

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Соловьев Дмитрий Александрович
Должность: ректор ФГБОУ ВО Вавиловский университет
Дата подписания: 28.04.2025 14:58:09
Уникальный программный ключ:
528682d78e671e566ab07f01fe1ba2172f735a12

**Министерство сельского хозяйства
Российской Федерации**

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Саратовский государственный аграрный университет
имени Н.И. Вавилова»**

**Методические указания по выполнению
КУРСОВОЙ РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«Тракторы и автомобили»**

Направление подготовки
35.03.06 Агроинженерия

Направленность (профиль) подготовки
«Технологии и технические средства в АПК»

Саратов 2019

Методические указания по выполнению курсовой работы по дисциплине «Тракторы и автомобили» для направления подготовки 35.03.06 Агроинженерия, направленность (профиль) подготовки «Технологии и технические средства в АПК» / Сост.: Е.С. Нестеров // ФГБОУ ВО «Саратовский ГАУ». - Саратов, 2019. - 64 с.

Методические указания по изучению дисциплины и выполнению курсовой работы по тепловому и динамическому расчету двигателей внутреннего сгорания направлены на углубление знаний по дисциплине с использованием учебно-методической и справочной литературы.

С О Д Е Р Ж А Н И Е

Введение

1. Выбор исходных данных
2. Тепловой расчет двигателя
 - 2.1. Тепловой расчет дизеля
 - 2.2. Тепловой расчет карбюраторного двигателя
 - 2.3. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива
 - 2.4. Тепловой баланс двигателя
 - 2.5. Построение свернутой индикаторной диаграммы
3. Динамический расчет двигателя
4. Кинематический расчет двигателя
5. Уравновешивание двигателя
6. Примеры теплового расчета двигателей
 - 6.1. Тепловой расчет дизеля без наддува
 - 6.2. Тепловой расчет дизеля с турбонаддувом
 - 6.3. Тепловой расчет карбюраторного двигателя
 - 6.4. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива
 - 6.5. Пример расчета теплового баланса дизеля
7. Оформление курсовой работы

Литература

Приложения

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания «Расчёт двигателя внутреннего сгорания» предназначены для обучающихся по направлению подготовки 35.03.06 «Агроинженерия», изучающих дисциплину «Тракторы и автомобили».

В методических указаниях приведены необходимые исходные данные для выполнения курсовой работы по расчету автотракторных двигателей внутреннего сгорания, указаны алгоритм и методики расчетов, необходимые справочные данные, примеры графической части и примеры тепловых расчетов двигателей.

Первый раздел указаний посвящен выбору исходных данных для последующих расчетов. Второй раздел содержит методики тепловых расчетов дизеля и карбюраторного двигателя, а также методику построения индикаторных диаграмм. В третьем разделе приведена методика динамического расчета двигателя.

Четвертый раздел посвящен кинематическому расчету двигателя.

В пятом разделе рассмотрены вопросы уравнивания рассматриваемых в работе двигателей. В шестом разделе приведены примеры тепловых расчетов двигателей: тепловой расчет дизеля без наддува, тепловой расчет дизеля с турбонаддувом и тепловой расчет карбюраторного двигателя. В седьмом разделе даны требования по оформлению курсовой работы. В приложениях приводятся: параметры рассчитываемых двигателей, примеры формирования графической части.

1. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Выбор исходных данных производите в следующей последовательности.

Пользуясь номером зачетной книжки и табл. 1.1, выберите марку двигателя и значение частоты вращения коленчатого вала и мощности для выполнения дальнейших расчетов следующим образом:

- выберите марку двигателя в горизонтальной строке табл. 1.1 согласно последней цифре номера зачетной книжки;
- выберите значение частоты вращения коленчатого вала, мощности двигателя и коэффициента избытка воздуха в вертикальной строке табл. 1.1 согласно предпоследней цифре номера зачетной книжки (**по согласованию с преподавателем**);
- установите тип выбранного Вами двигателя (дизель, карбюраторный или с распределенным впрыском топлива);
- определите значение давления наддува, в случае, если выбранный Вами двигатель – дизель, на котором согласно технической характеристике завода-изготовителя устанавливается турбонаддув;
- используйте в расчетах стандартное для двигателя значение степени сжатия ε (приложение);
- используйте в расчетах стандартные показатели состава и качества топлива;
- неуказанные эмпирические значения параметров выбирайте из предложенного ряда или справочных данных с учетом скоростного режима работы двигателя;
- необходимые конструктивные соотношения и характеристики деталей выбирайте из предложенных данных или справочной литературы для **Вашего двигателя**;
- соотношения размеров сборочных единиц выбирайте согласно рекомендациям справочной литературы для двигателей подобных типоразмеров.

Ряд необходимых параметров автомобильных двигателей приведен в приложении.

Во всех спорных вопросах необходимо отдавать предпочтение наиболее новым способам решения задач.

Таблица 1.1

Двигатели и значения частоты вращения коленчатого вала

Предпоследняя цифра № зачетной книжки	Значение частоты вращения, мин ⁻¹ , и номинальной мощности, кВт, для двигателя															
	Последняя цифра № зачетной книжки															
	0			1			2				3			4		
	ЗМЗ-4025,10			ЗИЛ-645			Д-245				ЗМЗ-5234			ЗИЛ-508,10		
	n, мин ⁻¹	N _с , кВт	α	n, мин ⁻¹	N _с , кВт	α	n, мин ⁻¹	N _с , кВт	α	P _к , МПа	n, мин ⁻¹	N _с , кВт	α	n, мин ⁻¹	N _с , кВт	α
0	3600	58	0,86	1900	109	1,22	1750	64	1,50	0,152	2300	79	0,86	2300	93	0,86
1	3700	61	0,87	2000	113	1,24	1800	66	1,55	0,154	2400	83	0,87	2400	97	0,87
2	3800	64	0,88	2100	117	1,26	1850	68	1,60	0,156	2500	86	0,88	2500	100	0,88
3	3900	66	0,89	2200	121	1,28	1900	70	1,65	0,158	2600	89	0,89	2600	103	0,89
4	4000	68	0,90	2300	125	1,30	1950	71	1,70	0,160	2700	90	0,90	2700	104	0,90
5	4100	69	0,91	2400	128	1,32	2000	72	1,75	0,162	2800	91	0,91	2800	105	0,91
6	4200	71	0,92	2500	131	1,34	2050	73	1,80	0,164	2900	93	0,92	2900	107	0,92
7	4300	72	0,93	2600	133	1,36	2100	74	1,85	0,166	3000	94	0,93	3000	108	0,93
8	4400	73	0,94	2700	135	1,38	2150	76	1,90	0,168	3100	95	0,94	3100	109	0,94
9	4500	74	0,95	2800	136	1,40	2200	77	1,95	0,170	3200	96	0,95	3200	110	0,95

Продолжение табл. 1.1

Предпоследняя цифра № зачетной книжки	Значение частоты вращения, мин ⁻¹ , и номинальной мощности, кВт, для двигателя																
	Последняя цифра № зачетной книжки																
	5			6			7				8				9		
	ЗМЗ-4062.10			ВАЗ-2112			КамАЗ-740.11				ЯМЗ-238ДЕ				КамАЗ-740.10		
	п, мин ⁻¹	N _е , кВт	α	п, мин ⁻¹	N _е , кВт	α	п, мин ⁻¹	N _е , кВт	α	P _к , МПа	п, мин ⁻¹	N _е , кВт	α	P _к , МПа	п, мин ⁻¹	N _е , кВт	α
0	3000	63	0,96	2900	30	0,96	1350	118	1,50	0,152	1550	200	1,50	0,152	1700	115	1,22
1	3250	69	0,97	3200	36	0,97	1400	126	1,55	0,154	1600	211	1,55	0,154	1800	122	1,24
2	3500	75	0,98	3500	42	0,98	1500	134	1,60	0,156	1650	220	1,60	0,156	1900	127	1,26
3	3750	81	0,98	3800	48	0,98	1600	142	1,65	0,158	1700	227	1,65	0,158	2000	132	1,28
4	4000	86	0,99	4100	53	0,99	1700	149	1,70	0,160	1750	231	1,70	0,160	2100	138	1,30
5	4250	94	0,99	4400	56	0,99	1800	156	1,75	0,162	1800	234	1,75	0,162	2200	142	1,32
6	4500	97	1,00	4700	59	1,00	1900	162	1,80	0,164	1850	237	1,80	0,164	2300	147	1,34
7	4750	103	1,00	5000	62	1,00	2000	167	1,85	0,166	1900	239	1,85	0,166	2400	150	1,36
8	5000	107	0,99	5300	65	0,99	2100	172	1,90	0,168	1950	241	1,90	0,168	2500	152	1,38
9	5200	110	0,98	5600	68	0,98	2200	176	1,95	0,170	2000	243	1,95	0,170	2600	154	1,40

2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

2.1. Тепловой расчет дизеля

Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- наличие турбонаддува и давление наддувного воздуха p_k , МПа;
- частота вращения коленчатого вала n , мин⁻¹;
- степень сжатия ε ;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или из задания) N_e , кВт;
- коэффициент избытка воздуха α ;
- вид топлива - дизельное топливо «Л» ГОСТ 305-82, средний элементарный состав: $C = 85,7\%$, $H = 13,3\%$, $O = 1\%$.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_n = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ кг, или } L_o = \frac{l_o}{\mu_B}, \text{ кмоль,}$$

$$\mu_B = 28,96 - \text{ для воздуха.}$$

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_o, \text{ кмоль.}$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}, \text{ кмоль.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия: $p_o = 0,1$ МПа,

$$T_o = 283...293 \text{ К.}$$

Давление надувочного воздуха принимаем в соответствии с заданием p_k , МПа.

Принимаем показатель политропы сжатия в компрессоре $n_k = 1,5 \dots 1,7$.

Определяем температуру воздуха за компрессором

$$T_k = T_o \cdot \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{(n_k-1)}{n_k}}, \text{ К.}$$

Определяем давление и температуру остаточных газов

$$p_r = (0,75 \dots 0,95) \cdot p_k \text{ или } p_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_o, \text{ МПа.}$$

Принимаем $T_r = 700 \dots 900 \text{ К.}$

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда $\Delta t = 0 \dots 40^\circ$.

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_g \cdot T_k}, \text{ кг/м}^3,$$

где $R_g = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5 \dots 4,0$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 50 \dots 130 \text{ м/с.}$

Определяем потери давления на впуске в двигатель

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

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a, \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}.$$

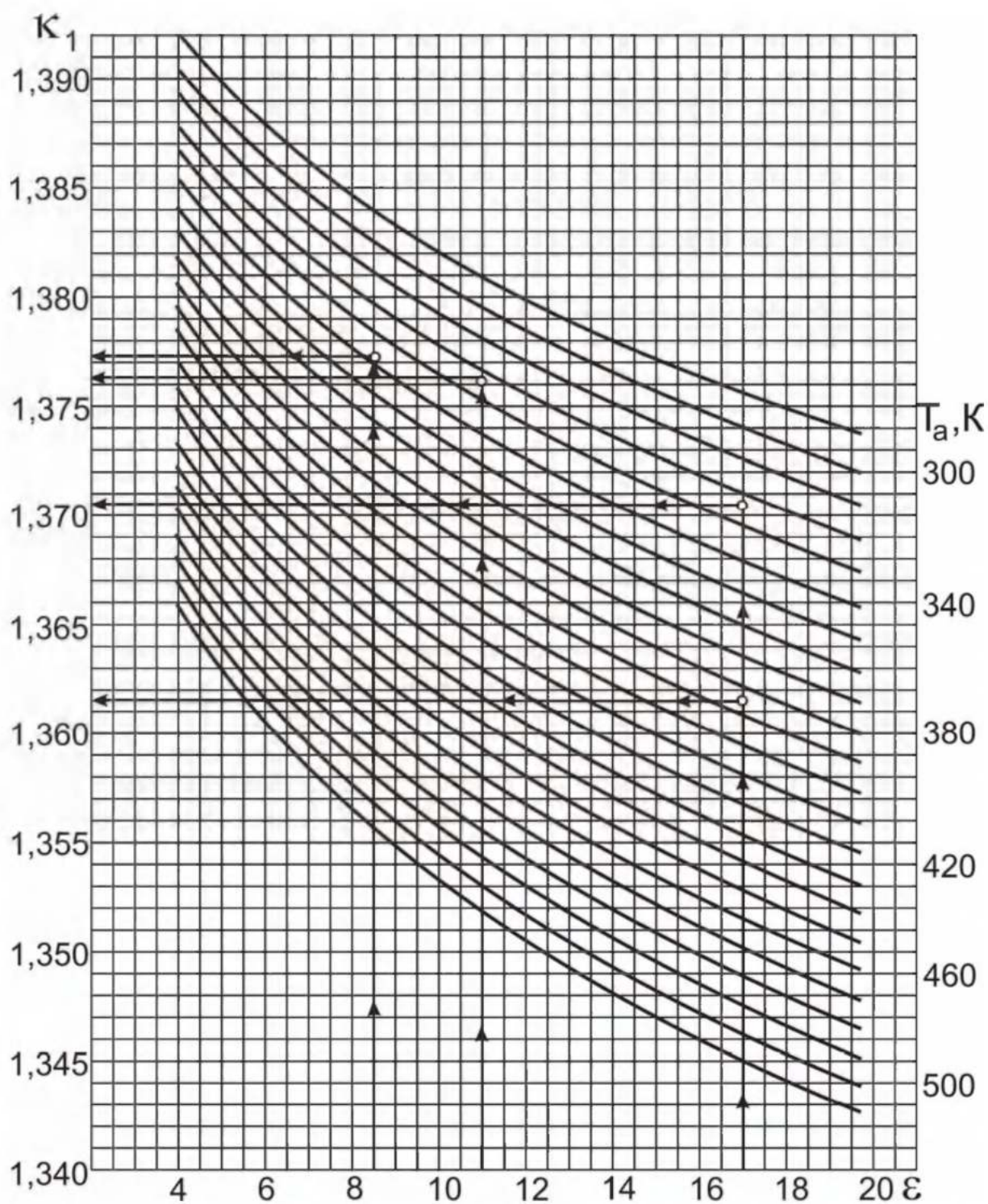


Рис. 2.1. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия k_1

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_k \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_k + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_k}.$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_l в функции ε и T_a по номограмме (рис. 2.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_l в зависимости от k_l , который устанавливается в пределах $n_l = (k_l + 0,02) \dots (k_l - 0,02)$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_l}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_l - 1}, \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\overline{\mu C_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \text{ кДж/(кмоль·град).}$$

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_o, \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r, \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания.

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в дизеле при постоянном давлении, при $\alpha \geq 1$

$$\overline{\mu C_{pz}} = \left(20,2 + \left(\frac{0,92}{\alpha} \right) \right) + \left(\left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314, \\ \text{кДж/(кмоль·град).}$$

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r, \text{ кмоль.}$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_c}.$$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,7 \dots 0,9$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке $cz'z$ индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг топлива определится как

$$Q = \xi \cdot Q_{II}, \text{ кДж/кг.}$$

Принимаем степень повышения давления в пределах $\lambda = 1,2 \dots 2,5$. В дизелях с наддувом для ограничения максимального давления сгорания берутся меньшие значения λ , чем в дизелях без наддува.

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\beta \cdot \overline{\mu C_{pz}} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot Q_{II}}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + T_c \cdot (\overline{\mu C_{vc}} + 8,314 \cdot \lambda).$$

Подставляем имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно T_z и находим его значение, К.

Определяем давление в конце процесса сгорания

$$p_z = p_c \cdot \lambda, \text{ МПа.}$$

Определяем степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}.$$

Процесс расширения.

Определяем степень последующего расширения

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

Показатель политропы расширения n_2 для дизеля определяем по номограмме (рис. 2.2), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения k_2 , $n_2 \approx k_2$.

Определение показателя политропы расширения производим следующим образом.

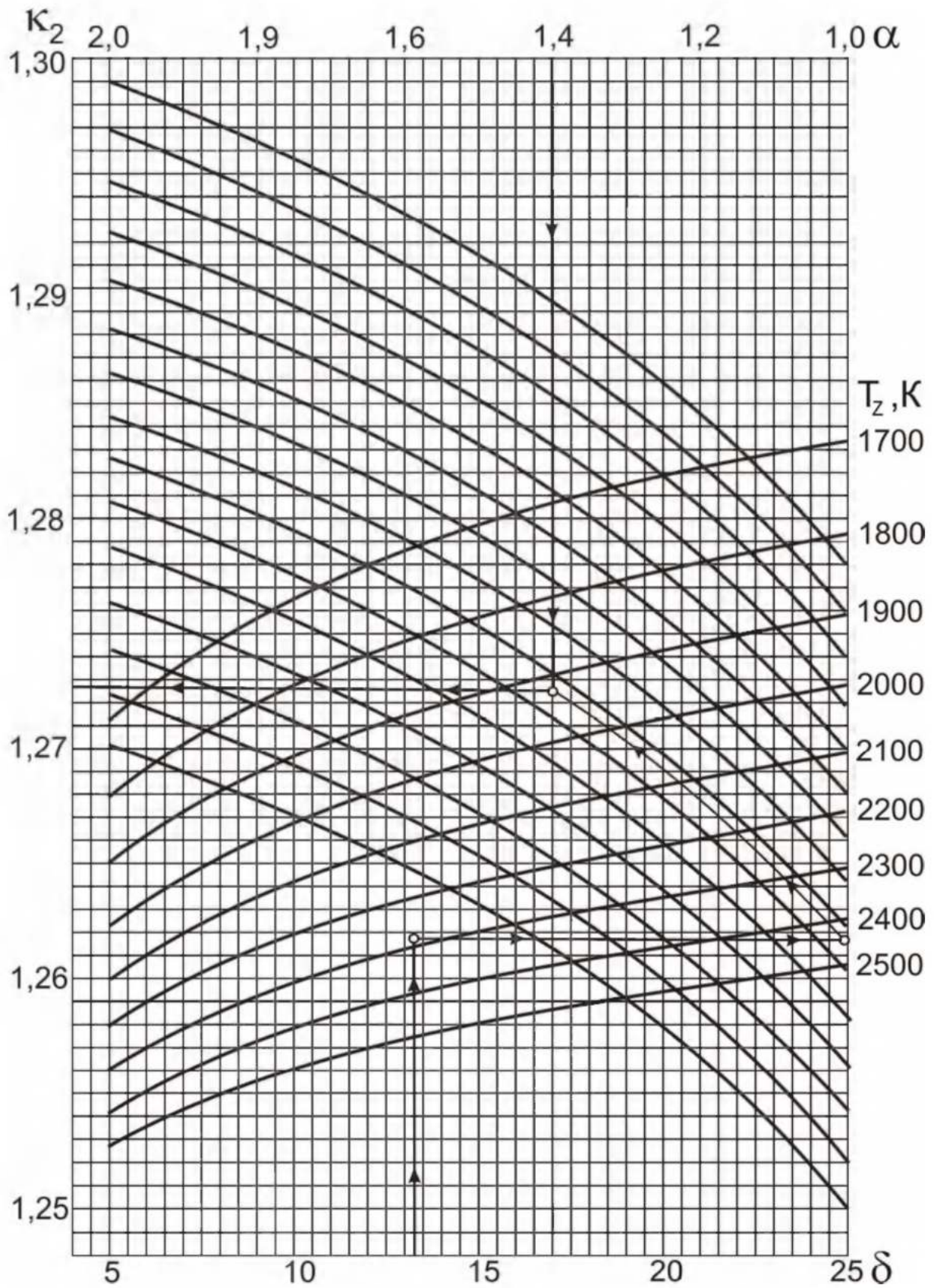


Рис. 2.2. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения k_2 для дизеля

По имеющимся значениям δ и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

Определяем давление процесса расширения

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

Определяем температуру процесса расширения

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

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_6}{\sqrt[3]{\frac{p_6}{p_r}}},$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

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

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\nu = 0,92 \dots 0,95$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p'_i \cdot \nu, \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v}.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Эффективные показатели дизеля.

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{n.c.p.}$ в пределах 7,0...13,0 м/с для автомобильного дизеля и 6,0...11,0 м/с для тракторного дизеля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.c.p.}, \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,089$, $b = 0,0118$ для дизелей с неразделенными КС и $a = 0,089$, $b = 0,0135$ для дизелей с разделенными КС.

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m, \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

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

Определяем эффективный КПД

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

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{об} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}, \text{ л.}$$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D}$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня для прототипа рассчитываемого двигателя (приложение).

Определяем диаметр цилиндра $D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}}$, мм, а затем округляем его.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho$, мм, округляем до целого.

Определяем площадь поршня $F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$, см².

Определяем рабочий объем цилиндра $V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$, л.

Определяем среднюю скорость поршня $W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}$, м/с, сравниваем ее значение с ранее принятым.

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{P_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{дв}}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5 %.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%.$$

2.2. Тепловой расчет карбюраторного двигателя

Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- частота вращения коленчатого вала n , мин⁻¹;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или из задания) N_e , кВт;
- степень сжатия ε ;
- коэффициент избытка воздуха α ;
- вид топлива - бензин АИ-80 ГОСТ Р51105-97, средний элементарный состав и молекулярная масса: $C = 85,5\%$, $H = 14,5\%$, $\mu_T = 115$ кг/кмоль.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_n = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \quad \text{кг,} \quad \text{или} \quad L_o = \frac{l_o}{\mu_B}, \quad \text{кмоль,}$$

$\mu_B = 28,96$ - для воздуха.

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кмоль.}$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21 \cdot L_o \cdot (1 - \alpha), \text{ кмоль.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия

$$p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа и } T_k = T_o = 293 \text{ К.}$$

Определяем давление остаточных газов

$$p_r = (1,02 \dots 1,15) \cdot p_o, \text{ МПа.}$$

Принимаем $T_r = 900 \dots 1100 \text{ К.}$

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда

$$\Delta t = -5 \dots +25^\circ.$$

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_g \cdot T_o}, \text{ кг/м}^3,$$

где $R_g = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэф-

коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5 \dots 4,0$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 50 \dots 130$ м/с.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

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

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_o - \Delta p_a, \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_o \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_o + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_o}.$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_l в функции ε и T_a по номограмме (рис. 2.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_l в зависимости от k_l , который устанавливается в пределах $n_l = (k_l - 0,01) \dots (k_l - 0,04)$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_l}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_l - 1}, \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\overline{\mu C_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град).}$$

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_o, \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_l + M_r, \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания.

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в карбюраторном двигателе при постоянном объеме, при $\alpha \leq 1$

$$\overline{\mu C_{vz}} = (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z, \text{ кДж/(кмоль град).}$$

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r, \text{ кмоль}$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_c}.$$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,7 \dots 0,9$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке cz индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг, топлива определится как

$$Q = \xi \cdot (Q_n - \Delta Q_n), \text{ кДж/кг.}$$

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания,

$$\Delta Q_n = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o, \text{ кДж/кг.}$$

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\beta \cdot \overline{\mu C_{vz}} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot (Q_n - \Delta Q_n)}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + \overline{\mu C_{vc}} \cdot T_c.$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин, решаем полученное уравнение относительно T_z и находим его значение, К.

Определяем давление в конце процесса сгорания (теоретическое)

$$p_z = \frac{p_c \cdot \beta \cdot T_z}{T_c}, \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце процесса сгорания (действительное)

$$p_{zД} = 0,85 \cdot p_z, \text{ МПа.}$$

Определяем степень повышения давления

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

Процесс расширения.

Показатель политропы расширения карбюраторного двигателя определяем по номограмме (рис. 2.3), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения k_2 , $n_2 \approx k_2$.

По имеющимся значениям ε и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

Определяем давление процесса расширения

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

Определяем температуру процесса расширения

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

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_6}{\sqrt[3]{\frac{p_6}{p_r}}}, \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла двигателя.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

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

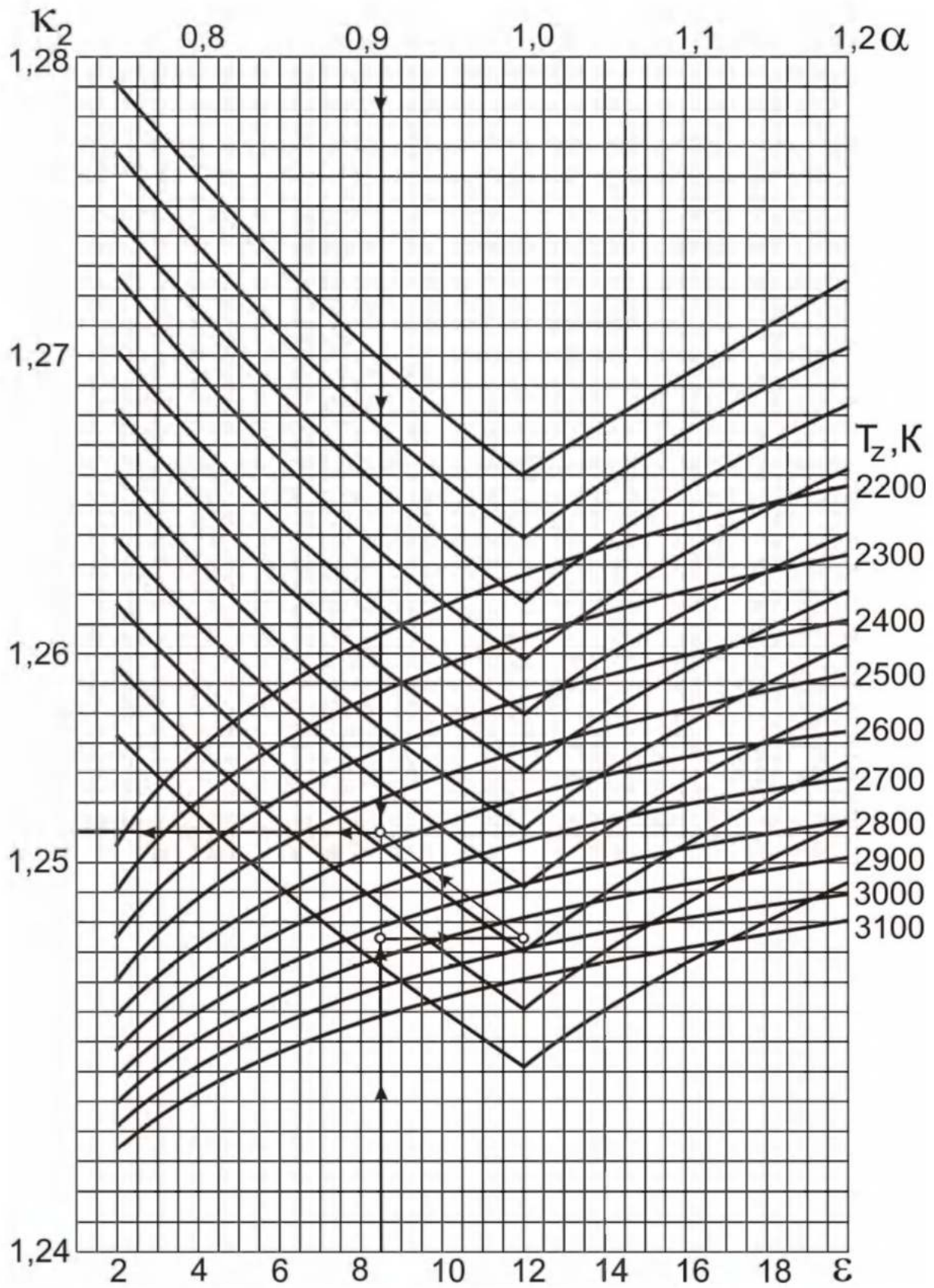


Рис. 2.3. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения k_2 для бензинового двигателя

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\nu = 0,94 \dots 0,97$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p'_i \cdot \nu, \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v}.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт ч.}$$

Эффективные показатели двигателя.

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{n,cp}$ в пределах 12...20 м/с для двигателя легкового автомобиля и 9...16 м/с для двигателя грузового автомобиля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n,cp}, \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,049$, $b = 0,0152$ - для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $\frac{S}{D} > 1$;

$a = 0,039$, $b = 0,0132$ - для бензиновых восьмицилиндровых двигателей с отношением $\frac{S}{D} < 1$;

$a = 0,034$, $b = 0,0113$ - для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $\frac{S}{D} \leq 1$.

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m, \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

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

Определяем эффективный КПД

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

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\text{ов}} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}, \text{ л.}$$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D}$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня для прототипа рассчитываемого двигателя (приложение).

Определяем диаметр цилиндра $D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}}$, мм, а затем округляем его.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho$, мм (округляем до целого).

Определяем площадь поршня $F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$, см².

Определяем рабочий объем цилиндра $V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$, л.

Определяем среднюю скорость поршня $W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}$, м/с, сравниваем ее значение с ранее принятым.

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{ов}}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным значением, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5%.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%.$$

2.3. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива

Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- частота вращения коленчатого вала n , мин^{-1} ;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или из задания) N_e , кВт;
- степень сжатия ε ;
- коэффициент избытка воздуха α ;
- вид топлива - бензин АИ-95 ГОСТ Р51105-97, средний элементарный состав и молекулярная масса: $C = 85,5\%$, $H = 14,5\%$, $\mu_T = 115$ кг/кмоль.

Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_u = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль возд./кг топл.,}$$

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

Определяем количество свежего заряда (горючей смеси)

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кмоль гор. см./кг топл.}$$

Определяем количество отдельных компонентов продуктов сгорания

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o, \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл.};$$

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

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} + 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o, \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл.};$$

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

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_o, \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.},$$

где K – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к оксиду углерода, содержащихся в продуктах сгорания, $K = 0,45 \dots 0,50$ – для бензина.

Определяем общее количество продуктов сгорания

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

кмоль пр. сг./кг топл.

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия

$$p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа, и } T_k = T_o = 293 \text{ К.}$$

Определяем давление остаточных газов для номинального режима работы

$$p_{rn} = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_o, \text{ МПа.}$$

Большие значения p_{rn} принимаются для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала. Меньшие значения p_{rn} принимаются для двигателей с непосредственным впрыском и электронным управлением системы питания.

Для различных скоростных режимов работы двигателя давление остаточных газов определяем по формуле

$$p_r = p_o \cdot (1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2), \text{ МПа,}$$

$$\text{где } A_p = \frac{(p_{rn} - 1,035 \cdot p_o) \cdot 10^8}{n_n^2 \cdot p_o};$$

n – частота вращения коленчатого вала двигателя (принимается из задания), мин^{-1} ;

p_{rn} - давление остаточных газов на номинальном режиме, МПа;

n_n - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя (определяется из технической характеристики прототипа рассчитываемого двигателя), мин^{-1} .

Температуру остаточных газов T_r для двигателей с распределенным впрыском определяем по номограмме (рис. 2.4).

Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда для номинального скоростного режима

$$\Delta T_n = 0 \dots 20^\circ.$$

Для различных скоростных режимов работы двигателя температуру подогрева свежего заряда определяем по формуле

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

где $A_T = \frac{\Delta T_n}{(110 - 0,0125 \cdot n_n)}$.

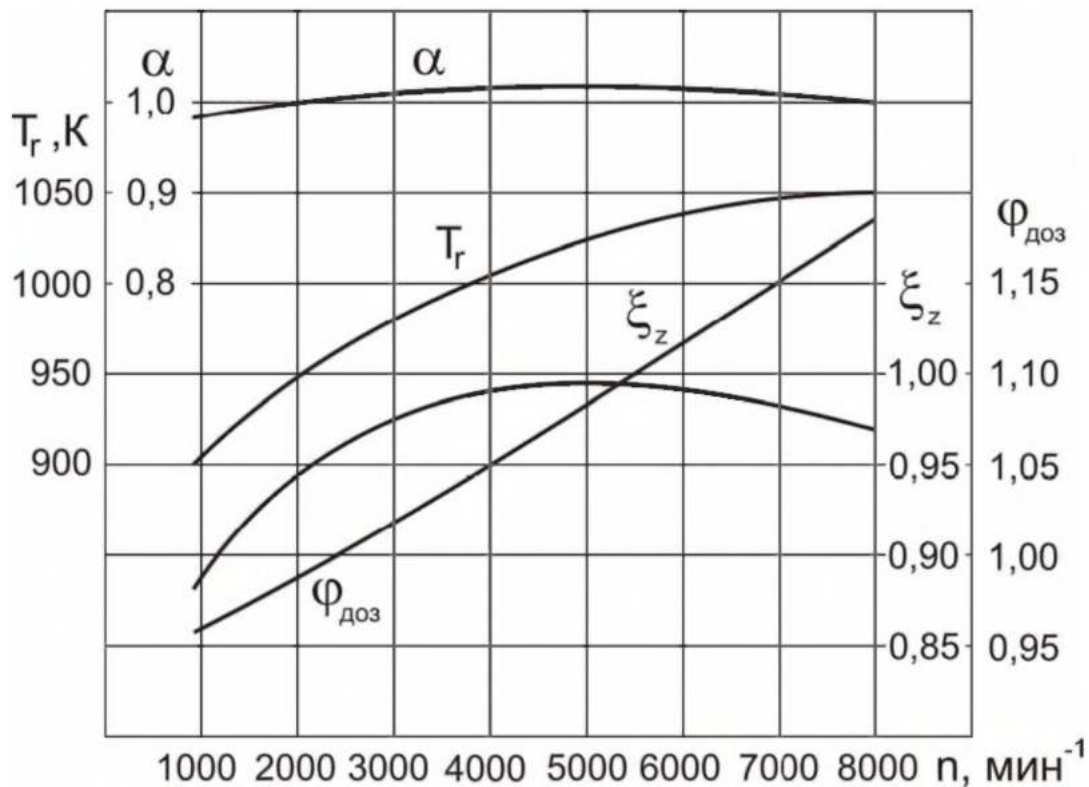


Рис. 2.4. Исходные параметры для теплового расчета двигателя с распределенным впрыском топлива

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_g \cdot T_o}, \text{ кг/м}^3,$$

где $R_g=287$ Дж/кг·град - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5 \dots 4,0$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 50 \dots 130$ м/с.

Для двигателей с электронным впрыском значения $(\beta^2 + \xi_{en})$ принимаются пониженными в связи с отсутствием карбюратора.

Определяем потери давления на впуске в двигатель на различных скоростных режимах

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

где $A_n = \frac{\omega_{en}}{n_n}$.

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_o - \Delta p_a, \text{ МПа}.$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{доz} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r},$$

где $\varphi_{оч}$ - коэффициент очистки, $\varphi_{оч} = 1$ - с учетом продувки цилиндра;

$\varphi_{доz}$ - коэффициент дозарядки цилиндра, зависит от скоростного режима работы двигателя, определяется по номограмме (рис. 2.4).

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К}.$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_o}{(T_o + \Delta T)} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1) \cdot p_o} \cdot (\varepsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r).$$

Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия k_l в функции ε и T_a по номограмме (рис. 2.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_l в зависимости от k_l , который устанавливается в пределах $n_l = (k_l - 0,01) \dots (k_l - 0,04)$, при этом необходимо учитывать, что с уменьшением частоты вращения теплоотдача от газов в стенки цилиндра увеличивается, и, следовательно, n_l уменьшается.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_l}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_l - 1}, \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость в конце сжатия:

- свежей смеси (воздуха)

$$(\mu c_v)_{t_o}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град),}$$

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

- остаточных газов $(\mu c_v)_{t_o}^{t_c}$, кДж/(кмоль·град) - определяется методом интерполяции по табл. 3 (приложение) в зависимости от t_c и α ;

- рабочей смеси

$$(\mu c_v)_{t_o}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(\mu c_v)_{t_o}^{t_c} + \gamma_r \cdot (\mu c_v)_{t_o}^{t_c}], \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град).}$$

Процесс сгорания.

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

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

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{(\mu_o + \gamma_r)}{(1 + \gamma_r)}.$$

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания

$$\Delta Q_n = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o, \text{ кДж/кг.}$$

Определяем теплоту сгорания рабочей смеси

$$Q_{\text{раб.см}} = \frac{Q_n - \Delta Q_n}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)}, \text{ кДж/(кмоль раб. см).}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания

$$(\mu c_v)_{t_o}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \cdot [M_{\text{co}_2} \cdot (\mu c_{v\text{co}_2})_{t_o}^{t_z} + M_{\text{co}} \cdot (\mu c_{v\text{co}})_{t_o}^{t_z} + M_{\text{n}_2\text{o}} \cdot (\mu c_{v\text{n}_2\text{o}})_{t_o}^{t_z} + \\ + M_{\text{n}_2\text{o}} \cdot (\mu c_{v\text{n}_2\text{o}})_{t_o}^{t_z} + M_{\text{n}_2} \cdot (\mu c_{v\text{n}_2})_{t_o}^{t_z} + M_{\text{N}_2} \cdot (\mu c_{v\text{N}_2})_{t_o}^{t_z}],$$

где $(\mu c_{v\text{co}_2})_{t_o}^{t_z}$, $(\mu c_{v\text{co}})_{t_o}^{t_z}$, $(\mu c_{v\text{n}_2\text{o}})_{t_o}^{t_z}$, $(\mu c_{v\text{n}_2})_{t_o}^{t_z}$, $(\mu c_{v\text{N}_2})_{t_o}^{t_z}$ - средние молярные теплоемкости отдельных газов при постоянном объеме. Определяются по формулам из табл. 2 (приложение) для интервала температур 1501 до 2800 °C.

Определяем коэффициент использования теплоты ξ_z по опытным данным из номограммы (рис. 2.4).

Температура в конце процесса сгорания определяем из уравнения сгорания

$$\xi_z \cdot Q_{\text{раб.см}} + (\mu c_v)_{t_o}^{t_c} \cdot t_c = \mu \cdot (\mu c_v)_{t_o}^{t_z} \cdot t_z.$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно t_z и находим его значение, °C,

$$T_z = t_z + 273, \text{ К.}$$

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (теоретическое)

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

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (действительное)

$$p_{z/l} = 0,85 \cdot p_z, \text{ МПа.}$$

Определяем степень повышения давления

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

Процесс расширения.

Показатель адиабаты расширения для двигателя с впрыском топлива определяем по номограмме (рис. 2.3) при заданном ε для соответствующих значений α и T_z , а средний показатель политропы расширения n_2 оценивается по величине среднего показателя адиабаты, $n_2 \approx k_2$.

По имеющимся значениям ε и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

Определяем давление процесса расширения

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

Определяем температуру процесса расширения

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

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_6}{\sqrt[3]{\frac{p_6}{p_r}}}, \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла двигателя.

Определяем теоретическое среднее индикаторное давление цикла

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

Определяем среднее индикаторное давление цикла

$$p_i = p'_i \cdot \nu, \text{ МПа,}$$

где ν - коэффициент полноты индикаторной диаграммы,
 $\nu = 0,95 \dots 0,98$ для двигателей с электронным впрыском топлива.

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_n \cdot \rho_o \cdot \eta_v}.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт ч.}$$

Эффективные показатели двигателя.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.c.p.}, \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,024$, $b = 0,0053$ для высокофорсированных бензиновых двигателей с впрыском топлива и электронным управлением.

Для двигателя с впрыском топлива предварительно принимаем ход поршня S в соответствии с прототипом двигателя (приложение) и определяем среднюю скорость поршня

$$W_{n.c.p.} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}, \text{ м/с.}$$

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m, \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

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

Определяем эффективный КПД

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

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\text{ов}} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}, \text{ л.}$$

Определяем диаметр цилиндра $D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}}$, мм, а затем округляем его.

$$\text{Определяем площадь поршня } F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 100}, \text{ см}^2.$$

$$\text{Определяем рабочий объем цилиндра } V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4 \cdot 10^6}, \text{ л.}$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{ов}}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным значением, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5%.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%$$

2.4. Тепловой баланс двигателя

В общем виде внешний тепловой баланс двигателя определяется из следующих составляющих

$$Q_o = Q_e + Q_c + Q_v + Q_{н.с.} + Q_{ост.},$$

где Q_o - общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом, Дж/с;

Q_e - теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за время 1 с, Дж/с;

Q_r - теплота, потерянная с отработавшими газами, Дж/с;

Q_e - теплота, передаваемая охлаждающей среде, Дж/с;

$Q_{н.с.}$ - теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, Дж/с;

$Q_{ост.}$ - неучтенные потери теплоты, Дж/с.

Общее количество теплоты определится по формуле

$$Q_o = \frac{Q_{н.с.} \cdot G_m}{3,6}, \text{ Дж/с};$$

где G_m - часовой расход топлива, $G_m = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3}$, кг/ч.

Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя, определится по формуле

$$Q_e = 1000 \cdot N_e, \text{ Дж/с}.$$

Теплота, потерянная с отработавшими газами, определится по формуле

$$Q_r = \frac{G_m}{3,6} \cdot \left[M_2 \cdot \left[(\mu c_v)_{t_o}^{t_r} + 8,315 \right] \cdot t_r - M_1 \cdot \left[(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} + 8,315 \right] \cdot t_k \right], \text{ Дж/с};$$

где $t_r = T_r - 273$, °C;

$(\mu c_v)_{t_o}^{t_r}$ - теплоемкость отработавших газов (определяется из приложения табл. 3 для двигателей с искровым зажиганием, и табл. 4 для дизелей), кДж/(кмоль·град);

$(\mu c_v)_{t_o}^{t_k}$ - теплоемкость свежего заряда. Определяется методом интерполяции исходя из следующих значений:

- при температуре $t_k = 0^\circ\text{C}$ $(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} = 20,759$ кДж/(кмоль·град);

- при температуре $t_k = 100^\circ\text{C}$ $(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} = 20,839$ кДж/(кмоль·град).

Теплота, передаваемая охлаждающей среде, определится по формуле:

- для двигателей с искровым зажиганием

$$Q_e = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \frac{(Q_{н.с.} - \Delta Q_{н.с.})}{\alpha \cdot Q_{н.с.}}, \text{ Дж/с};$$

- для дизелей $Q_e = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \left(\frac{1}{\alpha} \right), \text{ Дж/с};$

где c - коэффициент пропорциональности, $c = 0,45 \dots 0,53$ для

четырехтактных двигателей;

i - число цилиндров;

D - диаметр цилиндра, см;

n - частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} ;

m - показатель степени, $m = 0,5 \dots 0,7$ для четырехтактных двигателей.

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, определится по формуле

$$Q_{н.с.} = \frac{\Delta Q_n \cdot G_m}{3,6}, \text{ Дж/с.}$$

Неучтенные потери теплоты определяются по формуле

$$Q_{ост.} = Q_o - (Q_e + Q_z + Q_v + Q_{н.с.}), \text{ Дж/с.}$$

Составляющие теплового баланса сводятся в табл. 2.1, приведенной в расчетно-пояснительной записке.

Таблица 2.1

Основные величины теплового баланса двигателя

Составляющие теплового баланса	Q , Дж/с
Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом	
Теплота, эквивалентная эффективной работе	
Теплота, потерянная с отработавшими газами	
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	
Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива	
Неучтенные потери теплоты	

2.5. Построение свернутой индикаторной диаграммы

Построение свернутой индикаторной диаграммы ДВС производится по данным теплового расчета. Диаграмму следует строить в прямоугольных координатах p - S , где p – давление газов в цилиндре, а S – ход поршня. Высота диаграммы должна быть в 1,2...1,7 раза больше ее основания. Для построения рекомендуются следующие масштабы.

Масштабы давления:

- при $p_z \leq 5$ МПа $\mu_p = 0,025$ МПа/мм, при $p_z \geq 5$ МПа $\mu_p = 0,05$ МПа/мм.

Масштабы перемещения поршня:

- при $S \leq 80$ мм $\mu_s = 0,5$ мм S/мм чертежа, при $S \geq 80$ мм $\mu_s = 1$ мм S/мм чертежа.

От начала координат в масштабе μ_s по оси абсцисс откладывают значения приведенной высоты камеры сжатия S_c и хода поршня S (размер по чертежу 100...150 мм). При этом

$$S_c = \left(\frac{S}{\varepsilon - 1} \right) \cdot \mu_s.$$

Абсцисса точки z на индикаторной диаграмме дизеля определяется по уравнению $z'z = S_c \cdot (\rho - 1)$.

По оси ординат в масштабе μ_p откладываются величины давлений в характерных точках a, c, z', z, b, r диаграммы, а также значение p_o .

Построение политроп сжатия и расширения осуществляется по промежуточным точкам (8...10 значений). Значения давлений в промежуточных точках политропы сжатия подсчитываются по

выражению $p_x = p_a \cdot \left(\frac{S_c + S}{S_x} \right)^{n_1}$, а для политропы расширения -

по выражению $p_x = p_b \cdot \left(\frac{S_c + S}{S_x} \right)^{n_2}$.

Рассчитанные значения давлений в промежуточных точках сводятся в табл. 2.2, приведенной в расчетно-пояснительной записке.

Для скругления индикаторной диаграммы необходимо воспользоваться диаграммой фаз газораспределения, которую следует построить в правой верхней части листа. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = \frac{R}{L_{ш}}$ (постоянная КШМ) следует

взять из технической характеристики двигателя или приложения.

**Величины давлений в промежуточных точках
политропы сжатия и политропы расширения**

№ точки	S_x , мм	Политропа сжатия		Политропа расширения	
		$\frac{p_x}{\mu_p}$, мм	p_x , МПа	$\frac{p_x}{\mu_p}$, мм	p_x , МПа
1					
2					
...					
9					
10					

Для перестроения полученной индикаторной диаграммы в развернутом виде графоаналитическим методом под ней строят полуокружность радиусом R , имея в виду, что $S = 2 \cdot R$. Затем полуокружность делят на дуги, охватывающие углы 10° , 15° или 20° , и точки соединяют радиусами с центром. Затем центр смещают вправо на величину $\frac{R \cdot \lambda}{2}$ (поправка Брикса). Из нового центра строят лучи, параллельные ранее проведенным радиусам. Из новых точек на окружности проводят вертикальные линии до их пересечения с линиями индикаторной диаграммы. Точки пересечения дают значения давления газов p_f при этих углах поворота кривошипа. Линию p_o свернутой диаграммы продолжают вправо, обозначая на ней значения углов поворота кривошипа в масштабе $1 \text{ мм} = 2^\circ$. Значения Δp_f (МПа) берут от линии p_o и откладывают на развертке. Полученные точки соединяют плавной кривой.

3. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Для расчета деталей кривошипно-шатунного механизма на прочность и выявление нагрузок на трансмиссию машин необходимо определить величины и характер изменения сил и моментов, действующих в двигателе. С этой целью проводят динамический расчет кривошипно-шатунного механизма в следующем порядке.

1. Индикаторная диаграмма строится на листе бумаги формата А1 в верхнем левом углу.

2. В правом верхнем углу строится диаграмма фаз газораспределения, а под нею схема кривошипно-шатунного механизма (рис. 3.1) с указанием точек приложения и знаков (+, -) действия сил.

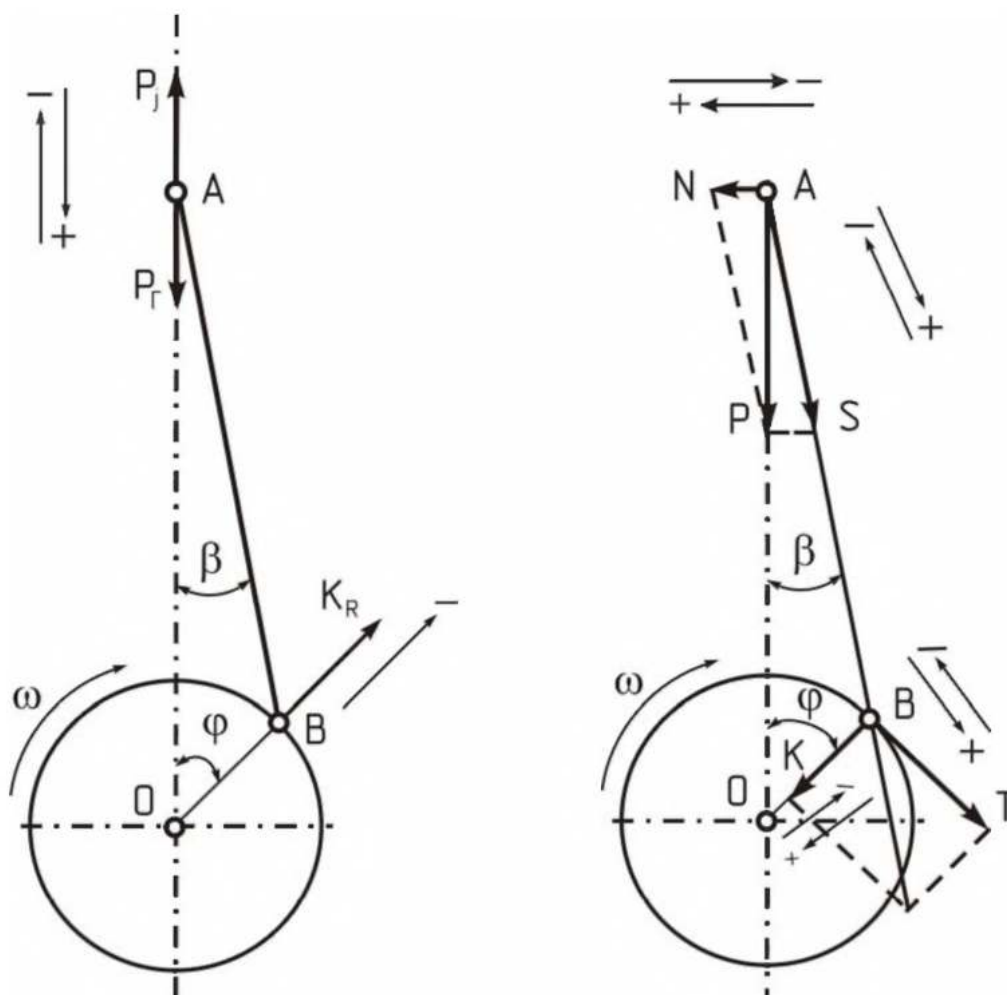


Рис. 3.1. Схемы КШМ с указанием точек приложения и знаков действия сил

3. Построенная скругленная индикаторная диаграмма, пользуясь методом Брикса, развёртывается в диаграмму избыточных сил давления газов Δp_I (МПа) по углу поворота коленчатого вала в масштабе $1 \text{ мм} = 2^\circ$.

4. Ниже полуокружности наносятся координаты и строятся графики перемещения, скорости и ускорения поршня, ширина графиков равна $2 \cdot R$, высота в любом масштабе.

5. Руководствуясь найденными размерами двигателя (S и D), определяется масса частей, движущихся возвратно-поступательно, и масса частей, совершающих вращательное движение. Для этой цели необходимо задаться конструктивными массами поршневой и шатунной группы, используя техническую характеристику двигателя или рассчитать, пользуясь табл. 3.1.

Значения масс поршня, шатуна и коленчатого вала определяются по формуле

$$m = m' \cdot F_n$$

где m' - конструктивная масса детали, отнесенная к площади поршня, кг/м^2 (принимается из табл. 3.1);

F_n - площадь поршня, м^2 .

Таблица 3.1

**Конструктивные массы деталей, отнесенные
к площади поршня в кг/м^2**

Элементы КШМ	Конструктивная масса	
	Двигатель с искровым зажиганием ДВС ($D = 60 \dots 100 \text{ мм}$)	Дизель ($D = 80 \dots 130 \text{ мм}$)
Поршень (алюминиевый сплав) m'_n	80...150	150...300
Шатун ($m'_ш$)	100...200	250...400
Колено вала без противо- весов ($m'_к$):		
- стальной кованый вал со сплошными шейками;	150...200	200...400
- чугунный литой вал с по- лыми шейками	100...200	150...300

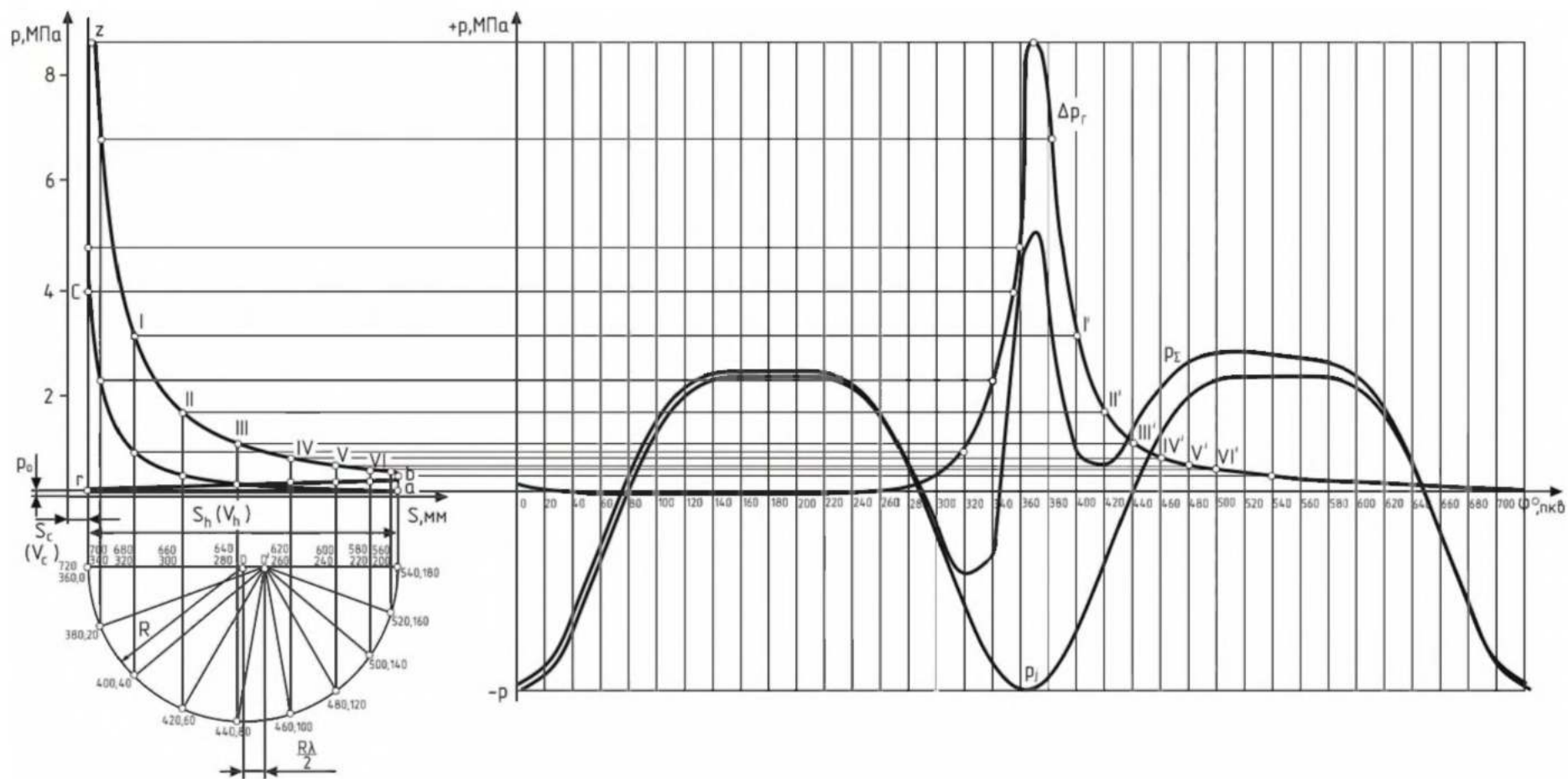


Рис. 3.2. Свернутая и развернутая индикаторная диаграмма двигателя

После этого производится расчет полного значения масс, кг.
Масса частей, движущихся возвратно-поступательно:

$$m_j = m_n + m_{ш.п},$$

где m_n - масса комплекта поршня (поршень + палец), кг;

$m_{ш.п}$ - масса шатуна, приведенная к поршню,

$$m_{ш.п} = (0,2...0,3) \cdot m_{ш},$$

где $m_{ш}$ - масса шатуна, кг.

Масса вращающихся деталей:

- в рядных ДВС - $m_R = m_k + m_{ш.к}$,

где m_k - масса колена без противовесов (масса кривошипа), кг;

$m_{ш.к}$ - масса шатуна, приведенная к коленчатому валу,

$$m_{ш.к} = (0,7...0,8) \cdot m_{ш};$$

- в V - образных двигателях - $m_R = m_k + 2 \cdot m_{ш.к}$.

Соответствие выбранных масс необходимо проверить по значению максимальной удельной силы инерции по формуле

$$p_{j \max} = \frac{P_j}{F_n} = \left(\frac{m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)}{F_n} \right) \cdot 10^{-6}, \text{ МПа},$$

где R - радиус кривошипа, $R = \frac{S}{2}$, м;

ω - угловая скорость коленчатого вала, $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, с⁻¹;

λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (постоянная КШМ);

F_n - площадь поршня, м².

Максимум удельной силы $p_{j \max}$ не должен превышать следующих интервалов:

- для двигателей с искровым зажиганием с числом оборотов $n \leq 4000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{j \max} = 1,4...1,8 \text{ МПа}$;

- для двигателей с искровым зажиганием с числом оборотов $n \geq 4000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{j \max} = 1,6...2,4 \text{ МПа}$;

- для дизелей при $n \leq 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{j \max} = 0,6...1,4 \text{ МПа}$;

- для дизелей при $n \geq 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{j \max} = 1,2...1,9 \text{ МПа}$.

Удельную силу инерции движущихся масс определяем по формуле

$$P_j = \frac{P_j}{F_n} = \left(\frac{m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)}{F_n} \right) \cdot 10^{-6}, \text{ МПа.}$$

6. Производится расчёт сил, действующих в КШМ, Н.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_j = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

Центробежной силы инерции вращающихся масс

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2.$$

Центробежная сила инерции K_R является результирующей двух сил:

- силы инерции вращающихся масс шатуна

$$K_{R.ш} = -m_{ш.к} \cdot R \cdot \omega^2;$$

- силы инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{R.к} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2.$$

Суммарной силы, действующей на поршень,

$$P_{\Sigma} = P_I + P_j,$$

где P_I – сила давления газов, $P_I = \Delta p_I \cdot F_n$ (Δp_I берется из развернутой индикаторной диаграммы).

Нормальной силы, перпендикулярной к оси цилиндра,

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Силы, действующей вдоль шатуна,

$$S = \frac{P_{\Sigma}}{\cos \beta}.$$

Нормальной силы, действующей вдоль радиуса кривошипа,

$$K = \frac{P_{\Sigma} \cdot \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Тангенциальной силы, касательной окружности кривошипа,

$$T = \frac{P_{\Sigma} \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Значения тригонометрических функций для выбранного значения λ рассчитываются или берутся из таблиц приложений. Расчет всех действующих сил производится через 20° поворота коленчатого вала. В интервале резкого повышения давле-

ния (приблизительно от 320° до 420° п.к.в.) расчет ведется через 5° п.к.в. Данные расчетов сил для различных углов сводятся в табл. 3.2, приводимую в расчетно-пояснительной записке.

Таблица 3.2

**Расчетные данные давлений и сил, действующих
в кривошипно-шатунном механизме**

φ , п.к.в.	Δp_I , МПа	p_j , МПа	p_Σ , МПа	P_I , кН (МН)	P_j , кН (МН)	P_Σ , кН (МН)	N , кН (МН)	S , кН (МН)	K , кН (МН)	T , кН (МН)	M_i , Н·м
0											
20											
40											
...											
700											
720											

7. По рассчитанным данным строятся графики изменения сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

На верхнем графике строятся изменения сил давления газов Δp_I , удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс $p_j = \frac{P_j}{F_n}$ и суммарной силы

$$p_\Sigma = \Delta p_I + p_j = \Delta p_I + \frac{P_j}{F_n}, \text{ МПа.}$$

Ниже строят значения сил (рекомендуемый масштаб $\mu = \mu_p \cdot F_n$, Н/мм):

- найденной ранее силы P_Σ ;
- нормальной силы N , действующей на стенку цилиндра и силы S , действующей вдоль шатуна;
- нормальной силы K , действующей по оси кривошипа и тангенциальной силы T .

Примерный вид и содержание графического листа представлено в приложении.

4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

После выполнения динамического расчета производится кинематический расчет рассматриваемого двигателя.

Для достижения этой цели в расчетно-пояснительной записке необходимо оформить таблицу значений перемещения, скорости и ускорения поршня, рассчитанных **через 20 градусов поворота коленчатого вала** (табл. 4.1).

При расчете значений для двигателя с центральным кривошипно-шатунным механизмом следует воспользоваться формулами:

- перемещения поршня

$$S = S_I + S_{II} = R \cdot (1 - \cos \varphi) + \frac{R \cdot \lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi);$$

- скорости поршня

$$W = W_I + W_{II} = R \cdot \omega \cdot \sin \varphi + \frac{R \cdot \omega \cdot \lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi;$$

- ускорения поршня

$$J = J_I + J_{II} = R \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi + R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi.$$

При расчете значений для двигателя со смещенным кривошипно-шатунным механизмом следует воспользоваться формулами:

$$S = S_I + S_{II} = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) - \kappa \cdot \lambda \cdot \sin \varphi \right];$$

$$W = W_I + W_{II} = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi - \kappa \cdot \lambda \cdot \cos \varphi \right);$$

$$J = J_I + J_{II} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi + k \cdot \lambda \cdot \sin \varphi),$$

где e - дезаксиал;

$\kappa = \frac{e}{R}$ - величина относительного смещения, $k = 0,05 \dots 0,15$.

Значения тригонометрических функций для выбранного угла рассчитываются или берутся из таблиц приложений.

Значение радиуса кривошипа R берется в зависимости от рассчитанного ранее значения хода поршня S .

Значение λ берется из технической характеристики двигателя или приложения.

Таблица 4.1

**Данные для построения графиков перемещения,
скорости и ускорения поршня**

φ , п.к.в.	S_I , м	S_{II} , м	S , м	W_I , м/с	W_{II} , м/с	W , м/с	J_I , м/с ²	J_{II} , м/с ²	J , м/с ²
0									
20									
40									
...									
320									
340									
360									

По рассчитанным данным строятся графики изменения перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Для этого ниже свернутой индикаторной диаграммы двигателя наносятся координатные оси. Принимая во внимание, что $S = 2 \cdot R$, проводятся вертикальные линии через точки ВМТ и НМТ на индикаторной диаграмме и горизонтальные линии, служащие осями абсцисс графиков. Значения углов поворота коленчатого вала от 0 до 360 градусов следует равномерно нанести между этими вертикальными линиями. Линия, проведенная через точку ВМТ, одновременно является осью ординат графиков.

Масштаб графиков выбирается с таким расчетом, чтобы равномерно заполнить имеющееся место.

На графиках обозначаются составляющие первого и второго порядков, а также их суммарные значения.

В расчетно-пояснительной записке проводится анализ полученных аналитических и графических данных.

В анализе следует отметить степень соответствия полученных данных перемещения поршня действительному значению, скорости поршня рекомендуемому для данного типа ДВС значению и влияние величины и характера изменения ускорения поршня на механические нагрузки двигателя.

В конце раздела необходимо оценить влияние кинематических параметров КШМ на показатели надежности и долговечности двигателя.

5. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

После выполнения кинематического и динамического расчетов производится анализ уравновешенности рассматриваемого двигателя.

Для достижения этой цели в расчетно-пояснительной записке на формате А3 миллиметровой бумаги необходимо в масштабе вычертить эскиз - схему кривошипно-шатунного механизма. На схеме с использованием теоретических знаний курса следует нанести направления действия всех сил и моментов.

Затем записывается условие уравновешенности двигателя с учетом всех сил и моментов.

Далее производится подсчет значений неуравновешенных сил и моментов для случая нахождения поршня первого цилиндра в ВМТ. Полученные численные значения указываются на схеме.

На следующем этапе проводится анализ и дается оценка конструктивной уравновешенности двигателя.

Затем производится выбор наиболее простых мероприятий для уменьшения или полного устранения действия неуравновешенных сил и моментов.

С учетом предыдущих операций определяются **плоскости установки противовесов, их масса (расчетным путем) и удаление от оси шейки**. Предлагаются и обосновываются различные способы крепления дополнительных масс.

В конце раздела следует отметить преимущества и недостатки выбранного способа уравновешивания с точки зрения его влияния на такие показатели двигателя, как:

- наличие шумов и вибраций при работе;
- долговечность;
- металлоемкость;
- технологичность производства;
- удобство обслуживания и ремонта.

7. ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Документация курсовой работы должна включать в себя пояснительную записку объемом 20...30 страниц текста формата А4, выполненную рукописным или машинописным способом, и графическую часть - 1 лист формата А1. Оформление документации курсовой работы должно соответствовать требованиям ЕСКД.

Необходимые разделы пояснительной записки:

1. Титульный лист.
2. Лист задания на курсовую работу.
3. Содержание (оглавление).
4. Введение - 1...2 стр. 5.

Тепловой расчет двигателя, расчет данных и построение индикаторных диаграмм - 7...10 стр.

6. Динамический расчет двигателя - 3...5 стр.
7. Кинематический расчет двигателя, расчет значений перемещения, скорости и ускорения поршня - 2...3 стр.
8. Эскиз (схема) вала и анализ уравновешенности двигателя - 2...4 стр.
9. Выводы - 1...2 стр.
10. Список использованной литературы - 1 стр. (5...10 наименований).

Содержание листа графической части: развернутая и свернутая индикаторные диаграммы, диаграмма фаз газораспределения, графики перемещения, скорости и ускорения поршня, схема одноцилиндрового КШМ с указанием знаков действия сил.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тракторы и автомобили: учебник [Электронный ресурс] (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-102818-6 – Режим доступа: <http://znanium.com/bookread2.php?book=949464>. - Загл. с экрана. А.В. Богатырев, В.Р. Лехтер. - Москва: ИНФРА-М, 2018. – 425 с.
2. Поливаев, О.И. Теория трактора и автомобиля [Электронный ресурс]: учебник / О.И. Поливаев, В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин. — Электрон. дан. — Санкт-Петербург: Лань, 2016. — 232 с. ISBN 978-5-8114-2033-9. — Режим доступа: <https://e.lanbook.com/reader/book/72994/#1> — Загл. с экрана
3. Кобозев, А.К. Тракторы и автомобили: теория ДВС [Электронный ресурс]: курс лекций / А.К. Кобозев, И.И. Швецов. - Ставрополь: СтГАУ, 2014. - 189 с. - Режим доступа: <http://znanium.com/bookread2.php?book=514178> — Загл. с экрана
4. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства [Электронный ресурс]: учебник / Г.М. Кутьков. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014 – 506 с.: + Доп. мат. (znanium.com). - (Высшее образование: Бакалавр.). ISBN 978-5-16-006053-8 - Режим доступа: <http://znanium.com/bookread2.php?book=359187> — Загл. с экрана
5. Лиханов В.А., Девятьяров Р.Р. Расчет двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие». - 3-е изд., испр. и доп. – Киров: Вятская ГСХА, 2008. – 69 с.
6. Коцарь, Ю.А. Тяговая динамика полноприводных тракторов с шинами равного размера: монография / Ю.А. Коцарь, Г.А. Головащенко, С.В. Плужников // ФГОУ ВПО «Саратовский ГАУ». – Саратов, 2008. – 140 с. – ISBN 978-5-7011-0535-3
7. Зейнетдинов, Р.А. Проектирование автотракторных двигателей: учебное пособие / Р. А. Зейнетдинов, И.Ф. Дьяков, С.В. Ярыгин. - Ульяновск: УлГТУ, 2004. - 168 с. - ISBN 5-89146 – 000-0
8. Шароглазов, Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания» / Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2004. – 344 с.
6. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. - М.: Высшая школа, - 1985. - 312 с.
7. Николаенко, А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. - М., 1984. - 335 с.

П Р И Л О Ж Е Н И Я

Таблица 1

ПАРАМЕТРЫ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Параметр	Марка двигателя									
	ЗМЗ-4025.10	ЗИЛ-645	Д-245	ЗМЗ-5234	ЗИЛ-508.10	КамАЗ-740.11	ЯМЗ-238ДЕ	ВАЗ-2112	ЗМЗ-4062.10	КамАЗ-740.10
Ход поршня S , мм	92	115	125	88	95	120	140	71	86	120
Диаметр цилиндра D , мм	92	110	110	92	100	120	130	82	92	120
Литраж двигателя V_d , л	2,45	8,74	4,75	4,67	5,97	10,85	14,86	1,50	2,28	10,85
Степень сжатия ε	8,2	18,5	15,1	7,6	7,1	16,5	16,0	10,5	9,3	17,0
Фазы газораспределения:										
открытие впускного клапана;	12	11	16	24	31	10	20	29	20	10
закрытие впускного клапана;	60	51	42	64	83	46	46	73	52	46
открытие выпускного клапана;	54	66	52	50	67	66	66	71	52	66
закрытие выпускного клапана	18	10	18	22	47	10	20	31	20	10
λ	0,295	0,280	0,276	0,282	0,257	0,270	0,267	0,290	0,273	0,270
Масса поршня, кг	0,565		1,67	0,565	0,895	1,95	2,85	0,405		2,04
Масса пальца, кг	0,148		0,567	0,148	0,292	0,903	1,105	0,104		0,815
Масса шатуна, кг				0,950	1,272		5,000	0,770		

ТАБЛИЦЫ ТЕПЛОЕМКОСТЕЙ

Таблица 2

Наименование газа	Формулы для определения средних молярных теплоемкостей отдельных газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль·град), для интервала температур 1501...2800 °C
Азот N ₂	$\mu_{c_{vN_2}} = 21,951 + 0,001457 \cdot t$
Водород H ₂	$\mu_{c_{vH_2}} = 19,678 + 0,001758 \cdot t$
Оксид углерода CO	$\mu_{c_{vCO}} = 22,490 + 0,001430 \cdot t$
Углекислый газ CO ₂	$\mu_{c_{vCO_2}} = 39,123 + 0,003349 \cdot t$
Водяной пар H ₂ O	$\mu_{c_{vH_2O}} = 26,670 + 0,004438 \cdot t$

Таблица 3

Температура, °C	Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), бензина при α											
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
0	21,683	21,786	21,880	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962	21,916
100	21,902	22,031	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216
200	22,140	22,292	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,650	22,584	22,523
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,173	23,293	23,200	23,115	23,036	22,964	22,898
400	22,777	22,968	23,143	23,303	23,450	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,360	23,289
500	23,138	23,345	23,534	23,707	23,867	24,014	24,150	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702
600	23,507	23,727	23,929	24,113	24,284	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193	24,114
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,700	24,610	24,527
800	24,249	24,493	24,715	24,919	25,107	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,500	25,680	25,847	25,720	25,604	25,498	25,400	25,309
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,870	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,672
1100	25,276	25,545	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	25,590	25,866	26,118	26,349	26,562	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446	26,345
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,879	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	27,180	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,436	26,728	26,995	27,240	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330	27,221
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	27,359	27,667	27,948	28,205	28,442	28,661	28,836	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	27,559	27,870	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,562
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	29,046	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870	28,747
2300	28,104	28,422	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236
2600	28,570	28,892	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384
2700	28,711	29,036	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,950	29,797	29,657	29,527
2800	28,847	29,173	29,470	29,743	29,994	30,226	30,440	30,257	30,090	29,936	29,794	29,663

Таблица 4

Температура, °C	Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), дизельного топлива при α											
	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6
0	22,184	22,061	21,958	21,870	21,794	21,728	21,670	21,572	21,493	21,428	21,374	21,328
100	22,545	22,398	22,275	22,169	22,078	21,999	21,929	21,812	21,717	21,640	21,574	21,519
200	22,908	22,742	22,602	22,482	22,379	22,289	22,210	22,077	21,970	21,882	21,808	21,745
300	23,324	23,142	22,989	22,858	22,745	22,647	22,560	22,415	22,300	22,202	22,121	22,052
400	23,750	23,554	23,390	23,249	23,128	23,022	22,930	22,774	22,648	22,544	22,457	22,384
500	24,192	23,985	23,811	23,662	23,533	23,421	23,322	23,157	23,023	22,914	22,822	22,743
600	24,631	24,413	24,229	24,073	23,937	23,819	23,716	23,541	23,401	23,285	23,188	23,106
700	25,069	24,840	24,648	24,484	24,342	24,218	24,109	23,927	23,780	23,659	23,557	23,471
800	25,490	25,251	25,050	24,879	24,731	24,602	24,488	24,298	24,144	24,018	23,912	23,822
900	25,896	25,648	25,439	25,261	25,107	24,973	24,855	24,657	24,487	24,366	24,256	24,162
1000	26,278	26,021	25,804	25,620	25,460	25,321	25,199	24,993	24,828	24,692	24,578	24,481
1100	26,641	26,375	26,151	25,960	25,795	25,652	25,525	25,313	25,142	25,001	24,883	24,783
1200	26,987	26,713	26,482	26,286	26,116	25,967	25,837	25,618	25,442	25,296	25,175	25,071
1300	27,311	27,029	26,792	26,589	26,415	26,262	26,128	25,903	25,722	25,572	25,447	25,341
1400	27,618	27,328	27,085	26,877	26,698	26,541	26,404	26,173	25,986	25,833	25,705	25,596
1500	27,907	27,610	27,361	27,148	26,965	26,805	26,664	26,427	26,237	26,080	25,948	25,836
1600	28,175	27,873	27,618	27,400	27,212	27,049	26,905	26,663	26,468	26,308	26,173	26,059
1700	28,432	28,123	27,863	27,641	27,449	27,282	27,135	26,888	26,690	26,526	26,389	26,272
1800	28,669	28,354	28,089	27,863	27,668	27,497	27,348	27,096	26,894	26,727	26,587	26,469
1900	28,895	28,575	28,305	28,076	27,877	27,704	27,552	27,296	27,090	26,921	26,781	26,658
2000	29,107	28,782	28,508	28,275	28,073	27,898	27,743	27,483	27,274	27,102	26,958	26,835
2100	29,310	28,980	28,703	28,466	28,262	28,083	27,926	27,663	27,451	27,276	27,130	27,005
2200	29,503	29,169	28,888	28,648	28,441	28,260	28,101	27,834	27,619	27,442	27,294	27,168
2300	29,680	29,342	29,057	28,815	28,605	28,422	28,261	27,991	27,774	27,595	27,444	27,317
2400	29,851	29,510	29,222	28,976	28,764	28,580	28,471	28,144	27,924	27,743	27,591	27,462
2500	30,011	29,666	29,375	29,127	28,913	28,726	28,562	28,286	28,064	27,881	27,728	27,598
2600	30,164	29,816	29,523	29,272	29,056	28,868	28,702	28,424	28,199	28,015	27,860	27,729
2700	30,311	29,960	29,664	29,412	29,194	29,004	28,837	28,557	28,331	28,144	27,988	27,856
2800	30,451	30,097	29,799	29,546	29,326	29,135	28,966	28,684	28,456	28,269	28,111	27,978

Таблица 5

**ПРЕДЕЛЫ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО
ЦИКЛА И ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Параметр	Тип двигателя			
	Дизель без наддува	Дизель с наддувом	Карбюраторный	С впрыском топлива
p_{a1} , МПа	0,075...0,092		0,075...0,090	-
T_{a1} , К	310...350	320...340	340...390	320...370
ΔT	10°...40°	-5°...+10°	0°...20°	
γ_T	0,02...0,05		0,04...0,10	
η_v	0,8...0,94	0,8...0,97	0,7...0,9	0,8...0,96
p_{c1} , МПа	3,5...5,50	-	0,9...2,0	1,0...2,5
T_{c1} , К	700...900	-	600...800	-
p_{z1} , МПа	5,0...12,0	-	3,5...7,5	
$p_{z1/b}$, МПа	-	-	3,0...6,5	
T_{z1} , К	1800...2300	-	2400...3100	
p_{b1} , МПа	0,25...0,50		0,35...0,60	
T_{b1} , К	1000...1200		1200...1700	
p_{i1} , МПа	0,7...1,1	До 2,2	0,6...1,4	
η_i	0,4...0,5		0,3...0,4	0,35...0,45
g_{i1} , г/кВт·ч	170...210		210...275	180...230
η_m	0,7...0,82	0,8...0,9	0,75...0,92	
p_{c2} , МПа	0,65...0,85	До 2,0	0,6...1,1	До 1,3
η_c	0,28...0,35	0,35...0,42	0,25...0,38	
g_{c2} , г/кВт·ч	200...235		230...310	200...290

φ	Знак	Значения $(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi)$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
10	+	0,2146	0,2164	0,2181	0,2198	0,2215	0,2232	0,2240	0,2266	-	350
20	+	0,4191	0,4224	0,4256	0,4288	0,4320	0,4352	0,4384	0,4416	-	340
30	+	0,6039	0,6083	0,6126	0,6169	0,6212	0,6256	0,6299	0,6342	-	330
40	+	0,7610	0,7659	0,7708	0,7757	0,7807	0,7856	0,7905	0,7954	-	320
50	+	0,8842	0,8891	0,8940	0,8989	0,9039	0,9088	0,9137	0,9186	-	310
60	+	0,9699	0,9743	0,9786	0,9829	0,9872	0,9916	0,9959	1,0002	-	300
70	+	1,0168	1,0201	1,0233	1,0265	1,0297	1,0329	1,0361	1,0393	-	290
80	+	1,0258	1,0276	1,0293	1,0310	1,0327	1,0344	1,0361	1,0378	-	280
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	270
100	+	0,9438	0,9420	0,9403	0,9386	0,9369	0,9352	0,9335	0,9300	-	260
110	+	0,8626	0,8593	0,8561	0,8529	0,8497	0,8465	0,8433	0,8401	-	250
120	+	0,7621	0,7577	0,7534	0,7491	0,7448	0,7404	0,7361	0,7318	-	240
130	+	0,6478	0,6429	0,6380	0,6331	0,6281	0,6232	0,6183	0,6134	-	230
140	+	0,5246	0,5197	0,5148	0,5099	0,5049	0,5000	0,4951	0,4902	-	220
150	+	0,3961	0,3917	0,3874	0,3831	0,3788	0,3744	0,3701	0,3658	-	210
160	+	0,2649	0,2616	0,2581	0,2552	0,2520	0,2488	0,2456	0,2424	-	200
170	+	0,1326	0,1308	0,1291	0,1274	0,1257	0,1240	0,1223	0,1206	-	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	180

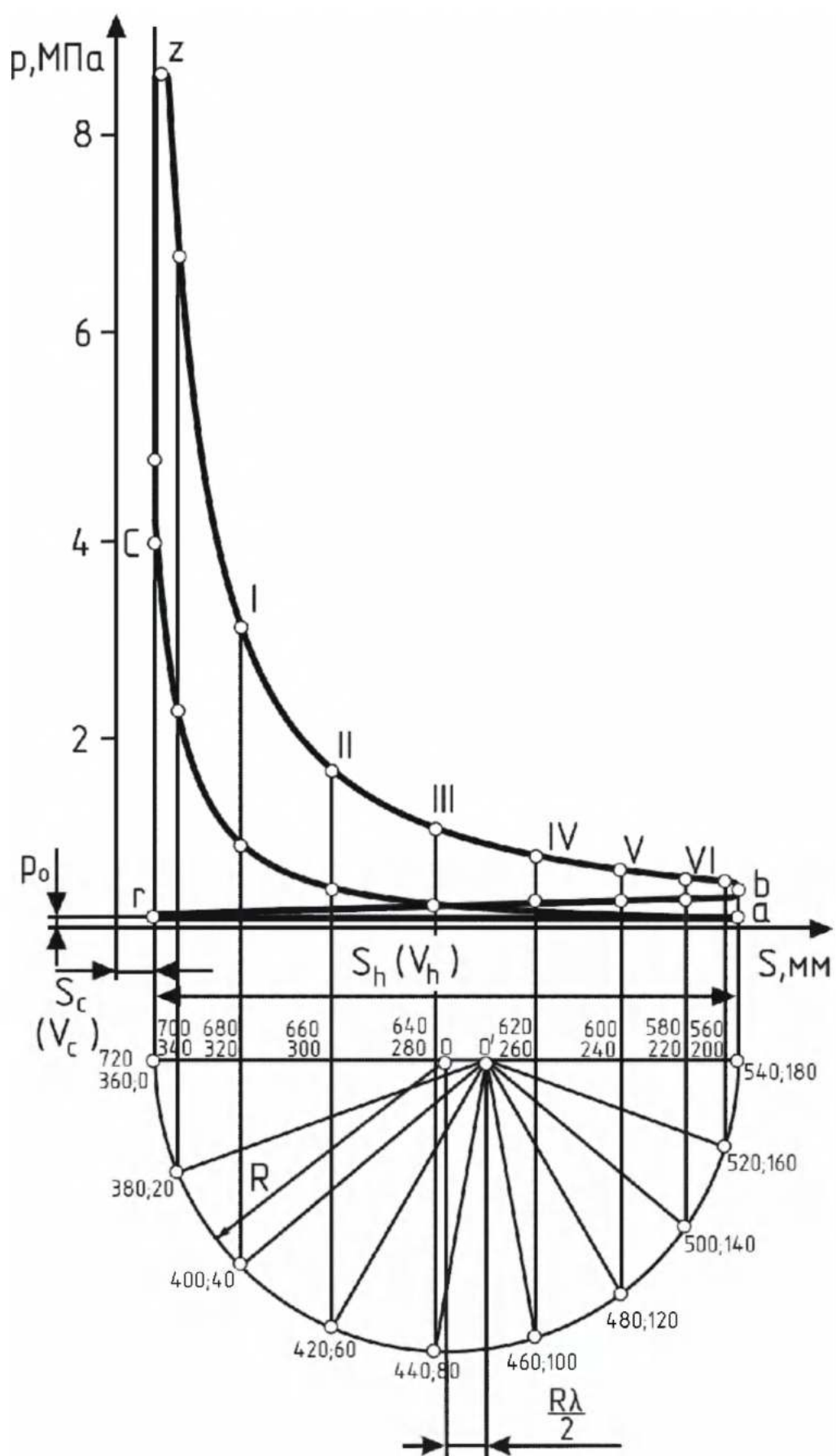
φ	Знак	Значения ($\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi$) при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,2400	1,2500	1,2500	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2197	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1312	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9910	1,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,2100	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8094	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5994	0,5959	0,5942	0,5925	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	0,1505	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	-	0,0519	0,0613	0,0613	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	-	280
90	-	0,2400	0,2500	0,2500	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	-	270
100	-	0,3991	0,4085	0,4085	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649	-	260
110	-	0,5258	0,5335	0,5335	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795	-	250
120	-	0,6200	0,6250	0,6250	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550	-	240
130	-	0,6845	0,6862	0,6862	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	-	230
140	-	0,7243	0,7226	0,7226	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	-	220
150	-	0,7460	0,7410	0,7410	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	-	210
160	-	0,7559	0,7482	0,7482	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022	-	200
170	-	0,7593	0,7499	0,7499	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	-	190
180	-	0,7600	0,7500	0,7500	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	-	180

φ	Знак	Значения $tg\beta$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-	360
10	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	-	350
20	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	-	340
30	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	-	330
40	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	-	320
50	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	-	310
60	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	-	300
70	+	0,230	0,210	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	-	290
80	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	-	280
90	+	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	-	270
100	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,290	0,306	0,316	-	260
110	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	-	250
120	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	-	240
130	+	0,119	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	-	230
140	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	-	220
150	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,000	-	210
160	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	-	200
170	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	-	190
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-	180

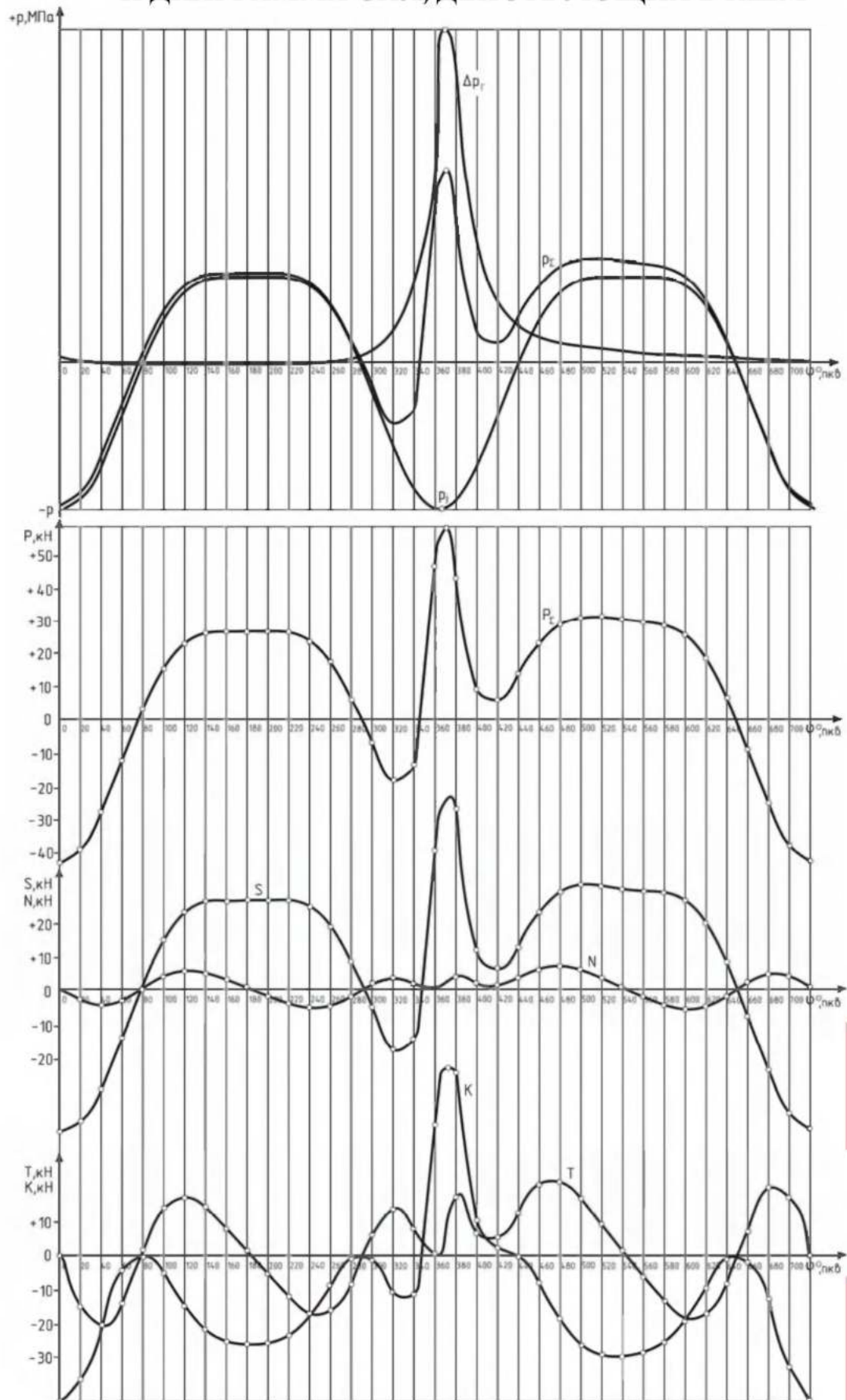
φ	Знак	Значения $\frac{1}{\cos \beta}$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	350
20	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	340
30	+	0,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	330
40	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	320
50	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	310
60	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	300
70	+	1,026	1,028	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	290
80	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	280
90	+	1,030	1,032	1,035	1,038	1,041	1,044	1,047	1,050	+	270
100	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	260
110	+	1,026	1,020	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	250
120	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	240
130	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	230
140	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	220
150	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	210
160	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	200
170	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	190
180	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	180

φ	Знак	Значения $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	360
10	+	0,215	0,216	0,218	0,220	0,221	0,223	0,225	0,227	-	350
20	+	0,419	0,423	0,426	0,429	0,432	0,436	0,439	0,442	-	340
30	+	0,605	0,609	0,613	0,618	0,622	0,627	0,631	0,636	-	330
40	+	0,762	0,767	0,772	0,777	0,782	0,788	0,793	0,798	-	320
50	+	0,886	0,891	0,896	0,901	0,906	0,912	0,917	0,922	-	310
60	+	0,972	0,976	0,981	0,985	0,990	0,995	0,900	1,004	-	300
70	+	1,018	1,022	1,025	1,029	1,032	1,035	1,039	1,043	-	290
80	+	1,027	1,029	1,030	1,032	1,034	1,036	1,038	1,040	-	280
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	270
100	+	0,943	0,941	0,939	0,937	0,936	0,934	0,932	0,930	-	260
110	+	0,861	0,858	0,854	0,851	0,847	0,844	0,840	0,837	-	250
120	+	0,760	0,756	0,751	0,747	0,742	0,737	0,733	0,728	-	240
130	+	0,646	0,641	0,636	0,631	0,626	0,620	0,615	0,610	-	230
140	+	0,524	0,519	0,513	0,508	0,503	0,498	0,493	0,488	-	220
150	+	0,395	0,391	0,387	0,382	0,378	0,373	0,369	0,360	-	210
160	+	0,265	0,261	0,258	0,255	0,252	0,248	0,245	0,242	-	200
170	+	0,133	0,131	0,129	0,127	0,126	0,124	0,122	0,121	-	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	180

СВЕРНУТАЯ ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА ДВИГАТЕЛЯ



РАЗВЕРНУТАЯ ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА И ДИАГРАММА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КШМ



ДИАГРАММЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ, СКОРОСТИ И УСКОРЕНИЯ ПОРШНЯ

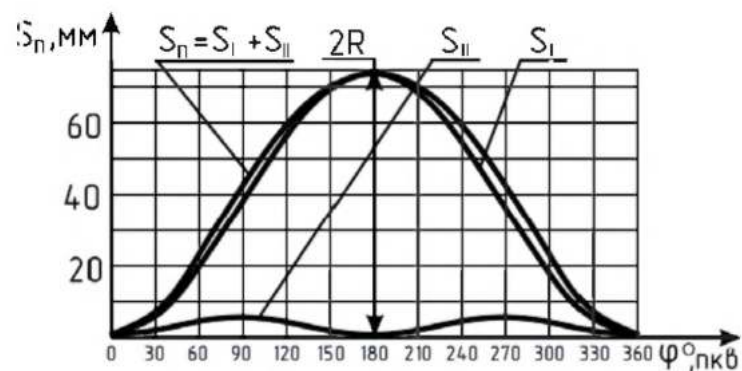


Диаграмма перемещения поршня

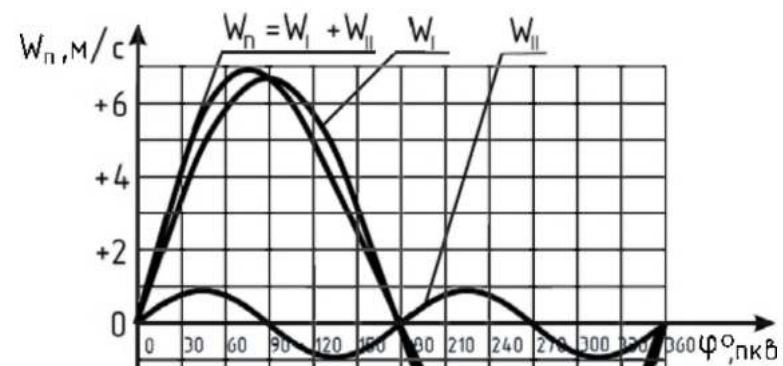


Диаграмма скорости поршня

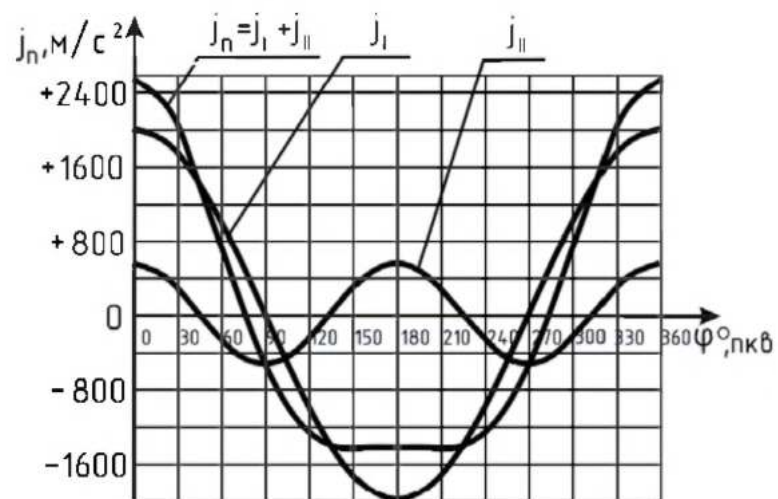
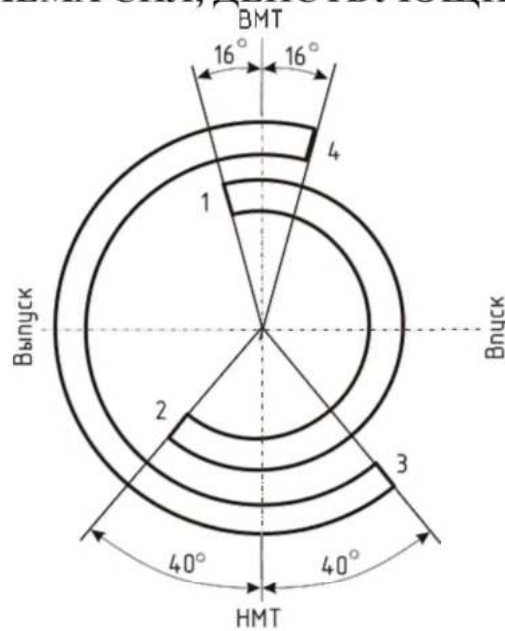
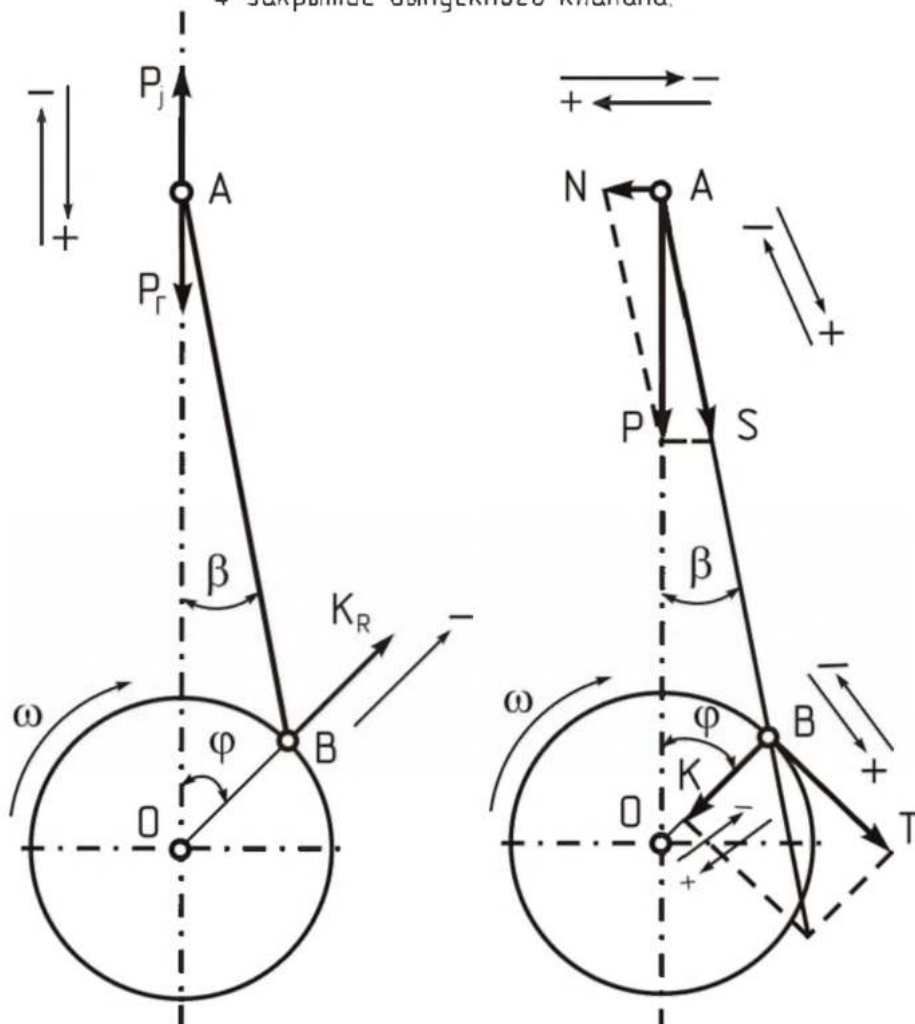


Диаграмма ускорения поршня

ДИАГРАММА ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ И СХЕМА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КШМ



- 1-открытие впускного клапана;
- 2-закрытие впускного клапана;
- 3-открытие выпускного клапана;
- 4-закрытие выпускного клапана.



СОДЕРЖАНИЕ ЛИСТА 1 ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

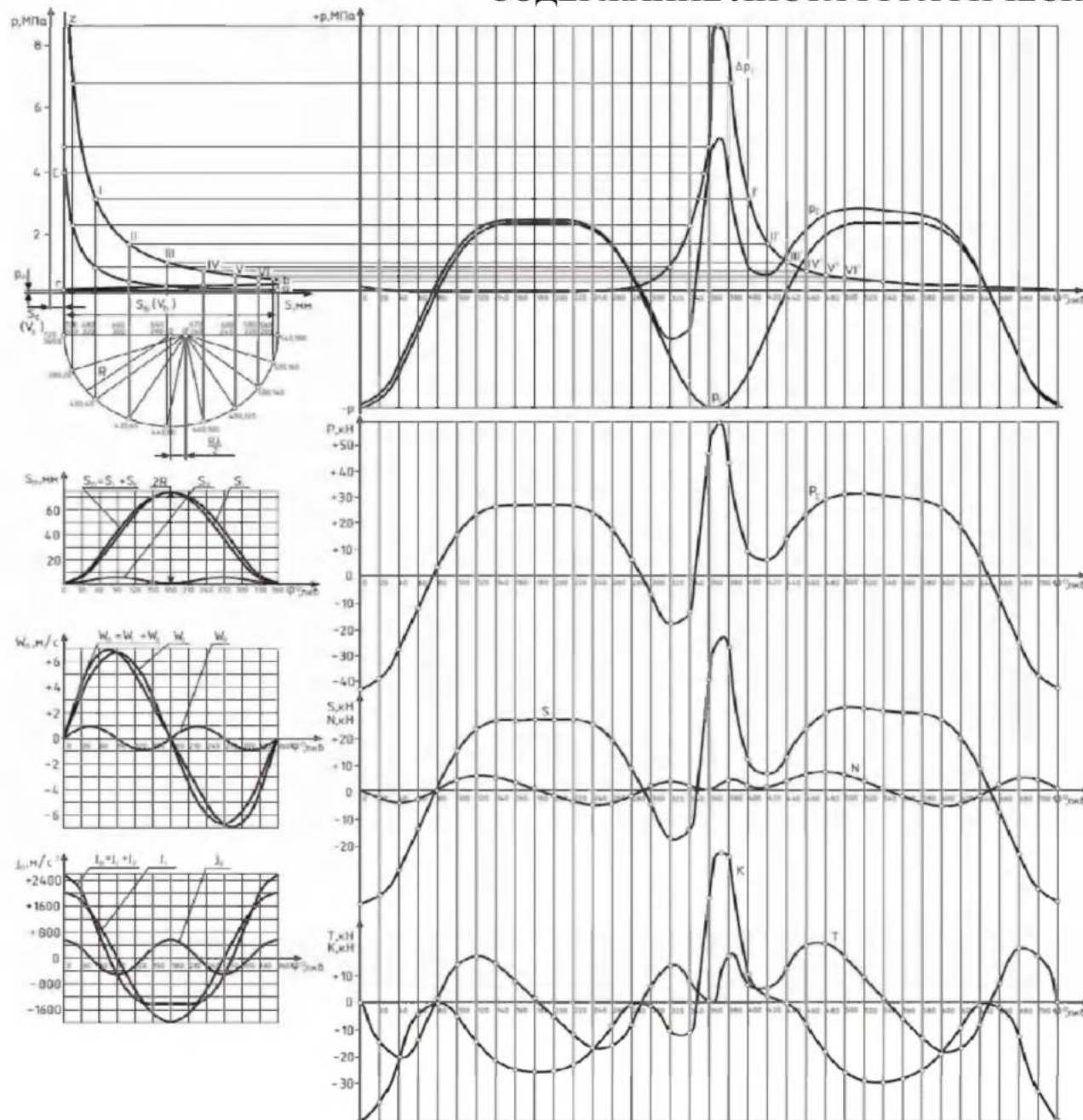
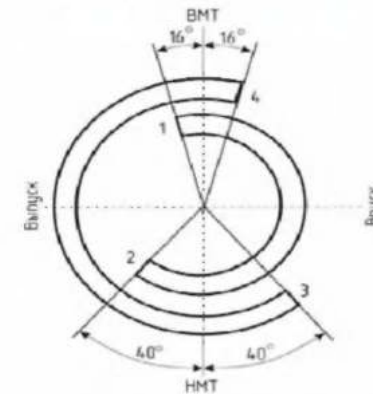


Диаграмма фаз газораспределения



- 1-открытие впускного клапана;
- 2-закрытие впускного клапана;
- 3-открытие выпускного клапана;
- 4-закрытие выпускного клапана.

Схема сил, действующих в КШМ

