

Министерство образования и науки Российской Федерации
Курганский государственный университет

Кафедра «Автомобильный транспорт и автосервис»

Методические указания к выполнению курсовой работы
для студентов специальностей

190601 – Автомобили и автомобильное хозяйство,

190603 – Сервис транспортных и технологических машин и оборудования
(автомобильный транспорт),

190201 – «Автомобиле- и тракторостроение»

Кафедра: «Автомобильный транспорт и автосервис»

Дисциплины: «Автомобильные двигатели» (специальность 190601);
«Рабочие процессы, конструкция и основы расчёта энергетических установок и транспортно-технологического оборудования» (специальность 190603);
«Основы теории и динамики автомобильных и тракторных двигателей» (специальность 190201).

Составил: канд. техн. наук, профессор А.В. Глазырин
ассистент А.В. Савельев

Утверждены на заседании кафедры «8» декабря 2011 г.

Рекомендованы методическим советом университета «27» декабря 2011 г.

Содержание

Введение	4
1 Определение основных показателей двигателя	4
1.1 Индикаторные показатели.....	4
1.2 Эффективные показатели	7
2 Построение индикаторной диаграммы	8
3 Динамический расчет.....	11
3.1 Сила давления газов.....	11
3.2 Силы инерции.....	11
3.3 Силы и крутящий момент действующие, в кривошипно-шатунном механизме.....	12
3.4 Крутящий момент двигателя.....	15
3.5 Неравномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя.	16
4 Анализ уравновешенности двигателя	16
Заключение.....	16
Список литературы	17

Введение

Курсовая работа выполняется с целью закрепления знаний, полученных при теоретическом изучении курса. Студентом определяются основные показатели двигателя. Производится динамический расчет и анализ уравновешенности двигателя.

Курсовая работа выполняется в следующем объеме:

- 1 определение основных показателей двигателя;
- 2 построение индикаторной диаграммы;
- 3 динамический расчет двигателя и построение диаграмм сил и крутящего момента;
- 4 анализ уравновешенности двигателя.

Исходные данные для выполнения курсовой работы выдаются преподавателем.

Расшифровка обозначений исходных данных:

D/S – диаметр цилиндра / ход поршня, мм; i – число и расположение цилиндров; n_N – частота вращения двигателя при максимальной мощности, мин^{-1} ; ε – степень сжатия; ρ – степень предварительного расширения; P_a – давление конца впуска, МПа; P_c – давление конца сжатия, МПа; P_z – давление конца сгорания, МПа; P_b – давление конца расширения, МПа; P_r – давление остаточных газов, МПа; P_k – давление наддува.

1 Определение основных показателей двигателя

1.1 Индикаторные показатели

На основании данных задания определяются основные параметры двигателя:

- рабочий объем цилиндра V_h , л:

$$V_h = \pi D^2 S / 4; \quad (1.1)$$

- объем камеры сгорания V_c , л:

$$V_c = V_h / (\varepsilon - 1); \quad (1.2)$$

- полный объем цилиндра V_a , л:

$$V_a = V_h + V_c; \quad (1.3)$$

- рабочий объем (литраж) двигателя $V_{л}$, л:

$$V_{л} = V_h \cdot i. \quad (1.4)$$

Расчет основных показателей двигателя производится для режима максимальной мощности.

На основании данных задания определяется расчетное среднее индикаторное давление P_i' , МПа:

- бензиновый двигатель

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda_1}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]; \quad (1.5)$$

- дизель

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda_1 (\rho - 1) + \frac{\lambda_1 \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (1.6)$$

где δ – степень последующего расширения $\delta = \varepsilon / \rho$; в бензиновых двигателях с искровым зажиганием $\delta = \varepsilon$;

λ_1 – степень повышения давления $\lambda_1 = P_z / P_c$;

n_1, n_2 – показатели политроп сжатия и расширения.

$$n_1 = (\lg P_c - \lg P_a) / \lg \varepsilon; \quad n_2 = (\lg P_z - \lg P_b) / \lg \delta. \quad (1.7)$$

Величина P_i' может быть определена по площади, соответствующей теоретическому циклу на индикаторной диаграмме.

Среднее индикаторное давление по нескругленной диаграмме, Па:

$$P_i' = L_i' / V_h, \quad (1.8)$$

где L_i' – индикаторная работа цикла по нескругленной диаграмме, Дж:

$$L_i = F_i \cdot m_p \cdot m_v, \quad (1.9)$$

где F_i – площадь заключенная между точками асзвв, мм²;

m_p и m_v – масштабы давления и объема;

V_h – рабочий объем цилиндра, м³.

Среднее индикаторное давление P_i , МПа:

$$P_i = P_i' \varphi_n, \quad (1.10)$$

где φ_n – коэффициент полноты индикаторной диаграммы ($\varphi_n = 0,92-0,97$; при этом большее значение для бензиновых двигателей).

Индикаторная мощность N_i , кВт:

$$N_i = \frac{P_i V_h i n_N}{30 \tau}, \quad (1.11)$$

где V_h – рабочий объем цилиндра, л:

τ – коэффициент тактности двигателя ($\tau = 4$ для четырехтактных и $\tau = 2$ для двухтактных двигателей).

Индикаторный КПД цикла η_i :

$$\eta_i = \frac{l_o \alpha P_i}{H_u \eta_v \rho_k}, \quad (1.12)$$

где l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг/кг ($l_0 = 14,95$ для бензинов и $l_0 = 14,45$ для дизельных топлив);
 H_u – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг ($H_u = 44$ для бензинов и $H_u = 42,5$ для дизельных топлив);
 α – коэффициент избытка воздуха ($\alpha = 0,85-0,96$ для бензиновых карбюраторных двигателей; $\alpha = 1,3-1,7$ для дизелей без наддува; $\alpha = 1,5-2,2$ для дизелей с наддувом);
 η_v – коэффициент наполнения;
 ρ_k – плотность заряда на впуске, ρ_k , кг/м³.

$$\rho_k = P_k \cdot 10^6 / (R_B T_k), \quad (1.13)$$

где P_k – давление наддува (для двигателей без наддува $P_k = P_0$), МПа.
Температура T_k , К, воздуха на входе в двигатель:

$$T_k = T_0 \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,393}, \quad (1.14)$$

где P_0 , T_0 – давление, МПа, и температура, К, окружающей среды ($P_0=0,1$ МПа; $T_0=273+(10...20)$,К);

$R_B = 287$ Дж/(кг·град.) – удельная газовая постоянная воздуха.

Коэффициент наполнения η_v определяется по выражению:

$$\eta_v = \varphi_{\text{доз}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}, \quad (1.15)$$

где $\varphi_{\text{доз}}$ – коэффициент дозарядки ($\varphi_{\text{доз}} = 1,02-1,15$, при этом большее значение для высокооборотных двигателей);

ΔT – подогрев свежего заряда, К ($\Delta T = 0-25$ для бензиновых карбюраторных двигателей и $\Delta T = 20-40$ для дизелей);

γ_r – коэффициент остаточных газов;

T_r – температура остаточных газов, К ($T_r = 900-1100$ для бензиновых двигателей и $T_r = 700-900$ для дизелей).

Коэффициент остаточных газов γ_r :

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) P_r}{T_r (\varphi_{\text{доз}} \varepsilon P_a - P_r)}. \quad (1.16)$$

Удельный индикаторный расход топлива g_i , г/кВт·ч:

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{\eta_i H_u}. \quad (1.17)$$

1.2 Эффективные показатели

Среднее эффективное давление P_e , МПа:

$$P_e = P_i - P_m, \quad (1.18)$$

где P_m – среднее давление механических потерь, МПа, определяемое в зависимости от средней скорости поршня по выражению:

$$P_m = a + b V_{п.ср}, \quad (1.19)$$

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

Выражение (1.19) имеет вид:

- для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением

$$S/D > 1: P_m = 0,049 + 0,0152 V_{п.ср};$$

- для бензиновых восьмицилиндровых двигателей с отношением

$$S/D < 1: P_m = 0,039 + 0,0132 V_{п.ср};$$

- для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением

$$S/D \leq 1: P_m = 0,034 + 0,0113 V_{п.ср};$$

- для четырехтактных дизелей с неразделенными камерами сгорания:

$$P_m = 0,089 + 0,0118 V_{п.ср};$$

- для дизелей с вихревыми камерами: $P_m = 0,089 + 0,0135 V_{п.ср};$

- для предкамерных дизелей: $P_m = 0,103 + 0,0153 V_{п.ср}.$

Средняя скорость поршня $V_{п.ср}$, м/с:

$$V_{п.ср} = S n_N / 30, \quad (1.17)$$

где S – ход поршня, м.

Эффективная мощность двигателя N_e , кВт:

$$N_e = \frac{P_e V_h i n_N}{30 \tau}. \quad (1.18)$$

Литровая мощность двигателя N_l , кВт/л:

$$N_l = \frac{P_e n_N}{30 \tau}. \quad (1.19)$$

Эффективный крутящий момент двигателя M_e , Н·м:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \frac{N_e}{n_N}. \quad (1.20)$$

Эффективный кпд двигателя:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m, \quad (1.21)$$

где η_m – механический кпд, определяемый по формуле:

$$\eta_m = P_e/P_i. \quad (1.22)$$

Удельный эффективный расход топлива g_e , г/кВт·ч:

$$g_e = g_i/\eta_m. \quad (1.23)$$

Часовой расход топлива G_T , кг/ч:

$$G_T = g_e N_e/10. \quad (1.24)$$

2 Построение индикаторной диаграммы

На основании данных задания производится построение индикаторной диаграммы действительного цикла двигателя.

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 равный 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:

$$OA = AB/(\varepsilon - 1), \quad (2.1)$$

отрезок Z'Z для дизелей $Z'Z = OA(\rho - 1)$. (2.2)

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 аналитическом методе необходимо определить ординаты промежуточных расчетных точек по уравнению политропы:

- сжатия $PV^{n1} = \text{const}$;
- расширения $PV^{n2} = \text{const}$.

Для политропы сжатия $P_x V_x^{n1} = P_a V_a^{n1}$, откуда:

$$P_x = P_a (V_a/V_x)^{n1}, \quad (2.3)$$

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:

$$P_x = P_b (V_b/V_x)^{n^2}. \quad (2.4)$$

Отношение V_b/V_x изменяется для бензинового двигателя в интервале 1-ε, для дизелей – 1-δ.

Для получения действительной индикаторной диаграммы $a'a''c'fz_db''b''ga$ (скругление индикаторной диаграммы) производится выбор:

- фаз газораспределения (точке a' соответствует открытие впускного клапана $\varphi_{н.вп.} = 10-30$ град. до в.м.т.; точке a'' – закрытие его $\varphi_{к.вп.} = 35-85$ град. после н.м.т.; точке b'' – открытие выпускного клапана $\varphi_{н.вып.} = 40-70$ град. до н.м.т.; точке g' – закрытие выпускного клапана $\varphi_{к.вып.} = 10-50$ град. после в.м.т.);

- угла опережения (угол опережения зажигания в двигателе с искровым зажиганием $\varphi_{оп.з} = 5-25$ град. до в.м.т., большее значение при повышенной степени сжатия; угол опережения впрыска в дизеле $\varphi_{оп.в} = 20-35$ град. до в.м.т.) - точка c' ;

- периода задержки воспламенения (задержка воспламенения в двигателе с искровым зажиганием составляет $\Delta\varphi_1 = 5-18$ град., а в дизеле $\Delta\varphi_1 = 8-12$ град.; отрезок $c'f = (\varphi_{оп.з} - \Delta\varphi_1)$ для бензиновых или $c'f = (\varphi_{оп.в} - \Delta\varphi_1)$ для дизелей;

- давления в верхней мертвой точке процесса сжатия: $P_{c''} = (1,15-1,25) P_c$;

- действительного максимального давления сгорания ($P_{zd} = 0,85P_z$ для бензиновых; $P_{zd} = P_z$ для дизелей).

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

$$AX = AB[(1-\cos\varphi) + \lambda/4 (1-\cos 2\varphi)]/2, \quad (2.5)$$

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

Результаты расчёта политропы сводятся в таблицу 1.

Таблица 1 – Результаты расчета точек политроп

Политропа сжатия					Политропа расширения				
V_a/V_x	$V_{x,л}$	$P_{x,МП}$ а	$V_{x,мм}$	$P_{x,мм}$	V_b/V_x	$V_{x,л}$	$P_{x,МП}$ а	$V_{x,мм}$	$P_{x,мм}$
1.					1.				
.					.				
.					.				
ε					δ				

На рисунке 1 приведён пример индикаторной диаграммы для бензинового двигателя.

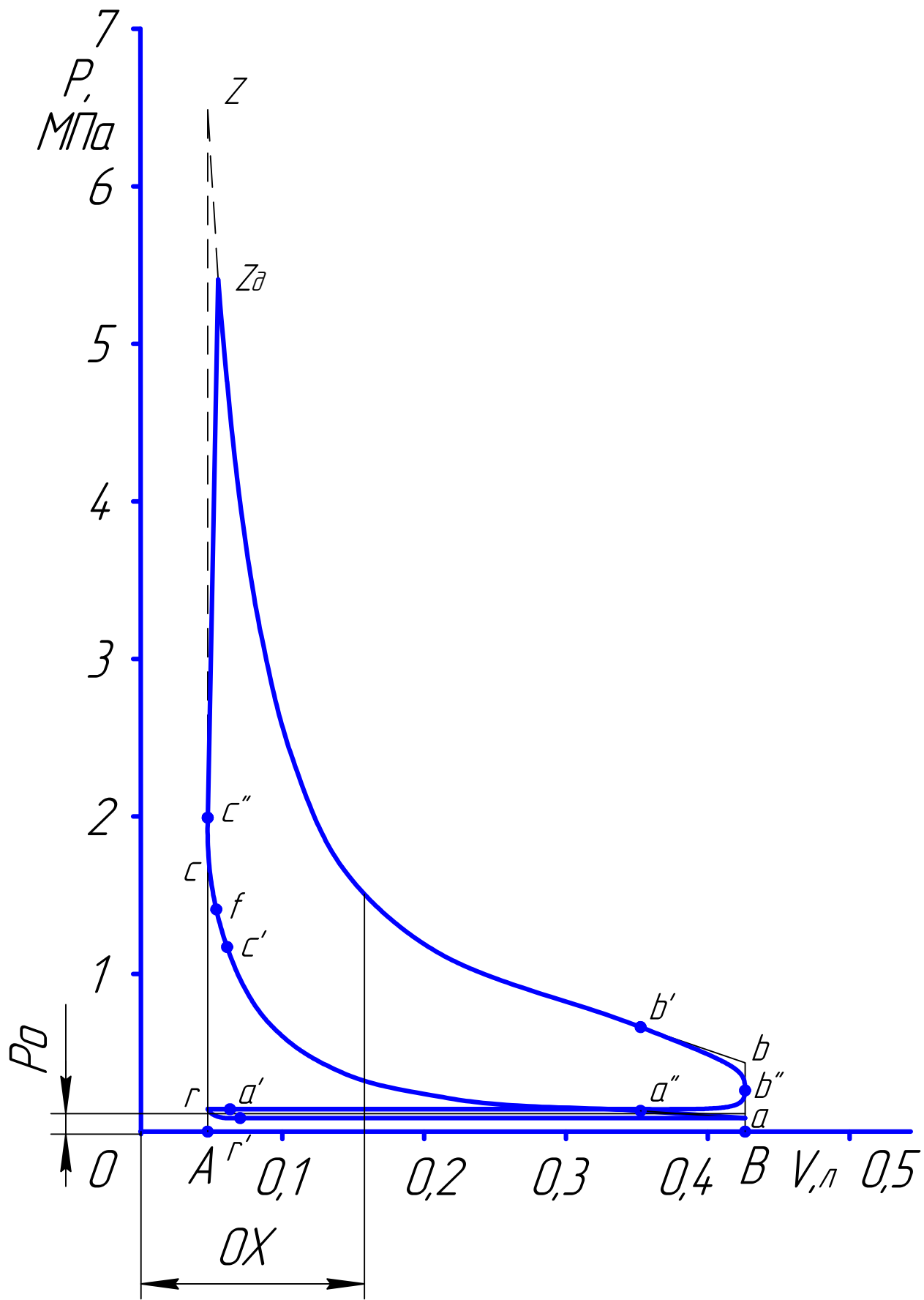


Рисунок 1 – Индикаторная диаграмма бензинового четырехтактного двигателя

3 Динамический расчет

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

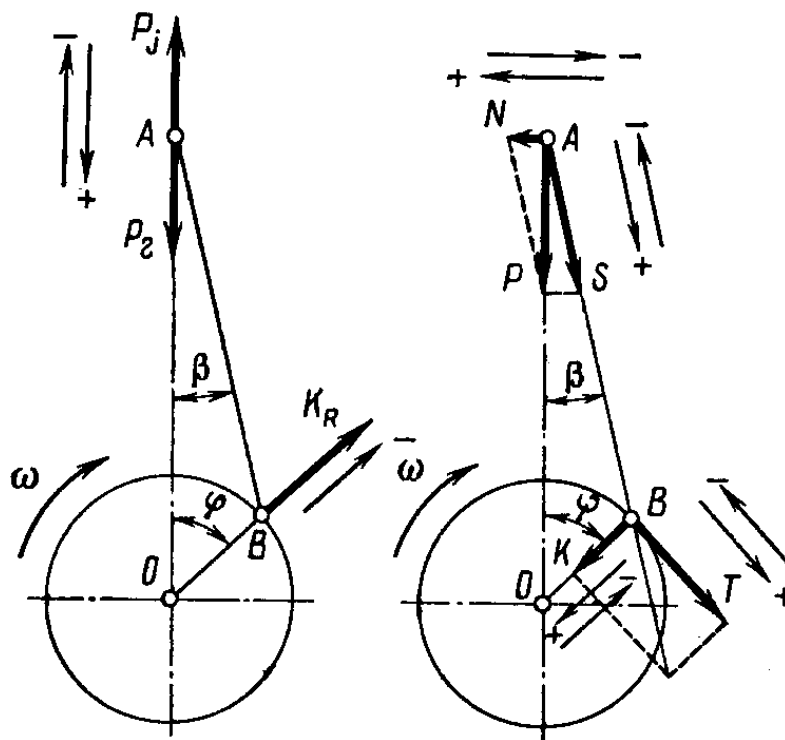


Рисунок 2 – Схемы сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

3.1 Сила давления газов

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

$$P_r = (p - p_0)F_n \cdot 10^{-3} = \Delta p_r F_n \cdot 10^{-3}, \quad (3.1)$$

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

p_0 – давление окружающей среды, МПа;

F_n – площадь поршня, m^2 .

3.2 Силы инерции

Сила инерции P_j , кН, от возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \cdot 10^{-3}, \quad (3.2)$$

где m_j – возвратно-поступательно движущиеся массы, кг;

R – радиус кривошипа, м;

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

Численные значения тригонометрической функции, входящей в формулу,

для различных λ и φ приведены в таблице 2.

Центробежная сила инерции $K_{R,H}$, определяется по формуле:

$$K_R = -m_R R \omega^2. \quad (3.3)$$

Система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму, состоит из массы $m_j = m_{\text{п}} + m_{\text{шп}}$, совершающей возвратно-поступательное движение, и массы m_R , совершающей вращательное движение. Для рядного двигателя $m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}}$, для V-образного со сдвоенным кривошипно-шатунным механизмом $m_R = m_{\text{к}} + 2m_{\text{шк}}$ ($m_{\text{шп}} = 0,275 m_{\text{ш}}$, $m_{\text{шк}} = 0,725 m_{\text{ш}}$).

Для приближенного определения значений $m_{\text{п}}$, $m_{\text{ш}}$ и $m_{\text{к}}$ можно использовать конструктивные массы, отнесенные к площади поршня, $m' = m/F_{\text{п}}$, приведенные в таблице 2.

Таблица 2 – Конструктивные массы

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Конструктивные массы, кг/м ²	
	Бензиновые двигатели (D=60-100 мм)	Дизели (D =80-120 мм)
Поршневая группа ($m_{\text{п}}' = m_{\text{п}}/F_{\text{п}}$): - алюминиевый поршень; - чугунный поршень	80 – 150 150 – 250	150 – 300 250 – 400
Шатун ($m_{\text{ш}}' = m_{\text{ш}}/F_{\text{п}}$)	100 – 200	250 – 400
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов ($m_{\text{к}}' = m_{\text{к}}/F_{\text{п}}$): - стальной кованый вал со сплошными шейками; - чугунный литой вал с полыми шейками	150 – 200 100 – 200	200 – 400 150 – 300

3.3 Силы и крутящий момент, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Суммарная сила $P_{\Sigma, H}$, действующая на поршень:

$$P = P_r + P_j. \quad (3.4)$$

Боковая сила N, H , действующая перпендикулярно оси цилиндра:

$$N = P \operatorname{tg} \beta, \quad (3.5)$$

где β – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра.

Сила K, H , направленная по радиусу кривошипа:

$$K = P \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (3.6)$$

Тангенциальная сила T, H :

$$T = P \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (3.7)$$

По результатам вычислений строятся графики изменения сил P_r , P_j , P , T в зависимости от угла поворота кривошипа. На графиках допускается представление сил как удельных, т.е. отнесенных к площади поршня (в МПа). Результаты расчётов сводятся в таблицу 3.

Таблица 3 – Результаты динамического расчета

φ °	Δp_r , Па	P_r , кН	P_j , кН	P , кН	$\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$	K , кН	$\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$	T , кН	$M_{кр}$, Н·м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

По данным таблицы 3 строятся графики (рисунки 3, 4).

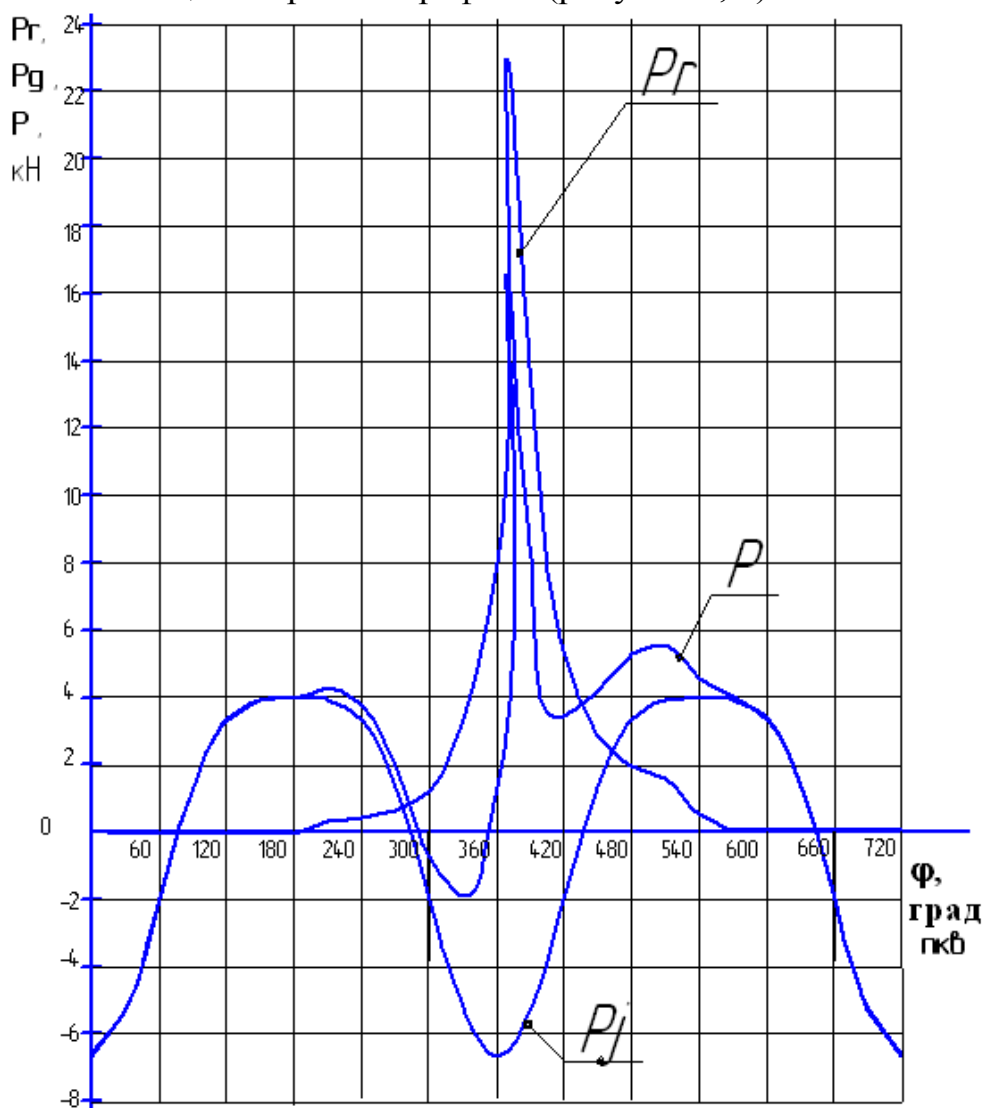


Рисунок 3 – Графики сил действующих на поршень

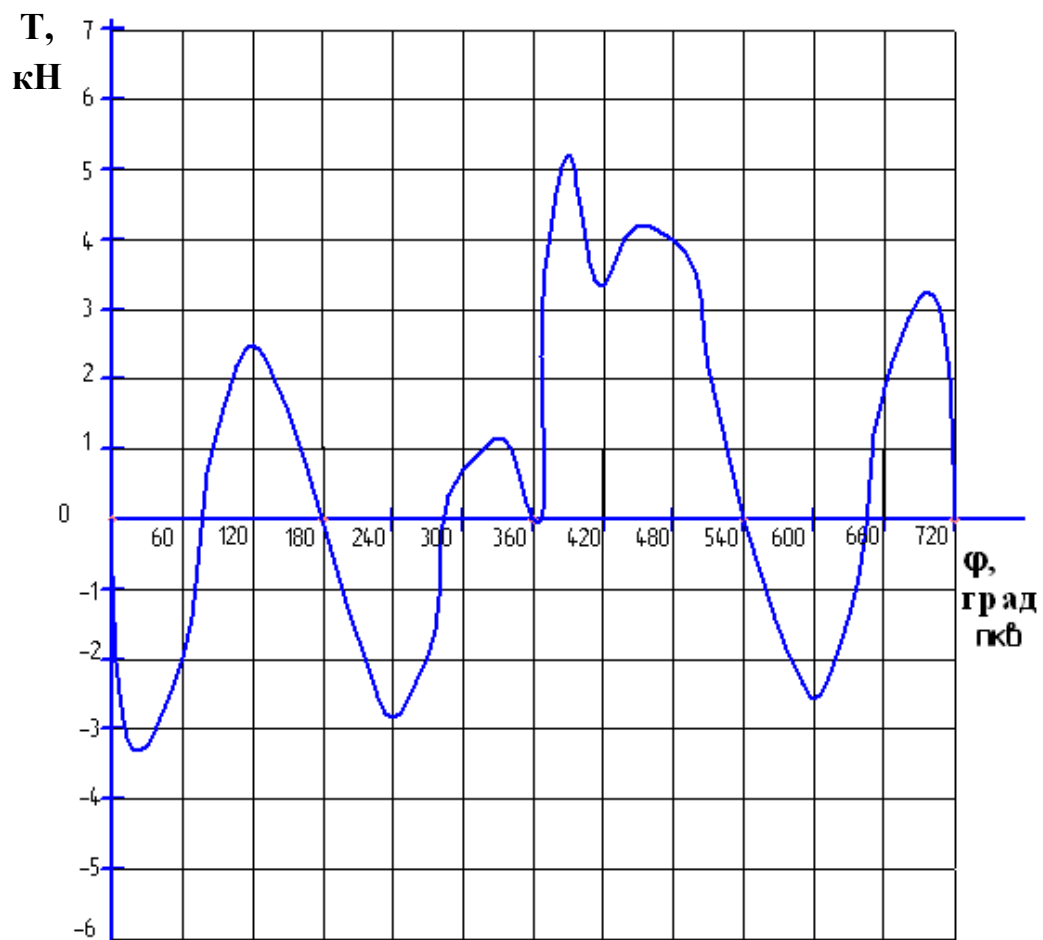


Рисунок 4 – График изменения касательной силы T

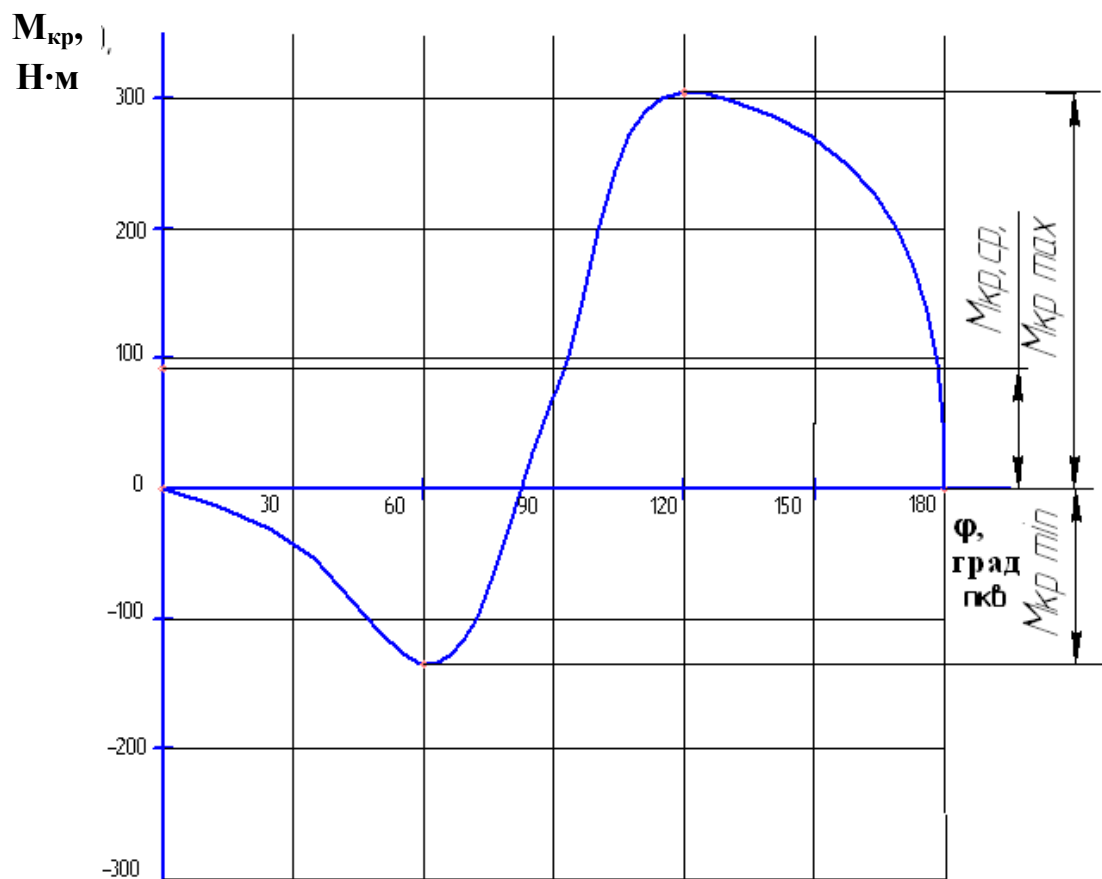


Рисунок 5 – Кривая крутящего момента двигателя

3.4 Крутящий момент двигателя

Текущее значение крутящего момента $M_{кр}$, Н·м одного цилиндра определяется по формуле:

$$M_{кр} = TR, \quad (3.8)$$

где T – тангенциальная сила, Н;

R – радиус кривошипа, м.

Результаты расчета сил и крутящего момента представлены в таблице 4.

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 4. При этом крутящий момент двигателя $M_{кр\Sigma}$, Нм, определяется как сумма:

$$M_{кр\Sigma} = \sum_{j=1}^i M_{кр} [\varphi + (j-1)\Theta]_j, \quad (3.9)$$

где j – порядковый номер цилиндра;

i – число цилиндров;

$\Theta = 720/i$ – периодичность следования рабочих ходов в цилиндрах 4-тактного двигателя;

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

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

$$M_{крср} = (F_1 - F_2)m_M/OA, \quad (3.10)$$

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), $мм^2$; m_M – масштаб моментов, Нм/мм; OA – длина интервала между вспышками на диаграмме, мм.

Таблица 4 – Крутящий момент двигателя

φ°	Цилиндры								$M_{кр}$ Нм
	1-й		2-й		3-й		4-й		
	φ° криво- шипа	$M_{кр\cdot ц}$ Нм	φ° криво- шипа	$M_{кр\cdot ц}$ Нм	φ° криво- шипа	$M_{кр\cdot ц}$ Нм	φ° криво- шипа	$M_{кр\cdot ц}$ Нм	

По данным таблицы 4 строится график (рисунок 5).

3.5 Неравномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя

Неравномерность крутящего момента обычно оценивается коэффициентом неравномерности крутящего момента:

$$\mu = (M_{кр.маx} - M_{кр.мин})/M_{кр.ср}. \quad (3.11)$$

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

$$L_{изб} = Fm_M m_\varphi, \quad (3.12)$$

где F – площадь над прямой $M_{кр.ср}$, мм² ;

m_M – масштаб момента, Нм/мм;

$m_\varphi = 4\pi/(i \cdot OA)$ – масштаб угла поворота коленчатого вала, рад/мм:

- OA в мм;

- i – число цилиндров.

Неравномерность угловой скорости оценивается как:

$$\delta = (\omega_{маx} - \omega_{мин})/\omega_{ср}. \quad (3.13)$$

Неравномерность хода для автомобильных двигателей: $\delta = 0,01-0,02$.

Момент инерции движущихся масс двигателя, кгм²:

$$J_o = L_{изб}/(\delta\omega^2), \quad (3.14)$$

где ω – средняя угловая скорость коленчатого вала.

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

4 Анализ уравновешенности двигателя

Для этой цели в расчетно-пояснительной записке приводится конструктивная схема двигателя с указанием действующих сил и моментов. Производится анализ уравновешенности двигателя и при необходимости определяются величины масс противовесов.

Заключение

Кратко описываются результаты работы и делаются выводы.

Список литературы

1 Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания: В 3 кн. Кн.1. Теория рабочих процессов: Учебник/ Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высш. шк., 2007. – 479 с.

2 Луканин В.Н., Алексеев И.В., Шатров М.Г. и др. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн.2. Динамика и конструирование: Учебник / Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высш. шк., 2007. – 400 с.

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

4 Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов.– 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высшая школа, 1980.-400 с.

Глазырин Аркадий Васильевич
Савельев Алексей Викторович

Методические указания к выполнению курсовой работы
для студентов специальностей
190601 «Автомобили и автомобильное хозяйство»,
190603 «Сервис транспортных и технологических машин
и оборудования (автомобильный транспорт)»,
190201 «Автомобиле- и тракторостроение»

Редактор Е.А Устюгова

Подписано к печати	Формат 60×84 1/16	Бумага тип. №1
Печать трафаретная	Усл. печ. л. 1,25	Уч.-изд. л. 1,25
Заказ	Тираж э/в	Цена свободная

РИЦ Курганского государственного университета.

640669, г. Курган, ул. Гоголя 25.

Курганский государственный университет.