

Министерство образования и науки
Российской Федерации

Курганский государственный университет

Кафедра "Автомобильный транспорт и автосервис"

Автомобильные двигатели

Методические указания к выполнению
курсовой работы для студентов
специальностей 150100, 150200, 230100

Курган 2004

Кафедра "Автомобильный транспорт и автосервис"
Дисциплины "Основы теории и динамики автомобильных и
тракторных двигателей" (специальность 150100)
"Автомобильные двигатели" (специальность
150200)
"Рабочие процессы, конструкция и основы рас-
чета тепловых двигателей и энергетических
установок" (специальность 230100)

Составили: профессор, канд. техн. наук Глазырин А.В.,
ст. преподаватель Дик И.И.

Утверждены на заседании кафедры "13" мая 2004 г.

Рекомендованы методическим советом
университета " __ " _____ 2004 г.

Работа выполнена при равноценном участии авторов.

Введение

Методические указания предназначены для оказания помощи студентам при выполнении ими курсовой работы по дисциплинам:

- "Основы теории и динамики автомобильных и тракторных двигателей" (специальность 150100 "Автомобиле- и тракторостроение");
- "Автомобильные двигатели" (специальность 150200 "Автомобили и автомобильное хозяйство");
- "Рабочие процессы, конструкция и основы расчета тепловых двигателей и энергетических установок" (специальность 230100 "Сервис транспортных и технологических машин и оборудования (автомобильный транспорт)");

Курсовая работа выполняется с целью закрепления знаний, полученных при теоретическом изучении курса. Студентом определяются основные показатели двигателя. Производится динамический расчет и анализ уравновешенности двигателя. Проводятся расчеты на прочность и по выбору параметров систем.

Для выполнения курсовой работы студенту выдается индивидуальное задание, в котором указываются следующие параметры двигателя:

- тип двигателя;
- максимальная мощность и соответствующая ей частота вращения коленчатого вала;
- число и расположение цилиндров;
- степень сжатия.

1 Тепловой расчет двигателя

Тепловой расчет проводится для режима максимальной мощности с целью определения параметров действительного цикла и показателей двигателя.

Для проведения расчета на основании задания необходимо выбрать:

- тип автомобиля (легковой, грузовой), на котором будет устанавливаться данный двигатель;
- способ воспламенения топливно-воздушной смеси (воспламенение от искры, дизель).

Приведенный ниже алгоритм [1,2] применяется для расчета двигателей, работающих на жидком топливе (бензин и дизельное топливо). Для бензинового двигателя производится

выбор системы питания топливом (карбюраторная, впрыскивание). Для дизеля выбирается способ смесеобразования (объемное или объемно-пленочное, пристеночное, разделенная камера сгорания).

Кроме этого, необходимо решить вопрос о применении наддува двигателя и охлаждении наддувочного воздуха. При этом можно руководствоваться следующими соображениями:

– цилиндровая мощность бензиновых двигателей с наддувом составляет 20–35 кВт/цил. При наддуве практически всегда применяется охлаждение наддувочного воздуха;

– цилиндровая мощность дизелей с наддувом грузовых автомобилей составляет 20–55 кВт/цил. Охлаждение наддувочного воздуха применяется при среднем и высоком наддуве;

– дизели легковых автомобилей обычно изготавливаются на базе соответствующих бензиновых двигателей. Наддув применяют для компенсации падения мощности вследствие обеднения смеси.

На основании указанных в задании параметров двигателя по литературе производится выбор исходных данных: параметров топлива и воздуха; процессов газообмена, сжатия, сгорания и расширения и т.д.

Процесс впуска

Потери давления на впуске ΔP_a , МПа,

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) W_{вп}^2 \rho_k / 2 \times 10^{-6},$$

где $\beta^2 + \xi_{вп}$ – коэффициент гидравлического сопротивления впускной системы;

$W_{вп}$ – скорость заряда в горловине впускного клапана, м/с;

ρ_k – плотность заряда на впуске, кг/м³,

$$\rho_k = P_k 10^6 / (287 T_k),$$

где P_k – давление наддува, МПа;

T_k – температура воздуха на входе в двигатель, К.

Для двигателя без наддува $P_k = P_o$. $T_k = T_o$.

Для двигателя с наддувом без охлаждения наддувочного воздуха

$$T_k = T_o (P_k / P_o)^{0,394}.$$

Для двигателя с наддувом и охлаждением наддувочного воздуха

$$T_k = T_o (P_k / P_o)^{0,394} - \Delta T_k,$$

где ΔT_k – уменьшение температуры наддувочного воздуха при установке охладителя.

Давление конца впуска P_a , МПа,

$$P_a = P_k - \Delta P_a.$$

Коэффициент остаточных газов γ_r

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

где ΔT – подогрев свежего заряда, °С;
 P_r – давление остаточных газов, МПа;
 T_r – температура остаточных газов, К;
 $\varphi_{\text{доз}}$ – коэффициент дозарядки;
 ε – степень сжатия.

Температура конца впуска T_a , К,

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}.$$

Коэффициент наполнения двигателя

$$\eta_v = \varphi_{\text{доз}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}.$$

Процесс сжатия

Давление конца сжатия P_c , МПа,

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1},$$

где n_1 – показатель политропы сжатия.

Температура конца сжатия T_c , К,

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

Процесс сгорания

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива L_o , кмоль/кг,

$$L_o = (C/12 + H/4 - O/32)/0,21,$$

где C – массовая доля углерода в 1 кг топлива, кг/кг;

H – массовая доля водорода в 1 кг топлива, кг/кг;

O – массовая доля кислорода в 1 кг топлива, кг/кг.

Количество горючей смеси M_1 , кмоль/кг,

– бензиновый двигатель

$$M_1 = \alpha L_o + 1/m_T,$$

где α – коэффициент избытка воздуха;

m_T – молекулярная масса топлива, кг/кмоль;

– дизель

$$M_1 = \alpha L_o.$$

Общее количество продуктов сгорания M_2 , кмоль/кг,

– неполное сгорание жидкого топлива ($\alpha < 1$)

$$M_2 = C/12 + H/2 + 0,79 \alpha L_o;$$

– полное сгорание жидкого топлива ($\alpha \geq 1$)

$$M_2 = C/12 + H/2 + (\alpha - 0,21)L_o.$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = (M_2/M_1 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r).$$

Количество теплоты ΔH_u , кДж/кг, потерянное вследствие химической неполноты сгорания при $\alpha < 1$

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_o .$$

Средняя молярная теплоемкость рабочей смеси m_{c_v} , кДж/(кмоль.град), в конце процесса сжатия

$$m_{c_v} = 20,16 + 0,00174T_c.$$

Средняя молярная теплоемкость рабочей смеси в конце процесса сгорания

– неполное сгорание жидкого топлива ($\alpha < 1$)

$$m_{c_v}'' = (18,4 + 2,6\alpha) + (15,5 + 13,8\alpha)10^{-4}T_z$$

– полное сгорание жидкого топлива ($\alpha \geq 1$)

$$m_{c_v}'' = (20,2 + 0,92/\alpha) + (15,5 + 13,8/\alpha)10^{-4}T_z .$$

$$m_{c_p}'' = m_{c_v}'' + 8,314$$

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

$$\frac{\xi(H_u - \Delta H_u)}{M_1(1 + \gamma_r)} + m_{c_v} T_c = \mu m_{c_v}'' T_z ,$$

где ξ – коэффициент использования теплоты;

H_u – низшая теплота сгорания, кДж/кг.

Уравнение сгорания для дизеля

$$\frac{\xi H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + (m_{c_v} + 8,315\lambda)T_c = \mu m_{c_p}'' T_z ,$$

где λ – степень повышения давления, выбирается в зависимости от способа смесеобразования.

После подстановки значений уравнение сгорания приводится к виду

$$AT_z^2 + BT_z + C = 0 ,$$

один из корней данного уравнения является температурой конца сгорания T_z .

В бензиновом двигателе степень повышения давления определяется по формуле

$$\lambda_1 = \mu T_z / T_c .$$

В дизеле степень предварительного расширения

$$\rho = \mu T_z / (\lambda T_c) .$$

Давление конца сгорания P_z , МПа,

$$P_z = \lambda P_c .$$

Процесс расширения

Давление конца расширения P_b , МПа,

– бензиновый двигатель

$$P_b = P_z / \varepsilon^{n_2} ,$$

где n_2 – средний показатель политропы расширения;

– дизель

$$P_b = P_z / \delta^{n2},$$

где $\delta = \varepsilon / \rho$ – степень последующего расширения.

Температура конца расширения T_b , К,

– бензиновый двигатель

$$T_b = T_z / \varepsilon^{n2 - 1};$$

– дизель

$$T_b = T_z / \delta^{n2 - 1}.$$

Процесс выпуска

Температура остаточных газов T_r , К,

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

Индикаторные показатели рабочего цикла

Расчетное среднее индикаторное давление P_i' , МПа,

– бензиновый двигатель

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda_1}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right];$$

– дизель

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda_1 (\rho - 1) + \frac{\lambda_1 \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right].$$

Среднее индикаторное давление P_i , МПа,

$$P_i = P_i' \varphi_{\pi},$$

где φ_{π} – коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

Индикаторный КПД цикла η_i

$$\eta_i = 8,315 \frac{M_1 T_k P_i}{H_u P_k \eta_v}.$$

Удельный индикаторный расход топлива g_i , г/кВтч,

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{\eta_i H_u}.$$

Эффективные показатели двигателя

Среднее давление механических потерь P_m , МПа,

$$P_m = (a + b V_{\text{пср}}) \cdot (P_k / P_0)^{0,1},$$

где a, b – постоянные для данного типа двигателя коэффициенты;

$V_{\text{пср}}$ – выбираемая (исходная) средняя скорость поршня, м/с.

Среднее эффективное давление P_e , МПа,

$$P_e = P_i - P_m.$$

Механический КПД двигателя

$$\eta_m = P_e / P_i.$$

Эффективный КПД двигателя

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

Удельный эффективный расход топлива g_e , г/кВтч,

$$g_e = g_i / \eta_m.$$

Основные размеры двигателя

Рабочий объем двигателя V_Δ , л,

$$V_\Delta = 120 N_{e\max} / (p_e n_N),$$

где $N_{e\max}$ – максимальная мощность, кВт;

n_N – частота вращения, соответствующая максимальной мощности, мин⁻¹.

Рабочий объем цилиндра V_h , л,

$$V_h = V_\Delta / i,$$

где i – число цилиндров.

Диаметр цилиндра D , мм,

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

где S/D – отношение хода поршня к диаметру цилиндра.

Значение D округляется до большей целой величины.

Ход поршня S , мм,

$$S = D(S/D).$$

Значение S округляется до ближайшего целого.

Средняя скорость поршня $V_{\text{ср.расч}}$, м/с,

$$V_{\text{ср.расч}} = S n_N / 30,$$

где S — ход поршня, м;

n_N – частота вращения двигателя, мин⁻¹.

Тепловой расчет может выполняться традиционным (ручным) способом и на ЭВМ. При расчете на ЭВМ расчет проводится в диалоговом режиме.

После завершения теплового расчета на экран выводятся значения окончательно выбранных исходных данных (таблица 1 и 2) и основные результаты расчета (таблица 3).

В расчетно-пояснительной записке приводится алгоритм теплового расчета рассчитываемого двигателя, дается обоснование выбора исходных данных. Значения исходных данных и результаты расчета приводятся в таблицах.

Таблица 1 – Исходные данные теплового расчета
(бензиновый двигатель)

№	Наименование	Обозначение	Величина	Размерность
1	Максимальная мощность	$N_{e \max}$		кВт
2	Частота вращения	n_N		мин ⁻¹
3	Число цилиндров	i		–
4	Степень сжатия	ε		–
5	Массовая доля углерода	C		кг/кг
6	Массовая доля водорода	H		кг/кг
7	Молекулярная масса топлива	m_T		кг/кмоль
8	Низшая теплота сгорания	H_u		кДж/кг
9	Давление окружающей среды	P_0		МПа
10	Температура окружающей среды	T_0		К
11	Давление наддува	P_k		МПа
12	Уменьшение температуры наддувочного воздуха	ΔT_k		°С
13	Давление остаточных газов	P_r		МПа
14	Температура остаточных газов	T_r		К
15	Подогрев свежего заряда	ΔT		°С
16	Коэффициент гидравлического сопротивления	$\beta^2 + \xi_{вп}$		–
17	Скорость заряда в горловине впускного клапана	$W_{вп}$		м/с
18	Коэффициент дозарядки	$\Phi_{доз}$		–
19	Показатель политропы сжатия	n_1		–
20	Коэффициент избытка воздуха	α		–
21	Коэффициент использования теплоты	ξ		–
22	Показатель политропы расширения	n_2		–
23	Коэффициент полноты диаграммы	$\Phi_{п}$		–
24	Коэффициент в выражении среднего давления механических потерь	a		–
25	Коэффициент в выражении среднего давления механических потерь	b		–
26	Средняя скорость поршня	$V_{пср}$		м/с
27	Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	S/D		–

Таблица 2 – Исходные данные теплового расчета (дизель)

№	Наименование	Обозначение	Величина	Размерность
1	Максимальная мощность	$N_{e \max}$		кВт
2	Частота вращения	n_N		мин ⁻¹
3	Число цилиндров	i		–
4	Степень сжатия	ε		–
5	Массовая доля углерода	C		кг/кг
6	Массовая доля водорода	H		кг/кг
7	Массовая доля кислорода	O		кг/кг
8	Низшая теплота сгорания	H_u		кДж/кг
9	Давление окружающей среды	P_0		МПа
10	Температура окружающей среды	T_0		К
11	Давление наддува	P_k		МПа
12	Уменьшение температуры наддувочного воздуха	ΔT_k		°С
13	Давление остаточных газов	P_r		МПа
14	Температура остаточных газов	T_r		К
15	Подогрев свежего заряда	ΔT		°С
16	Коэффициент гидравлического сопротивления	$\beta^2 + \xi_{вп}$		–
17	Скорость заряда в горловине впускного клапана	$W_{вп}$		м/с
18	Коэффициент дозарядки	$\Phi_{доз}$		–
19	Показатель политропы сжатия	n_1		–
20	Коэффициент избытка воздуха	α		–
21	Коэффициент использования теплоты	ξ		–
22	Степень повышения давления	λ_1		–
23	Показатель политропы расширения	n_2		–
24	Коэффициент полноты диаграммы	$\Phi_{п}$		–
25	Коэффициент в выражении среднего давления механических потерь	a		–
26	Коэффициент в выражении среднего давления механических потерь	b		–
27	Средняя скорость поршня	$V_{пср}$		м/с
28	Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	S/D		–

Таблица 3 – Результаты теплового расчета двигателя

№	Наименование	Обозначение	Величина	Размерность
1	Давление конца впуска	P_a		МПа
2	Температура конца впуска	T_a		К
3	Коэффициент остаточных газов	γ_r		–
4	Коэффициент наполнения	η_v		–
5	Давление конца сжатия	P_c		МПа
6	Температура конца сжатия	T_c		К
7	Давление конца сгорания	P_z		МПа
8	Температура конца сгорания	T_z		К
9	Степень повышения давления (бензиновый двигатель)	λ_1		–
	Степень предварительного расширения (дизель)	ρ		–
10	Давление конца расширения	P_b		МПа
11	Температура конца расширения	T_b		К
12	Среднее индикаторное давление	P_i		МПа
13	Индикаторный КПД	η_i		–
14	Удельный индикаторный расход топлива	g_i		г/кВт.ч
15	Среднее эффективное давление	P_e		МПа
16	Механический КПД двигателя	η_m		–
17	Эффективный КПД двигателя	η_e		–
18	Удельный эффективный расход топлива	g_e		г/кВт.ч
19	Диаметр цилиндра	D		мм
20	Ход поршня	S		мм

Основные параметры двигателя

По полученным значениям диаметра цилиндра и хода поршня уточняем основные параметры двигателя.

Рабочий объем цилиндра, л

$$V_h = \pi D^2 S / 4.$$

Объем камеры сгорания, л

$$V_c = V_h / (\varepsilon - 1).$$

Полный объем цилиндра, л

$$V_a = V_h + V_c.$$

Рабочий объем (литраж) двигателя, л

$$V_\Delta = V_h i.$$

Максимальная мощность двигателя, кВт

$$N_{e\max} = p_e V_\Delta n_N / 120.$$

Литровая мощность двигателя N_{Δ} , кВт/л,

$$N_{\Delta} = N_{e\max}/V_{\Delta}.$$

Крутящий момент на режиме максимальной мощности M_e , Нм,

$$M_e = 9554 N_{e\max}/n_N.$$

Часовой расход топлива на режиме максимальной мощности G_T , кг/ч,

$$G_T = N_{e\max} g_e/1000.$$

2 Построение индикаторной диаграммы

На основании результатов расчета производится построение индикаторной диаграммы действительного цикла двигателя (рисунок 1а, 1б).

При построении диаграммы ее масштабы рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить высоту, равную 1,2 – 1,7 ее основания. Отрезок АВ, соответствующий рабочему объему цилиндра, рекомендуется выбирать равным ходу поршня в масштабе 1:1; 1,5:1 или 2:1. Масштаб давлений рекомендуется выбирать 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07 – 0,1 МПа/мм.

Отрезок ОА, соответствующий объему камеры сгорания

$$OA = AB/(\varepsilon - 1) \text{ мм.}$$

отрезок $z'z$ для дизелей $z'z = OA(\rho - 1)$.

Затем на диаграмме наносятся давления в характерных точках P_a, P_c, P_z, P_b, P_r . Построение политроп сжатия и расширения производится аналитическим или графическим методами.

При этом необходимо определить ординаты промежуточных расчетных точек по уравнению политропы:

– сжатия $PV^{n1} = \text{const}$;

– расширения $PV^{n2} = \text{const}$.

При аналитическом методе построения для политропы сжатия $P_x V_x^{n1} = P_a V_a^{n1}$, откуда

$$P_x = P_a (V_a/V_x)^{n1},$$

где P_x, V_x – давление и объем в искомой промежуточной точке.

Отношение V_a/V_x изменяется в пределах $1-\varepsilon$.

Аналогично для политропы расширения

$$P_x = P_b (V_b/V_x)^{n2}.$$

Отношение V_b/V_x изменяется для карбюраторного двигателя в интервале $1-\varepsilon$, для дизелей – $1-\delta$.

Результаты расчета политроп сжатия и расширения аналитическим методом сводятся в таблицу (таблица 4).

Таблица 4 – Результаты расчета точек политроп

Политропа сжатия					Политропа расширения				
V_a/V_x	V_x, Λ	$P_x, \text{МПа}$	$V_x, \text{мм}$	$P_x, \text{мм}$	V_b/V_x	V_x, Λ	$P_x, \text{МПа}$	$V_x, \text{мм}$	$P_x, \text{мм}$
1					1				
...					...				
ε					δ				

Для получения действительной индикаторной диаграммы $aa''c'f_{zd}b'b''ra$ (скругление индикаторной диаграммы) производится выбор:

- фаз газораспределения (открытие a' и закрытие a'' впускного клапана, открытие b' и закрытие r' выпускного клапана);
- угла опережения зажигания (впрыска) – точка c' ;
- периода задержки воспламенения – отрезок $c'f$;
- значения давления в верхней мертвой точке процесса сжатия ($P_{c''}$) $P_{c''} = (1,15 - 1,25)P_c$, МПа;
- расчет значения максимального давления P_{zd} ;
(бензиновый двигатель $P_{zd} = 0,85 P_z$, дизель $P_{zd} = P_z$).

Для определения местоположения указанных точек устанавливается связь между углом φ поворота коленчатого вала и перемещением поршня

$$AX = AB/2[(1-\cos\varphi) + \lambda/4 (1-\cos2\varphi)],$$

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна ($\lambda=0,25-0,3$).

Расчеты положений точек для скругления диаграммы сводятся в таблицу (таблица 5).

Таблица 5 – Положения точек диаграммы

Обозначение точки	Положение точки	φ , град	Расстояние AX, мм

Соединяя плавными кривыми точки, получим скругленную действительную индикаторную диаграмму.

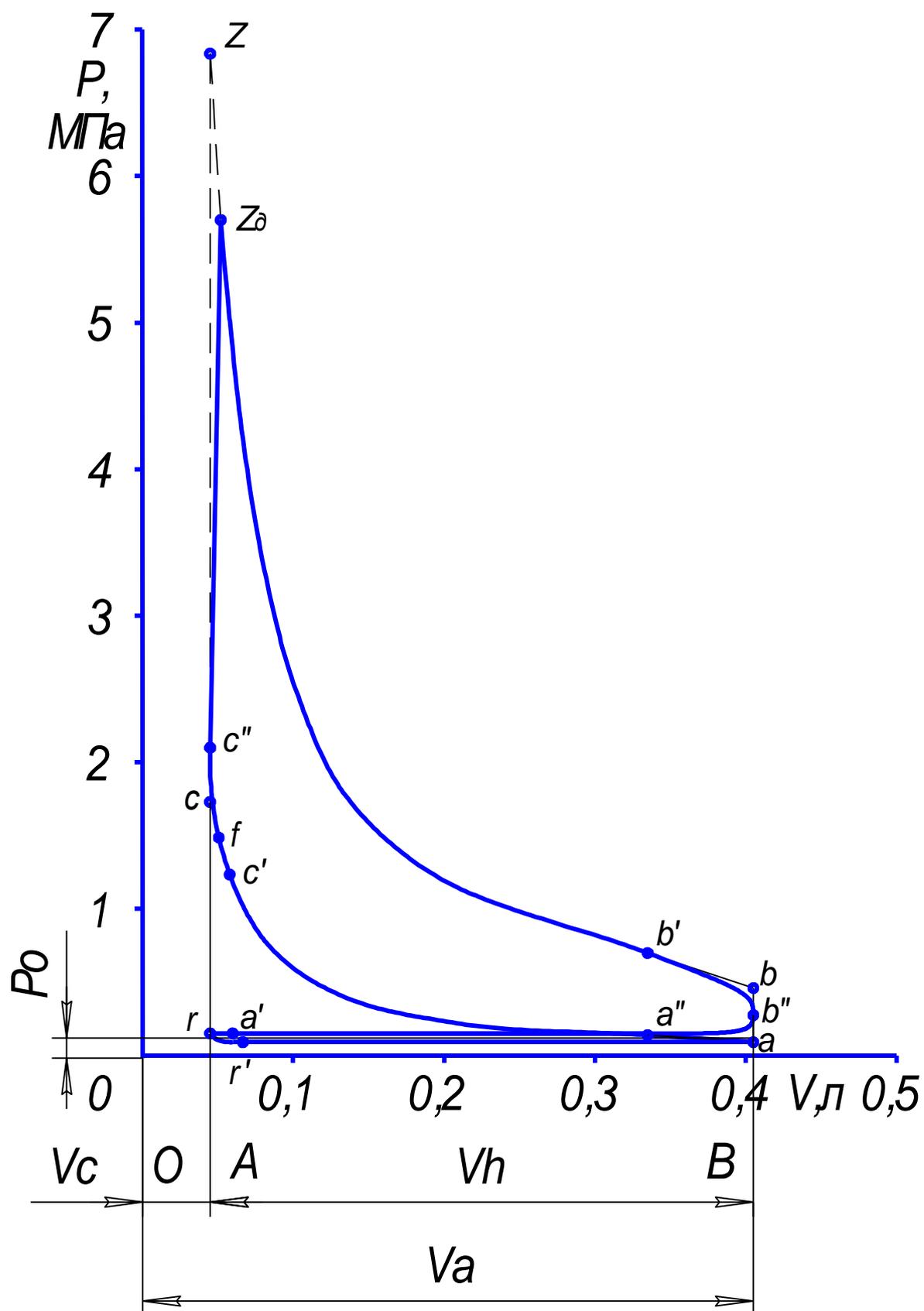


Рисунок 1а – Индикаторная диаграмма бензинового двигателя

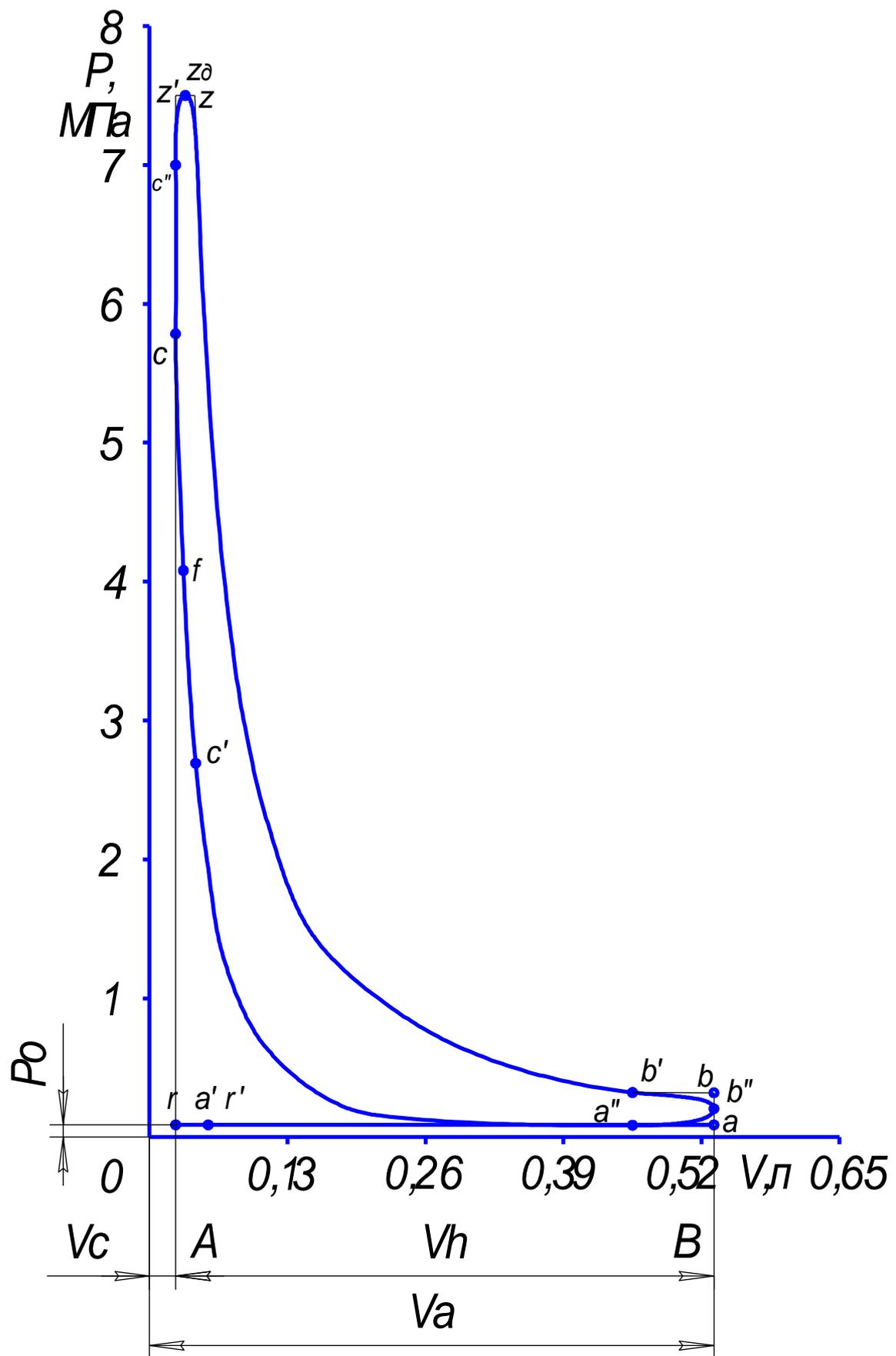


Рисунок 1б – Индикаторная диаграмма дизеля

3 Динамический расчет

На рисунке 2 приведены схемы сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме двигателя.

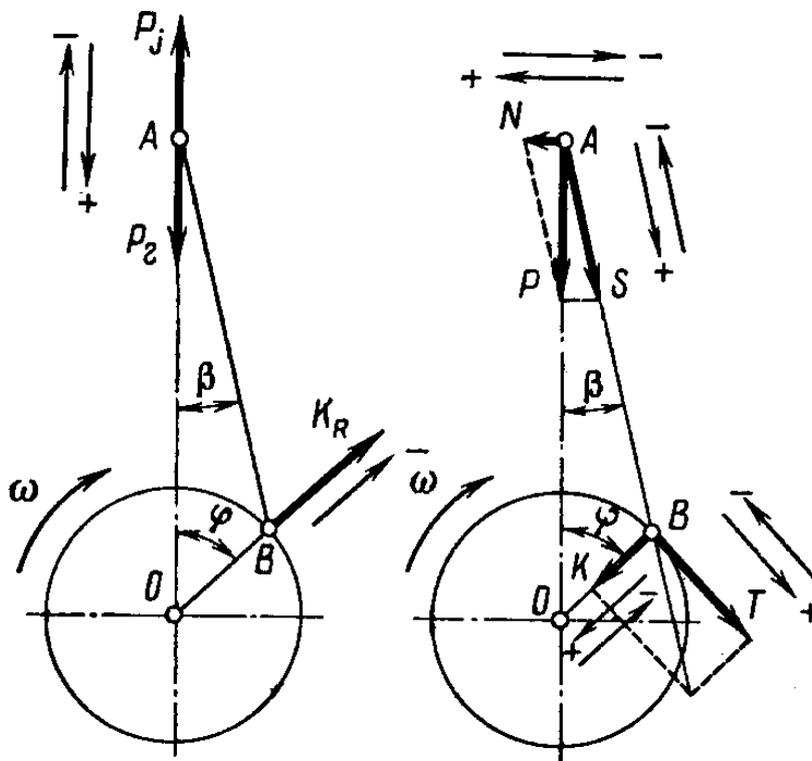


Рисунок 2 – Схемы сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

3.1 Сила давления газов

Силу давления газов на поршень P_r , кН определяют по формуле:

$$P_r = (p_r - p_o)F_{\Pi} \cdot 10^3,$$

где p_r – давление газов в цилиндре в любой момент времени, МПа;

F_{Π} – площадь поршня, м².

Зависимость силы давления газов, действующей на поршень, от угла поворота коленчатого вала определяют по индикаторной диаграмме, построенной на основании теплового расчета. Перестроение (развертывание) индикаторной диаграммы в координаты $p - \varphi$ осуществляется графическим методом (метод Брикса).

Под индикаторной диаграммой строят вспомогательную полуокружность радиусом $R=S/2$ (рисунок 3). Далее от центра полуокружности (точка 0) в сторону н.м.т. откладывают поправку Брикса, равную $R\lambda/2$. Полуокружность делят лучами из центра 0 на несколько частей (интервал между точками на

развернутой диаграмме рекомендуется брать равным 30°), а из центра Брикса (точка 0') проводят линии, параллельные этим лучам. Из этих точек проводят вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы, и полученные величины давления откладывают на вертикали соответствующих углов φ . Развертку индикаторной диаграммы обычно начинают от в.м.т. в процессе хода впуска.

3.2 Силы инерции

Сила инерции P_j , кН от возвратно-поступательно движущихся масс

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

где m_j – возвратно-поступательно движущиеся массы, кг;

R – радиус кривошипа, м;

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, s^{-1} .

Центробежные силы инерции определяют по формулам:

- силы инерции $K_{Rш}$, кН вращающихся масс шатуна

$$K_{Rш} = -m_{шк} R \omega^2 \cdot 10^{-3};$$

- силы инерции $K_{Rк}$, кН вращающихся масс кривошипа

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

- суммарные центробежные силы инерции вращающихся масс K_R , кН

$$K_R = -m_R R \omega^2 \cdot 10^{-3}.$$

Система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму, состоит из массы $m_j = m_{п} + m_{шш}$, совершающей возвратно-поступательное движение, и массы m_R , совершающей вращательное движение.

Для рядного двигателя $m_R = m_k + m_{шк}$, для V-образного со сдвоенным кривошипно-шатунным механизмом $m_R = m_k + 2m_{шк}$ ($m_{шш} = 0,275 m_{ш}$, $m_{шк} = 0,725 m_{ш}$).

Для приближенного определения значений $m_{п}$, $m_{ш}$ и m_k можно использовать конструктивные массы $m' = m/F_{п}$, приведенные в таблице 6.

Таблица 6 – Конструктивные массы

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Конструктивные массы, кг/м ²	
	Бензиновые двигатели (D=60-100 мм)	Дизели (D=80-120 мм)
Поршневая группа ($m_{п}' = m_{п}/F_{п}$):		
алюминиевый поршень	80 – 150	150 – 300
чугунный поршень	150 – 250	250 – 400
Шатун ($m_{ш}' = m_{ш}/F_{п}$)	100 – 200	250 – 400

Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов ($m_k' = m_k / F_{II}$):		
стальной кованный вал со сплошными шейками	150 – 200	200 – 400
чугунный литой вал с полыми шейками	100 – 200	150 – 300

3.3 Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Суммарная сила $P, \text{кН}$, действующая на поршень,

$$P = P_r + P_j.$$

Боковая сила $N, \text{кН}$, действующая перпендикулярно оси цилиндра,

$$N = P \operatorname{tg} \beta,$$

где β – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра.

Сила $K, \text{кН}$, направленная по радиусу кривошипа,

$$K = P \cos (\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Тангенциальная сила $T, \text{кН}$,

$$T = P \sin (\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Крутящий момент цилиндра двигателя $M_{кр}, \text{Нм}$

$$M_{кр} = TR \cdot 10^3.$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу 7.

Таблица 7 – Результаты динамического расчета

φ , град пкв	ΔP_r , МПа	P_r , кН	$\cos \varphi +$ $\lambda \cos 2\varphi$	P_j , кН	P , кН	$\operatorname{tg} \beta$	N , кН	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos \beta}$	T , кН	$\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos \beta}$	K , кН	$M_{кр}$, Нм	$R_{шш}$, кН

В расчетно-пояснительной записке приводятся необходимые формулы и выбор данных.

По данным таблицы строятся графики изменения сил в зависимости от угла поворота кривошипа (рисунок 3,4). На графиках допускается представление сил как удельных, т.е. отнесенных к площади поршня (в МПа).

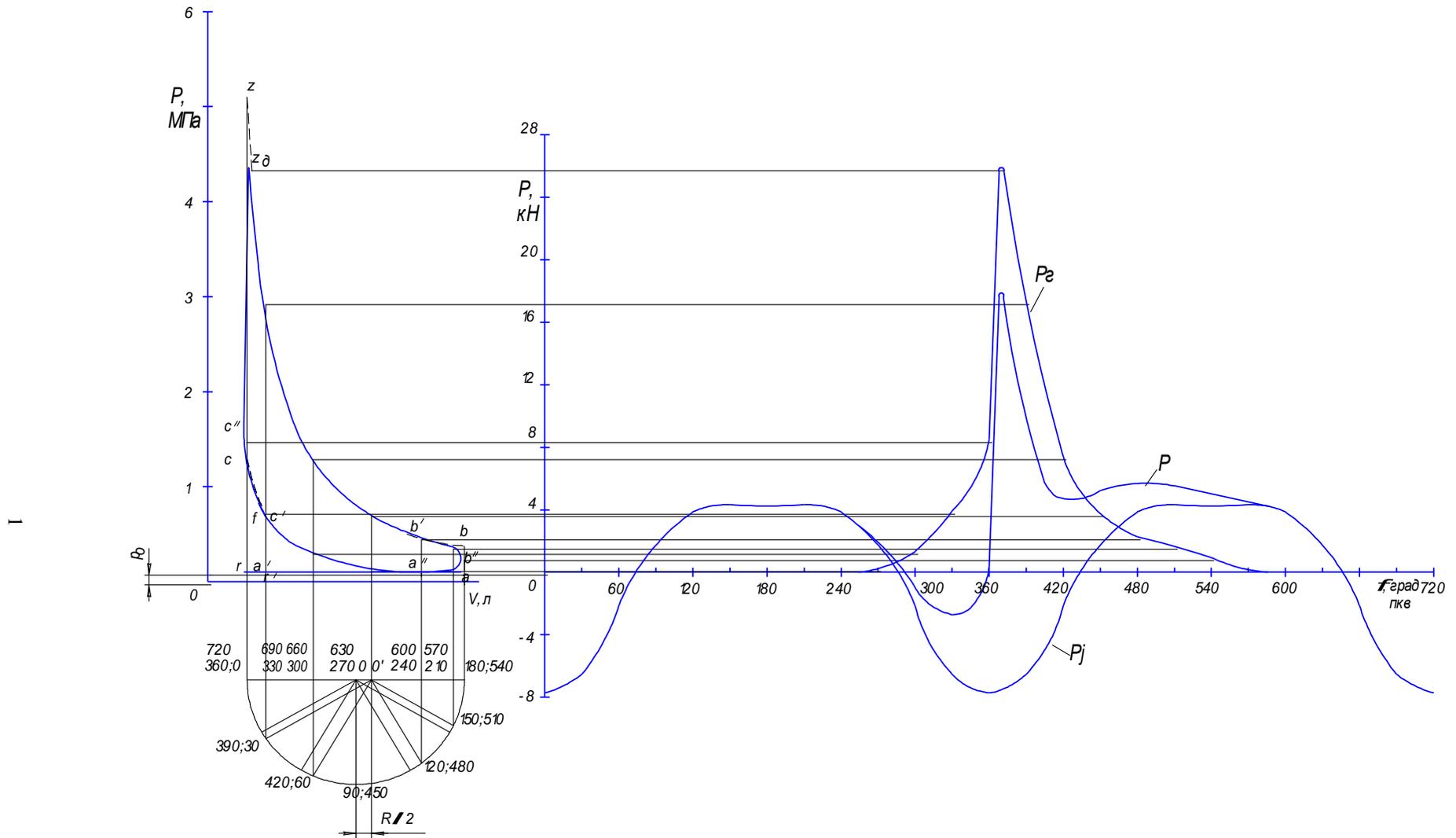
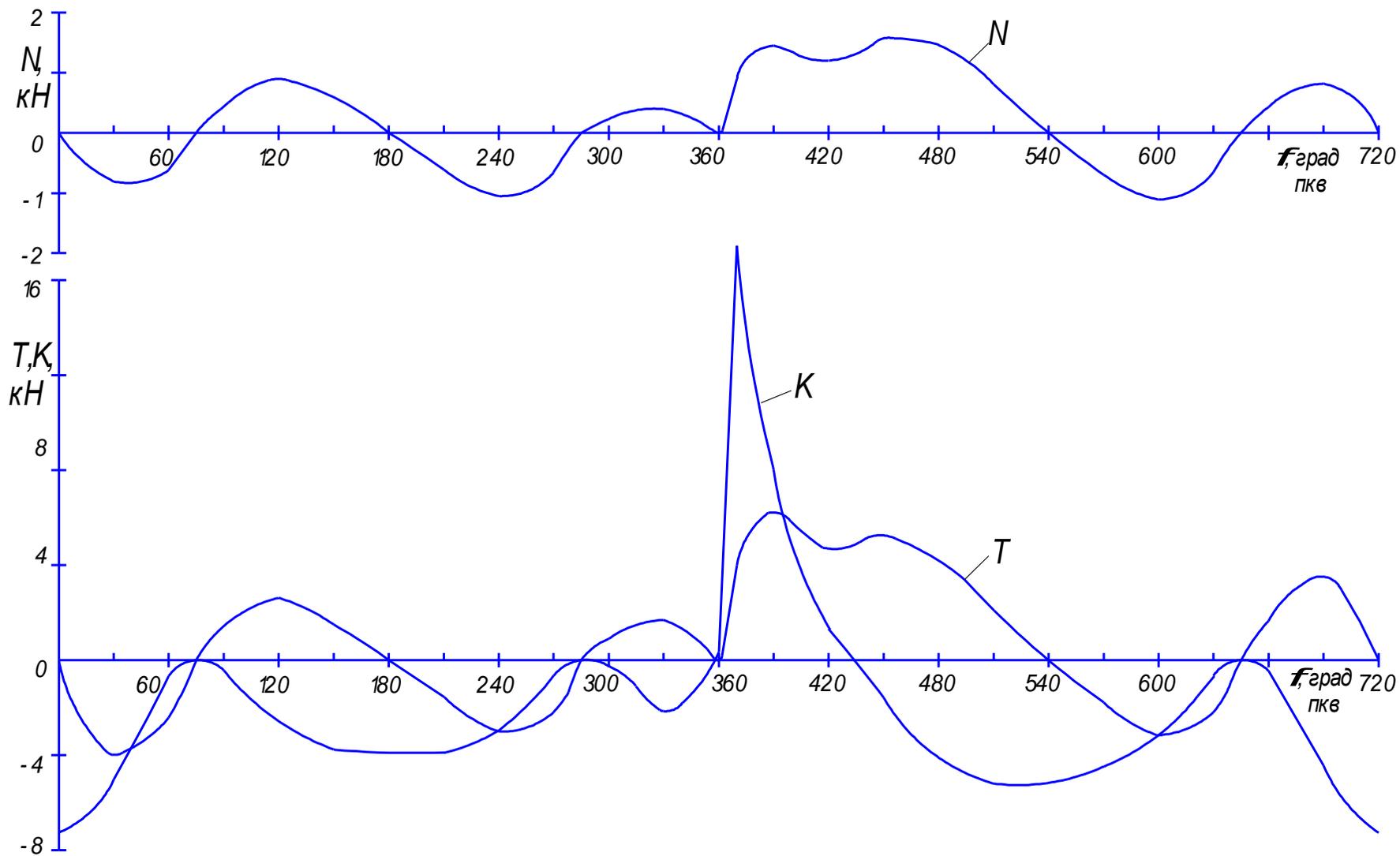


Рисунок 3- Силы, действующие на поршень



2

Рисунок 4 – Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

3.4 Крутящий момент двигателя

Суммирование значений крутящих моментов всех цилиндров двигателя производится табличным или графическим методами. При применении табличного метода значения крутящих моментов одного цилиндра и двигателя сводятся в таблицу 8. При этом крутящий момент двигателя $M_{кр\Sigma}$, Нм определяется как сумма

$$M_{кр\Sigma} = \sum_{j=1}^i M_{кр} [\varphi + (j-1)\Theta]_j,$$

где j – порядковый номер цилиндра;

i – число цилиндров;

$\Theta = 720/i$ – периодичность следования рабочих ходов в цилиндрах четырехтактного двигателя;

$M_{кр} [\varphi + (j-1)\Theta]_j$, – крутящий момент j -го цилиндра при угле поворота $[\varphi + (j-1)\Theta]$.

Зависимость крутящего момента от угла поворота коленчатого вала показана на рисунке 5.

Среднее значение суммарного крутящего момента $M_{крср}$, Нм определяется по формуле

$$M_{крср} = (F_1 - F_2)m_M/OA,$$

где F_1 и F_2 – соответственно положительная и отрицательная площади, заключенные между кривой $M_{кр\Sigma}$ и линией OA (при $i \geq 6$ отрицательная площадь, как правило, отсутствует), мм²;

m_M – масштаб моментов, Нм/мм;

OA – длина интервала между вспышками на диаграмме, мм.

Таблица 8 – Крутящий момент двигателя

φ, град ПКВ.	Цилиндры								M _{крΣ} , Нм
	1		2		...		i		
	φ, град	M _{кр} , Нм	φ+(j-1)Θ, град	M _{кр} , Нм	φ+(j-1)Θ, град	M _{кр} , Нм	φ+(j-1)Θ, град	M _{кр} , Нм	

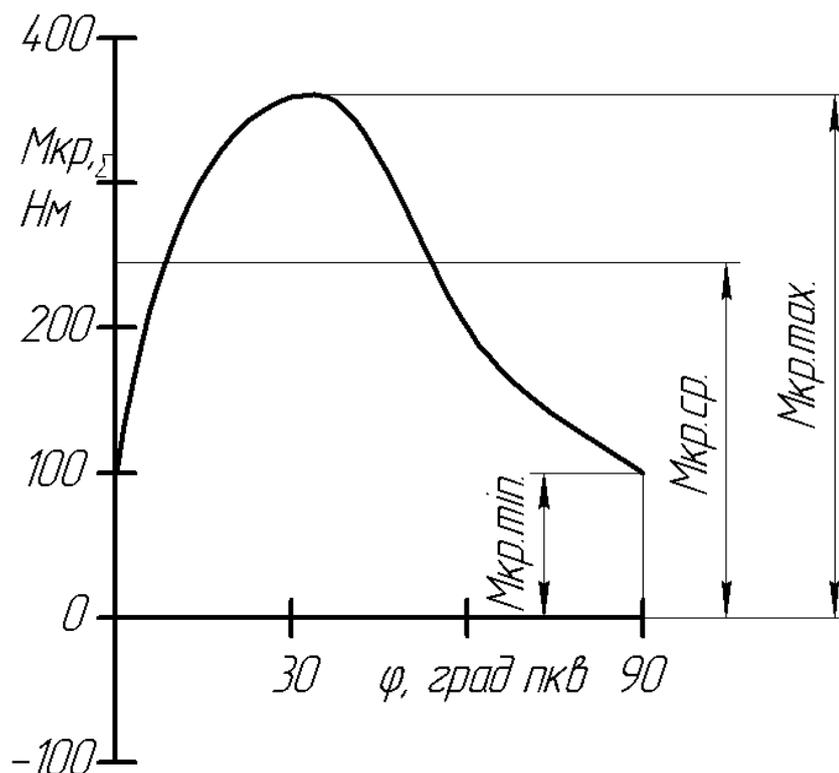


Рисунок 5 – Кривая крутящего момента двигателя
Среднее значение эффективного крутящего момента M_e , Нм, на валу двигателя

$$M_e = M_{крср} \eta_m,$$

где η_m – механический КПД двигателя.

Среднее значение эффективного крутящего момента двигателя, полученное в результате динамического расчета, необходимо сопоставить с определенным тепловым расчетом. Отклонение полученного момента от расчетного не должно превышать $\pm 10\%$.

3.5 Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала

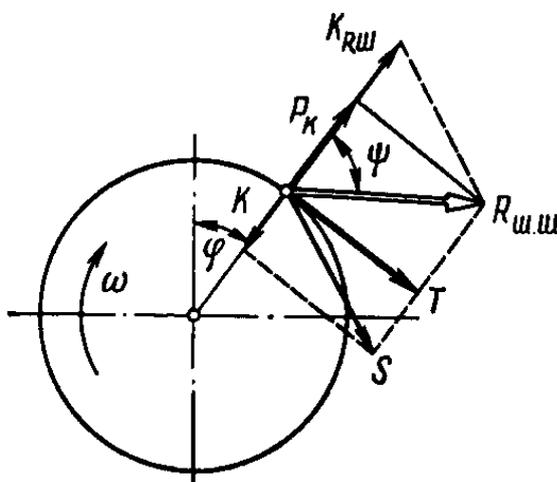


Рисунок 6 – Схема сил, действующих на шатунную шейку вала

Силы, действующие на шатунную шейку, определяют графическим способом путем построения полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку (рисунок 6). Численные значения силы заносят в таблицу 7, при этом все значения $R_{шшш}$ считаются положительными.

Для построения полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку положение кривошипа фиксируется вертикально, а ось цилиндра вращается в противоположную сторону с той же угловой скоростью.

На основании полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку коленчатого вала можно построить диаграмму износа. Эта диаграмма дает возможность определить наиболее и наименее нагруженные участки шатунной шейки, что необходимо для правильного определения местоположения масляного отверстия. Кроме того, она дает наглядное представление о характере износа шейки по всей окружности в предположении, что износ пропорционален усилиям, действующим на шейку.

Диаграмму износа шатунной шейки строят по полярной диаграмме следующим образом. Проводят окружность, изображающую в произвольном масштабе шатунную шейку; делят ее на равное количество участков лучами $O_{ш1}$, $O_{ш2}$ и т. д. (обычно на 12 или 18 участков).

Дальнейшее построение осуществляют в предположении, что действие каждого вектора силы $R_{шшшi}$ распространяется на 60° по окружности шейки в обе стороны от точки приложения силы. Таким образом, для определения величины усилия (износа), действующего по каждому лучу (например, по лучу $O_{ш11}$), необходимо:

а) перенести луч с диаграммы износа параллельно самому себе на полярную диаграмму;

б) определить по полярной диаграмме сектор на шатунной шейке (по 60° в каждую сторону от луча $O_{ш11}$), в котором действующие силы $R_{шшш}$ создают нагрузку (износ) по направлению луча $O_{ш11}$;

в) определить величину каждой силы $R_{шшш.i}$, действующей в секторе луча $O_{ш11}$ (в секторе луча $O_{ш11}$ действуют силы: $R_{шшш0}$, $R_{шшш3}$, $R_{шшш4}$, $R_{шшш5}$, $R_{шшш6}$, $R_{шшш10}$, $R_{шшш11}$, $R_{шшш12}$, $R_{шшш14}$, $R_{шшш15}$, $R_{шшш16}$, $R_{шшш17}$, $R_{шшш18}$, $R_{шшш19}$, $R_{шшш23}$, $R_{шшш24}$, $R_{шшш25}$) и подсчитать результирующую;

г) отложить результирующую величину $R_{шшш}$ в выбранном масштабе на диаграмме износа по лучу $O_{ш11}$ от окружности к центру;

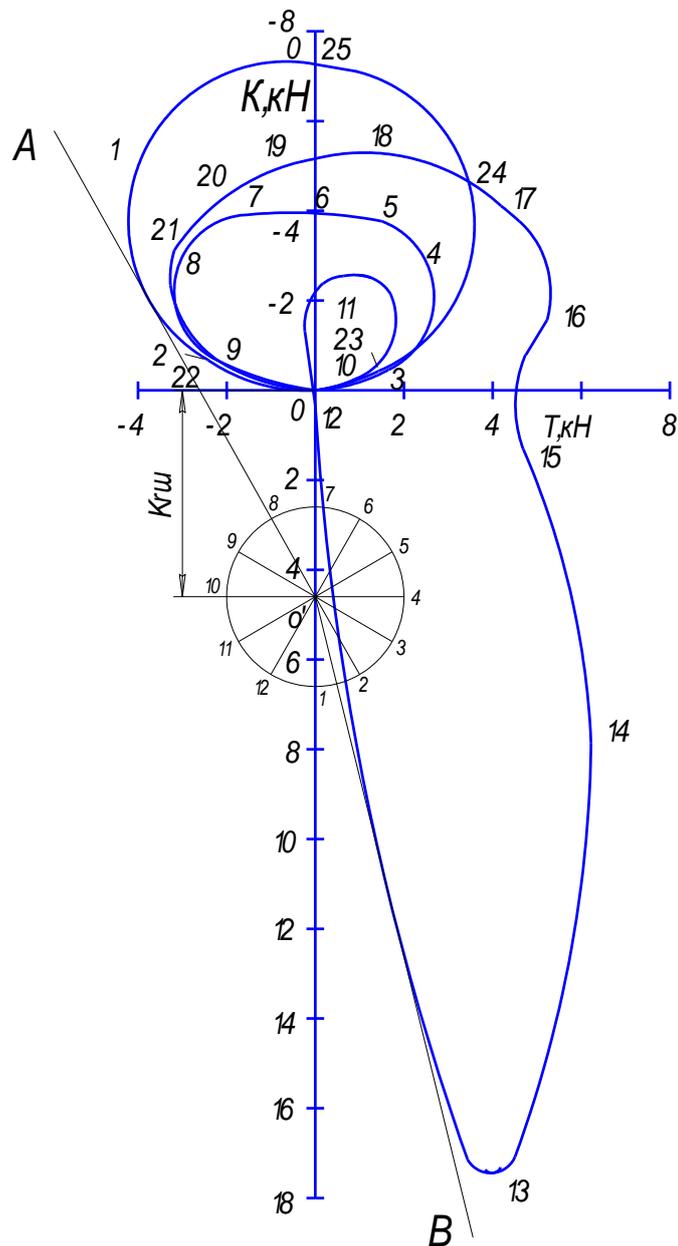


Рисунок 7 – Полярная диаграмма нагрузок

д) определить таким же образом результирующие величины сил, действующих в секторах каждого луча (например, в секторе луча $O_{ш1}$ действуют все силы $R_{шшi}$, кроме одной $R_{шш13}$, а в секторах лучей $O_{ш4}$ и $O_{ш5}$ нет ни одной действующей силы);

е) отложить на каждом луче отрезки, соответствующие в выбранном масштабе результирующим величинам сил $R_{шш}$, а концы отрезков соединить плавной кривой, характеризующей износ шейки;

ж) перенести на диаграмму износа ограничительные касательные к полярной диаграмме $O_{шA}$ и $O_{шB}$ и, проведя от них лучи $O_{шA}'$ и $O_{шB}'$ под углом 60° , определить граничные точки (A'' и B'') кривой износа шатунной шейки, между которыми обычно располагается ось масляного отверстия.

Для упрощения подсчета результирующих величин $R_{шш}$ со-

ставляют таблицу (таблица 9), в которую заносят значения сил $R_{шш}$, действующих по каждому лучу, и их сумму.

Примечание: пункт ж для дизеля не выполняется.

Таблица 9 – Определение суммарной силы $R_{шш\Sigma}$ по лучам

φ, град пкв.	Значение $R_{шш\Sigma}$ для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0... 690												
$R_{шш\Sigma}$												

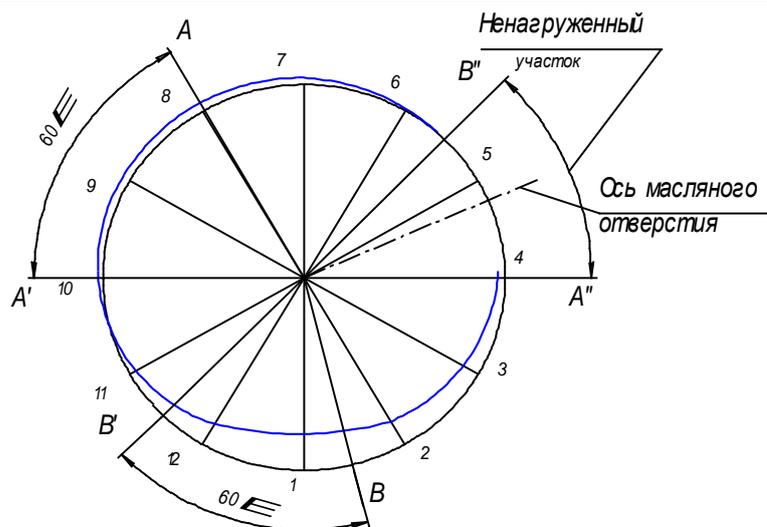


Рисунок 8 – Диаграмма износа шатунной шейки

3.6 Равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя

Равномерность крутящего момента обычно оценивается коэффициентом неравномерности крутящего момента

$$\mu = (M_{кр.мах} - M_{кр.мин}) / M_{кр.ср} .$$

Избыточная работа крутящего момента $L_{изб}$, Дж,

$$L_{изб} = F m_M m_\varphi ,$$

где F – площадь над прямой $M_{кр.ср}$, $мм^2$;

m_M – масштаб момента, $Нм/мм$;

$m_\varphi = 4\pi / (i \cdot aс)$ – масштаб угла поворота коленчатого вала, $рад/мм$ (отрезок $aс$ - в $мм$, i - число цилиндров).

Неравномерность угловой скорости оценивается как

$$\delta = (\omega_{мах} - \omega_{мин}) / \omega_{ср} .$$

Неравномерность хода для автомобильных двигателей

$$\delta = 0,01-0,02 .$$

Момент инерции движущихся масс двигателя, J_o , $кгм^2$:

$$J_o = L_{изб} / (\delta \omega^2) ,$$

где ω – средняя угловая скорость коленчатого вала.

Момент инерции маховика со сцеплением автомобильного двигателя J_m составляет 80-90% от момента инерции двигателя.

3.7 Уравновешивание двигателя

После определения сил, действующих на детали кривошипно-шатунного механизма, производится анализ уравновешенности двигателя. Для этой цели в расчетно-пояснительной записке приводится конструктивная схема двигателя с указанием действующих сил и моментов. Далее производится анализ уравновешенности и приводится схема уравновешивания неуравновешенных сил и моментов. При необходимости производится определение величин масс противовесов.

4 Расчет деталей двигателя на прочность

При расчете деталей двигателя на прочность необходимо привести краткое описание конструкции детали и условия ее работы (вид нагрузки, тепловой режим, расчетный режим и др.), а также сведения о материале детали и технологии изготовления.

Для рассчитываемой детали должен быть выполнен эскиз со всеми необходимыми для расчета размерами, расчетная схема и эпюры нагружения.

5 Расчет систем двигателя

Расчет систем проектируемого двигателя следует производить в следующем объеме:

1 Система смазки:

- а) определение емкости системы;
- б) определение количества теплоты, отводимого маслом;
- в) определение циркуляционного расхода масла.

Удельная емкость смазочной системы современных двигателей равна 0,11–0,62 л/кВт.

2 Система охлаждения:

- а) определение емкости системы жидкостного охлаждения;
- б) расчет количества теплоты, отводимого в охлаждающую жидкость;
- в) определение циркуляционного расхода жидкости;
- г) определение величины охлаждающей поверхности радиатора;
- д) определение производительности и мощности, затрачиваемой на привод жидкостного насоса и вентилятора.

Удельная емкость системы жидкостного охлаждения составляет для грузовых автомобилей 0,27–0,8 л/кВт, для легковых автомобилей 0,13–0,35 л/кВт.

3 Система топливоподачи:

- а) для карбюраторного двигателя - диаметр диффузора и диаметр главного топливного жиклера;
- б) для впрыскowego двигателя – диаметр отверстия форсунки (инжектора)
- в) для дизеля - диаметр и ход плунжера топливного насоса высокого давления и количество и диаметр сопловых отверстий форсунки.

6 Оформление расчетно-пояснительной записки

При составлении и оформлении расчетно-пояснительной записки необходимо руководствоваться существующими требованиями. Записка должна быть написана на белой писчей бумаге на одной стороне листа.

В расчетно-пояснительную записку входят:

Задание на курсовую работу.

Введение.

- 1 Тепловой расчет двигателя.
- 2 Построение индикаторной диаграммы.
- 3 Динамический расчет двигателя.
- 4 Расчет деталей двигателя на прочность.
- 5 Расчет систем двигателя.
- 6 Список использованной литературы.
- 7 Оглавление.

В расчетно-пояснительной записке должно быть необходимое количество рисунков, поясняющих текст. Все рисунки должны иметь порядковую нумерацию и подрисовочную подпись.

Математические формулы, входящие в текст, пишутся в отдельной строке, после формулы пишется экспликация (обозначение букв, входящих в формулу).

Таблицы должны иметь название и порядковую нумерацию. Располагать в тексте таблицы, а также рисунки необходимо вблизи от первой ссылки на них.

Все слова в расчетно-пояснительной записке необходимо писать полностью, за исключением общепринятых и допускаемых сокращений, а также стандартных сокращений размерностей физических и других величин.

Список рекомендуемой литературы:

- 1 Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей.: Учеб. пособие для вузов/ А.И. Колчин, В.П. Демидов – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2002. – 496 с.
- 2 Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей.: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с.

Глазырин Аркадий Васильевич
Дик Иван Иванович

Автомобильные двигатели

Методические указания к выполнению
курсовой работы для студентов
специальностей 150100, 150200, 230100

Компьютерная графика Е.А. Войтеховская

Редактор Н.М. Кокина

Подписано к печати		Бумага тип. № 1
Формат 60x84 1/16	Усл.печ.л. 1,75	Уч. изд. л. 1,75
Заказ	Тираж 150	Цена свободная

Издательство Курганского государственного университета,
640669, г. Курган, ул. Гоголя 25.

Курганский государственный университет, ризограф.