



Федеральное агентство по рыболовству
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Астраханский государственный технический университет»
Система менеджмента качества в области образования, воспитания, науки и инноваций сертифицирована DQS
по международному стандарту ISO 9001:2015

Институт морских технологий, энергетики и транспорта
Кафедра «Техника и технологии наземного транспорта»

Энергетические установки транспортных и транспортно-технологических машин

Методические указания

для выполнения курсовой работы по дисциплине «Энергетические установки транспортных и транспортно-технологических машин»
для студентов направления 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»,
профиль подготовки «Автомобильный сервис»

УДК. 621.85: 629 113/114

Методические указания к выполнению курсовых работ по дисциплине «Энергетические установки транспортных и транспортно-технологических машин» /Сост.: Кораблин А.В. - Астрахань: АГТУ, 2021. - 26 с.

Методические указания составлены в соответствии с программой курса «Энергетические установки транспортных и транспортно-технологических машин» для изучения теории рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания.

Рецензет: Рубан А.Р., к.т.н. доцент, заведующий кафедрой «Судостроение и энергетические комплексы морской техники»

СОДЕРЖАНИЕ

	стр
Введение	4
1 Исходные данные	5
2 Определение основных показателей двигателя	6
3 Построение индикаторной диаграммы	8
4 Динамический расчет	12
5 Расчет деталей двигателя на прочность	18
6 Оформление расчетно-пояснительной записки	19
Приложение А	21
Приложение Б	24

ВВЕДЕНИЕ

Приведенные в методических указаниях расчеты цикла ДВС, базирующиеся на методике В.И. Гриневецкого, Е.К. Мазинта, сопровождаются числовыми примерами и справочными данными по современным двигателям.

Рассмотрена теоретическая часть раздела «Автомобильные двигатели», приведены справочные характеристики параметров ДВС, а также представлен пример теплового расчета бензинового двигателя, варианты и задание на проектирование.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Для выполнения курсовой работы на тему «Расчет автомобильного двигателя.....(марка прототипа) с параметрами $D/S=...$, $i = ..., n_N=...$ мин -1» нужно выбрать вариант задания согласно таблице 1.

Выбор производится по двум последним цифрам номера зачетной книжки.

Таблица 1 - Выбор варианта задания

Пред- последний \ Последний	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	Номер варианта задания									
1,2,3	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4,5,6	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
7,8,9,0	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30

Номер варианта находится на пересечении вертикали (последняя цифра номера зачетной книжки) и горизонтали (предпоследняя цифра). Например, если номер зачетной книжки студента 941745, то номер варианта задания - 15. Исходные данные для выполнения курсовой работы приведены в таблице 2.

Таблица 2 - Исходные данные для выполнения курсовой работы

№	D/S	i	n_N	ε	ρ	P_a	P_c	P_z	P_b	P_r	P_k	Прототип
1	67/67	4P	5400	9,5	1	0,091	1,97	7,78	0,43	0,12	-	ВАЗ-2108
2	81/77	2P	5400	8,3	1	0,086	1,46	5,95	0,42	0,12	-	ВАЗ-1111
3	90/90	4P	4500	8,2	1	0,085	1,49	6,09	0,44	0,11	-	ЗМЗ-402
4	86/82	8V	3400	7,5	1	0,085	1,27	5,07	0,42	0,11	-	ЗИЛ-130
5	113/108	8V	2800	18,0	1,51	0,09	4,35	6,43	0,33	0,115	-	ЗИЛ-645
6	79/66	4P	5500	8,8	1	0,086	1,66	6,87	0,45	0,11	-	ВАЗ-2108
7	87/87	8V	3200	6,7	1	0,087	1,15	4,89	0,43	0,115	-	ЗМЗ-53А
8	88/84	6P	2650	6,5	1	0,088	1,13	4,55	0,44	0,115	-	ГАЗ-52
9	75/79	4P	5000	8,5	1	0,091	1,64	6,81	0,45	0,11	-	АЗЛК-412
10	99/99	8V	2700	18,5	1,43	0,166	8,35	13,36	0,54	0,15	0,18	ЯМЗ-238Н
11	135/101	8V	2600	18,0	1,4	0,092	4,55	7,08	0,32	0,12	-	ЯМЗ-238
12	94/94	4P	6000	10,5	1	0,088	2,15	8,08	0,43	0,125	-	ВАЗ-2108
13	75/75	4P	5200	8,0	1	0,089	1,54	6,38	0,49	0,125	-	АЗЛК-412
14	81/85	4P	4800	20,0	1,42	0,15	8,8	12,3	0,45	0,136	0,17	ВАЗ-342
15	79/67	4P	5800	8,8	1	0,085	1,67	6,85	0,45	0,11	-	ВАЗ-2101
16	80/70	2P	5800	7,1	1	0,085	1,18	5,16	0,43	0,12	-	ВАЗ-1111
17	120/122	8V	2400	17,0	1,42	0,144	6,63	11,9	0,50	0,132	0,16	КамАЗ-744
18	74/78	4P	5300	9,2	1	0,09	1,83	7,49	0,49	0,105	-	ВАЗ-2101
19	122/131	8V	2100	16,0	1,32	0,174	7,54	12,1	0,53	0,164	0,19	ЯМЗ-238Н
20	84/84	4P	5000	8,8	1	0,086	1,7	7,04	0,46	0,118	-	ЗМЗ-402
21	118/118	8V	2800	16,4	1,27	0,092	4,25	8,5	0,34	0,105	-	КамАЗ-740
22	78/78	4P	4200	21,0	2,1	0,092	5,48	6,57	0,39	0,12	-	ВАЗ-341
23	127/127	6V	2200	17,0	1,45	0,092	4,62	7,86	0,37	0,12	-	ЯМЗ-236
24	110/121	6V	2750	17,8	1,43	0,09	4,55	7,28	0,32	0,115	-	ЯМЗ-236
25	142/142	8V	2100	16,0	1,41	0,09	4,06	7,3	0,37	0,11	-	ЯМЗ-238
26	78/82	4P	5600	8,6	1	0,086	1,67	6,79	0,46	0,118	-	АЗЛК-412
27	72/72	4P	5600	9,8	1	0,089	1,99	8,07	0,46	0,118	-	ВАЗ-21102
28	92/83	6P	2650	6,5	1	0,087	1,1	4,79	0,46	0,115	-	ГАЗ-52
29	90/78	8V	3200	6,6	1	0,087	1,15	4,86	0,45	0,115	-	ЗИЛ-130
30	93/88	4P	5000	9,8	1	0,082	1,78	7,15	0,41	0,112	-	ЗМЗ-406

Расшифровка обозначений исходных данных:

D/S	– диаметр цилиндра / ход поршня, мм;
i	– число и расположение цилиндров (Р - рядное, V-образное);
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	– <i>давление конца сгорания, МПа;</i>
p _в	– <i>давление конца расширения, МПа;</i>
p _г	– <i>давление остаточных газов, МПа;</i>
p _к	– <i>давление наддува, МПа.</i>

Тип двигателя (карбюраторный, дизель) определяется по степени сжатия и прототипу.

Курсовая работа выполняется в следующем объеме:

- определение основных показателей двигателя;
- построение индикаторной диаграммы;
- динамический расчет;
- расчет деталей двигателя на прочность.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

Расчет производится для режима максимальной мощности с целью определения основных показателей работы двигателя.

2.1 Индикаторные показатели

На основании данных задания определяются основные параметры двигателя.

Рабочий объем цилиндра V_h, л,

$$V_h = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 \quad (1)$$

Объем камеры сгорания V_c, л,

$$V_h = V_c / (\varepsilon - 1) \quad (2)$$

Полный объем цилиндра V_a, л,

$$V_a = V_h + V_c. \quad (3)$$

Рабочий объем (литраж) двигателя V_л, л,

$$V_{\text{л}} = V_h \cdot i \quad (4)$$

Расчетное среднее индикаторное давление

p_i' , МПа,

-бензиновый двигатель

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (5)$$

-дизель

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (p - 1) + \frac{\lambda \cdot p}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (6)$$

где δ - степень последующего расширения δ=ε/ρ;

n₁, n₂ - показатели политроп сжатия и расширения;

λ - степень повышения давления, $\lambda = p_z / p_c$.

Средние значения показателей политроп определяются как

$$n_1 = \frac{\lg p_c - \lg p_a}{\lg \varepsilon} ; n_2 = \frac{\lg p_z - \lg p_b}{\lg \delta}$$

Среднее индикаторное давление p_i , МПа,

$$p_i = p_i' \cdot \varphi_n \quad (7)$$

где φ_n - коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

Коэффициент полноты принимается равным:

для бензинового двигателя	0,94 – 0,97;
для дизеля	0,92 – 0,95.

Индикаторная мощность N_i , кВт,

$$N_i = (p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n_N) / 30 \cdot \tau \quad (8)$$

где τ - коэффициент тактности двигателя.

Плотность заряда на впуске ρ_k , кг/м³,

$$\rho_k = 10^6 \cdot p_k / (287 \cdot T_k), \quad (9)$$

где p_k - давление наддува, МПа;

T_k - температура свежего заряда, К.

Для двигателей без наддува $p_k = p_o$, $T_k = T_o$.

Для двигателей с наддувом без охлаждения наддувочного воздуха

$$T_k = T_o \cdot (p_k / p_o)^{0/394}.$$

Для двигателей с наддувом и охлаждением наддувочного воздуха

$$T_k = T_o \cdot (p_k / p_o)^{0/394} - \Delta T_k,$$

где ΔT_k – уменьшение температуры наддувочного воздуха при установке охладителя.

Коэффициент остаточных газов γ_r

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) \cdot p_r}{T_r \cdot (\varphi_{доз} \cdot \varepsilon \cdot p_a - p_r)}, \quad (10)$$

где ΔT - подогрев свежего заряда, К;

$\varphi_{доз}$ - коэффициент дозарядки,

T_r – температура остаточных газов, К.

Рекомендации по выбору ΔT , $\varphi_{доз}$ и T_r даны в приложении А.

Коэффициент наполнения η_v определяется по выражению:

$$\eta_v = \varphi_{доз} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r + T_r}, \quad (11)$$

Индикаторный кпд цикла η_i

$$\eta_i = \varphi_{доз} \cdot \frac{l_o \cdot \alpha \cdot p_i}{H_u \cdot \eta_v \cdot \rho_k}, \quad (12)$$

где l_o - теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг/кг,

H_u - низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг;

α - коэффициент избытка воздуха.

Для бензинового двигателя $l_o = 14,957$ кг/кг, $H_u = 44$ МДж/кг;

для дизеля $l_o = 14,452$ кг/кг, $H_u = 42,5$ МДж/кг.

Рекомендации по выбору α даны в приложении А.

Удельный индикаторный расход топлива g_i , г/(кВт·ч),

$$g_i = \frac{3.6 \cdot 10^3}{\eta_i \cdot H_u} \quad (13)$$

2.2. Эффективные показатели

Среднее эффективное давление p_e , МПа,

$$p_e = p_i - p_m, \quad (14)$$

где p_m - среднее давление механических потерь, МПа, определяемое по выражению

$$p_m = (a + b \cdot V_{п.ср}) \cdot (p_{ж}/p_o)^{0.1},$$

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

$V_{п.ср}$ – средняя скорость поршня, м/с,

$$V_{п.ср} = S \cdot n_N / 30.$$

Рекомендации по выбору коэффициентов даны в приложении А.

Эффективная мощность двигателя N_e , кВт,

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n_N}{30 \cdot \tau} \quad (15)$$

Литровая мощность двигателя N_l , кВт/л,

$$N_l = \frac{p_e \cdot n_N}{30 \cdot \tau} \quad (16)$$

Эффективный крутящий момент двигателя M_e , Н·м,

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n_N} \quad (17)$$

Эффективный кпд двигателя

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m; \quad (18)$$

где η_m - механический кпд, определяемый по формуле

$$\eta_m = P_e / P_i.$$

Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч),

$$g_e = g_i / \eta_m. \quad (19)$$

Часовой расход топлива G_T , кг/ч,

$$G_T = g_e \cdot N_e / 1000. \quad (20)$$

3. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

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

При построении диаграммы ее масштабы рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить высоту равной 1,2-1,7 ее основания. Отрезок АВ, соответствующий рабочему объему цилиндра V_h , 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 V_c , рассчитывается по формуле

$$OA = AB/(\varepsilon - 1) \text{ мм}, \quad (21)$$

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

Затем на диаграмме наносятся давления в характерных точках $p_a, p_c, p_{\alpha}, p_b, p_r$. Построение политроп сжатия и расширения производится аналитическим методом.

При этом необходимо определить ординаты промежуточных расчетных точек по уравнению политропы

$$\text{:- сжатия } p \cdot V^{n1} = \text{const}$$

$$\text{- расширения } p \cdot V^{n2} = \text{const}.$$

$$\text{Для политропы сжатия } p_x \cdot V_x^{n1} = p_a \cdot V_a^{n1}$$

$$\text{откуда } p_x = p_a \cdot (V_a/V_x)^{n1}, \quad (22)$$

где p_x, V_x - давление и объем в искомой промежуточной точке. Отношение V_a/V_x изменяется в пределах $I-\varepsilon$. Аналогично для политропы расширения

$$p_x = p_b \cdot (V_b/V_x)^{n2}, \quad (23)$$

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

Результаты расчета политроп сжатия и расширения аналитическим методом сводятся в таблицу (таблица 3)

Таблица 3 - Результаты расчета точек политроп

Политропа сжатия					Политропа расширения				
V_a/V_x	$V_x, \text{ л}$	$p_x, \text{ МПа}$	$V_x, \text{ мм}$	$p_x, \text{ мм}$	V_b/V_x	$V_x, \text{ л}$	$p_x, \text{ МПа}$	$V_x, \text{ мм}$	$p_x, \text{ мм}$
1					1				
ε					δ				

Для получения действительной индикаторной диаграммы $tr'aa''c'fc''z_db'b''a'r$ (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 $c'f$;
- угла, соответствующего максимальному давлению сгорания (точка z_d). Также производится расчет:

- значения давления в верхней мертвой точке процесса сгорания p_c'' , МПа, $p_c'' = (1,15-1,25) \cdot p_c$;
- значения максимального давления процесса сгорания p_{zd} , МПа, (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

$$AX = AB \cdot [(1 - \cos \varphi) + \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)/4]/2, \quad (24)$$

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

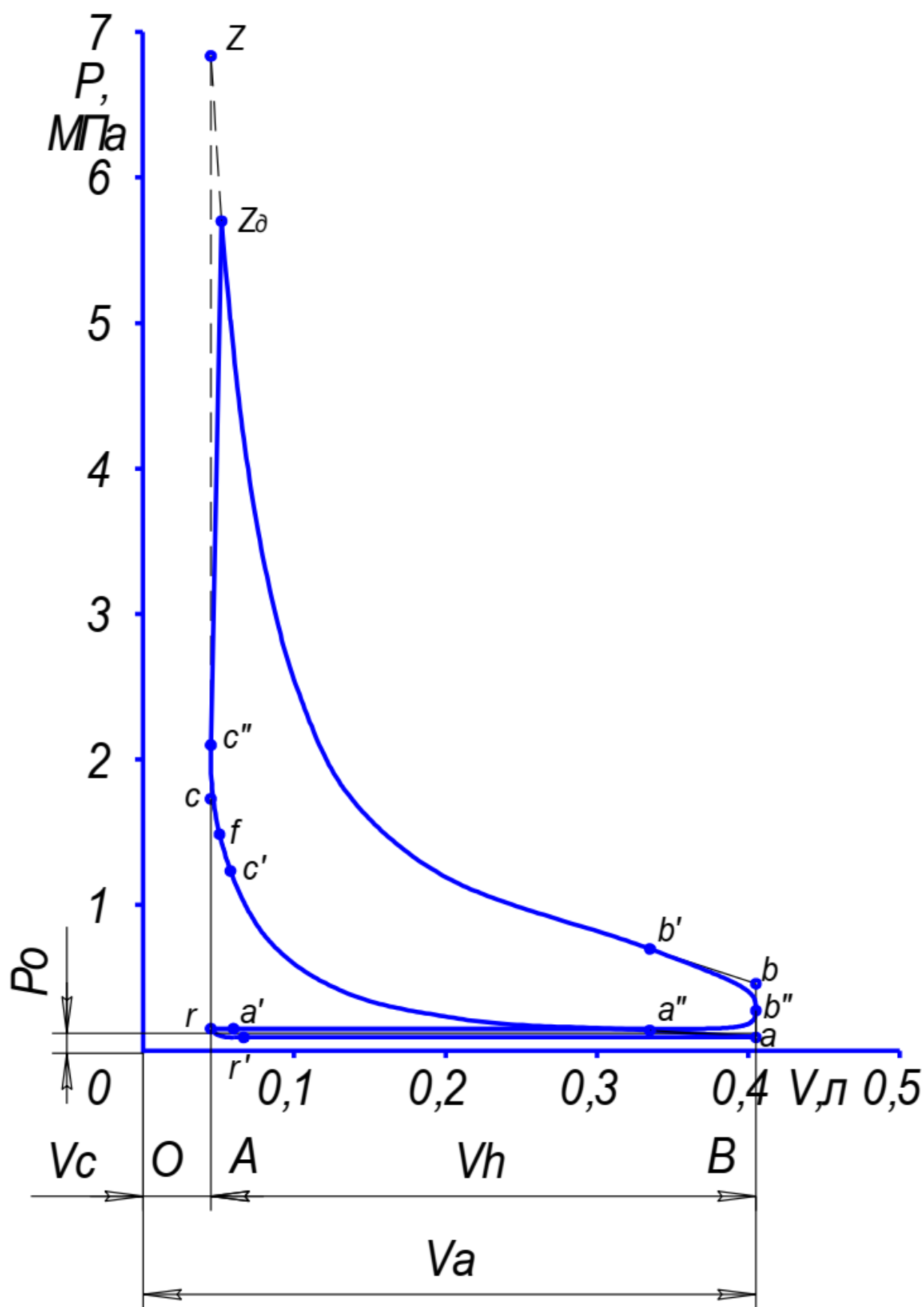


Рисунок 1а – Индикаторная диаграмма бензинового двигателя

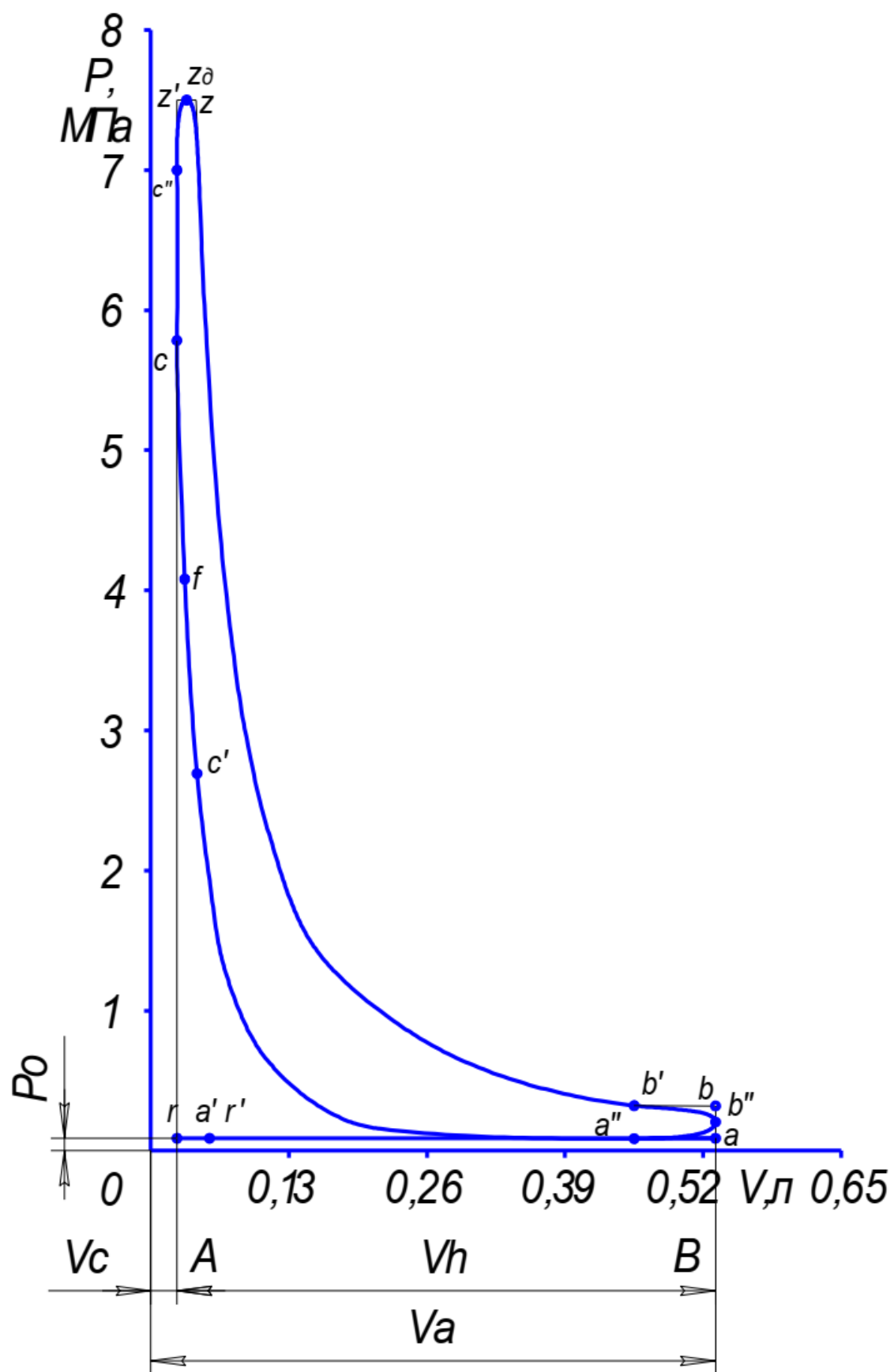


Рисунок 16 – Индикаторная диаграмма дизеля

Численные значения тригонометрической функции, входящей в формулу, для различных значений λ и φ приведены в приложении Б.

Расчеты положения точек сводятся в таблицу (таблица 4).

Таблица 4 - Положения точек диаграммы

Обозначение точки	Положение точки	φ , град пкв	Расстояние АХ, мм

Соединяя плавными кривыми точки, получим скругленную действительную индикаторную диаграмму.

4. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Динамический расчет проводится для определения значения сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме двигателя, и закономерностей их изменения от угла поворота коленчатого вала и для расчета суммарного и среднегокрутящего момента. Результаты расчета используются при проведении расчета деталей двигателя на прочность.

На рисунке 2 приведены схемы сил, действующих в кривошипношатунном механизме двигателя

Расчет сил и моментов рекомендуется проводить через 30° поворота коленчатого вала и при угле поворота, соответствующему максимальному давлению сгорания (точка z_d).

Результаты динамического расчета сводятся в таблицу (таблица 6).

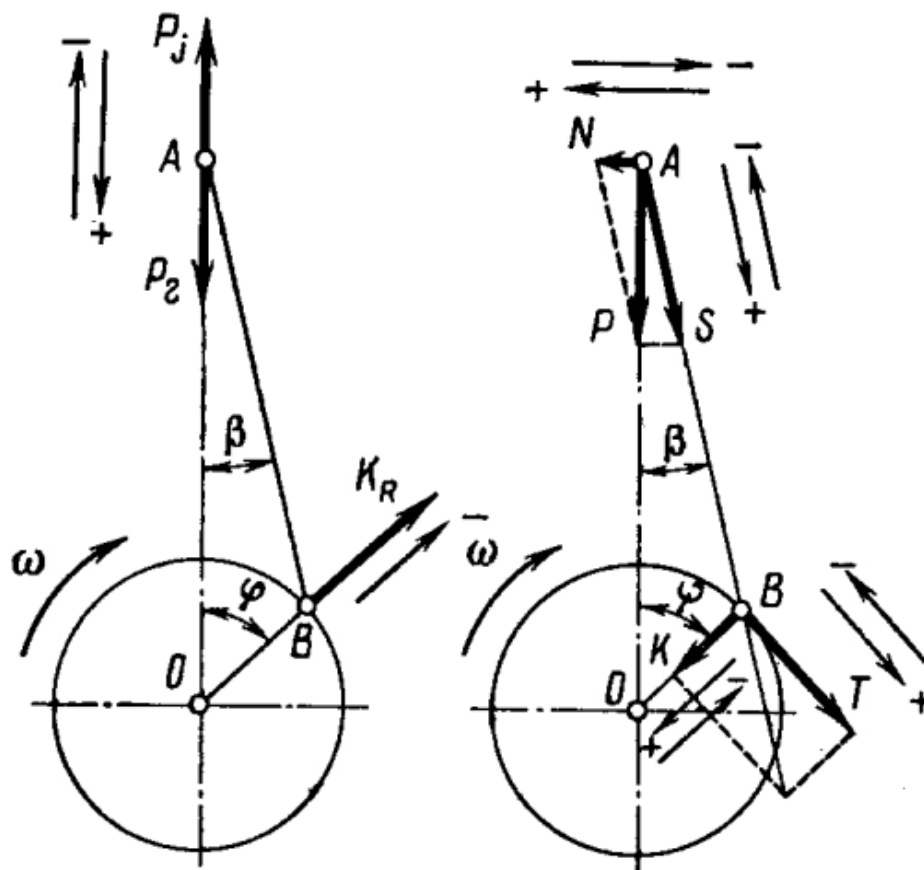


Рисунок 2 – Схемы сил, действующих в кривошипношатунном механизме

4.1 Сила давления газов

Силу давления газов на поршень P_g , кН, определяют по формуле

$$P_g = (p_g - p_o) \cdot F_p \cdot 10^3, \quad (25)$$

где p_g - давление газов в цилиндре в любой момент времени, МПа, (при данном угле поворота коленчатого вала φ);

F_p - площадь поршня, m^2 .

Зависимость давления газов, действующих 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 $R \cdot \lambda/2$. Полуокружность делят лучами из центра 0 на несколько равных 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 процессхода впуска

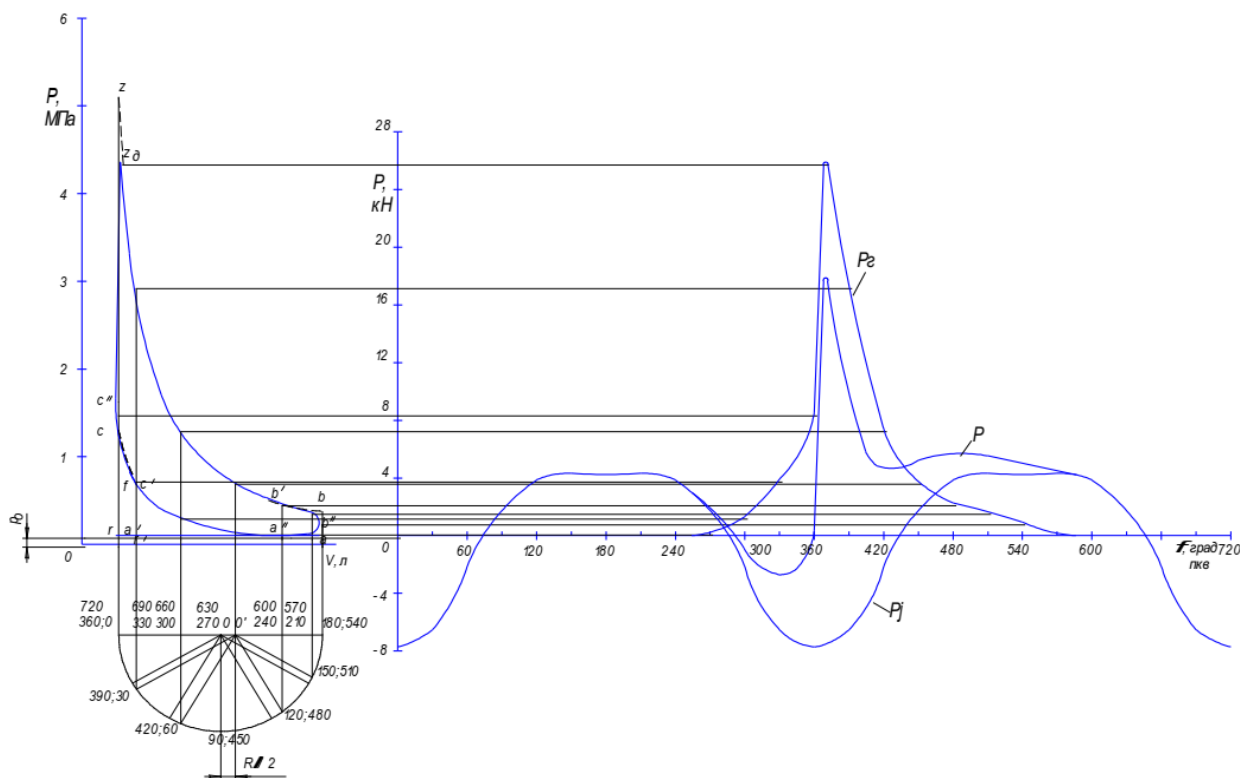


Рисунок 3 - Силы, действующие на поршень

Для удобства проведения расчета определяется величина $\Delta p_g = p_g - p_o$, МПа, результат заносится в таблицу 6.

4.2 Силы инерции

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

$$P_j = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) / 10^3, \quad (26)$$

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 значений λ и φ приведены в приложении Б.

Центробежные силы инерции определяют по формулам:

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

$$K_{Rш} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2 / 10^3; \quad (27)$$

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

$$K_{Rк} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2 / 10^3; \quad (28)$$

- суммарные центробежные силы инерции K_R , кН, вращающихся масс

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2 / 10^3. \quad (29)$$

Система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму, состоит из массы $m_j = m_{п} + m_{шп}$, 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 $m_R = m_k + 2 \cdot m_{шк}$.

Для приближенного определения значений $m_{п}$, $m_{ш}$ и m_k можно использовать конструктивные массы $m_i' = m_i / F_{п}$, приведенные в таблице 5.

Так как шатун совершает сложное движение, его массу заменяют на две массы, сосредоточенные на оси поршневого пальца $m_{шп}$ и на оси кривошипа $m_{шк}$, которые можно рассчитать по формулам:

$$m_{шп} = 0,275 \cdot m_{ш}; m_{шк} = 0,725 \cdot m_{ш}.$$

Дизели легковых автомобилей обычно изготавливаются на базе соответствующих бензиновых двигателей, поэтому выбор конструктивной массы дизеля нужно проводить по графе «бензиновые двигатели» таблицы 5 с некоторым увеличением массы.

Таблица 5 – 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 ($m_k' = m_k / F_{п}$):		
стальной кованый вал со сплошными шейками	150 – 200	200 – 400
чугунный литой вал с полыми шейками	100 – 200	150 – 300

4.3 Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Суммарная сила P , кН, действующая на поршень,

$$P = P_r + P_j. \quad (30)$$

Боковая сила N , кН, действующая перпендикулярно оси цилиндра,

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (31)$$

где β - угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра.

Сила K , кН, направленная по радиусу кривошипа,

$$K = P \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (32)$$

Тангенциальная сила T , кН,

$$T = P \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (33)$$

Численные значения тригонометрических функций, входящих в уравнения 30–33, для различных значений λ и φ приведены в приложении Б.

Крутящий момент цилиндра двигателя $M_{кр}$, Н·м,

$$M_{кр} = T \cdot R \cdot 10^3. \quad (34)$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу 6.

Таблица 6 - Результаты динамического расчета

φ , град пкв	ΔP_T , МПа	P_T , кН	$\cos \varphi +$ $\lambda \cos 2\varphi$	P_j , кН	P , кН	$\operatorname{tg} \beta$	N , кН	$\sin(\varphi + \beta)$ / $\cos \beta$	T , кН	$\cos(\varphi + \beta)$ / $\cos \beta$	K , кН	$M_{кр}$, Н·м	$R_{шш}$, 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).

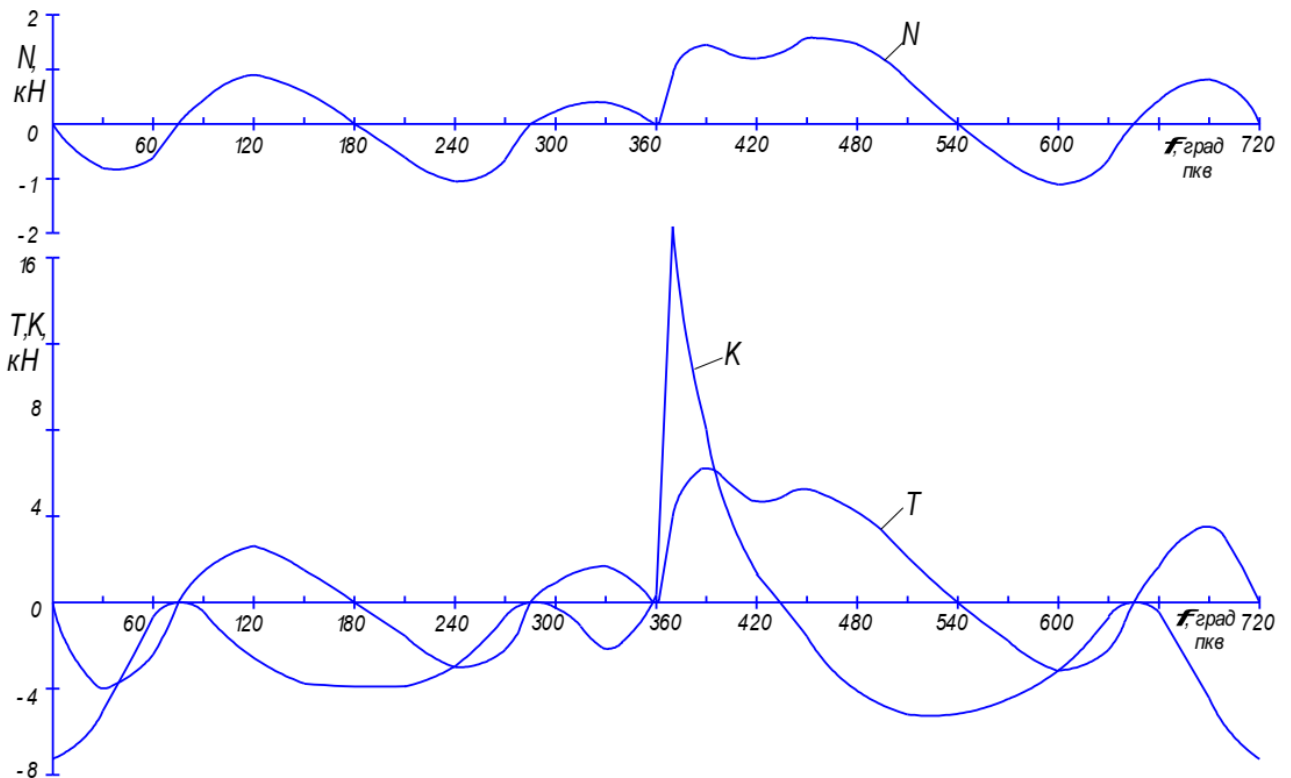


Рисунок 4 – Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

4.4 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 7.

При этом крутящий момент двигателя $M_{кр}$, Н·м, определяется как сумма моментов отдельных цилиндров

$$M_{кр\Sigma} = \sum_{j=1}^i M_{кр} [\varphi + (j-1)\Theta]_j, \quad (35)$$

где j - порядковый номер цилиндра;

i - число цилиндров;

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

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

Построение графика суммарного крутящего момента табличным методом показано на рисунке 5.

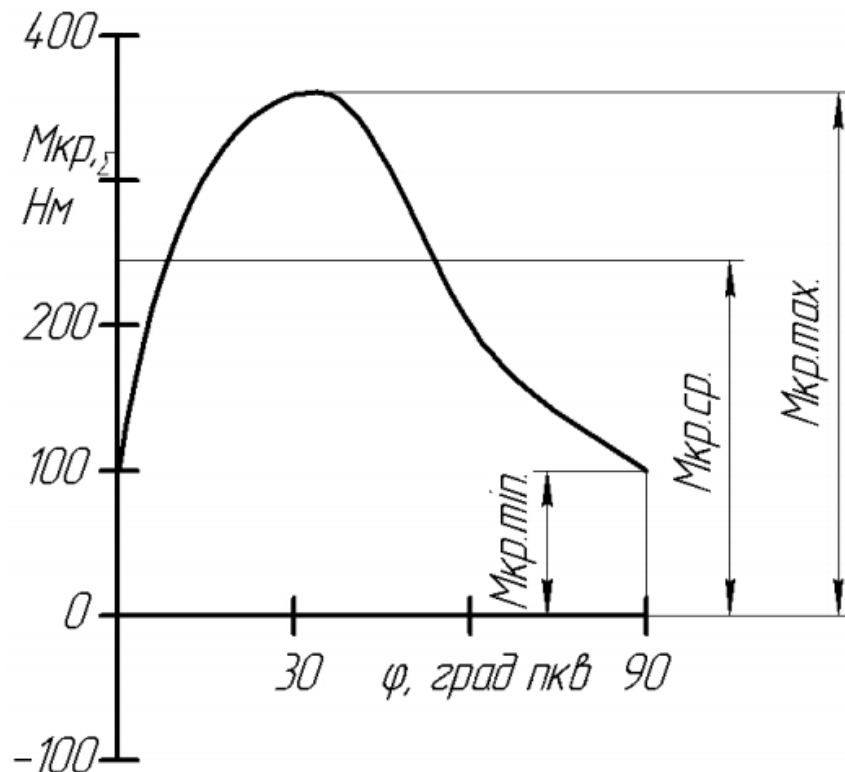


Рисунок 5 – Кривая крутящего момента двигателя

Среднее значение суммарного крутящего момента $M_{крср}$, Н·м, определяется по формуле

$$M_{крср} = (F_1 - F_2) \cdot m_M / OA, \quad (36)$$

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, Н·м/мм;

OA - длина интервала между вспясками на диаграмме, мм.

Среднее значение эффективного крутящего момента M_e , Н·м, на валу двигателя

$$M_e = M_{крср} \cdot \eta_M, \quad (37)$$

где η_M - механический КПД двигателя.

[illegible]

4.5 Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала

17

На основании полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку строится диаграмма износа шейки (рисунок 7) по данным, сведенным в таблицу (таблица 8).

Метод построения диаграммы износа приведен в рекомендованной литературе. На диаграмме указать наиболее и наименее нагруженные участки шейки, а также предполагаемое расположение оси масляного отверстия.

Таблица 8 - Определение суммарной силы $R_{\text{шш}\Sigma}$ по лучам

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

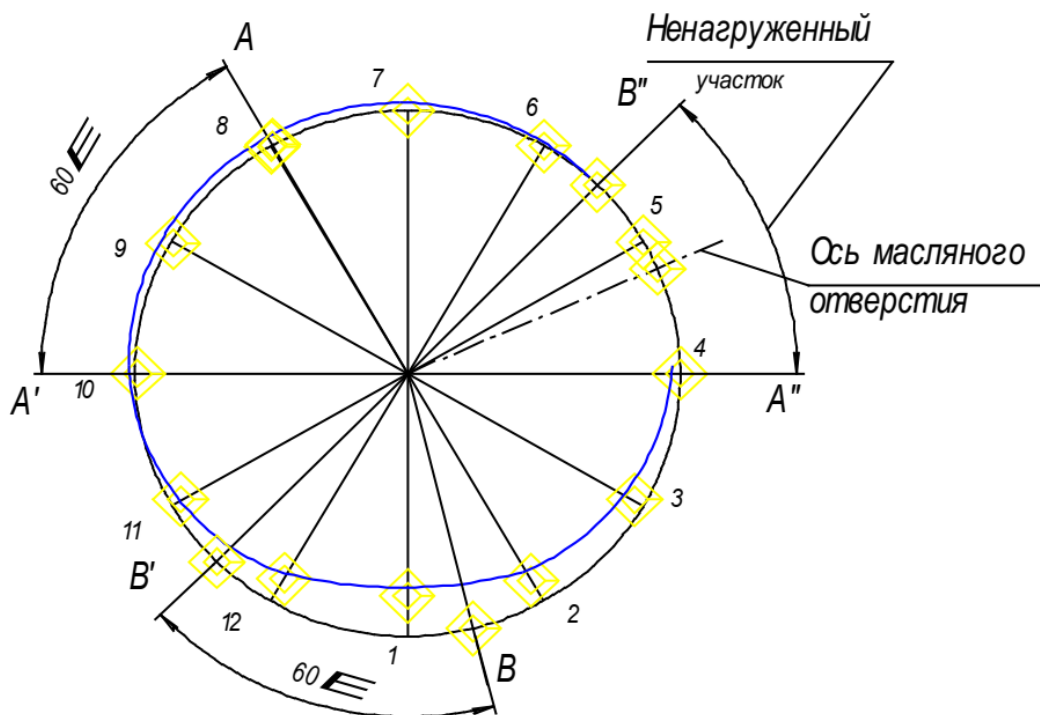


Рисунок 7 – Диаграмма износа шатунной шейки

4.6 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.

5. Расчет деталей двигателя на прочность

В курсовой работе проводится расчет на прочность одного из элементов кривошипно-шатунного механизма двигателя. Выбор рассчитываемого элемента производится по номеру варианта задания на контрольную работу согласно таблице 9.

Таблица 9 - Выбор рассчитываемого элемента

Номер варианта	Рассчитываемый элемент
1,8,15,22,29	Поршень
2,9,16,23,30	Поршневой палец
3,10,17,24	Поршневые кольца
4,11,18,25	Поршневая головка шатуна
5,12,19,26	Стержень шатуна
6,13,20,27	Крышка шатуна и шатунные болты
7,14,21,28	Силовые шпильки

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. Помимо расчетных формул, для применяемого метода расчета обязательно должно быть приведено обоснование выбираемых величин со ссылкой на литературный источник.

Для рассчитываемой детали должен быть выполнен эскиз со всеми необходимыми для расчета размерами, расчетная схема и эпюры нагружения. Эскизы и графики, необходимые для расчета, выполняются карандашом с соблюдением ГОСТов на графические работы.

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 Определение основных показателей двигателя.

2 Построение индикаторной диаграммы.

3 Динамический расчет двигателя.

4 Расчет деталей двигателя на прочность.

Список использованной литературы.

Содержание.

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

Требования к выполнению и оформлению курсовой работы, список рекомендуемых источников изложены в РП и методических указаниях по самостоятельной работе дисциплины «Энергетические установки транспортных и транспортно-технологических машин».

Для изучения курса рекомендуется следующая литература:

1 Автомобильные двигатели / Под ред. М.С. Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.

2 Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. – М.: Колос, 1984. – 335 с., ил. – (Учебники и учеб. пособия для высш. с.-х. заведений).

3 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.

4 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.

Приложение А (справочное)

Рекомендации по проведению расчета основных показателей двигателя

Коэффициент дозарядки

Для повышения наполнения цилиндра свежим зарядом в современных быстроходных двигателях впускной клапан закрывается после н.м.т., что позволяет, используя скоростной напор, инерционные и волновые явления во впускной системе, ввести в цилиндр двигателя дополнительную массу свежего заряда (дозарядка). Дозарядка в основном зависит от соответствующего подбора фаз В процессе наполнения температура свежего заряда несколько увеличивает газораспределение (прежде всего от величины угла запаздывания закрытия впускного клапана) и частоты вращения коленчатого вала, Коэффициент дозарядки $\phi_{\text{доз}}$ на режиме максимальной мощности равен 1,1-1,15.

Однако при уменьшении частоты вращения двигателя вследствие уменьшения кинетической энергии заряда (при постоянной величине угла запаздывания) дозарядка уменьшается и происходит выброс свежего заряда во впускную систему (обратный выброс).

Возможны два вида регулировки закономерности изменения коэффициента наполнения двигателя от частоты вращения (подбором угла запаздывания):

- быстроходная регулировка, обеспечивающая максимальное использование явления дозарядки на номинальном режиме (большая величина угла запаздывания закрытия впускного клапана). При постоянном угле запаздывания при такой регулировке уменьшается коэффициент наполнения при низких частотах, а, следовательно, и крутящий момент.

- тихоходная регулировка, при которой явление дозарядки на номинальном режиме практически не используется (небольшой угол запаздывания). При такой регулировке уменьшается обратный выброс, коэффициент наполнения при низких частотах увеличивается. Коэффициент дозарядки при тихоходной регулировке $\phi_{\text{доз}} = 1$.

Выбор вида регулировки зависит от режима работы, наиболее часто встречающегося в эксплуатации. Согласно статистических данных, двигатели легковых автомобилей большую часть времени работают на повышенных частотах, двигатели грузовых - на режиме максимального крутящего момента (на некоторых легковых автомобилях - внедорожниках применена тихоходная регулировка коэффициента наполнения двигателя).

Подогрев свежего заряда

В процессе наполнения температура свежего заряда несколько увеличивается благодаря подогреву от нагретых деталей двигателя. Величина подогрева ΔT зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, системы охлаждения, наличия специального устройства для подогрева, быстроходности двигателя и наддува.

В зависимости от типа двигателя значения ΔT принимают:

для бензиновых двигателей $0 - 20^{\circ}$

для дизелей без наддува $10 - 40^{\circ}$

для дизелей с наддувом без

охлаждения наддувочного воздуха $(-5)^{\circ} - (+10)^{\circ}$

В карбюраторных двигателях и двигателях с центральным впрыском бензина для улучшения испарения топлива применяют подогрев впускного трубопровода. В двигателях с распределенным впрыском необходимость подогрева впускного трубопровода отпадает.

В дизелях с наддувом величина подогрева свежего заряда снижается благодаря уменьшению температурного перепада между деталями двигателя и наддувочным воздухом. При повышении температуры наддувочного воздуха (высокие давления наддува) возможны и отрицательные значения ΔT .

При установке охладителя температура наддувочного воздуха понижается до значений, незначительно превышающих температуру окружающей среды. Охлаждение наддувочного воздуха в дизелях применяют только при среднем и высоком наддуве. Во всех типах двигателей при повышении частоты вращения ΔT уменьшается вследствие уменьшения времени контакта свежего заряда с горячими деталями двигателя.

Температура остаточных газов

В зависимости от типа двигателя, степени сжатия, частоты вращения и коэффициента избытка воздуха устанавливается значение температуры T_r , K , остаточных газов в пределах:

- для бензиновых двигателей 900 – 1100,
- для дизелей 600 – 900.

При выборе величины T_r необходимо иметь в виду, что при увеличении степени сжатия и обогащении рабочей смеси температура остаточных газов снижается, а при увеличении частоты вращения - возрастает.

Коэффициент избытка воздуха

Значение коэффициента избытка воздуха α на номинальном режиме работы находится в следующих пределах:

- бензиновые двигатели 0,8 - 0,96
- дизели с неразделенной камерой сгорания 1,5 - 1,7
- дизели с разделенной камерой сгорания 1,25 - 1,45
- дизели с наддувом 1,35 – 2.

Для заданных размеров цилиндра уменьшение (до определенных пределов) коэффициента избытка воздуха приводит к увеличению мощности двигателя. Однако с обогащением смеси увеличивается неполнота сгорания, ухудшается экономичность и увеличивается термическая напряженность двигателя.

Среднее давление механических потерь

Среднее давление механических потерь p_m , МПа, определяют из выражения

$$p_m = (a + b \cdot V_{п.ср}) \cdot (P_k / P_o)^{0,1}.$$

Значения коэффициентов a и b , приведенных в таблице (для двигателей без наддува), зависят от типа, конструкции, размеров и количества цилиндров.

Таблица А1 - Значения коэффициентов a и b в уравнении p_m

Тип двигателя	a , МПа	b , МПа с/м
Дизели с неразделенной камерой сгорания	0,105	0,012
Дизели с разделенной камерой сгорания	0,105	0,0138
Бензиновые двигатели: $S/D > 1$ $S/D < 1$	0,05	0,0155
	0,04	0,0135

Дизели для легковых автомобилей изготавливают на базе соответствующих бензиновых двигателей, поэтому величину r_m можно принять равной величине базового двигателя.

Фазы газораспределения

В современных быстроходных двигателях открытие впускного клапана происходит в среднем за $10-35^\circ$ до прихода поршня в в.м.т., а закрытие – через $40-85^\circ$ после н.м.т.

Открытие выпускного клапана происходит за $40-80^\circ$ до н.м.т., закрытие – через $10-50^\circ$ после в.м.т.

Угол опережения зажигания в быстроходных двигателях при работе на номинальном режиме колеблется в пределах $30-40^\circ$ поворота коленчатого вала (пкв), угол опережения впрыска – в пределах $15-25^\circ$.

Положение точки f , зависящее от продолжительности периода задержки воспламенения, определяется величиной угла $c'f$, изменяющегося в пределах $5-18^\circ$ пкв для двигателей с искровым зажиганием, для дизелей – $8-12^\circ$ пкв.

Положение точки z_d по горизонтали для бензиновых двигателей - угол $8-12^\circ$ пкв, для дизелей - $z'z / 2$.

Значения углов зависят от частоты вращения двигателя и вида закономерности изменения коэффициента наполнения двигателя от частоты вращения.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(Справочное)

Зависимость значений тригонометрических функций от угла поворота коленчатого вала

Таблица Б1

φ, град пкв	Значения $(1 - \cos \varphi) + \lambda/4 (1 - \cos 2\varphi)$ при λ								φ, град пкв
	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	0,0188	0,0190	0,0191	0,0193	0,0194	0,0196	0,0197	0,0199	350
20	0,0743	0,0749	0,0755	0,0761	0,0767	0,0773	0,0779	0,0784	340
30	0,1640	0,1653	0,1665	0,1678	0,1690	0,1703	0,1715	0,1728	330
40	0,2836	0,2857	0,2877	0,2898	0,2918	0,2939	0,2960	0,2980	320
50	0,4276	0,4306	0,4335	0,4364	0,4394	0,4423	0,4452	0,4482	310
60	0,5900	0,5938	0,5975	0,6013	0,6050	0,6088	0,6125	0,6163	300
70	0,7640	0,7684	0,7728	0,7772	0,7816	0,7860	0,7905	0,7949	290
80	0,9428	0,9476	0,9525	0,9573	0,9622	0,9670	0,9719	0,9767	280
90	1,1200	1,1250	1,1300	1,1355	1,1400	1,1450	1,1500	1,1550	270
100	1,2900	1,2948	1,2997	1,3045	1,3094	1,3142	1,3191	1,3239	260
110	1,4480	1,4524	1,4568	1,4612	1,4656	1,4700	1,4745	1,4789	250
120	1,5900	1,5938	1,5975	1,6013	1,6050	1,6088	1,6125	1,6163	240
130	1,7132	1,7162	1,7191	1,7220	1,7250	1,7279	1,7308	1,7338	230
140	1,8156	1,8177	1,8197	1,8218	1,8238	1,8259	1,8280	1,8300	220
150	1,8960	1,8973	1,8985	1,8998	1,9010	1,9023	1,9035	1,9048	210
160	1,9537	1,9543	1,9549	1,9555	1,9561	1,9567	1,9573	1,9578	200
170	1,9884	1,9886	1,9887	1,9889	1,9890	1,9892	1,9893	1,9895	190
180	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	180

Таблица Б2

φ, град пкв	Знак	Значения $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ при λ								Знак	φ, град пкв
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,2400	1,2500	1,2600	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2291	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1389	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9960	1,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,0210	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8111	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5977	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	0,1428	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	–	0,0519	0,0613	0,0707	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	–	280
90	–	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	–	270
100	–	0,3991	0,4085	0,4179	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649	–	260
110	–	0,5258	0,5335	0,5412	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795	–	250
120	–	0,6200	0,6250	0,6300	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550	–	240
130	–	0,6845	0,6862	0,6879	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	–	230
140	–	0,7243	0,7226	0,7209	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	–	220
150	–	0,7460	0,7410	0,7360	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	–	210
160	–	0,7559	0,7482	0,7405	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022	–	200
170	–	0,7593	0,7499	0,7405	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	–	190
180	–	0,7600	0,7500	0,7400	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	–	180

Таблица Б3

φ, град пкв	Знак	Значения tg β при λ								Знак	φ, град пкв
		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	+	0,042	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	0,240	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	0,295	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	+	0,186	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	0,156	—	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	0	0	0	0	0	0	0	—	180

Таблица Б4

φ, град пкв	Знак	Значения cos (φ+β)/cos β при λ								Знак	φ, град пкв
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	360
10	+	0,978	0,977	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975	0,975	+	350
20	+	0,912	0,910	0,909	0,908	0,907	0,906	0,905	0,903	+	340
30	+	0,806	0,803	0,801	0,798	0,795	0,793	0,790	0,788	+	330
40	+	0,666	0,662	0,657	0,653	0,649	0,645	0,640	0,636	+	320
50	+	0,500	0,494	0,488	0,482	0,476	0,469	0,463	0,457	+	310
60	+	0,317	0,309	0,301	0,293	0,285	0,277	0,269	0,261	+	300
70	+	0,126	0,117	0,107	0,098	0,088	0,078	0,069	0,059	+	290
80	—	0,064	0,075	0,085	0,095	0,106	0,117	0,127	0,138	—	280
90	—	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	—	270
100	—	0,411	0,422	0,432	0,443	0,453	0,464	0,475	0,485	—	260
110	—	0,558	0,568	0,577	0,586	0,596	0,606	0,615	0,625	—	250
120	—	0,683	0,691	0,699	0,707	0,715	0,723	0,731	0,739	—	240
130	—	0,785	0,792	0,798	0,804	0,810	0,816	0,822	0,829	—	230
140	—	0,866	0,870	0,875	0,879	0,883	0,887	0,892	0,896	—	220
150	—	0,926	0,929	0,931	0,934	0,937	0,939	0,942	0,944	—	210
160	—	0,968	0,969	0,970	0,971	0,973	0,974	0,975	0,976	—	200
170	—	0,992	0,992	0,993	0,993	0,993	0,994	0,994	0,994	—	190
180	—	1	1	1	1	1	1	1	1	—	180

Таблица Б5

φ, град пкв	Знак	Значения $\sin(\varphi+\beta)/\cos \beta$ при λ								Знак	φ, град пкв
		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	0,999	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	1	1	1	1	1	1	1	—	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	0,364	—	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