14,86	16,5	220	2100	1100	1400			14,8	9,8	7,3
9	ЯМЗ-240 1967	Трактор К-701 Бел АЗ-540А	V 12	130	140	22,3	16,5	265	2100	1350	1,3-15т	0,76	238	11,88	9,8	4,5
10	D-740	КАМАЗ-55102	V 8	120	120	10,85	17	154,3	2600	637,5	1,4-1,7т	0,658	224	14,2	10,4	5,43
11	Лиллуаз 2 <sup>х</sup> т	Трактор	Р 3	85	96	2,7	15,5	55,1	1500			0,550		18,5	4,8	12,5
12	2L-T	Легковой а/м Тойота	Р 4	92	92	2,446	22,3	55	4000	156	2200			22,5	12,26	
13	4D56 1982	а/м MITSU-BISHI	Р 4	91,5	95,5	2,476	21	62	4200	201	2000			25	13,37	

Окончание табл. 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
14	V8-DI 1999	BMW 740 d	V 8	84	88	3,9	18	175	4000	560	1,75-2,5т	1,35-1,77	207	44,9	11,73	1,56
15	OM 660 1999	DAIMLER – CHRYSLER	P 3	65,5	79	0,798	18,5	30	4200	100	1,8-2,8т			37,5	11,06	2,3
16	1,9 L-TDI-PD 2000	Volkswagen	P 4	79,5	95,5	1,9	18,5	110	4000	320	1,9	2,15	200	58	12,7	
17	1 KD-FTV 1996	LAND CRUISER	P 4	96	103	2,98	18,4	120	3400	343	2,6-3,2			41,9	11,6	2,16
18	OM 640	Mercedes-Benz	P 4	83	92	1,99	18	103	4200	300	1,6-3,0	1,89	202	51,7	12,88	1,65
19	OM 639 2004	Mercedes-Benz	P 3	83	92	1,46	18	70	4000	210	1,8-2,8т	1,77		45		
20	V10 – TDI	Volkswagen	V10	81	95,5		18,5	230	4000	750	2000			46		

# ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
ТЕПЛОВОЙ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	4
Требования к автомобильным двигателям .....	4
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 1 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ЦИКЛА ДВС .....	8
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 2 РАСЧЁТ РАСХОДА ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ.....	11
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 3 РАСЧЕТ РЕАЛЬНОГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЕЙ .....	14
1. Параметры процесса впуска .....	14
2. Параметры процесса сжатия.....	18
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 4 ПАРАМЕТРЫ КОНЦА ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ.....	20
4. Параметры процесса расширения .....	25
5. Основные показатели цикла .....	26
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 5 ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ .....	28
Скругление индикаторной диаграммы .....	30
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 6 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА.....	33
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ .....	37
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ШАТУННЫЕ И КОРЕННЫЕ ПОДШИПНИКИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА .....	46
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	53
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ .....	54
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	56

Учебное издание

**Пермяков Владимир Васильевич**

**РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ,  
КОНСТРУКЦИЯ И ОСНОВЫ РАСЧЕТА  
АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Учебно-практическое пособие

Часть 1

Редактор Л.И. Александрова  
Компьютерная верстка С.Ю. Заворотной

Лицензия на издательскую деятельность ИД № 03816 от 22.01.2001

Подписано в печать 24.01.2011. Формат 60×84/16.  
Бумага писчая. Печать офсетная. Усл. печ. л. 3,7.  
Уч.-изд. л. 2,5. Тираж 120 экз. Заказ

---

Издательство Владивостокского государственного университета  
экономики и сервиса

690600, Владивосток, ул. Гоголя, 41

Отпечатано во множительном участке ВГУЭС  
690600, Владивосток, ул. Державина, 57