

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
“Новгородский государственный университет имени Ярослава Мудрого”

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Часть 2. Кинематика и динамика поршневого ДВС

ВЕЛИКИЙ НОВГОРОД
2012

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
“Новгородский государственный университет имени Ярослава Мудрого”

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Часть 2. Кинематика и динамика поршневого ДВС

Учебное пособие к курсовому проекту по дисциплинам

«Автомобили и двигатели: Автомобильные двигатели»

Специальность 190601 - Автомобили и автомобильное хозяйство и
«Силовые агрегаты» 190600.62 – Эксплуатация транспортно-технологических
машин и комплексов

ВЕЛИКИЙ НОВГОРОД
2012

Рецензенты

доктор технических наук, профессор **Н.М. Андрианов**
кандидат технических наук, доцент **Я.П.Энсон**

Автомобильные двигатели Ч.2. Кинематика и динамика поршневого ДВС: Учебное пособие к курсовому проекту. / Авт.- сост.: А. В. Капустин, Н.Н. Заводов; НовГУ им. Ярослава Мудрого. – Великий Новгород, 2012. - 25 с.

Настоящее учебное пособие является второй частью пособия по проектированию поршневых двигателей внутреннего сгорания и включает разделы кинематического, динамического расчета и графического анализа кривошипно-шатунного механизма, расчета неравномерности крутящего момента, равномерности хода двигателя и уравновешенности ДВС.

Учебное пособие предназначено для студентов специальностей 190601 – автомобили и автомобильное хозяйство, изучающих дисциплину «Автомобили и двигатели: Автомобильные двигатели» и 190600.62 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, изучающих «Силовые агрегаты».

УДК 629. 113. 004

© Новгородский государственный
университет, 2012
© А.В.Капустин, Н.Н.Заводов,
составление, 2012

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

В общем случае расчет выполняется для центрального кривошипно-шатунного механизма и ниже изложена методика расчета такого КШМ.

По желанию студента при соответствующем обосновании можно выполнять расчет дезаксиального (смещенного) КШМ или КШМ с прицепным шатуном. В этом случае следует пользоваться дополнительной учебной литературой.

Перемещение поршня (мм) определяется по формуле

$$S_n = R [(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)], \quad (1.1)$$

где R – радиус кривошипа, мм;

λ – характеристика КШМ (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = R/L_{ш}$);

φ – угол поворота коленчатого вала.

За начало отсчета угла φ принято положение КШМ в верхней мертвой точке (ВМТ), начало впуска для четырехтактных ДВС. Положительное вращение коленчатого вала – по часовой стрелке. Значение выражения $[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)]$ можно принять из таблицы 1.

Радиус кривошипа принять из теплового расчета $R=S/2$, S – ход поршня.

Значение λ должно соответствовать принятому λ в тепловом расчете при построении индикаторной диаграммы.

Скорость поршня V_n , м/с рассчитывается по формуле (размерность R – м)

$$V_n = \omega \cdot R \cdot (\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi), \quad (1.2)$$

где ω – угловая скорость вращения кривошипа, рад/с.

Значение выражения $(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi)$ принимается из таблицы 2.

Ускорение поршня j_n , м/сек² рассчитывается по формуле

$$j_n = \omega^2 \cdot R (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \quad (1.3)$$

где значение $(\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$ можно выбрать из таблицы 3.

Таблица 1

[illegible]

Таблица 2

[illegible]

Таблица 3

φ°	Знак	Значения $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ при λ								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,2400	1,2500	1,2600	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

Расчеты по формулам (1.1 – 1.3) можно выполнять через $\varphi = 30^\circ$ поворота коленчатого вала (ПКВ). По полученным значениям следует построить графики $S_n = f(\varphi)$, $V_n = f(\varphi)$, $j_n = f(\varphi)$.

2. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Динамическим расчетом определяют силы, действующие в КШМ, в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Силы давления газов, действующие на площадь поршня, для упрощения динамического расчета заменяют одной сосредоточенной силой, направленной по оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца.

Ее значение определяют произведением перепада давлений (над поршнем и под поршнем) на площадь поршня по формуле

$$P_r = 1000 \cdot (p_r - p_0) \cdot F_n, \text{ кН} \quad (2.1)$$

где p_r – давление газов над поршнем, МПа;
 p_0 – давление газов под поршнем, равное приблизительно
 атмосферному давлению, МПа;
 F_n – площадь поршня в м².

Для анализа динамической нагруженности элементов КШМ индикаторную диаграмму из координат p - V перестраивают в развернутую индикаторную диаграмму в координатах p - φ . Это перестроение можно выполнить графически по методу профессора Ф.А. Брикса или аналитически, используя зависимость (1.1) и уравнение политропного процесса.

Учитывая развитие вычислительных методов, изложим методику аналитического метода перестроения индикаторной диаграммы четырехтактного двигателя.

При положении поршня в ВМТ в момент начала впуска давление над поршнем равно давлению остаточных газов – p_r , принятому в тепловом расчете. В конце процесса впуска давление p_r равно давлению p_a . В промежуточных положениях КШМ между ВМТ и нижней мертвой точкой (НМТ) начиная с $\varphi=30^\circ$ значения p_r можно принимать $p_r = p_a$.

В процессе сжатия от $\varphi = 180^\circ$ до $\varphi = (360-\varphi_c)$ надпоршневое давление p_r можно рассчитать по уравнению политропного процесса сжатия с принятым в тепловом расчете показателем политропы n_1

$$p_r \cdot V_x^{n_1} = p_a \cdot V_a^{n_1}, \quad (2.2)$$

где V_x – текущий надпоршневой объем;
 V_a – полный объем цилиндра.

$$V_a = V_h + V_c, \quad (2.3)$$

где V_h и V_c – рабочий и полный объемы.

$$V_x = V_c + V_h \cdot [(1 - \cos\varphi) + \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)/4]/2 \quad (2.4)$$

После подстановки (2.3) и (2.4) в (2.2), последующих алгебраических преобразований с учетом того, что $V_a/V_c = \varepsilon$, а $V_h/V_c = \varepsilon - 1$ получим расчетное выражение

$$p_r = p_a \cdot \left\{ \frac{\varepsilon}{1 + 0.5 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot [1 - \cos\varphi + \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)/4]} \right\}^{n_1}, \quad (2.5)$$

При $\varphi = 360^\circ$ давление принимают из теплового расчета при скруглении индикаторной диаграммы $p_{c''} \approx 1,2 \cdot p_{c'}$.

По экспериментальным данным максимальное давление в конце сгорания достигается при угле поворота коленчатого вала после ВМТ, равному по абсолютной величине углу начала видимого сгорания – $\varphi_{c'}$ (момент отрыва линии давлений от сгорания над линией давлений от сжатия). Поэтому можно принять p_z при $\varphi = 360 + \varphi_{c'}$. Для двигателя с искровым зажиганием это давление равно действительному давлению, уточненному при скруглении индикаторной диаграммы в тепловом расчете. Для дизельного двигателя максимальное давление сгорания равно расчетному значению.

На участке расширения от $\varphi = 360 + \varphi_{c'}$ до момента открытия выпускного клапана (точка e' на индикаторной диаграмме), расчет текущих давлений выполняется по аналогии с расчетом в процессе сжатия по формуле

$$p_r = p_b \cdot \left\{ \frac{\varepsilon}{1 + 0,5 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot [1 - \cos \varphi + \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)/4]} \right\}^{n_2}, \quad (2.6)$$

где p_b – расчетное давление в конце расширения, принимается из теплового расчета.

Давление в момент открытия выпускного клапана определяется по формуле (2.6) при подстановке угла $\varphi_{v'} = 180 - \varphi_{\text{вып}} = 540 - \varphi_{\text{вып}}$ аналогично определению этого давления в тепловом расчете при скруглении индикаторной диаграммы.

Давление в конце расширения при $\varphi = 540^\circ$ ПКВ (на индикаторной диаграмме точка – v'') принимается равным среднему значению между расчетным p_b и начальным p_a , т. е. $p_{v''} = (p_b + p_a)/2$. Далее от давления $p_{v''}$ в НМТ до давления p_r в ВМТ ($\varphi = 720^\circ$ ПКВ) можно принять уменьшение давлений примерно пропорционально углу φ .

По данным расчета строится действительная (точнее приближенная к действительной диаграмме) развернутая индикаторная диаграмма. Эту диаграмму можно строить или в единицах измерения давления, или в единицах измерения силы. Соответственно и остальные силы, действующие в КШМ, определяются в тех же единицах измерения. При переходе от сил к давлениям и обратно делят или умножают соответствующие значения на площадь поршня.

Пример расчета и построения развернутой индикаторной диаграммы в размерности сил (P_r в кН) приведен в Приложении.

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяется по формуле, кН

$$P_j = -m_j \cdot j_n / 1000 = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) / 1000, \quad (2.7)$$

где j_n – ускорение поршня в м/с^2 , принимается из предыдущих расчетов или рассчитывается;

m_j – приведенная к оси поршневого пальца масса КШМ, совершающая возвратно-поступательное движение, кг;

R – радиус кривошипа, м;

ω – угловая скорость, рад/с.

Приведенная масса m_j определяется

$$m_j = m_n + m_{\text{шп}}, \quad (2.8)$$

где m_n – масса поршневой группы (комплекта), кг;

$m_{\text{шп}}$ – масса шатуна, приведенная к оси поршневого пальца, кг.

Приведенная масса составляет $m_{\text{шп}} = (0,2-0,3) \cdot m_{\text{ш}}$; $m_{\text{ш}}$ – масса шатуна.

Обычно расчет m_j выполняют

$$m_j = m_n + 0,275 \cdot m_{\text{шп}}, \quad (2.9)$$

Массы поршневой группы и шатуна можно определить по статистическим данным конструктивных масс, представляющих отношение массы соответствующего элемента КШМ к площади поршня

$$m' = m / F_n, \quad (2.10)$$

Конструктивные массы m' в зависимости от диаметра поршня (D подставлять в мм) представлены в таблице 4.

Таблица 4

Тип двигателя	Частота вращения, об/мин	Конструктивная масса m' , кг/мм ²	
		поршневая группа	Шатун
Двигатели с искровым зажиганием	$n \leq 4500$	$(1,08 \dots 1,2) \cdot D$	$(1,35 \dots 1,45) \cdot D$
	$n > 4500$	$(1,2 \dots 1,25) \cdot D$	$(1,7 \dots 2,0) \cdot D$
Дизели автомобильные	$n \leq 3000$	$(1,8 \dots 2,0) \cdot D$	$(2,1 \dots 2,25) \cdot D$
	$n > 3000$	$(1,5 \dots 1,7) \cdot D$	$(1,6 \dots 1,9) \cdot D$
Дизели тракторные		$(2,0 \dots 2,2) \cdot D$	$(2,3 \dots 2,5) \cdot D$

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс так же, как и сосредоточенная сила от давления газов, действует по оси цилиндра. Их равнодействующая (суммарная сила) определяется алгебраическим (с учетом только знаков + и –) суммированием этих двух сил, т.е.

$$P_{\Sigma} = P_r + P_j \quad (2.11)$$

Сила P_{Σ} действует по оси цилиндра. За положительное направление принято направление в сторону коренной шейки коленчатого вала.

Нормальная сила N (кН), действующая по нормали на стенку цилиндра определяется

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (2.12)$$

Сила N считается положительной, если создаваемый ею момент относительно оси коленчатого вала направлен противоположно направлению вращения вала двигателя.

Сила S (кН), действующая вдоль шатуна, определяется

$$S = P_{\Sigma} \cdot (1 / \cos \beta) \quad (2.13)$$

Она считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если растягивает.

Сила K (кН), направленная по радиусу кривошипа

$$K = P_{\Sigma} \cdot \cos (\varphi + \beta) / \cos \beta \quad (2.14)$$

Сила K считается положительной, если она сжимает щеки колена.

Тангенциальная сила T (кН), направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа

$$T = P_{\Sigma} \cdot \sin (\varphi + \beta) / \cos \beta \quad (2.15)$$

Сила T принимается положительной, если направление создаваемого ею момента совпадает с направлением вращения коленчатого вала.

Численные значения тригонометрических функций, входящих в формулы (2.12)...(2.15), приведены в таблицах 5 – 8.

Таблица 5

[illegible]

Таблица 6

[illegible]

Таблица 7

[illegible]

Таблица 8

[illegible]

Расчеты всех сил выполняются в форме таблицы. По расчетным данным строят графики применения сил N , S , R и N в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ .

Пример расчета сил и их графики приведены в Приложении.

Крутящий момент одного цилиндра M_i , МН·м:

$$M_i = T \cdot R, \quad (2.16)$$

Величина и характер изменения тангенциальных сил и крутящих моментов по углу поворота коленчатого вала всех цилиндров двигателя одинаковы и отличаются лишь угловыми интервалами, равными угловым интервалам между рабочими ходами в отдельных цилиндрах. Поэтому для подсчета суммарной тангенциальной силы или суммарного крутящего момента двигателя достаточно иметь данные тангенциальной силы и крутящего момента только одного цилиндра.

Угловой интервал (период изменения) тангенциальной силы и крутящего момента четырехтактного двигателя определяется

$$\theta = 720 / i, \quad (2.17)$$

где i – число цилиндров.

Суммирование значений тангенциальных сил и крутящих моментов всех цилиндров двигателя можно выполнить аналитически или графически. По полученным данным строится график тангенциальной силы или крутящего момента всех цилиндров двигателя для углового интервала от $\varphi = 0$ до $\varphi = \theta$.

Среднее значение тангенциальной силы или крутящего момента определяется путем алгебраического (с учетом знаков $+$ и $-$) суммирования площадей, образованных графиком тангенциальной силы (крутящего момента), ординатами крайних точек углового интервала и осью абсцисс и делением этой площади на отрезок абсциссы между крайними точками. Полученное таким образом значение ординаты в масштабе отражает значение средней величины тангенциальной силы или крутящего момента всех цилиндров многоцилиндрового ДВС.

Правильность расчетов проверяется путем сравнения данных теплового расчета и M_{cp} или T_{cp} , полученных по площади из графиков M или T .

$$M_{cp} = M_i = M_e / \eta_m, \quad (2.18)$$

$$T_{cp} = M_e / (\eta_m \cdot R) \quad (2.19)$$

Результаты не должны отличаться между собой более 5 %.

Пример расчета T_{cp} приведен в Приложении.

3. УРАВНОВЕШИВАНИЕ И РАВНОМЕРНОСТЬ ХОДА ДВИГАТЕЛЯ

В курсовом проекте следует оценить максимальную величину неуравновешенности разрабатываемого двигателя от сил инерции первого и второго порядка и их продольных моментов и показать пути их полного уравновешивания.

Следует определить следующие суммарные значения:

$$\sum P_{ji}=? \quad \sum P_{jII}=? \quad \sum M_{ji}=? \quad \sum M_{jII}=? \quad (3.1)$$

Центробежные силы от вращающихся масс всегда можно уравновесить с помощью противовесов на продолжении шеек кривошипов и поэтому их можно не рассматривать.

В случае выбора конструктивной схемы полностью уравновешенного двигателя значения величин (2.19) равны нулю.

Уравновешенность двигателя зависит от компоновки блока цилиндров двигателя (линейные ПДВС, V-образные и т.д.), числа коленчатых валов (одно– двух– или многовальные ПДВС), расположения кривошипов коленчатого вала (плоские или пространственные коленчатые валы). Ввиду большого конструктивного разнообразия ПДВС анализ уравновешенности двигателей не приводится. Студент выбирает конструкцию ДВС по своему усмотрению и при анализе уравновешенности двигателя должен использовать дополнительную литературу.

Изменение крутящего момента с периодом $\theta = 720 / i$ оценивается коэффициентом неравномерности крутящего момента

$$\mu = (M_{\max} - M_{\min}) / M_{cp}, \quad (3.2)$$

Изменение крутящего момента неизбежно вызывает изменение угловой скорости двигателя – ω . Это изменение принято оценивать коэффициентом неравномерности хода двигателя

$$\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{cp}, \quad (3.3)$$

Для получения требуемого коэффициента δ ($\delta = 0,02...0,025$ – для динамичных автомобилей; $\delta=0,005...0,01$ – для двигателей тракторов и тягачей) в конструкции двигателей предусматривается маховик, в котором сосредотачивается практически весь момент инерции J_m . Увеличением J_m

можно получить сколь угодно малую величину δ .

Момент инерции маховика определяют исходя из безразмерного момента инерции – Ψ , оцениваемого по формуле

$$\Psi = J_M \cdot \omega_{\text{ном}}^2 / M_{\text{ном}} \quad (3.4)$$

где $\omega_{\text{ном}}$ – скорость двигателя на номинальном режиме;

$M_{\text{ном}}$ – крутящий момент двигателя на номинальном режиме.

Для большинства автотракторных двигателей значение Ψ изменяется в пределах $\Psi = 200 \dots 350$.

Задавшись значением Ψ , из (3.4) можно определить момент инерции маховика J_M

$$J_M = \Psi \cdot M_{\text{ном}} / \omega_{\text{ном}}^2, \quad (3.5)$$

а затем массу маховика m_M ,

$$m_M = 4 \cdot J_M / D_{\text{мсп}}^2 \quad (3.6)$$

где $D_{\text{мсп}}$ – средний диаметр маховика.

Для предварительных расчетов можно принять $D_{\text{мсп}} = (2 \dots 3) \cdot S$,

где S – ход поршня.

Внешний диаметр маховика D_M выбирается с учетом обеспечения допустимых окружных скоростей.

Допустимая окружная скорость маховика V_M :

– для чугунных маховиков $V_M \leq 25 \dots 30$ м/с;

– для стальных маховиков $V_M \leq 40 \dots 45$ м/с.

Тогда

$$D_M \leq 60 \cdot V_M / (\pi \cdot n_{\text{ном}}), \quad (3.7)$$

где $n_{\text{ном}}$ – номинальная частота вращения коленчатого вала.

Внешний диаметр маховика D_M учитываем при разработке чертежей двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн.1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов/В.Н.Луканин, К.А.Морозов, А.С.Хачиян и др.; Под ред. В.Н.Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2005. – 479 с.: с ил.
2. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн.2. Динамика и конструирование: Учебник для вузов/В.Н.Луканин, И.В.Алексеев, М.Г.Шатров и др.; Под ред. В.Н.Луканина и М.Г.Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2005. – 400 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн.3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС: Учебник для вузов/В.Н.Луканин, М.Г.Шатров, Т.Ю.Кричевская и др.; Под ред. В.Н.Луканина и М.Г.Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2005. – 414 с.
4. Колчин А. И., Демидов В. П. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей /Учебное пособие для вузов. 3-е изд., перераб и доп. – М.: Высшая школа, 2008. – 496 с.
5. Автомобильные двигатели/ Под ред. М.С. Ховаха. М.: Машиностроение, 1977. - 592 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания./ Под. Ред. В.Н. Луканина - М.: Высшая шк., 1985. - 312 с.

Динамический анализ ПДВС

Динамический анализ кривошипно-шатунных механизмов двигателей с искровым зажиганием и дизельных двигателей одинаков. Поэтому ниже приведем пример динамического анализа только для ДсИЗ с центральным КШМ.

Пусть из теплового расчета имеем: $p_0 = 0,1$ МПа; $p_a = 0,086$ МПа; $p_c = 1,58$ МПа;

$p_z = 5,97$ МПа; $p_{зд} = 5,07$ МПа; $p_r = 0,11$ МПа; $n_1 = 1,37$; $n_2 = 1,27$; $p_b = 0,40$ МПа;

$V_h = 0,45$ дм³ = 450 см³; $V_c = 60,8$ см³; $V_a = 510,8$ см³; $\lambda = 0,26$.

Число цилиндров двигателя $i=6$. Действительное давление в конце сжатия $p_{c''} \approx 1,2 \cdot 1,58 = 1,90$ МПа. Диаметр цилиндра $D = 84$ мм, ход поршня $S=82$ мм (уточненный рабочий объем цилиндра — 484 см³). Площадь поршня $F_n = 0,00554$ м².

Начало основной фазы сгорания (точка c') $\varphi_{c'} = 25^\circ$ ПКВ до ВМТ, угол открытия выпускного клапана до НМТ $\varphi_{вып} = 60^\circ$ ПКВ.

Степень сжатия $\varepsilon = 8.4$. Частота вращения $n = 5400$ об/мин; $\omega = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 5400 / 30 = 565,2$ рад/с.

Радиус кривошипа $R = S/2 = 82/2 = 41$ мм.

Определим силу давления газов, используя формулы (2.1), (2.2), (2.5) и (2.6).

В ВМТ при $\varphi = 0^\circ$ давление газов равно $p_r = p_r = 0.11$ МПа. От $\varphi = 30^\circ$ до $\varphi = 180^\circ$ давление газов равно $p_r = p_a = 0,086$ МПа. При $\varphi = 360^\circ$ $p_r = p_{c''} = 1,90$ МПа. Принимаем максимум давления при 15° ПКВ после ВМТ, т.е. при $\varphi = 375^\circ$.

Действительное давление в конце расширения определим как среднее арифметическое между $p_b = 0,40$ МПа и $p_a = 0,086$ МПа.

$p_{b''} = (0,40 + 0,086) / 2 = 0,243$ МПа.

При углах от $\varphi = 210^\circ$ до $\varphi = 330^\circ$ давление рассчитываем по формуле (2.5).

В процессе расширения от $\varphi = 390^\circ$ до $\varphi = (540^\circ - \varphi_{вып})$ расчет давления выполняем по формуле (2.6). Действительное давление на участке расширения от $\varphi_{вып}$ до НМТ ($\varphi = 540^\circ$) определяем методом линейной интерполяции (снижение давления по прямой зависимости). Давление на линии выпуска (выталкивания) газов так же находим методом линейной интерполяции между давлениями $p_{b''} = 0,243$ МПа и $p_r = 0.11$ МПа. Снижение давления на каждые 30° ПКВ составит $\Delta p = (0,243 - 0,11) / 6 \approx 0,022$ МПа.

Конструктивная масса поршневой группы для двигателя с искровым зажиганием и $n > 4500$ об/мин $m' = (1,2 \dots 1,25)D = (1,2 \dots 1,25) \cdot 84 = 100,8 \dots 105$ кг/м².

Масса поршневой группы равна $m_{\pi} = m' \cdot F_{\pi} = (100,8 \dots 105) \cdot 0,00554 = 0,558 \dots 0,582$ кг. Примем $m_{\pi} = 0,57$ кг.

Конструктивная масса шатунной группы для двигателя с искровым зажиганием и $n > 4500$ об/мин $m' = (1,7 \dots 2,0)D = (1,7 \dots 2,0) \cdot 84 = 142,8 \dots 168$ кг/м².

Масса шатунной группы равна $m_{\pi} = m' \cdot F_{\pi} = (142,8 \dots 168) \cdot 0,00554 = 0,791 \dots 0,931$ кг. Примем $m_{\pi} = 0,90$ кг.

Приведенная к оси поршневого пальца масса инерции по (2.9) $m_j = 0,57 + 0,275 \cdot 0,9 = 0,82$ кг.

Для удобства расчета в табличной форме определим величину $m_j \cdot R \cdot \omega^2 / 1000 = 0,82 \cdot 0,041 \cdot 565,2^2 / 1000 = 10,73994$.

Расчеты выполнены в таблице 1.

Таблица 1

φ , °ПКВ	$1 - \cos\varphi + \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi) / 4$	p_r , МПа	$p_r - p_0$, МПа	P_r , кН	$\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi$	P_j , кН	P_{Σ} , кН
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0	0,11	0,01	0,055	1,2600	-13,532	-13,477
30	0,1665	0,086	-0,014	-0,078	0,9960	-10,697	-10,775
60	0,5975	0,086	-0,014	-0,078	0,3700	-3,974	-4,052
90	1,13	0,086	-0,014	-0,078	-0,2600	2,792	2,714
120	1,5975	0,086	-0,014	-0,078	-0,6300	6,766	6,688
150	1,8985	0,086	-0,014	-0,078	-0,7360	7,925	7,847
180	2	0,086	-0,014	-0,078	-0,7400	7,948	7,870
210	1,8975	0,092	-0,008	-0,044	-0,736	7,925	7,881
240	1,5975	0,112	0,012	0,067	-0,6300	6,866	6,933
270	1,13	0,167	0,067	0,371	-0,26	2,792	3,163
300	0,5975	0,321	0,221	1,224	0,3700	-3,974	-2,750
330	0,1665	0,823	0,723	4,005	0,9960	-10,697	-6,692
360	0	1,90	1,8	9,972	1,2600	-13,532	-3,560
375	0,0096	5,07	4,97	27,534	1,1840	-12,716	14,818
390	0,1665	3,245	3,145	17,423	0,9960	-10,697	6,726
420	0,5975	1,357	1,257	6,964	0,3700	-3,974	2,990
450	1,13	0,739	0,639	3,540	-0,2600	2,792	6,332
480	1,5975	0,513	0,413	2,288	-0,6300	6,866	9,154
510	1,8985	0,378	0,278	1,540	-0,7360	7,925	9,465
540	2	0,243	0,143	0,792	-0,7400	7,948	8,740
570	1,895	0,221	0,121	0,670	-0,736	7,925	8,595
600	1,5975	0,199	0,099	0,548	-0,6300	6,766	7,314
630	1,13	0,177	0,077	0,427	-0,26	2,792	3,219
660	0,5975	0,155	0,055	0,305	0,3700	-3,974	-3,669
690	0,1665	0,133	0,033	0,183	0,9960	-10,697	-10,514
720	0	0,11	0,01	0,055	1,2600	-13,532	-13,477

В таблице 2 выполнены расчеты сил, действующих в КШМ, по формулам (2.12) – (2.15) и крутящего момента одного цилиндра ДВС по (2.16).

Таблица 2

φ , °	P_{Σ} , кН	$\operatorname{tg} \beta$	N , кН	$\frac{1}{\cos \beta}$	S , кН	$\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$	K , кН	$\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$	T , кН	M Н·м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	-13,477	0	0	1	-13,477	1	-13,477	0	0	0
30	-10,775	0,131	-1,412	1,009	-10,872	0,801	-8,631	0,613	-6,605	-271
60	-4,052	0,230	-0,932	1,026	-4,157	0,301	-1,220	0,981	-3,975	-163
90	2,714	0,267	0,725	1,035	2,809	-0,267	-0,725	1	2,714	111
120	6,688	0,230	1,538	1,026	6,862	-0,699	-4,675	0,751	5,023	206
150	7,847	0,131	1,028	1,009	7,918	-0,931	-4,676	0,387	3,037	125
180	7,870	0	0	1	7,870	-1	-7,870	0	0	0
210	7,881	-0,131	-1,032	1,009	7,952	-0,931	-7,337	-0,387	-3,050	-125
240	6,933	-0,230	-1,595	1,026	7,113	-0,699	-4,846	-0,751	-5,207	-213
270	3,163	-0,267	-0,845	1,035	3,274	-0,267	-0,845	-1	-3,163	-130
300	-2,750	-0,230	0,633	1,026	-2,822	0,301	-0,828	-0,981	2,698	111
330	-6,692	-0,131	0,877	1,009	-6,752	0,801	-5,360	-0,613	4,102	168
360	-3,560	0	0	1	-3,560	1	-3,56	0	0	0
375	14,818	0,067	0,993	1,003	14,862	0,943	13,973	0,322	4,771	196
390	6,726	0,131	0,881	1,009	6,787	0,801	5,388	0,613	4,123	169
420	2,990	0,230	0,688	1,026	3,068	0,301	0,900	0,981	2,933	120
450	6,332	0,267	1,691	1,035	6,554	-0,267	-1,691	1	6,332	260
480	9,154	0,230	2,105	1,026	9,392	-0,699	-6,399	0,751	6,875	281
510	9,465	0,131	1,240	1,009	9,550	-0,931	-8,812	0,387	3,663	150
540	8,740	0	0	1	8,740	-1	-8,740	0	0	0
570	8,595	-0,131	-1,126	1,009	8,672	-0,931	-8,002	-0,387	-3,326	-136
600	7,314	-0,230	-1,682	1,026	7,504	-0,699	-5,112	-0,751	-5,493	-225
630	3,219	-0,267	-1,953	1,035	3,332	-0,267	-0,859	-1	-3,219	-132
660	-3,669	-0,230	0,844	1,026	-3,764	0,301	-1,104	-0,981	3,599	148
690	-10,514	-0,131	1,377	1,009	-10,609	0,801	-2,883	-0,613	6,445	264
720	-13,477	0	0	1	-13,477	1	-13,477	0	0	0

Таблица 3

$\varphi, ^\circ\text{ПКВ}$	M_1 Н·м	M_2 Н·м	M_3 Н·м	M_4 Н·м	M_5 Н·м	M_6 Н·м	M_Σ Н·м
0	0	206	-213	0	281	-225	49
30	-271	125	-130	169	150	-132	-89
60	-163	0	111	120	0	148	216
90	111	-125	168	260	-136	264	14
120	206	-213	0	281	-225	0	49

По данным таблиц 1 и 2 на рис.1 построены графики сил, действующих в КШМ.

Угловой интервал изменения тангенциальной силы и крутящего момента для 6 цилиндров двигателя по (2.17) $\theta = 720 / 6 = 120^\circ$ ПКВ.

Суммирование крутящих моментов всех 6 цилиндров двигателя выполнено в таблице 3. С целью упрощения крутящий момент при $\varphi = 375^\circ$ ПКВ не рассматривался.

На рис.2 приведен пример определения графическим методом средней тангенциальной силы одного цилиндра, а на рис. 3 показан пример графического определения тангенциальной силы двигателя из шести таких цилиндров и нахождения среднего значения этой силы.

Если среднее значение тангенциальной силы рис. 2 умножить на 6 и сравнить результат со средней тангенциальной силой рис.3, то расхождение составляет примерно 5%. Это приемлемая точность. Для более точного графического определения средних значений тангенциальных сил или крутящих моментов нужно уменьшать шаг по углу поворота φ , например с 30° ПКВ до 10° ПКВ. Чем меньше шаг построения и обработки графиков, тем точнее результат.

Повысить точность графического определения сил или моментов можно так же за счет масштаба построения графиков. Более сильное влияние на точность оказывает масштаб по оси абсцисс, т.е по углу φ . Чем сильнее растяните график по углу φ , тем точнее определите значение искомого параметра.

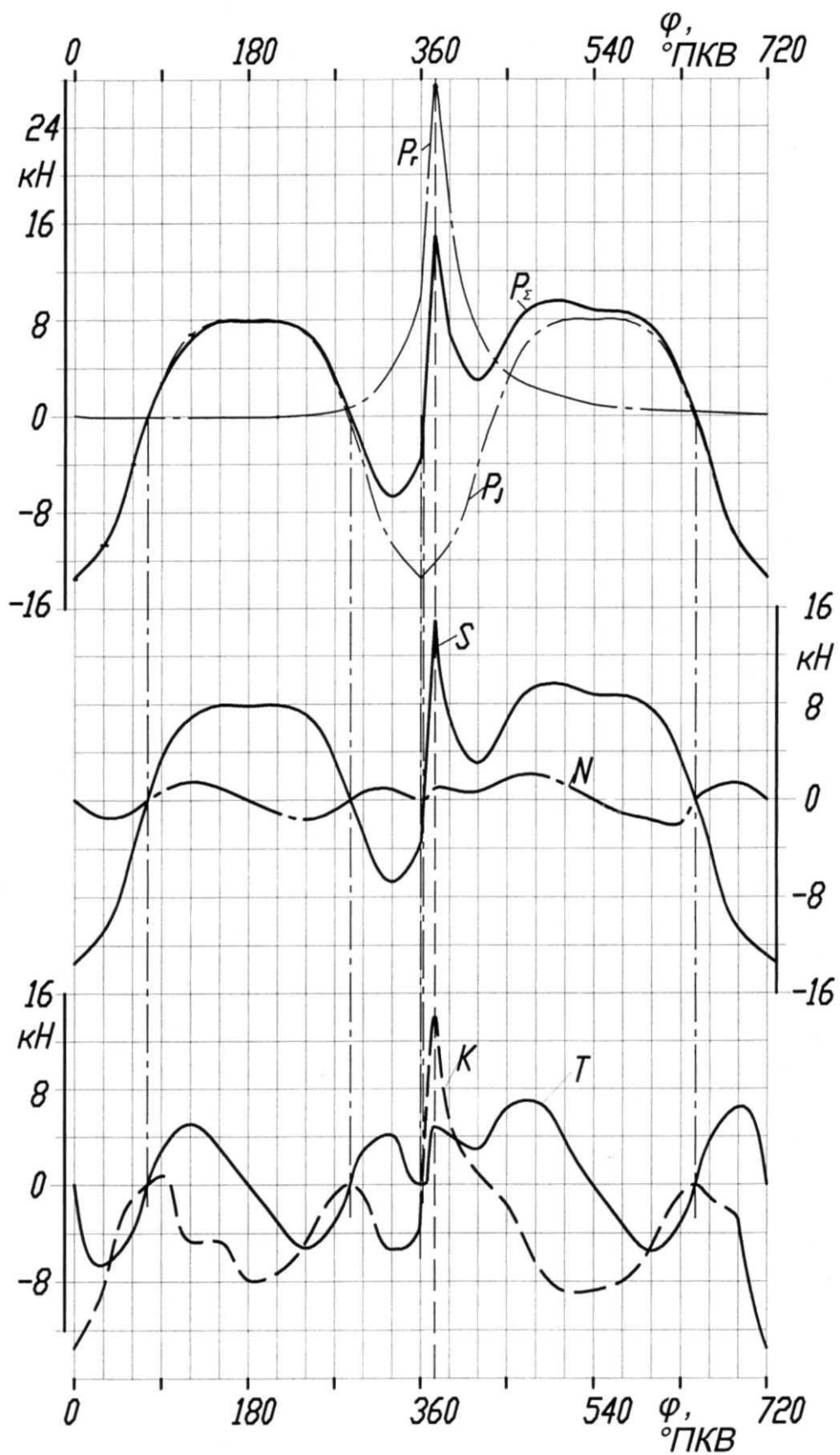


Рис. 1. Графики сил, действующих в КШМ

Площади:

$$F(+) = 2048,3 \text{ мм}^2 \quad F(-) = 1351,7 \text{ мм}^2$$

$$\Sigma F = 696,6 \text{ мм}^2$$

Средняя высота при длине абсциссы 230 мм

$$h = 696,6 / 230 = 3,03 \text{ мм}$$

Средняя сила

$$T_{\text{ср}} = 3,03 \times 0,25 = 0,758 \text{ кН}$$

Средний момент

$$M_{\text{ср}} = 0,758 \times 0,041 = 0,031 \text{ кН} \cdot \text{м} = 31 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

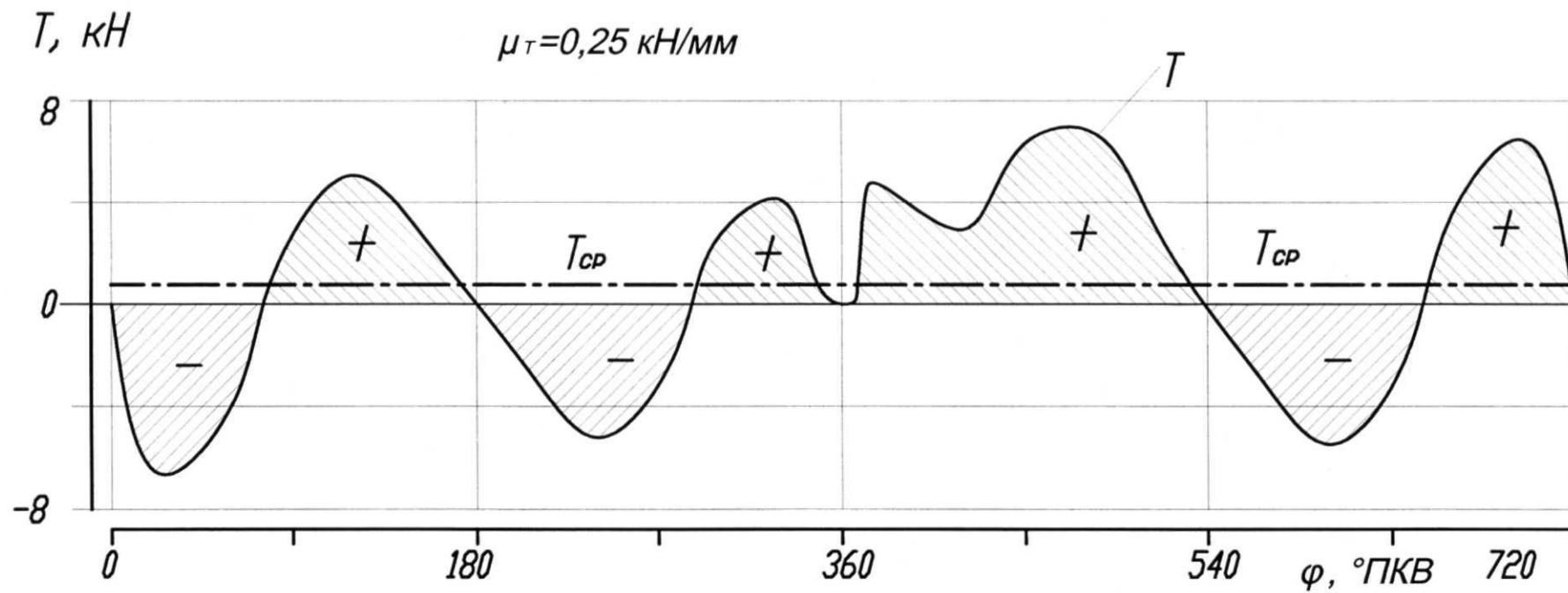


Рис.2. Определение средней тангенциальной силы одного цилиндра

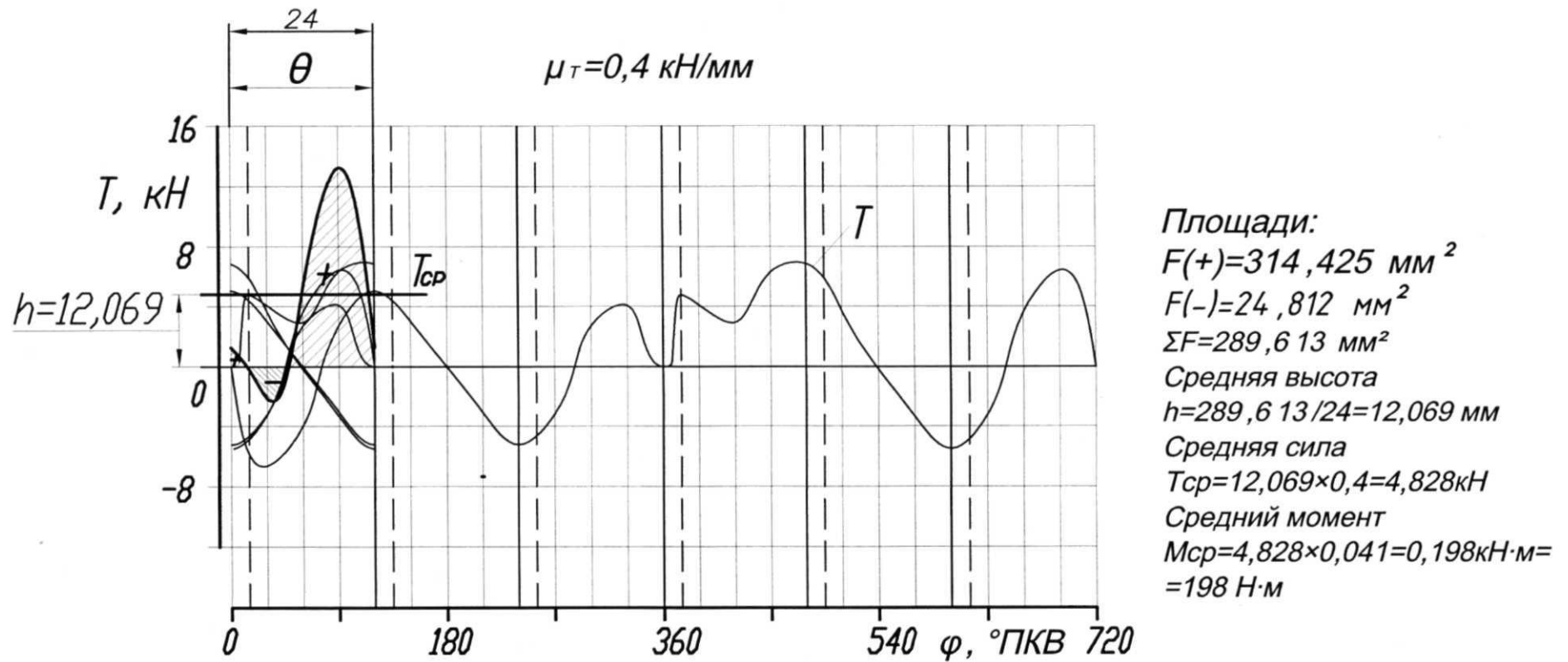


Рис.3. Определение средней тангенциальной силы шестицилиндрового ДВС

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	3
2. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.....	5
3. УРАВНОВЕШИВАНИЕ И РАВНОМЕРНОСТЬ ХОДА ДВИГАТЕЛЯ.....	13
ЛИТЕРАТУРА	15
Приложение	16

Учебное издание

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Часть 2. Кинематика и динамика поршневого ДВС

Методические указания к курсовому проекту

Составители

Капустин Александр Васильевич

Заводов Николай Николаевич

Редактор

Лицензия ЛР № 020815 от 20.09.93.

Подписано в печать. Формат 60 x 84 1/16. Уч.-изд.л. 1,6.

Тираж 150 экз. Заказ №

Издательско-полиграфический центр
Новгородского государственного университета им. Ярослава Мудрого. 173003,
Великий Новгород, ул. Б. Санкт-Петербургская, 41.

Отпечатано в ИПЦ НовГУ им. Ярослава Мудрого.