

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ
СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ХАКАССКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ –
ФИЛИАЛ ФГАОУ ВПО «СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ (2 ЧАСТЬ)

Методические указания

Абакан
2014

УДК 629.03: 62-112.6: 378.16(07)

С36

- С36 Силовые агрегаты (2 часть) : метод. указания для курсовой работы / А. В. Олейников, В. А. Васильев ; Сиб. федер. ун-т; ХТИ – филиал СФУ. – Абакан : Ред.-изд. сектор ХТИ – филиала СФУ, 2014. – 56 с.

Рассмотрена методика выполнения теплового и динамического расчетов силовых агрегатов автомобилей. В тепловом расчете представлены рекомендации по выбору основных характеристик силовых агрегатов (степени сжатия, коэффициента избытка воздуха, вида смесеобразования у дизелей), по расчету основных параметров процессов газообмена, сжатия, сгорания, расширения, а также оценке индикаторных, механических и эффективных показателей. В динамическом расчете представлены рекомендации по расчету сил и моментов, действующих в кривошипно-шатунном механизме в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Предназначены для студентов направления подготовки бакалавров «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» всех форм обучения. Могут быть использованы для самообразования и повышения квалификации инженерно-технического персонала.

УДК 629.03: 62-112.6: 378.16(07)

Рекомендовано к изданию
научно-методическим советом ХТИ – филиала СФУ

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
Задание на курсовую работу	4
1. Тепловой расчет	5
1.1. Выбор и обоснование исходных данных.....	5
1.2. Свежая смесь и продукты сгорания	7
1.3. Процесс впуска	9
1.4. Процесс сжатия.....	11
1.5. Процесс сгорания	12
1.6. Процесс расширения	16
1.7. Индикаторные показатели рабочего цикла	17
1.8. Эффективные показатели двигателя.....	19
1.9. Основные размеры и характеристики двигателя.....	22
1.10. Анализ и оценка показателей двигателя	23
1.11. Построение индикаторной диаграммы	24
2. Динамический расчет.....	29
2.1. Исходные данные	29
2.2. Силы давления газов на поршень	31
2.3. Силы инерции	33
2.4. Суммарная сила	34
2.5. Суммарный индикаторный крутящий момент	36
2.6. Нагрузки на шатунные шейки коленчатого вала.....	39
Заключение	41
Библиографический список.....	42
Приложение А	43
Приложение Б.....	46

ВВЕДЕНИЕ

Основными силовыми агрегатами (автомобильными двигателями), применяемыми в автотранспортном комплексе, в ближайшем будущем останутся поршневые двигатели внутреннего сгорания, которые после почти столетнего развития достигли высокого уровня совершенства. Факторами, влияющими на конструкцию автомобильных двигателей, являются необходимость увеличения удельной мощности, повышение надежности и возможности использования двигателя в различных условиях эксплуатации при минимальных эксплуатационных затратах. В дополнение к этим факторам конструкция и рабочий процесс будут определяться также требованиями нормативных ограничений и технологическими требованиями. Практика показывает, что резервы дальнейшего совершенствования автомобильных двигателей внутреннего сгорания далеко не исчерпаны. Должное внимание должно быть уделено использованию альтернативных видов топлива и новых конструкционных материалов, применению микропроцессорной техники для управления системами двигателя. Это в свою очередь обусловит прогресс в организации рабочих процессов и конструкции систем двигателей, рассчитанных на управление микропроцессором: топливopодача и искровое зажигание смеси, фазы газораспределения, управление системой впуска и наддува, управляемая интенсивность вихревого движения заряда в цилиндре, нейтрализация отработавших газов и др.

Методические указания предназначены для выполнения курсовой работы, являющейся завершающим этапом изучения дисциплины Б3.В.4 «Силовые агрегаты (2 часть)», изучаемой в вариативной части профессионального цикла рабочего учебного плана в рамках подготовки бакалавров по направлению подготовки «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» всех форм обучения.

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ

Тема: «Проектирование силового агрегата (автомобильного двигателя)».

Задание: Спроектировать автомобильный четырехтактный бензиновый (дизельный, газовый) автомобильный двигатель с жидкостным (воздушным) охлаждением рядным (V-образным, оппозитным) расположением цилиндров.

Эффективная мощность проектируемого двигателя $N_e = \dots\dots\dots$ кВт при номинальной частоте вращения $n = \dots\dots\dots$ об/мин. Рекомендуемый прототип по своим основным показателям спроектированный двигатель должен иметь преимущества по сравнению с прототипом.

Графическая часть курсовой работы включает лист графиков давлений (индикаторная диаграмма), сил и моментов, действующих в кривошипно-шатунном механизме.

Значение эффективной мощности, номинальной частоты вращения и название прототипа задается преподавателем, в зависимости от порядкового номера фамилии студента в журнале преподавателя.

В качестве индивидуального задания может выдаваться конструкторский расчет механизма (узла, системы) и (или) его основных деталей.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

1.1. Выбор и обоснование исходных данных

Степень сжатия. При выборе степени сжатия двигателей с искровым зажиганием руководствуются следующими данными: степенью сжатия двигателя прототипа (прил. Б, табл. 1–10 или справочные данные из других источников), примерным соотношением между степенью сжатия и октановым числом топлива (табл. 1.1), нормами октановых чисел для бензинов и газового топлива (табл. 1.2, 1.3)

Таблица 1.1

Соотношение степени сжатия и октанового числа топлива

Степень сжатия	6,5–7,5	7,5–8,5	8,5–10,0	10,0–12,0
Октановое число (по моторному методу)	64–74	74–80	80–90	90–100

Таблица 1.2

Соотношение между октановыми числами бензина, определенными различными методами

Показатели	Марка бензина						
	А–72	А–76	А–80	АИ–92	АИ–93	АИ–95	АИ–98
Октановое число (по моторному методу), не менее	72	76	76	83	85	85	88
Октановое число (по исследовательскому методу), не менее	не нормируется		80	92	93	95	98

Таблица 1.3

Октановые числа газовых топлив

Показатели	Газовое топливо		
	Природный газ	Пропан-бутановая смесь	Метан
Октановое число (по исследовательскому методу)	100–105	95–100	105–108

С одной стороны, увеличение степени сжатия дает возможность повысить экономичность и удельную мощность двигателя. Но, с другой, это увеличивает нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма, повышает токсичность (у бензиновых двигателей) за счет увеличения выделения углеводородов, появляется необходимость в применении высокооктановых топлив.

В этой ситуации применение в качестве моторного топлива газовых видов топлив, и в частности природного газа, может быть перспективным решением этих вопросов.

Природный газ не требует существенной и дорогостоящей технологической переработки. Коэффициент полезного действия газовых двигателей $\eta_e = 38\text{--}40\%$ в широком диапазоне режимов. Увеличивается срок службы двигателя до капитального ремонта в 1,5 раза (по сравнению с двигателями на жидком топливе), а сроки смены масла увеличиваются до 2 раз.

Степень сжатия дизельного двигателя выбирают с учетом принятого типа смесеобразования и формы камеры сгорания. При этом ориентируются в основном на показатели двигателя – прототипа. С повышением степени сжатия улучшаются пусковые качества дизеля, но увеличиваются нагрузки на детали двигателя. У современных автомобильных дизелей степень сжатия $\varepsilon = 16\text{--}22$.

Для дизельных двигателей применяют дизельное топливо с цетановым числом не менее 45.

Состав смеси. Тепловой расчет двигателя выполняют для номинального режима работы. Получить максимальную мощность бензиновых двигателей и газовых двигателей, работающих на пропан-бутановой смеси, можно обогащением смеси. Коэффициент избытка воздуха таких смесей $\alpha = 0,85\text{--}0,99$. У дизельных и газовых двигателей, работающих на природном газе, для получения максимальной мощности необходимо несколько обогатить состав смеси, но, в общем, смесь останется бедной. Газовые двигатели (работающие на природном газе) на номинальном режиме работы имеют коэффициенты избытка воздуха $\alpha = 1,15\text{--}1,3$. Значение коэффициента избытка воздуха для дизелей колеблется в пределах, указанных в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Значение коэффициента избытка воздуха дизелей

Вид двигателя	Значение
Дизели с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием	1,50–1,70
Дизели с неразделенными камерами сгорания и пленочным смесеобразованием	1,50–1,60
Вихрекамерные дизели	1,3–1,45
Предкамерные дизели	1,40–1,50
Дизели с наддувом	1,3–2,2

При коэффициенте избытка воздуха ниже указанных пределов возможно дымление и перегрев двигателя.

Теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива (1 м^3 газового топлива) количество воздуха определяют по химическому составу топлива. Состав бензинов разных марок примерно одинаков, поэтому можно принять для них: $L_0 = 0,512$ кмоль воздуха на 1 кг топлива. Для дизельного топлива $L_0 = 0,495$ кмоль воздуха на 1 кг топлива. Для пропан-бутановой смеси $L_0 = 0,523$ кмоль воздуха на 1 кг топлива. Для природного газа и метана $L_0 = 9,5 \text{ м}^3$ воздуха на 1 м^3 газа.

Молекулярная масса автомобильных бензинов $m_T = 110\text{--}120$ кг / кмоль, дизельного топлива $m_T = 180\text{--}200$ кг/кмоль.

1.2. Свежая смесь и продукты сгорания

Количество свежей смеси, получающейся из 1 кг жидкого топлива, кмоль / кг:

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

для газообразного топлива, кмоль / кг:

$$M_1 = (\alpha \cdot L_0 + 1) / 22,4.$$

В зависимости от состава свежей смеси составляющие продуктов сгорания двигателей будут различаться.

При неполном сгорании топлива ($\alpha < 1$ для бензиновых и газовых двигателей, работающих на пропан-бутановой смеси) продуктами сгорания являются окись углерода CO, углекислый газ CO₂, водяной пар H₂O, водород H₂ и азот N₂. Составляющие продуктов сгорания определяются, кмоль / кг:

$$M_{\text{CO}} = 0,42 \cdot L_0 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K},$$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - M_{\text{CO}},$$

$$M_{\text{H}_2} = K \cdot M_{\text{CO}},$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - M_{\text{H}_2},$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0,$$

где K – отношение числа молей водорода к числу молей окиси углерода. По опытным данным при сгорании бензинов это отношение почти постоянно

и не зависит от α . Его величина примерно равна $K = 0,5$; С, Н – массовые доли углерода и водорода в 1 кг топлива (табл. 1.5).

Общее количество продуктов неполного сгорания, кмоль / кг:

$$M_2 = M_{\text{CO}} + M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2}.$$

При полном сгорании топлива ($\alpha > 1$ для дизельных двигателей) продуктами сгорания являются углекислый газ CO_2 , водяной пар H_2O , избыточный кислород O_2 и азот N_2 .

Составляющие продуктов сгорания определяются, кмоль / кг:

$$M_{\text{CO}_2} = C/12,$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = H/2,$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot L_0 \cdot (\alpha - 1),$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot L_0 \cdot \alpha,$$

где С, Н – массовые доли углерода и водорода в 1 кг топлива (табл. 1.5).

Общее количество продуктов полного сгорания, кмоль / кг:

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}.$$

Таблица 1.5

Массовые доли

Вид топлива	Содержание	
	С	Н
Бензин	0,855	0,145
Дизельное	0,874	0,126

При полном сгорании топлива ($\alpha > 1$ для газовых двигателей, работающих на природном газе или метане) продуктами сгорания являются углекислый газ CO_2 , водяной пар H_2O , избыточный кислород O_2 и азот N_2 .

Составляющие продуктов сгорания определяются, моль / моль топлива:

$$M_{\text{CO}_2} = \sum n C_n H_m O_r,$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \sum \frac{m}{2} C_n H_m O_r,$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0,$$

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

где N_2 – объемная доля азота; $C_nH_mO_r$ – объемные доли каждого газа, входящего в 1 моль газообразного топлива (табл. 1.6); n, m – молекулярные составляющие углерода и водорода.

Общее количество продуктов полного сгорания для газового топлива, кмоль / кг:

$$M_2 = (M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}) / 22,4.$$

Таблица 1.6

Объемные доли компонентов

Метан CH_4	Этан C_2H_6	Пропан C_3H_8	Бутан C_4H_{10}	Водород H_2	Оксид углерода CO	Углекислый газ CO_2	Азот N_2
0,9014	0,0296	0,0017	0,0055	0,0028	0,0028	0,0047	0,0515

Химический коэффициент молекулярного изменения:

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

1.3. Процесс впуска

Основной задачей процесса впуска является наполнение цилиндра свежей смесью.

Определяют давление p_a (МПа), температуру T_a (К) в конце процесса впуска и коэффициент наполнения η_v :

$$p_a = p_0 - \Delta p_a,$$

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

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

где p_0 – давление окружающей среды, МПа (в расчетах принимают равным атмосферному, т. е. $p_0 = 0,1$ МПа); T_0 – температура окружающей среды, К (в расчетах принимают $T_0 = 293$ К); Δp_a – потеря давления на впуске, МПа; ΔT – температурный подогрев заряда, К; γ_r – коэффициент остаточных газов; T_r – температура остаточных газов, К; p_r – давление остаточных газов, МПа.

Значение параметров, входящих в расчетные формулы давления и температуры в конце впуска, и коэффициент наполнения необходимо выбрать из пределов, представленных в табл. 1.7.

Таблица 1.7

Параметры и рекомендации по их выбору

Двигатель	Потери давления на выпуске, Δp_a	Температурный подогрев заряда, ΔT , К	Коэффициент остаточных газов, γ_r	Температура остаточных газов, T_r , К	Давление остаточных газов, p_r , МПа
Бензиновый	$(0,05-0,2)p_0$	0–20	0,04–0,1	900–1100	$(1,05-1,25)p_0$
Газовый	$(0,05-0,2)p_0$	0–20	0,04–0,1	750–1000	$(1,05-1,25)p_0$
Дизельный без наддува	$(0,03-0,18)p_0$	10–40	0,02–0,05	600–900	$(1,05-1,25)p_0$
Двигатели с наддувом	$(0,03-0,1)p_k$	$(-5) - (+10)$	0,02–0,04	700–900	$(0,75-0,98)p_k$
<p><i>Рекомендации по выбору значений параметров из указанных диапазонов:</i></p> <p>Потери давления на выпуске (Δp_a) – снижается с увеличением проходных сечений и упрощением формы впускного тракта; возрастает с увеличением частоты вращения. Меньшие значения соответствуют двигателям с непосредственным впрыском топлива и электронным управлением системой питания.</p> <p>Температурный подогрев заряда (ΔT) – возрастает при воздушном охлаждении; снижается с увеличением частоты вращения.</p> <p>Коэффициент остаточных газов (γ_r) – снижается с увеличением степени сжатия и температуры остаточных газов, возрастает с увеличением давления остаточных газов и частоты вращения.</p> <p>Температура остаточных газов (T_r) – снижается с увеличением степени сжатия и обогащением свежей смеси. Возрастает с увеличением частоты вращения.</p> <p>Давление остаточных газов (p_r) – большие значения соответствуют двигателям с высокой частотой вращения. Меньшие значения соответствуют двигателям с непосредственным впрыском топлива и электронным управлением системой питания.</p> <p><i>При выборе величины параметра можно принять, что среднее значение соответствует двигателю-прототипу.</i></p>					

Если проектируемый двигатель имеет наддув, то в качестве параметров окружающей среды берут давление и температуру воздуха после компрессора. Давление, создаваемое компрессором p_k , принимают в соответствии с выбранной степенью наддува (табл. 1.8).

Таблица 1.8

Показатели двигателей с наддувом

Степень наддува	Давление компрессора, МПа	Мощность двигателя, %	Максимальное давление сгорания, МПа
Без наддува	—	100	5–8
Низкая	до 0,15	140	8–10
Средняя	0,15–0,22	140–170	9–11
Высокая	0,22–0,25	более 200	до 15

На автомобильных двигателях применяют преимущественно низкую и среднюю степень наддува.

Температура после компрессора, К:

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

где n_k – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре (нагнетателе).

Значения показателя политропы сжатия воздуха в компрессоре в зависимости от типа компрессора представлены в табл. 1.9.

Таблица 1.9

Значения показателя политропы сжатия воздуха в компрессоре

Тип компрессора	Значение n_k
Объемные нагнетатели	1,55–1,75
Осевые и центробежные нагнетатели с охлаждаемым корпусом	1,4–1,8
Осевые и центробежные нагнетатели с неохлаждаемым корпусом	1,8–2,0

Полученные значения p_k и T_k подставляют в формулы расчета давления и температуры в конце впуска и коэффициента наполнения вместо p_0 и T_0 .

После получения результатов расчета параметров процесса впуска их сравнивают со значениями параметров процесса впуска современных двигателей (табл. 1.10). Если при сравнении получаемые значения параметров не попадают в указанные в табл. 1.10 диапазоны, то необходимо уточнить расчет путем изменения выбираемых значений параметров, входящих в расчетные формулы (табл. 1.7–1.9).

Таблица 1.10

Параметры процесса впуска

Двигатель	p_a , МПа	T_a , К	η_v
Бензиновый	0,08–0,095	320–380	0,8–0,96
Газовый	0,08–0,095	315–355	0,8–0,92
Дизель без наддува	0,082–0,097	310–350	0,8–0,94
Двигатели с наддувом	(0,9–0,97) p_k	320–400	0,8–0,97

1.4. Процесс сжатия

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

Определяют давление p_c (МПа) и температуру T_c (К) в конце процесса сжатия:

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

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

где n_1 – средний показатель политропы сжатия.

Величина показателя n_1 зависит от многих факторов и устанавливается опытным путем. Для современных высокооборотных двигателей можно принять: бензиновый, газовый двигатели и дизели без наддува $n_1 = 1,35$ – $1,38$, двигатели с наддувом $n_1 = 1,33$ – $1,37$. При этом учитывают, что с уменьшением степени сжатия и увеличением частоты вращения величина n_1 возрастает.

После получения результатов расчета параметров процесса сжатия их сравнивают со значениями параметров процесса сжатия современных двигателей (табл. 1.11). Если при сравнении получаемые значения параметров не попадают в указанные в табл. 1.11 диапазоны, то необходимо уточнить расчет.

Таблица 1.11

Параметры процесса сжатия

Двигатель	p_c , МПа	T_c , К
Бензиновый	1,0–2,5	600–900
Газовый	1,5–2,5	650–850
Дизель без наддува	3,5–6,0	700–900
Двигатели с наддувом	до 8,0	950–1050

1.5. Процесс сгорания

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

Целью расчета процесса сгорания является определение температуры и давления в конце фазы видимого сгорания (максимальные значения давления и температуры).

Для расчета максимальной температуры сгорания (максимальной температуры рабочего цикла T_z) в расчете используются уравнения сгорания:

– для бензинового и газового двигателей:

$$\frac{\xi \cdot (H_n - \Delta H_n)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + mc_v \cdot T_c = mc_v'' \cdot \mu \cdot T_z,$$

– для дизеля:

$$\frac{\xi \cdot H_n}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + (mc_v + 8,315 \cdot \lambda_{сг}) \cdot T_c = mc_p'' \cdot \mu \cdot T_z,$$

где H_n – низшая теплота сгорания топлива (для бензинов $H_n = 44000$ кДж/кг, для газового топлива $H_n = 35000$ кДж/кг, для дизельного топлива $H_n = 42500$ кДж/кг); ξ – коэффициент использования тепла, который учитывает потери тепла в процессе сгорания (в основном вследствие теплоотдачи в стенки и догорания топлива). По опытным данным для бензиновых двигателей на номинальном режиме $\xi = 0,9\text{--}0,95$, для газовых двигателей $\xi = 0,80\text{--}0,85$, для быстроходных дизелей с неразделенными камерами сгорания $\xi = 0,75\text{--}0,85$, для дизелей с разделенными камерами сгорания $\xi = 0,7\text{--}0,8$; ΔH_n – потери тепла из-за неполноты сгорания (характерно для двигателей, работающих с полной нагрузкой при $\alpha < 1$). В зависимости от величины α эти потери можно подсчитывать по формуле, кДж/кг:

$$\Delta H_n = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0;$$

$\lambda_{сг}$ – степень повышения давления, равная отношению максимального давления сгорания к давлению конца сжатия. Для бензиновых и газовых двигателей её рассчитывают. Для дизелей её устанавливают опытным путем. При расчетах $\lambda_{сг}$ выбирают в пределах, таким образом, чтобы максимальное давление цикла не превышало 12 МПа (для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием $\lambda_{сг} = 1,6\text{--}2,5$, для вихрекамерных и предкамерных дизелей, а также для дизелей с неразделенными камерами и пленочным смесеобразованием $\lambda_{сг} = 1,2\text{--}1,8$). У бензиновых двигателей $\lambda_{сг}$ находится в пределах $\lambda_{сг} = 3,2\text{--}4,2$, а газовых – $\lambda_{сг} = 3,0\text{--}5,0$; μ – действительный коэффициент молекулярного изменения. При известном химическом коэффициенте молекулярного изменения μ_0 и коэффициенте остаточных газов γ_r μ определяется по формуле:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r};$$

mc_v – средняя мольная теплоемкость рабочей смеси при постоянном объеме. Количество остаточных газов по сравнению со свежей смесью невелико, поэтому теплоемкость рабочей смеси принимают равной теплоемкости воздуха. В интервале температур от начальной до температуры конца сжатия $t_c = T_c - 273$ °С ее подсчитывают по формуле, кДж / кмоль·град:

$$mc_v = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c ;$$

mc_v'' – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме, кДж / кг·град. В общем случае ее подсчитывают по теплоемкости остальных составляющих продуктов сгорания с учетом количества каждого компонента в смеси. Учитывая, что состав продуктов сгорания при работе двигателей на номинальном режиме изменяется незначительно, можно принять, кДж / кг·град:

– для бензиновых двигателей:

$$mc_v'' = 24,656 + 0,002077 \cdot (T_z - 273) ,$$

– для газовых и дизельных двигателей без наддува:

$$mc_v'' = 32,475 + 0,00191 \cdot (T_z - 273) ,$$

– для дизелей с наддувом:

$$mc_v'' = 32,162 + 0,00183 \cdot (T_z - 273) ;$$

mc_p'' – средняя молярная теплоемкость при постоянном давлении для дизельного двигателя, кДж / кг·град:

$$mc_p'' = mc_v'' + 8,315 \cdot$$

Решение уравнений сгорания сводится в подстановке в них заданных (выбираемых) постоянных величин и приведению их к квадратному уравнению. При решении квадратного уравнения будут получены два корня, один из которых является ложным (имеет отрицательное значение), а второй истинным, т. е. искомой температурой T_z .

Давление сгорания в бензиновом и газовом двигателях (двигателях, работающих по циклу с подводом тепла при $V = \text{const}$) определяют по формуле, МПа:

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

При расчетах предполагалось, что сгорание в двигателях происходит при постоянном объеме, равном объему камеры сгорания. Однако в действительности за время сгорания поршень уходит от В.М.Т. и объем цилиндра к концу сгорания увеличивается, что приводит к снижению давления до величины действительного давления сгорания.

Действительное давление сгорания у бензиновых и газовых двигателей определяется, МПа:

$$p_d = 0,85 \cdot p_z .$$

Степень повышения давления для бензиновых и газовых двигателей определяется:

$$\lambda_{\text{сг}} = \frac{p_z}{p_c} .$$

Для дизельного двигателя давление сгорания подсчитывают по выбранной ранее степени повышения давления, МПа:

$$p_z = \lambda_{\text{сг}} \cdot p_c .$$

Действительное давление у современных дизелей примерно равно расчетному.

У дизельных двигателей, кроме давления и температуры сгорания, определяют степень предварительного и последующего расширения.

Степень предварительного расширения:

$$\rho = \mu \cdot \frac{T_z}{\lambda_{\text{сг}} \cdot T_c} .$$

Степень последующего расширения:

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

После получения результатов расчета параметров процесса сгорания их сравнивают со значениями параметров процесса сгорания современных двигателей (табл. 1.12). Если при сравнении получаемые значения параметров не попадают в указанные в табл. 1.12 диапазоны, то необходимо уточнить расчет.

Таблица 1.12

Параметры процесса сгорания

Двигатель	T_z , К	p_z , МПа	p_d , МПа	ρ
Бензиновый	2400–3100	3,5–7,5	3,0–6,5	—
Газовый	2200–2500	3,0–5,0	2,5–4,5	—
Дизель	1700–2300	5,0–12,0	5,0–12,0	1,2–1,7

1.6. Процесс расширения

Процесс расширения является единственным положительным процессом двигателя, т. к. при его протекании энергия, полученная при сгорании топлива, превращается в полезную механическую работу. Расчет процесса расширения заключается в определении параметров состояния газа в конце расширения, когда поршень находится в Н.М.Т. Давление p_b (МПа) и температуру T_b (К) в конце процесса расширения подсчитывают по формулам политропного процесса:

– для бензинового и газового двигателей:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}},$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}},$$

– для дизельного двигателя:

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

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

где n_2 – средний показатель политропы расширения.

Величина n_2 зависит от интенсивности теплообмена между продуктами сгорания и стенками цилиндра, камеры сгорания и днищем поршня. При расчетах показатель политропы задаётся:

- для бензиновых двигателей $n_2 = 1,23\text{--}1,3$;
- для газовых двигателей $n_2 = 1,25\text{--}1,35$;
- для дизелей $n_2 = 1,18\text{--}1,28$.

При выборе n_2 учитывают, что повышенной температуре конца сгорания и небольшой степени сжатия соответствует меньшее значение показателя.

Таблица 1.13

Параметры процесса расширения

Двигатель	p_b , МПа	T_b , К
Бензиновый и газовый	0,35–0,6	1200–1700
Дизельный	0,2–0,5	1000–1200

После получения результатов расчета параметров процесса расширения их сравнивают со значениями параметров процесса расширения совре-

менных двигателей (табл. 1.13). Если при сравнении получаемые значения параметров не попадают в указанные в табл. 1.13 диапазоны, то необходимо уточнить расчет.

1.7. Индикаторные показатели рабочего цикла

Индикаторные показатели характеризуют эффективность организации рабочих процессов без учета механических потерь.

Теоретическое среднее индикаторное давление, МПа:

– для бензиновых и газовых двигателей:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda_{\text{сг}}}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right],$$

– для дизелей:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda_{\text{сг}} \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda_{\text{сг}} \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right].$$

Действительное среднее индикаторное давление меньше теоретического давления на величину, пропорциональную уменьшению площади индикаторной диаграммы за счет скруглений диаграммы в конце процессов сжатия, сгорания и расширения.

Действительное среднее индикаторное давление определяется, МПа:

$$p_i = \varphi_{\text{п}} \cdot p_i',$$

где $\varphi_{\text{п}}$ – коэффициент полноты индикаторной диаграммы (у бензиновых и газовых двигателей $\varphi_{\text{п}} = 0,95\text{--}0,98$, у дизелей $\varphi_{\text{п}} = 0,92\text{--}0,95$).

Получаемые значения p_i должны соответствовать значениям современных двигателей. У современных автомобильных двигателей величина p_i лежит в пределах:

- бензиновые и газовые двигатели $p_i = 0,6\text{--}1,6$ МПа;
- дизельные двигатели без наддува $p_i = 0,7\text{--}1,1$ МПа;
- дизельные двигатели с наддувом до 2,5 МПа.

Индикаторный КПД для двигателей, работающих на жидком топливе (низшую теплоту сгорания подставлять в МДж/кг):

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_{\text{н}} \cdot \rho_0 \cdot \eta_v},$$

где l_0 – теоретически необходимое количество воздуха (в кг) для сгорания одного кг топлива (для бензинов $l_0 = 14,96$ кг/кг, для дизельного топлива $l_0 = 14,45$ кг/кг, для газового топлива $l_0 = 15,3$ кг/кг); ρ_0 – плотность заряда на впуске, кг/м³:

$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^6}{B \cdot T_0},$$

где B – удельная газовая постоянная ($B = 287$ Дж/кг·град).

У двигателей с наддувом вместо показателей p_0 и T_0 в формулу по расчету плотности заряда на впуске подставляют значения p_k и T_k .

Индикаторный КПД для двигателей, работающих на природном газе (метане) (количество свежей смеси подставлять в моль / моль, а низшую теплоту сгорания подставлять в МДж / м³):

$$\eta_i = 371,2 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{M_1 \cdot T_0 \cdot p_i}{H_n \cdot \eta_v \cdot p_0}.$$

Получаемые значения η_i должны соответствовать значениям современных двигателей. У современных автомобильных двигателей величина η_i лежит в пределах:

- бензиновые двигатели $\eta_i = 0,35-0,45$;
- газовые двигатели $\eta_i = 0,28-0,35$;
- дизельные двигатели $\eta_i = 0,4-0,5$.

Индикаторный удельный расход топлива для двигателей, работающих на жидком топливе, г / кВт·ч:

$$g_i = \frac{3600}{H_n \cdot \eta_i},$$

где H_n выражена в МДж / кг;

Индикаторный удельный расход топлива для двигателей, работающих на газообразном топливе, м³ / кВт·ч:

$$V_i = \frac{3,6}{\eta_i \cdot H_n},$$

где H_n выражена в МДж / м³.

Удельный расход теплоты на единицу индикаторной мощности для двигателей, работающих на газообразном топливе, МДж / кВт·ч:

$$q_i = V_i \cdot H_n,$$

где H_n выражена в МДж / м³.

Получаемые значения индикаторного удельного расхода топлива должны соответствовать значениям современных двигателей. У современных автомобильных двигателей величина $g_i(q_i)$ лежит в пределах:

- бензиновые двигатели $g_i = 180\text{--}230$ г/кВт·ч;
- газовые двигатели $q_i = 10,5\text{--}13,5$ МДж/кВт·ч;
- дизельные двигатели $g_i = 170\text{--}210$ г/кВт·ч.

1.8. Эффективные показатели двигателя

Эффективные показатели – это показатели, характеризующие работу двигателя с учетом действующих в нем потерь.

Среднее эффективное давление, МПа:

$$P_e = P_i - P_m,$$

где p_m – среднее давление механических потерь, которые подсчитываются по средней скорости поршня, МПа.

При проведении предварительных расчетов среднее давление механических потерь определяют по эмпирическим зависимостям:

– для бензиновых и газовых двигателей с числом цилиндров до 6 и соотношением $S/D \leq 1$:

$$p_m = 0,034 + 0,0113 \cdot V_{n_{cp}};$$

– для бензиновых и газовых двигателей с числом цилиндров более 6 и соотношением $S/D \leq 1$:

$$p_m = 0,039 + 0,0132 \cdot V_{n_{cp}};$$

– для бензиновых и газовых двигателей с числом цилиндров до 6 и соотношением $S/D > 1$:

$$p_m = 0,049 + 0,0152 \cdot V_{n_{cp}};$$

– для бензиновых и газовых двигателей с впрыском топлива и электронным управлением:

$$p_m = 0,024 + 0,0053 \cdot V_{n_{cp}};$$

– для четырехтактных дизелей с неразделенными камерами сгорания:

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot V_{n_{cp}};$$

– для предкамерных дизелей:

$$p_m = 0,103 + 0,0153 \cdot V_{\text{пер}} ;$$

– для вихрекамерных дизелей:

$$p_m = 0,089 + 0,0135 \cdot V_{\text{пер}} .$$

У современных автомобильных двигателей скорость поршня изменяется в пределах, указанных в табл. 1.14.

Таблица 1.14

Значение средней скорости поршня у двигателей

Двигатель	$V_{\text{пер}}$, м / с
Бензиновый для легковых автомобилей	12–20
Бензиновый для грузовых автомобилей	9–16
Газовый	9–14
Дизельный	7–13

При выборе величины скорости поршня учитывают, что повышенные скорости соответствуют двигателям с более высокими частотами вращения (по сравнению с прототипом).

Получаемые значения p_e должны соответствовать значениям современных двигателей. У современных автомобильных двигателей величина p_e лежит в пределах:

- бензиновые двигатели $p_e = 0,6–1,1$ МПа;
- бензиновые двигатели с впрыском топлива и электронным управлением $p_e = 0,8–1,3$ МПа;
- газовые двигатели $p_e = 0,5–0,75$ МПа;
- дизельные двигатели без наддува $p_e = 0,65–0,85$ МПа;
- дизельные двигатели с наддувом до 2,0 МПа.

Механический КПД:

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

Получаемые значения η_m должны соответствовать значениям современных двигателей. У современных автомобильных двигателей величина η_m лежит в пределах:

- бензиновые двигатели $\eta_m = 0,75–0,92$;
- газовые двигатели $\eta_m = 0,75–0,85$;

- дизели без наддува $\eta_m = 0,7-0,82$;
- дизели с наддувом $\eta_m = 0,8-0,9$.

Эффективный КПД:

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

Получаемые значения η_e должны соответствовать значениям современных двигателей. У современных автомобильных двигателей величина η_e лежит в пределах:

- бензиновые двигатели $\eta_e = 0,25-0,38$;
- газовые двигатели $\eta_e = 0,38-0,45$;
- дизели без наддува $\eta_e = 0,35-0,42$;
- дизели с наддувом $\eta_e = 0,23-0,30$.

Эффективный удельный расход для двигателей, работающих на жидком топливе, г / кВт·ч:

$$g_e = \frac{3600}{H_n \cdot \eta_e},$$

где H_n выражена в МДж / кг;

Эффективный удельный расход топлива для двигателей, работающих на газообразном топливе, м³ / кВт·ч:

$$V_e = \frac{3,6}{\eta_e \cdot H_n},$$

где H_n выражена в МДж / м³.

Удельный расход теплоты на единицу эффективной мощности для двигателей, работающих на газообразном топливе, МДж / кВт·ч:

$$q_e = V_e \cdot H_n,$$

где H_n выражена в МДж / м³.

Получаемые значения эффективного удельного расхода топлива должны соответствовать значениям современных двигателей. У современных автомобильных двигателей величина $g_e(q_e)$ лежит в пределах:

- бензиновые двигатели $g_e = 230-310$ г / кВт·ч;
- бензиновые двигатели с впрыском топлива и электронным управлением $g_e = 200-290$ г / кВт·ч;
- газовые двигатели $q_e = 12-17$ МДж / кВт·ч;

– дизельные двигатели с неразделенными камерами сгорания $g_e = 200\text{--}235$ г/кВт·ч;

– дизельные двигатели с разделенными камерами сгорания $g_e = 220\text{--}260$ г/кВт·ч.

1.9. Основные размеры и характеристики двигателя

Диаметр цилиндра, мм:

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

где S/D – отношение хода поршня к диаметру цилиндра (у бензиновых и газовых двигателей $S/D = 0,65\text{--}1,1$, у дизелей $S/D = 0,8\text{--}1,2$). С повышением частоты вращения S/D нужно уменьшать; V_h – рабочий объем одного цилиндра, дм^3 :

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

где τ – тактность (для четырехтактного двигателя $\tau = 4$); i – число цилиндров.

Ход поршня, мм:

$$S = D \cdot \frac{S/D}{D}.$$

Полученные значения D и S округляют до целого числа (или пяти десятых) в большую сторону и определяют окончательные показатели двигателя.

Литраж, дм^3 :

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

Эффективная мощность, кВт:

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

Эффективный крутящий момент на номинальном режиме, Н·м:

$$M_e = 9554 \cdot \frac{N_e}{n}.$$

Часовой расход топлива, кг/ч:

$$G_T = \frac{N_e \cdot g_e}{1000}.$$

Средняя скорость поршня, м/с:

$$V_{п.ср} = \frac{S \cdot n}{30 \cdot 10^3}.$$

Полученное значение эффективной мощности сравнивают с заданной величиной. Если расчеты выполнены правильно, то полученная мощность будет равна или несколько больше заданной.

Полученное значение средней скорости поршня сравнивают с принятой ранее (см. п. 1.8). Если отклонение составляет больше 5 %, то выбирают новое значение $V_{п.ср}$ и повторяют расчет эффективных показателей и размеров двигателя.

1.10. Анализ и оценка показателей двигателя

Составляют таблицу сравнения показателей проектируемого двигателя с показателями прототипа (табл. 1.15).

Таблица 1.15

Таблица сравнения показателей двигателей

Показатели	Обоз.	Прототип	Проектируемый двигатель
Номинальная мощность, кВт	N_e		
Частота вращения при номинальной мощности, мин ⁻¹	n		
Степень сжатия	ε		
Эффективный крутящий момент на номинальном режиме, Н·м	M_e		
Часовой расход топлива, кг / ч	G_T		
Среднее эффективное давление при номинальной мощности, МПа	p_e		
Литраж, дм ³	V_d		
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	S/D		
Диаметр цилиндра, мм	D		
Ход поршня, мм	S		
Средняя скорость поршня на номинальном режиме, м / с	$V_{п.ср}$		
Удельная (литровая) мощность, кВт / дм ³	N_d		
Удельный расход топлива на номинальном режиме, г / кВт·ч	g_e		

Удельный расход топлива на номинальном режиме двигателя-прототипа принимают исходя из внешней скоростной характеристики. Если характеристики нет, удельный расход можно определить примерно, увеличив минимальный расход топлива в 1,2 раза.

Анализируют показатели проектируемого двигателя, сравнивая с двигателем-прототипом и другими аналогичными современными двигателями. Качество двигателя оценивают, прежде всего, по удельным показателям (среднее эффективное давление, литровая мощность, удельный эффективный расход топлива).

В результате анализа делают вывод о достоинствах проектируемого двигателя и соответствии современному уровню.

1.11. Построение индикаторной диаграммы

Индикаторной диаграммой называют зависимость давления в цилиндрах двигателя от изменения объема в надпоршневом пространстве или хода поршня.

Построение индикаторной диаграммы двигателя внутреннего сгорания производится с использованием данных рабочего процесса.

При построении диаграммы ее масштабы рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить высоту, равной 1,5–2 длины ее основания. На рис. 1.1 и 1.2 представлены индикаторные диаграммы двигателей, построенные методом проф. Ф. А. Брикса.

В начале построения на оси абсцисс откладывают отрезок AB , соответствующий рабочему объему цилиндра, а по величине равный ходу поршня в масштабе M_s , который в зависимости от величины хода поршня может быть принят 1:1, 1,5:1 или 2:1.

Отрезок OA , соответствующий объему камеры сгорания, определяется из соотношения, мм:

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

Под индикаторной диаграммой строят вспомогательную полуокружность радиусом $R = S/2$ (рис. 1.1 и 1.2). От центра полуокружности (точка O') в сторону нижней мертвой точки откладывают в масштабе поправку Брикса:

$$O'O'' = R \cdot \lambda / 2,$$

где $\lambda = \frac{R}{L_{ш}}$ – отношение радиуса (R) кривошипа к длине шатуна ($L_{ш}$). При расчетах принимают $\lambda = 0,25–0,3$ с учетом ее величины у двигателя-

прототипа. С уменьшением λ (за счет увеличения длины шатуна) снижаются инерционные силы и боковое давление поршня на стенку цилиндра, но при этом увеличивается высота двигателя и его масса. Обычно длину шатуна уменьшают, чтобы избежать задевания шатуна или противовесов за нижние кромки и гильзы цилиндра.

Из центра O' проводят лучи через принятый интервал угла поворота кривошипа (обычно 30°), а из центра O'' линии, параллельные этим лучам. Из точек пересечения линий с полуокружностью чертят линии, параллельные оси давлений.

При построении диаграммы рекомендуется выбирать масштабы давлений $M_d = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07-0,10$ МПа в мм. Затем по данным теплового расчета на диаграмме откладывают в выбранном масштабе величины давлений в характерных точках $a, c, z, z'(z_0), b, r$ и линию атмосферного давления p_0 .

Все процессы (такты) четырехтактного двигателя происходят за 720° поворота коленчатого вала двигателя.

Такт впуска является первоначальным тактом работы двигателя, начинающийся в точке r (0°) и заканчивающийся в точке a (180°). В связи с незначительными колебаниями давлений в процессе впуска считаем, что он происходит при одинаковом давлении, равном p_a . Так как для увеличения наполнения в двигателях впускной клапан открывается еще на процессе выпуска, то происходит сглаживание индикаторной диаграммы (кривая r – точка 30°).

Такт сжатия происходит по политропе сжатия от 180° (точка a) до 360° (точка c). Для нахождения промежуточных точек (через 30°) политропы сжатия используем формулу:

$$p_{xi} V_{xi}^{n_1} = p_a V_a^{n_1},$$

т. к. изменение объема цилиндра двигателя зависит только от изменения хода поршня (диаметр постоянен), то значение давления в промежуточных точках определяется, МПа:

$$p_{xi} = p_a \cdot \left(\frac{S_a}{S_{xi}} \right)^{n_1},$$

где p_{xi} – давление в искомой промежуточной точке процесса сжатия, МПа; S_a – расстояние от точки O до нижней мертвой точки (точка B), мм; S_{xi} – расстояние от точки O до каждого из перпендикуляров, мм.

Процесс сгорания топливовоздушной смеси рассмотрим отдельно для различных типов двигателей.

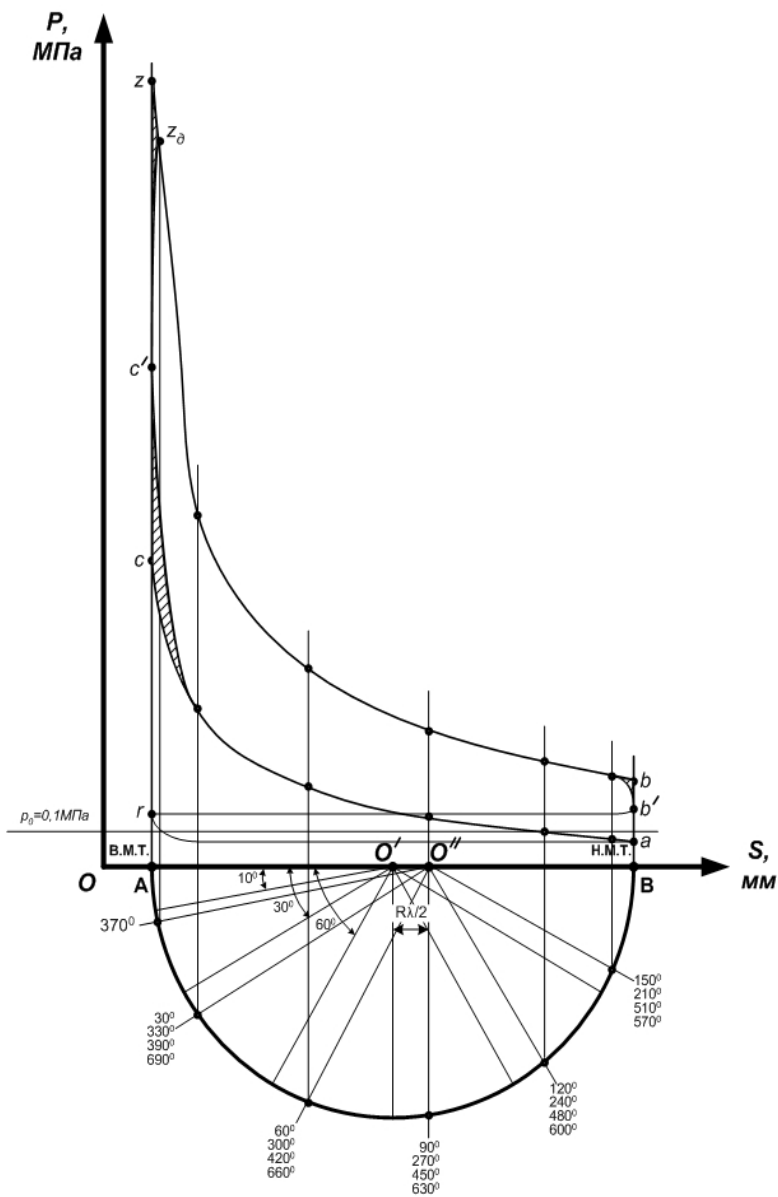


Рис. 1.1. Индикаторная диаграмма четырехтактных двигателей с воспламенением от искры (бензинового и газового)

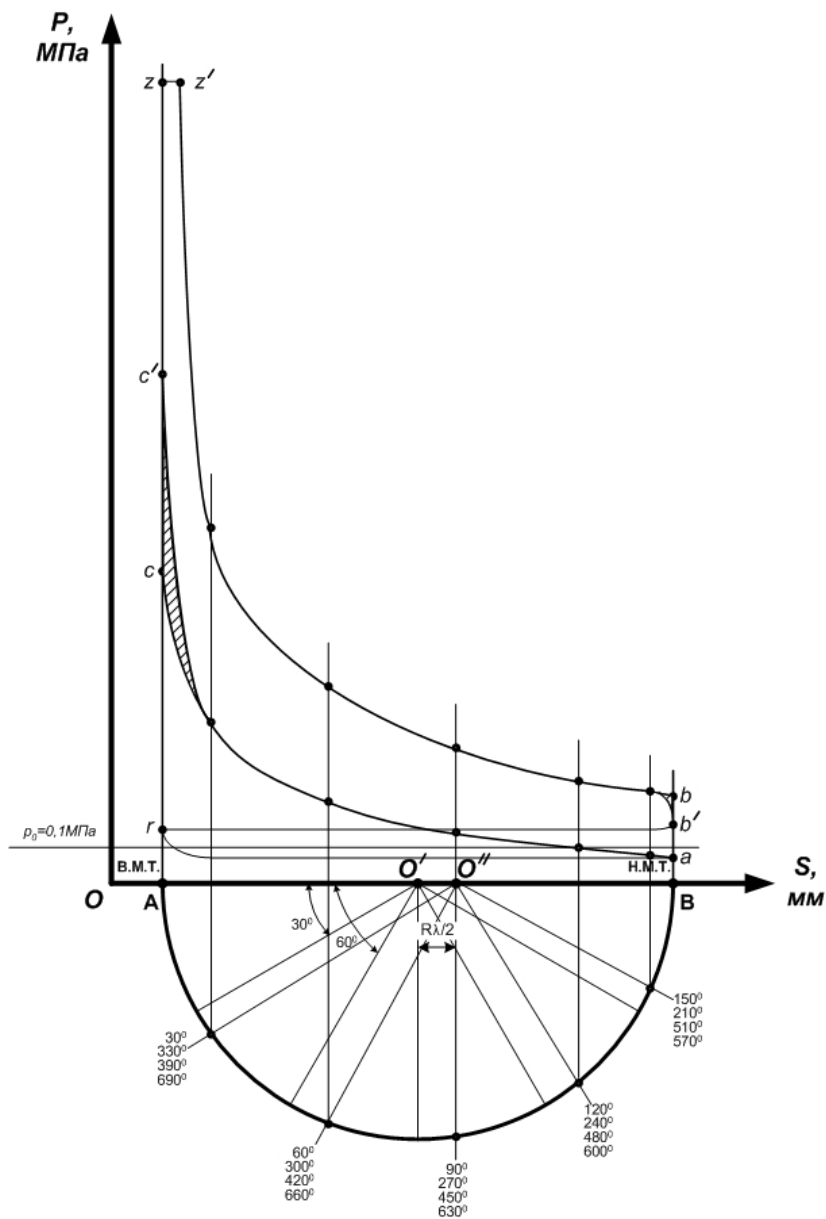


Рис. 1.2. Индикаторная диаграмма четырехтактных дизелей

В двигателях с воспламенением от искры действительное максимальное давление будет получено при 370° поворота коленчатого вала, т. к. на полное сгорание топливовоздушной смеси необходимо затратить некоторое время и за этот промежуток времени коленчатый вал повернется на некоторый угол. Искра в свою очередь подается до В.М.Т, поэтому процесс сгорания начинается от точки 330° и заканчивается в точке z_d (370°), соответствующей давлению p_d , и происходит по кривой с касанием В.М.Т. в точке c' , давление в которой определим из уравнения, МПа:

$$p_{c'} = \frac{p_z - p_c}{3} + p_c.$$

У дизельных двигателей сгорание происходит как при постоянном давлении, так и при постоянном объеме. Поэтому процесс сгорания будет начинаться в точке 330° (момент начала впрыска топлива), проходить через точку c' и z и заканчиваться в точке z' . Отрезок $z'z$ для дизелей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты (рис. 1.2), определяется по уравнению, мм:

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

Давление в точке c' определим из уравнения, МПа:

$$p_{c'} = \frac{p_z - p_c}{3} + p_c.$$

Такт расширения происходит по политропе расширения от точки z_d (у двигателей с искровым зажиганием) или от точки z' (у дизелей) до 540° (точка b). Для нахождения давлений в промежуточных точках (через 30°) политропы расширения используем формулу, МПа:

$$p_{yi} = p_b \cdot \left(\frac{S_b}{S_{yi}} \right)^{n_2},$$

где p_{yi} – давление в искомой промежуточной точке процесса расширения, МПа; S_b – расстояние от точки O до нижней мертвой точки (точка B), мм; S_{yi} – расстояние от точки O до каждого из перпендикуляров, мм.

В связи с тем, что выпускной клапан открывается еще в конце расширения, производится сглаживание индикаторной диаграммы, начиная с 510° до точки b' , давление в которой определим из уравнения, МПа:

$$p_{b'} = \frac{p_b - p_a}{2} + p_a.$$

Такт выпуска является завершающим тактом работы двигателя, начинающимся в точке b' (540°) и заканчивающимся в точке r (720°). В связи с незначительными колебаниями давлений в процессе выпуска считаем, что он происходит при одинаковом давлении, равном p_r .

Полученные результаты расчетов давлений (p_r) в цилиндре двигателя при различных углах поворота коленчатого вала (α (φ)) заносятся в табл. 1.16.

Таблица 1.16

Величина давления газов в цилиндре двигателя

$\alpha(\varphi), ^\circ$	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$p_r, \text{МПа}$													
$\alpha(\varphi), ^\circ$	370	390	420	450	480	510	540	570	600	630	660	690	720
$p_r, \text{МПа}$													

2. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

2.1. Исходные данные

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма (КШМ) заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции. По этим силам рассчитывают основные детали на прочность и износ, а также определяют неравномерность крутящего момента и степень неравномерности хода двигателя. Во время работы двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы давления газов в цилиндре, силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс, центробежные силы, давление на поршень со стороны картера (приблизительно равное атмосферному давлению) и силы тяжести (силы тяжести в динамическом расчете обычно не учитывают). Все действующие в двигателе силы воспринимаются полезным сопротивлением на коленчатом валу, силами трения и опорами двигателя.

В течение каждого рабочего цикла (720° для четырех- и 360° для двухтактного двигателя) силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме, непрерывно изменяются по величине и направлению. Поэтому для определения характера изменения этих сил по углу поворота коленчатого вала их величины определяют для ряда отдельных положений вала обычно через каждые $10\text{--}30^\circ$. Результаты динамического расчета сводят в таблицы.

Силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме двигателя, показаны на рис. 2.1 (a – инерционные и газовые силы; b – суммарные силы).

Основные исходные данные для динамического расчета: ход поршня, диаметр цилиндра и индикаторную диаграмму (давление газов в цилиндре двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала) – определяют

по данным теплового расчета. Дополнительно необходимо выбрать и обосновать длину шатуна, а также массу поршневой и шатунной групп.

Длину шатуна ($L_{ш}$) определяют по выбранной в тепловом расчете величине $\lambda = R/L_{ш}$.

Массы поршневой группы $m_{п}$ (кг), шатуна $m_{ш}$ (кг) и кривошипа $m_{к}$ (кг) определяют по удельным конструктивным массам, приходящимся на единицу площади поршня $F_{п}$, кг/м²:

$$m_{п} = m'_{п} \cdot F_{п},$$

$$m_{ш} = m'_{ш} \cdot F_{п},$$

$$m_{к} = m'_{к} \cdot F_{п}.$$

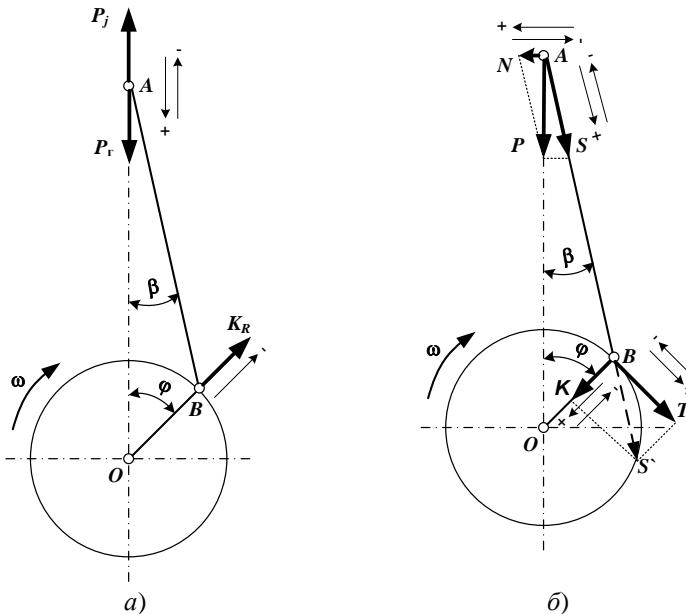


Рис. 2.1. Силы и моменты, действующие в КШМ:

P_g – сила давления газов; P_j – сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс; P – суммарная сила; S – сила, действующая по оси шатуна; N – боковая сила, прижимающая поршень к стенке цилиндра; K – нормальная сила, направленная по радиусу кривошипа; T – тангенциальная сила, касательная к окружности радиуса кривошипа; K_R – центробежная сила инерции неуравновешенных масс, приведенных к кривошипу

Удельные массы можно выбрать, ориентируясь на соответствующие массы прототипа или по табл. 2.1. При определении масс по табл. 2.1 следует учитывать, что большие значения удельных масс соответствуют большим значениям диаметра цилиндра. Уменьшение S/D снижает значение удельных масс. V-образным двигателям с двумя шатунами на одной шейке соответствуют бо́льшие удельные массы кривошипа.

Таблица 2.1

Значения удельных масс деталей КШМ

Деталь КШМ	Конструктивные массы	
	Двигатели с воспламенением от искры ($D = 60\text{--}110$ мм)	Дизели ($D = 120$ мм)
Поршневая группа (m'_n), при использовании поршней из алюминиевого сплава, кг/м ²	80–150	150–300
Шатун ($m'_ш$), кг/м ²	100–200	250–400
Кривошип ($m'_к$), при применении стального кованного коленчатого вала со сплошными шейками, кг/м ²	150–200	200–400
Кривошип ($m'_к$), при применении чугунного литого коленчатого вала с полыми шейками, кг/м ²	100–200	150–300

2.2. Силы давления газов на поршень

Их условно заменяют одной силой, приложенной к оси поршневого пальца. Ее определяют для ряда последовательных положений кривошипно-шатунного механизма (обычно через 30°). Для этого перестраивают индикаторную диаграмму: вместо координат $p - S$ (давление – ход поршня) берут координаты $p - \alpha$ (давление – угол поворота кривошипа) (рис. 2.2).

Справа от индикаторной диаграммы чертят координаты $P - \alpha$. При этом ось абсцисс проводят на уровне линии атмосферного давления p_0 (для двигателей с наддувом вместо линии p_0 указывают линию p_k), так как здесь показывают избыточное давление над поршнем. Ось абсцисс диаграммы $P - \alpha$ разбивают вертикальными линиями на отрезки, длины которых в масштабе соответствуют интервалу угла поворота кривошипа.

Построение развернутой индикаторной диаграммы начинают от верхней мертвой точки – точки начала такта впуска. Для этого величины давлений, полученные при построении индикаторной диаграммы, подставляют в формулу:

$$P_r = (p_r - p_0) \cdot F_n \cdot 10^3,$$

где P_r – сила давления газа на поршень, кН;

p_r – давление газов на поршень при различных углах поворота коленчатого вала, МПа;

p_0 – атмосферное давление (для двигателей с наддувом вместо линии p_0 указывают линию p_k), МПа;

F_n – площадь поршня, м².

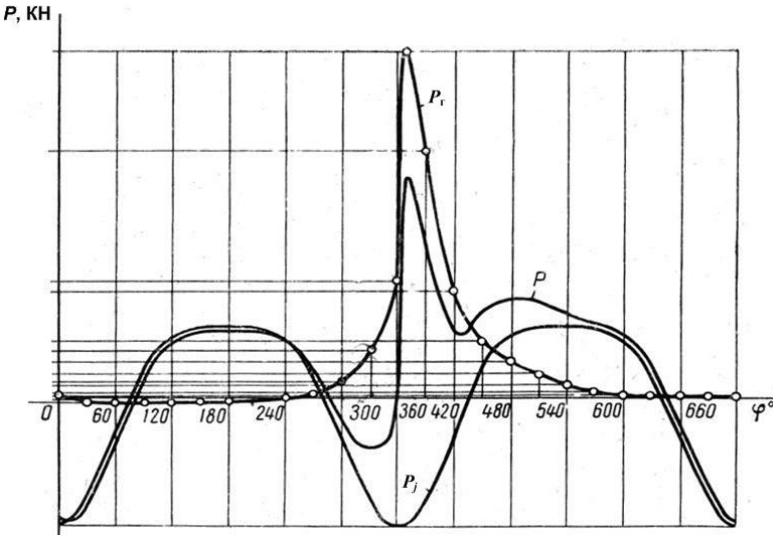


Рис. 2.2. Диаграмма сил, действующих на поршень

Таким образом, получают значения силы давления газов от угла поворота коленчатого вала. Точку действительного давления сгорания (z_d , соответствующая давлению p_d у двигателей с воспламенением от искры, или z'_d , соответствующая давлению p'_d у дизелей) отмечают на диаграмме $P - \alpha$ отдельно, имея в виду, что ее положение соответствует 370° угла поворота кривошипа. Полученные точки соединяют плавной кривой.

Для определения газовых сил по развернутой диаграмме пересчитывают масштаб этой диаграммы, кН в мм:

$$M_p = M_d \cdot F_n \cdot 10^3,$$

где M_d – масштаб давлений, МПа в мм.

Составляют сводную таблицу динамического расчета (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Значения сил, действующих в КШМ

α , град	P_r , кН	$\cos\alpha + \lambda\cos2\alpha$	P_p , кН	P_s , кН	$\operatorname{tg}\beta$	N , кН	$1/\cos\beta$	S , кН	$\cos(\alpha + \beta)/\cos\beta$	K , кН	$\sin(\alpha + \beta)/\cos\beta$	T , кН
0												
30												
60												
—												
360												
370												
—												
690												
720												

По развернутой диаграмме для каждого угла поворота кривошипа определяют значение силы давления газа P_r и заносят в графу 2 табл. 2.2 с соответствующим знаком. Силы считаются положительными, если они направлены к оси коленчатого вала, и отрицательными – если направлены от оси.

2.3. Силы инерции

Эти силы возникают в двигателе вследствие действия неуравновешенных масс кривошипно-шатунного механизма. Для определения этих масс действительный кривошипно-шатунный механизм заменяют динамически эквивалентной системой масс, сосредоточенных в двух точках. На оси поршневого пальца сосредоточена масса деталей (кг), движущихся возвратно-поступательно, кг:

$$m_j = m_{\text{ш}} + m_{\text{шп}},$$

где $m_{\text{шп}} = 0,275 \cdot m_{\text{ш}}$ – масса шатуна, приведенная к оси поршневого пальца, кг.

На оси кривошипа сосредоточена масса деталей, движущихся вращательно, кг:

$$m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}},$$

где $m_{\text{шк}} = 0,725 \cdot m_{\text{ш}}$ – масса шатуна, приведенная к оси кривошипа, кг.

После определения масс деталей подсчитывают силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс для каждого α , кН:

$$P_j = -10^{-3} \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha),$$

где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, с^{-1} :

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

где R – радиус кривошипа, м; n – номинальная частота вращения коленчатого вала, об / мин.

Значения множителя $(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$ в зависимости от α и λ принимают по табл. 1 прил. А и заносят в 3 графу сводной таблицы (табл. 2.2). Полученные при расчете значения силы инерции P_j записывают в 4 графу табл. 2.2 и по ним строят график этой силы (рис. 2.2).

Силы инерции вращающихся масс в зависимости от точки приложения определяются по формуле, кН:

– для шатуна

$$K_{Rш} = -725 \cdot 10^{-6} m_{ш} \cdot R \cdot \omega^2;$$

– для кривошипа

$$K_{Rк} = -10^{-3} m_k \cdot R \cdot \omega^2;$$

суммарная сила инерции вращающихся масс при одном шатуне на шейке:

$$K_R = K_{Rк} + K_{Rш};$$

суммарная сила инерции вращающихся масс при двух шатунах на шейке:

$$K_R = K_{Rк} + 2K_{Rш}.$$

2.4. Суммарная сила

Она считается сосредоточенной на оси поршневого пальца, ее определяют сложением сил давления газов и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, кН:

$$P = P_r + P_j.$$

Результаты расчета суммарной силы для различных углов поворота кривошипа заносят в графу 5 табл. 2.2 и строят по этим данным график изменения силы P (рис. 2.2).

Боковую силу, прижимающую поршень к стенке цилиндра, определяют по формуле, кН:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Значения функции $\operatorname{tg} \beta$ в зависимости от λ принимают по табл. 2 прил. А и заносят в графу 6 табл. 2.2. Полученные при расчете значения силы N записывают в графу 7 и по ним строят график изменения этой силы (рис. 2.3).

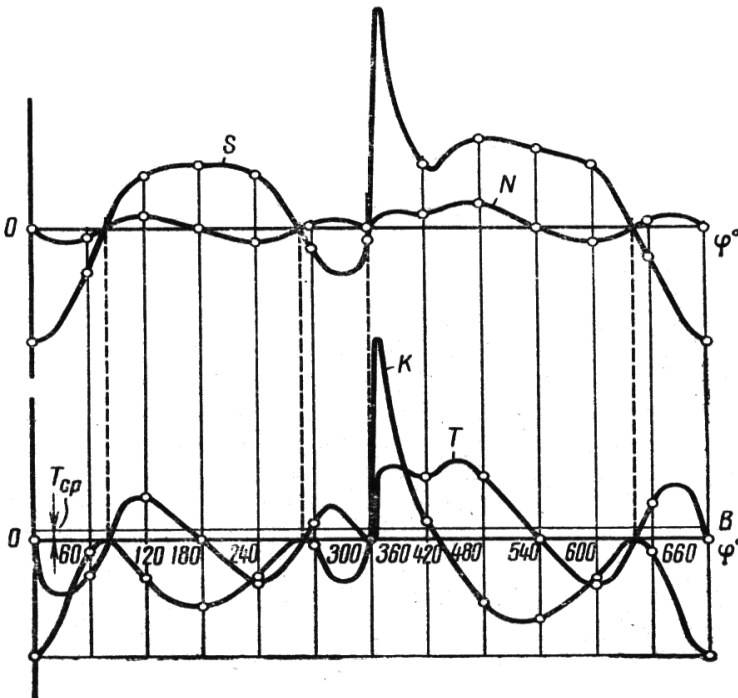


Рис. 2.3. Диаграмма изменения сил S , N , K , T

Пользуясь табл. 3 прил. А, рассчитывают силу, действующую по оси шатуна, кН:

$$S = \frac{P}{\cos \beta}.$$

Результаты расчетов заносят в графы 8 и 9 табл. 2.2. Затем строят график изменения этой силы (рис. 2.3). Сила считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает.

Силу K , действующую по радиусу кривошипа, и тангенциальную силу T , действующую по касательной к радиусу кривошипа, определяют по формулам, кН:

$$K = P \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta},$$

$$T = P \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

При расчетах этих сил пользуются табл. 4 и 5 прил. А, а результаты записывают в графы 10, 11, 12, и 13 табл. 2.2. По этим данным строят графики изменения сил K и T (рис. 2.3).

2.5. Суммарный индикаторный крутящий момент

Для многоцилиндрового двигателя крутящий момент определяют сложением крутящих моментов всех цилиндров. Графический способ построения зависимости суммарного момента от угла поворота кривошипа заключается в следующем. График изменения тангенциальной силы от угла поворота коленчатого вала разбивают на участки равной длины, количество которых равно числу цилиндров. При этом считаем, что на первом участке работает первый цилиндр, на втором – второй цилиндр и т. д. Рассчитывают период изменения суммарного момента для четырехтактного двигателя, град:

$$\varphi_M = 720/i,$$

где i – число цилиндров.

Например, для четырехтактного четырехцилиндрового двигателя число участков, а, следовательно, и период изменения суммарного момента составят соответственно 4 и 180° .

Крутящий момент, развиваемый в одном цилиндре, определяют как произведение тангенциальной силы и радиуса кривошипа, Н·м:

$$M_{ц} = 1000 \cdot T \cdot R.$$

Величина R здесь постоянна, поэтому зависимость крутящего момента от угла поворота кривошипа будет иметь тот же характер, что и сила T .

Находят масштаб крутящего момента, Н·м в мм:

$$M_M = 1000 \cdot M_p \cdot R,$$

где M_p – масштаб силы T , кН в мм.

Порядок работы цилиндров не оказывает влияния на величину суммарного момента, поэтому при сложении моментов отдельных цилиндров его не учитывают. Составляют вспомогательную таблицу (табл. 2.3) и записывают в нее величины отрезков (в Н·м) соответствующих крутящих моментов. Построчным сложением находят общую длину ординат суммарного момента для каждого угла поворота кривошипа. На оси абсцисс отмечают точки через 10° угла поворота кривошипа и проводят через них линии, параллельные оси ординат.

Пользуясь масштабом, рассчитывают величину момента (табл. 2.3). По полученным данным строят график суммарного крутящего момента двигателя (рис. 2.4).

Таблица 2.3

Изменение крутящего момента двигателя
(пример для четырехцилиндрового двигателя)

Угол, град	Ординаты крутящего момента в цилиндрах, Н·м				Суммарный индикаторный момент, Н·м
	1	2	3	4	
0					
10					
—					
180					

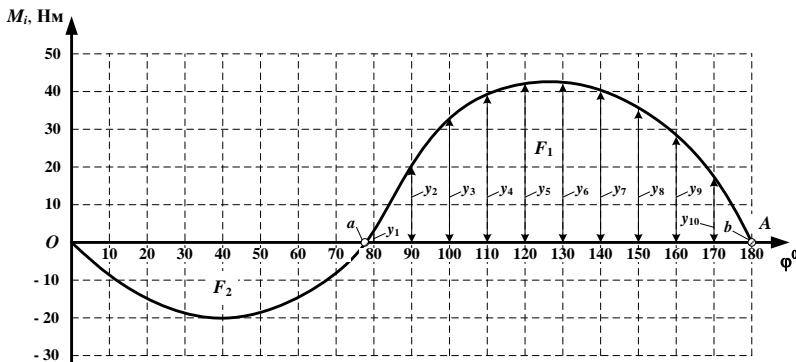


Рис. 2.4. Суммарный индикаторный крутящий момент двигателя

По графику определяют максимальный и минимальный моменты двигателя.

Величину среднего индикаторного крутящего момента определяют по формуле, Н·м:

$$M_{\text{ип}} = \frac{F_1 - F_2}{OA} \cdot M_M,$$

где F_1 и F_2 – соответственно положительные и отрицательные площади, заключенные между кривой M_i и осью абсцисс, мм²; OA – длина графика индикаторного крутящего момента на оси абсцисс, мм.

Площади F_1 и F_2 рассчитываются отдельно по приближенной формуле Симпсона (метод парабол), мм²:

$$F \approx \frac{\Delta}{3} (y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 + \dots + 2y_{n-2} + 4y_{n-1} + y_n),$$

где $y_0, y_1, y_2, \dots, y_n$ – значения высоты отрезков, на которые разбивается соответствующая площадь, мм; n – количество участков, на которое разбивается соответствующая площадь; Δ – величина, определяемая из соотношения, мм:

$$\Delta = \frac{b - a}{n}.$$

Например, при определении площади F_1 (рис. 2.4) точкой a является точка, в которой график суммарного индикаторного крутящего момента пересекает ось абсцисс, а точкой b – точка, где заканчивается график. Соответственно определяемая площадь разбивается на одиннадцать отрезков, причем первым отрезком является отрезок a –80°, вторым 80°–90° и т. д. Высота первой точки y_0 равна нулю, второй – y_1 , третьей – y_2 , последней y_n – тоже нулю.

Эффективный крутящий момент на валу двигателя, Н·м:

$$M_e' = M_{\text{ип}} \cdot \eta_m,$$

где η_m – механический КПД двигателя (определяют по результатам теплового расчета).

Оценивают точность расчетов и графического построения, сравнивая M_e' с величиной эффективного крутящего момента M_e (см. тепловой расчет):

$$\delta = \frac{M_e - M_e'}{M_e} \cdot 100.$$

Ошибка не должна превышать 5 %.

2.6. Нагрузки на шатунные шейки коленчатого вала

Силу, передаваемую на шатунную шейку вкладышем, находят графическим сложением векторов силы, действующей по оси шатуна, с центробежной силой инерции вращающихся масс шатуна, кН:

$$\bar{R}_{\text{шш}} = \bar{S} + \bar{K}_{R\text{ш}}.$$

Сначала строят полярную диаграмму силы S , так как она является слагающей двух сил:

$$S = \sqrt{K^2 + T^2}.$$

В прямоугольных координатах (рис. 2.5) вправо откладывают положительные значения силы T , вверх – отрицательные значения силы K .

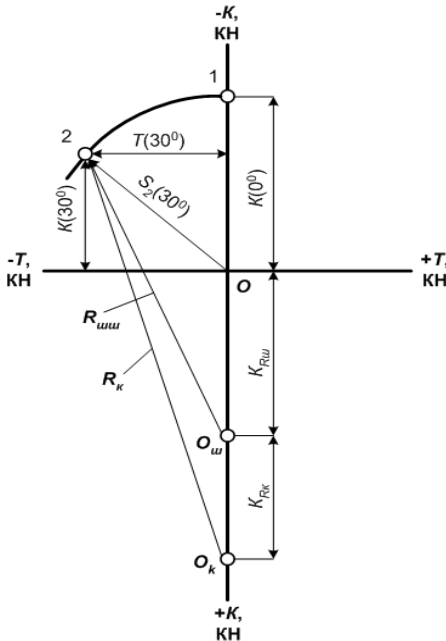


Рис. 2.5. Построение полярной диаграммы

Построение начинают с угла $\alpha = 0^\circ$. Отложив значения сил T_1 и K_1 , взятые из табл. 2.2, получают точку 1. Затем находят точку 2, определяемую величинами сил T_2 и K_2 , соответствующих углу поворота кривошипа $\alpha = 30^\circ$ и т. д.

Точки 1, 2 и т. д. последовательно в порядке нарастания углов соединяют плавной кривой. Полученная кривая представляет собой полярную диаграмму силы S (рис. 2.5). Если нужно определить величину силы S для любого угла α , достаточно соединить полюс диаграммы O с точкой кривой, соответствующей данному углу (например, вектор S_2 для $\alpha = 30^\circ$).

Для получения диаграммы силы, передаваемой вкладышем, достаточно в полученной полярной диаграмме полюс O переместить по вертикали на величину вектора $K_{Rш}$ (откладывается по модулю) в точку $O_{ш}$.

Кривая с точками 1, 2 и т. д., имеющая полюс в точке $O_{ш}$, представляет собой полярную диаграмму нагрузки на шатунную шейку коленчатого вала $R_{шш}$.

Для получения результирующей силы, действующей на колено коленчатого вала и вызывающей изгиб шатунной шейки, необходимо сложение векторов силы, действующей на шатунную шейку, и силы инерции вращающихся масс кривошипа, кН:

$$\bar{R}_к = \bar{R}_{шш} + \bar{K}_{Rк}.$$

Для ее нахождения откладывают от полюса $O_{ш}$ величину центробежной силы инерции вращающихся масс кривошипа $K_{Rк}$ и находят новый полюс $O_к$. При этом диаграмма превращается в полярную диаграмму результирующей силы, действующей на колено. Векторы, соединяющие полюс $O_к$ с соответствующими точками полярной диаграммы, представляют собой в масштабе силу $R_{кк}$, изгибающую шатунные шейки.

Для расчета коленчатого вала требуется найти среднее $R_{шшср}$ и максимальное $R_{шшмах}$ значения сил, действующих на шатунную шейку.

Полярную диаграмму с полюсом в точке $O_{ш}$ перестраивают в прямоугольные координаты в функции угла поворота коленчатого вала. На оси абсцисс (рис. 2.6) отмечают для каждого положения кривошипа углы α (через 30°) и проводят через полученные точки ординаты. На ординатах откладывают величины векторов силы $R_{шш}$ (от точки $O_{ш}$), соответствующих определенным углам α . При построении диаграммы все векторы считаются положительными. Концы отложенных векторов соединяют плавной кривой.

Среднее значение силы $R_{шшср}$ определяют по площади, заключенной между кривой и осью абсцисс. Площадь подсчитывают по методу Симпсона (см. раздел 2.5).

Соответственно, среднее значение силы, действующей на шатунную шейку, определяется по формуле. кН:

$$R_{шшср} = \frac{F_{\text{диагр}} \cdot M_p}{OB}.$$

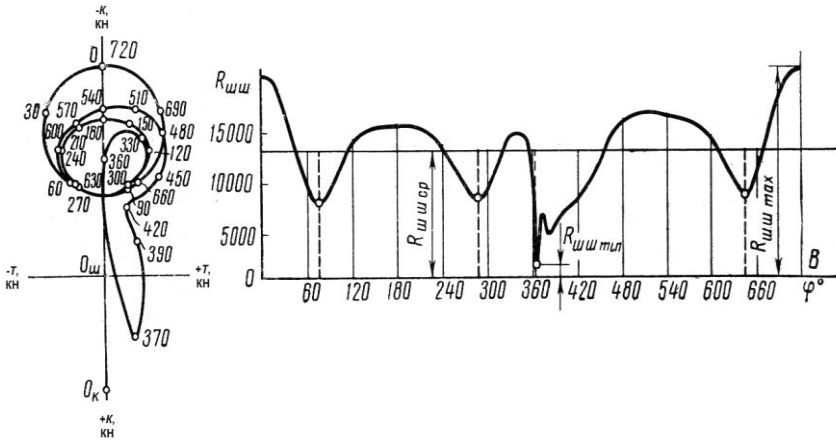


Рис. 2.6. Развернутая полярная диаграмма

На развернутой диаграмме проводят линию расстояний $R_{шш\text{ср}}$ от оси абсцисс.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В представленных методических указаниях рассмотрены вопросы:

1. Принципа выбора исходных данных для расчета силовых агрегатов различных типов.

2. Методики для расчета количества свежей смеси и продуктов сгорания, основных характеристик процессов работы силовых агрегатов – процесса впуска, сжатия, сгорания, расширения.

3. Оценки показателей работы силовых агрегатов – индикаторных, механических и эффективных, позволяющих оценить не только качество организации рабочих процессов, но и получить сведения о потерях, возникающих при работе силового агрегата.

4. Методики построения индикаторной диаграммы с использованием метода проф. Ф. А. Брикса, позволяющей оценить зависимость изменения давления в цилиндре силового агрегата от изменения объема или хода поршня.

5. Методики для расчета сил и моментов, действующих в кривошипно-шатунном механизме в зависимости от угла поворота коленчатого вала, позволяющей в дальнейшем провести выбор конструкционных материалов и оценить прочностные характеристики основных деталей силовых агрегатов.

6. Методики построения полярной диаграммы, позволяющей оценить нагрузки, действующие на шатунную шейку в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автомобильные двигатели : учебник; допущено УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин / ред. М. Г. Шатров. – М. : Академия, 2010. – 464 с.
2. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М. : Высш. шк., 2008. – 496 с.
3. Стуканов, В. А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля : учеб. пособие; допущено МО РФ / В. А. Стуканов. – М. : ФОРУМ, 2007. – 368 с.
4. Попык, К. Г. Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей : учебник для вузов / К. Г. Попык. – М. : Машиностроение, 1986. – 400 с.
5. Ховах, М. С. Автомобильные двигатели : учебник для вузов / под ред. М. С. Ховаха. – М. : Машиностроение, 1977. – 591 с.

Приложение А

Таблица 1

α°	знак	Значения $(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$ при λ								знак	α°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31		
0	+	1,2400	1,2500	1,2600	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2291	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1389	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9960	1,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,0210	+	330
40	+	0,8077	0,8095	0,8112	0,8129	0,8147	0,8164	0,8181	0,8199	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5976	0,5959	0,5942	0,5924	0,5907	0,5890	+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	0,3450	+	300
70	+	0,1582	0,1505	0,1428	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	–	0,0519	0,0613	0,0707	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	–	280
90	–	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	–	270
100	–	0,3992	0,4086	0,4180	0,4274	0,4368	0,4462	0,4556	0,4650	–	260
110	–	0,5259	0,5335	0,5412	0,5489	0,5565	0,5642	0,5718	0,5795	–	250
120	–	0,6200	0,6250	0,6300	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550	–	240
130	–	0,6845	0,6862	0,6879	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	–	230
140	–	0,7244	0,7226	0,7209	0,7192	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	–	220
150	–	0,7460	0,7410	0,7360	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	–	210
160	–	0,7558	0,7482	0,7405	0,7329	0,7252	0,7175	0,7099	0,7022	–	200
170	–	0,7593	0,7499	0,7405	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	–	190
180	–	0,7600	0,7500	0,7400	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	–	180

Таблица 2

[illegible]

Таблица 3

[illegible]

Таблица 4

[illegible]

Приложение Б

**Основные технические характеристики силовых агрегатов
отечественных автомобилей**

Таблица 1

Технические характеристики автомобильных двигателей

Наименование	ВАЗ 11186	ВАЗ 11183	ВАЗ 21126	ВАЗ 21194	ВАЗ 2111	ВАЗ 2112	ВАЗ 21114- 30 (90)	ВАЗ 21124
Тип / система пита- ния	Бензино- вый / впрыск	Бензино- вый / впрыск	Бензино- вый / впрыск	Бензино- вый / впрыск	Бензино- вый / впрыск	Бензино- вый / впрыск	Бензино- вый / впрыск	Бензино- вый / впрыск
Номинальная мощ- ность, кВт	64	60	72	65,5	56	70	60	65,5
Частота вращения при номинальной мощности, мин ⁻¹	5200	5100	5600	5600	5600	5600	5300	5600
Число и расположе- ние цилиндров	4Р	4Р	4Р	4Р	4Р	4Р	4Р	4Р
Степень сжатия	10,6	9,8	11,0	9,6	9,9	10,5	9,6	10,3
Литраж, л (дм ³)	1,6	1,6	1,6	1,39	1,5	1,5	1,6	1,6
Литровая мощность, кВт / л (дм ³)	40,00	37,50	45,00	47,12	37,33	46,67	37,50	40,94
Средняя скорость поршня на номиналь- ном режиме, м / с	13,1	12,85	14,11	14,11	13,25	13,25	13,36	14,11
Максимальный кру- тящий момент, Н·м	140	132	145	127	130	130	120	131
Частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин ⁻¹	3800	2700	4000	4000	3600	3700	3200	3700
Эффективный крутя- щий момент на номи- нальном режиме, Н·м	119,9	112,4	122,84	117,75	95,54	119,43	108,16	117,75
Среднее эффективное давление, МПа	—	—	—	—	—	—	—	—
Минимальный удель- ный расход топлива, г / кВт·ч	270	270	270	270	278	280	275	278
Диаметр цилиндра <i>D</i> , мм	82	82	82	76,5	82	82	82	82
Ход поршня <i>S</i> , мм	75,6	75,6	75,6	75,6	71	71	75,6	75,6
Отношение <i>S/D</i>	0,92	0,92	0,92	1,01	0,866	0,866	0,92	0,92

Таблица 2

Технические характеристики автомобильных двигателей

Наименование	BA3 Largus	BA3 Largus	BA3 2121	BA3 21214	BA3 341	BA3 21083	BA3 2103	BA3 2106
Тип / система питания	Бензи- новый / впрыск	Бензи- новый / впрыск	Бензи- новый / карб.	Бензи- новый / впрыск	Дизель- зель- ный / впрыск	Бензи- новый / карб.	Бензи- новый / карб.	Бензи- новый / карб.
Номинальная мощность, кВт	77	64	58	59,5	37	51,5	51,5	55,5
Частота вращения при номинальной мощности, мин ⁻¹	5750	5500	5200	5200	4600	5600	5600	5600
Число и расположение цилиндров	4Р	4Р	4Р	4Р	4Р	4Р	4Р	4Р
Степень сжатия	9,8	9,8	9,3	9,3	23,0	9,9	8,5	8,5
Литраж, л (дм ³)	1,6	1,6	1,69	1,69	1,52	1,5	1,451	1,6
Литровая мощность, кВт / л (дм ³)	48,13	40,00	34,32	35,21	24,34	46,64	35,5	34,69
Средняя скорость поршня на номинальном режиме, м / с	15,43	14,76	13,87	13,87	12,88	13,25	14,9	14,9
Максимальный крутящий момент, Н·м	148	128	127	127,5	92	106,4	108,9	116
Частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин ⁻¹	3750	3000	3000	4000	2500	3500	3400	3000
Эффективный крутящий момент на номинальном режиме, Н·м	127,94	111,17	106,56	109,32	76,85	87,86	87,86	94,69
Среднее эффективное давление, МПа	—	—	—	—	—	0,74	0,84	0,77
Минимальный удельный расход топлива, г / кВт·ч	263	268	290	282	248	295	313	307
Диаметр цилиндра D , мм	79,5	79,5	82	82	76	82	76	79
Ход поршня S , мм	80,5	80,5	80	80	84	71	80	80
Отношение S/D	1,012	1,012	0,975	0,975	1,105	0,866	1,052	1,012

Таблица 3

Технические характеристики автомобильных двигателей

[illegible]

[illegible]

Таблица 5

Технические характеристики автомобильных двигателей

[illegible]

Таблица 6

Технические характеристики автомобильных двигателей

[illegible]

Таблица 7

Технические характеристики автомобильных двигателей

Наименование	ЗМЗ 4062	ЗМЗ 4061	ЗМЗ 4063	ЗМЗ-40522.10	ЗМЗ 409.10	ММЗ Д-245.7	ЗМЗ 52342.10	ЗМЗ 73
Тип / система питания	Бензиновый / впрыск	Бензиновый / карб.	Бензиновый / карб.	Бензиновый / впрыск	Бензиновый / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск	Бензиновый / карб.	Бензиновый / карб.
Номинальная мощность, кВт	110,3	73,5	80,9	111,8	105	86,2	91,2	90,5
Частота вращения при номинальной мощности, мин ⁻¹	5200	4500	4500	5200	4400	2400	3200	3500
Число и расположение цилиндров	4Р	4Р	4Р	4Р	4Р	4Р	8V	8V
Степень сжатия	9,1	8,0	9,5	9,3	9,0	17,0	7,6	7,0
Литраж, л (дм ³)	2,3	2,3	2,3	2,46	2,69	4,75	4,67	4,25
Литровая мощность, кВт / л (дм ³)	47,96	31,95	35,17	48,29	38,89	18,15	19,53	21,29
Средняя скорость поршня на номинальном режиме, м / с	14,9	12,9	12,9	14,9	13,49	10,00	9,39	9,33
Максимальный крутящий момент, Н·м	206	181,5	191,3	210,0	230	413	298	284,4
Частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин ⁻¹	4000	3500	3500	4300	3900	1300	1800	2000–2500
Эффективный крутящий момент на номинальном режиме, Н·м	202,66	156,05	171,76	205,41	227,99	343,15	272,29	247,04
Среднее эффективное давление, МПа	1,11	0,82	0,93	1,12	1,1	–	–	–
Минимальный удельный расход топлива, г / кВт·ч	252	273	265	269	265	215	279	286
Диаметр цилиндра D, мм	92	92	92	95,5	95,5	110	92	92
Ход поршня S, мм	86	86	86	86	92	125	88	80
Отношение S/D	0,935	0,935	0,935	0,9	0,963	1,36	0,956	0,87

Таблица 8

Технические характеристики автомобильных двигателей

Наименование	ЯМЗ 651	ЯМЗ 6511	ЯМЗ 6512	ЯМЗ 652	ЯМЗ 6521	ЯМЗ 6565	ЯМЗ 65651	ЯМЗ 65653
Тип / система питания	Дизельный с наддувом / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск
Номинальная мощность, кВт	303	266	230	303	266	220,6	198,6	169,2
Частота вращения при номинальной мощности, мин ⁻¹	1900	1900	2000	1900	1900	1900	1900	1900
Число и расположение цилиндров	6P	6P	6P	6P	6P	6V	6V	6V
Степень сжатия	16,4	16,4	16,4	16,4	16,4	17,5	17,5	17,5
Литраж, л (дм ³)	11,12	11,12	11,12	11,12	11,12	11,15	11,15	11,15
Литровая мощность, кВт / л (дм ³)	27,25	23,92	20,68	27,25	23,92	19,78	17,81	15,17
Средняя скорость поршня на номинальном режиме, м / с	9,9	9,9	10,4	9,9	9,9	8,9	8,9	8,9
Максимальный крутящий момент, Н·м	1911	1765	1569	1870	1670	1275	1128	883
Частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин ⁻¹	1200–1400	1100–1400	1100–1400	1100–1400	1100–1400	1100–1500	1100–1500	1100–1500
Эффективный крутящий момент на номинальном режиме, Н·м	1523,61	1337,56	1098,71	1523,61	1337,56	1109,27	998,64	850,81
Среднее эффективное давление, МПа	–	–	–	–	–	–	–	–
Минимальный удельный расход топлива, г / кВт·ч	193	195	196	192	192	194,5	194,5	194,5
Диаметр цилиндра D, мм	123	123	123	123	123	130	130	130
Ход поршня S, мм	156	156	156	156	156	140	140	140
Отношение S/D	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	1,076	1,076	1,076

Таблица 9

Технические характеристики автомобильных двигателей

Наименование	ЯМЗ 6585	ЯМЗ 65851	ЯМЗ 65852	ЯМЗ 65853	ЯМЗ 5340	ЯМЗ 5341	ЯМЗ 5342	ЯМЗ 5344
Тип / система питания	Дизельный с наддувом / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск	Дизельный с наддувом / впрыск
Номинальная мощность, кВт	309	294	243	243	140	125	110	100
Частота вращения при номинальной мощности, мин ⁻¹	1900	1900	2000	1900	2300	2300	2300	2300
Число и расположение цилиндров	8V	8V	8V	8V	4P	4P	4P	4P
Степень сжатия	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5
Литраж, л (дм ³)	14,85	14,85	14,85	14,85	4,43	4,43	4,43	4,43
Литровая мощность, кВт / л (дм ³)	20,81	19,80	16,36	16,36	31,60	28,22	24,83	22,57
Средняя скорость поршня на номинальном режиме, м / с	8,87	8,87	9,33	8,87	9,81	9,81	9,81	9,81
Максимальный крутящий момент, Н·м	1766	1717	1275	1521	710	670	590	421
Частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин ⁻¹	1100–1500	1100–1500	1100–1500	1100–1500	1200–1600	1200–1600	1300–1600	1200–2100
Эффективный крутящий момент на номинальном режиме, Н·м	1553,78	1478,36	1160,81	1221,91	581,55	519,24	456,93	415,39
Среднее эффективное давление, МПа	—	—	—	—	—	—	—	—
Минимальный удельный расход топлива, г / кВт·ч	194,5	194,5	194,5	194,5	197	197	195	197
Диаметр цилиндра D , мм	130	130	130	130	105	105	105	105
Ход поршня S , мм	140	140	140	140	128	128	128	128
Отношение S/D	1,076	1,076	1,076	1,076	1,22	1,22	1,22	1,22

Таблица 10

Технические характеристики автомобильных двигателей

[illegible]

Учебное издание

СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ (2 ЧАСТЬ)

Методические указания по выполнению курсовой работы

Составители **Олейников Антон Владимирович**
Васильев Владимир Анатольевич

Печатается в авторской редакции
Корректор Н. А. Решетникова
Компьютерная верстка Т. С. Пупкова

Подп. в печать 16.12.2014. Формат бумаги 60×84/16. Бумага «Снегурочка».
Усл. печ. л. 3,26. Уч.-изд. л. 1,99. Тираж 30 экз. Заказ 2521 С 47.

Редакционно-издательский сектор Хакасского технического института –
филиала ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет»
655017, Абакан, ул. Щетинкина, 27

Отпечатано в полиграфической лаборатории ХТИ – филиала СФУ
655017, Абакан, ул. Щетинкина, 27