

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Белгородский государственный технологический университет  
им. В.Г. Шухова

**РАСЧЕТ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ  
КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА  
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Методические указания к выполнению расчетно-графической работы  
для студентов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров  
23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Белгород  
2014

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Белгородский государственный технологический университет  
им. В.Г. Шухова  
Кафедра сервиса транспортных и технологических машин

Утверждено  
научно-методическим советом  
университета

## **РАСЧЕТ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Методические указания к выполнению расчетно-графической работы  
для студентов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров  
23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Белгород  
2014

УДК 621.43

ББК 39.33

P24

Составитель доц. А.В. Губарев

Рецензент канд. техн. наук, проф. Н.С. Севрюгина

**Расчет** кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания: методические указания к выполнению расчетно-графической работы / сост. А.В. Губарев. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2014. – 40 с.

В данном издании освещены вопросы конструирования двигателей внутреннего сгорания. Рассмотрены методики проведения кинематического расчета поршня и динамического расчета кривошипно-шатунного механизма двигателей внутреннего сгорания.

Методические указания предназначены для выполнения расчетно-графической работы студентами направления подготовки бакалавриата 23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов по дисциплине «Силовые агрегаты».

Издание публикуется в авторской редакции.

УДК 621.43

ББК 39.33

© Белгородский государственный  
технологический университет  
(БГТУ) им. В.Г. Шухова, 2014

## Введение

Целью преподавания дисциплины «Силовые агрегаты» является приобретение студентами теоретических знаний и практических навыков в области теории и конструкции энергетических установок – двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Назначением выполнения расчетно-графических работ является изучение студентами методик и приобретение навыков расчета самых распространенных энергетических установок транспортно-технологического оборудования – двигателей внутреннего сгорания и их основных механизмов и систем. Во многом основой для проведения прочностных расчетов деталей и узлов кривошипно-шатунного механизма ДВС является динамический расчет, в ходе которого определяются силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме. В свою очередь, в ходе выполнения динамического расчета используются данные, получаемые при проведении теплого расчета двигателя, а также расчета кинематики поршня.

Расчетно-пояснительная записка (РПЗ) оформляется на листах формата А4 (с одной стороны листа) в стандартных рамках. Рамки и основные надписи в них выполняются в соответствии с требованиями ГОСТ 2.104–91. На первой странице РПЗ помещают расширенный штамп, на последующих – уменьшенный. Расчетно-пояснительная записка должна содержать:

- сведения о студенте, выполняющем работу: фамилия, инициалы, группа;
- задание на расчетно-графическую работу, подписанное студентом и преподавателем;
- аннотацию;
- введение;
- характеристику рассчитываемой энергетической установки;
- необходимые расчеты (согласно заданию);
- выводы и заключение.

Отметка о допуске к защите работы получается при предъявлении преподавателю оформленной расчетно-пояснительной записки, а также, при необходимости, графической части.

Защита работы происходит в форме беседы с преподавателем, в ходе которой проверяется знание студентом рассчитываемого оборудования, назначения и методики выполненных расчетов, способность анализировать результаты, полученные в ходе расчетов.

# 1. КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

## 1.1. Исходные данные для проведения расчета кинематики поршня

Кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма (КШМ) позволяет получить данные, необходимые для проведения динамического расчета двигателя и, соответственно, прочностных расчетов элементов ДВС.

В поршневых двигателях внутреннего сгорания используются три основных типа кривошипно-шатунных механизмов (рис. 1.1): центральный (аксиальный), смещенный (дезаксиальный) и с прицепным шатуном. В *центральной* кривошипно-шатунном механизме, схема которого изображена на рис. 1.1, *а*, оси коленчатого вала и цилиндров лежат в одной плоскости. В *смещенном* кривошипно-шатунном механизме (рис. 1.1, *б*) ось цилиндра не пересекает ось коленчатого вала, а смещена относительно нее на некоторое расстояние. В кривошипно-шатунном механизме *с прицепным механизмом* (рис. 1.1, *в*) имеются главный шатун, шарнирно соединенный с шейкой коленчатого вала и прицепной шатун, соединенный посредством пальца с главным шатуном в его кривошипной головке. Такая схема КШМ нашла применение на многоцилиндровых двигателях для уменьшения длины двигателя.

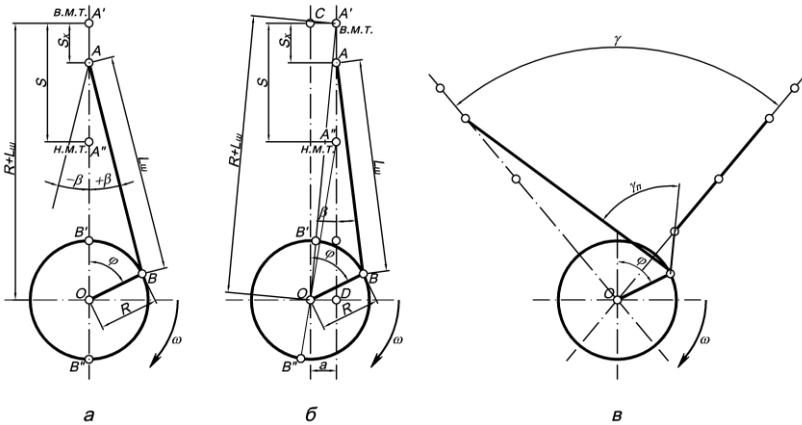


Рис. 1.1. Схемы кривошипно-шатунных механизмов: *а* – центрального; *б* – смещенного; *в* – с прицепным шатуном

Кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма устанавливает законы движения его звеньев: поршня, шатуна и кривошипа. При этом не учитываются силы, вызывающие движение звеньев КШМ, и силы трения, а также считается, что зазоры между сопряженными элементами отсутствуют, а угловая скорость вращения коленчатого вала постоянна. При кинематическом анализе кривошипно-шатунного механизма учитывается только его структура и геометрические соотношения между его звеньями.

В центральном КШМ основными геометрическими параметрами, определяющими законы движения его элементов, являются радиус кривошипа коленчатого вала  $R$  и длина шатуна  $L_{ш}$ . Критерием кинематического подобия центрального кривошипно-шатунного механизма является параметр  $\lambda$ , равный отношению радиуса кривошипа к длине шатуна  $\lambda = R/L_{ш}$ . Это означает, что для кривошипно-шатунных механизмов различных размеров, но с одинаковым значением параметра  $\lambda$  законы движения их аналогичных элементов будут подобны. При уменьшении параметра  $\lambda$  снижаются инерционные и нормальные силы, но увеличиваются высота и масса двигателя.

В смещенных кривошипно-шатунных механизмах на кинематику также оказывает влияние величина смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала  $a$ . В этих механизмах в дополнение к параметру  $\lambda$  вводится еще один критерий кинематического подобия – относительное смещение  $k = a/R$ .

При работе двигателя имеют место различные виды перемещений основных элементов его кривошипно-шатунного механизма. Поршень совершает возвратно-поступательное движение; шатун – сложное плоскопараллельное движение в плоскости его качания; кривошип – вращательное движение относительно оси коленчатого вала.

Расчет кинематики кривошипно-шатунного механизма сводится к определению перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi$ . Расчет выполняется для режима номинальной мощности двигателя внутреннего сгорания.

В качестве исходных данных для выполнения расчета кинематики задаются необходимые конструктивные и регулировочные параметры двигателя, а также указываются некоторые конструктивные особенности.

Ниже приводятся исходные данные, необходимые для проведения кинематического анализа движения поршня.

1. Тип двигателя (нижеследующая информация указывается в разделе расчетно-пояснительной записки “Характеристика двигателя”):

– двигатель с искровым зажиганием или дизель;

- тип системы питания;
- тип кривошипно-шатунного механизма;
- число и расположение цилиндров.

2. Номинальная мощность двигателя  $N_{\text{ном}}$ , кВт. Номинальная мощность – эффективная мощность, гарантируемая заводом-изготовителем для определенных условий работы. В автомобильных и тракторных двигателях этот показатель равен максимальной мощности при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

3. Номинальная частота вращения коленчатого вала  $n_N$ ,  $\text{мин}^{-1}$ .

4. Размеры цилиндра: диаметр цилиндра и ход поршня.

Студент производит выбор прототипа двигателя для расчета, указанных выше исходных данных и согласовывает их с преподавателем.

## 1.2. Расчет перемещения поршня

Используется следующая методика аналитического расчета зависимости перемещения поршня от угла поворота кривошипа  $\varphi$ .

1. По техническим характеристикам двигателя, определяется длина шатуна  $L_{\text{ш}}$ . Зная длину шатуна, можно определить значение параметра  $\lambda$

$$\lambda = \frac{R}{L_{\text{ш}}}, \quad (1.1)$$

где  $R$  – радиус кривошипа.

В центральном кривошипно-шатунном механизме радиус кривошипа равен половине хода поршня.

Если данные о длине шатуна в рассчитываемом двигателе отсутствуют, необходимо задаться значением параметра  $\lambda$ , которое для кривошипно-шатунных механизмов автомобильных и тракторных двигателей находится в пределах  $\lambda = 0,24 \dots 0,31$ . После этого, воспользовавшись формулой (1.1), необходимо вычислить длину шатуна.

2. Производится расчет перемещения поршня через каждые  $10^\circ$  угла поворота коленчатого вала.

Расчет перемещения поршня в центральном кривошипно-шатунном механизме производится по формуле, м

$$s_{\varphi} = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (1.2)$$

Значения множителя  $\left[ (1 - \cos \varphi) + (\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi) \right]$  в зависимости от угла поворота кривошипа для различных значений параметра  $\lambda$  приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Значения множителя  $[(1 - \cos \varphi) + (\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi)]$

$\varphi^\circ$	Значения $[(1 - \cos \varphi) + (\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi)]$ при $\lambda$								$\varphi^\circ$
	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

Приближенная формула для определения перемещения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа в смещенном кривошипно-шатунном механизме имеет вид, м

$$s_\varphi = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) - k\lambda \sin \varphi \right], \quad (1.3)$$

где  $k$  – относительное смещение оси цилиндра от оси коленчатого вала.

3. По результатам расчетов в выбранном масштабе строится зависимость перемещения поршня от угла поворота кривошипа.

### 1.3. Расчет скорости поршня

Расчет изменения скорости движения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi$  осуществляется в следующей последовательности.



Скорость поршня в смещенном кривошипно-шатунном механизме приближенно можно определить по формуле, м/с

$$v_{\varphi} = \omega R \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right). \quad (1.6)$$

3. Определяется величина максимальной скорости поршня, м/с

$$v_{\max} = \omega R \sqrt{1 + \lambda^2}. \quad (1.7)$$

4. По результатам расчетов в выбранном масштабе строится зависимость скорости поршня от угла поворота кривошипа.

### 1.4. Расчет ускорения поршня

Методика определения ускорения поршня от угла поворота кривошипа представлена ниже.

1. Производится расчет ускорения поршня через каждые  $10^\circ$  угла поворота коленчатого вала.

Для центрального кривошипно-шатунного механизма ускорение поршня с достаточной для практических расчетов точностью приближенно может быть определено из выражения, м/с<sup>2</sup>

$$j_{\varphi} = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (1.8)$$

Значения множителя  $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$  в зависимости от угла  $\varphi$  для различных значений параметра  $\lambda$  приведены в табл. 1.3.

Для смещенного кривошипно-шатунного механизма ускорение поршня определяется по формуле, м/с<sup>2</sup>

$$j_{\varphi} = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + k\lambda \sin \varphi). \quad (1.9)$$

Формулы для определения перемещения, скорости и ускорения поршня в смещенном кривошипно-шатунном механизме отличаются от аналогичных формул для центрального КШМ только наличием добавочного члена, пропорционального  $k\lambda$ . Ввиду того, что в современных двигателях внутреннего сгорания величина произведения  $k\lambda$  очень невелика, в практических расчетах этим добавочным членом пренебрегают.

2. Определяется максимальное значение ускорения поршня, которое имеет место при  $\varphi = 0^\circ$  и  $\varphi = 360^\circ$ , м/с<sup>2</sup>

$$j_{\max} = \omega^2 R (1 + \lambda). \quad (1.10)$$

3. Определяется минимальное значение ускорения поршня. Величина угла поворота кривошипа, при которой ускорение поршня принимает минимальное значение, зависит от параметра  $\lambda$ .

Таблица 1.3

Значения множителя ( $\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi$ )

$\varphi^\circ$	Знак	Значения ( $\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi$ ) при $\lambda$								Знак	$\varphi^\circ$
		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

Если в КШМ отношение радиуса кривошипа к длине шатуна  $\lambda < 0,25$ , то для этого механизма минимальному значению ускорения поршня соответствует угол  $\varphi = 180^\circ$ . В том случае, когда в кривошипно-шатунном механизме параметр  $\lambda > 0,25$ , поршень будет иметь минимальное ускорение при величинах угла поворота кривошипа  $\varphi = 180 \pm \arccos [1/(4\lambda)]$ . Значение ускорения поршня при такой величине угла поворота кривошипа определяется следующим образом,  $\text{м/с}^2$

$$j_{\min} = -\omega^2 R \left( \lambda + \frac{1}{8\lambda} \right). \quad (1.11)$$

4. По результатам расчетов в выбранном масштабе строится зависимость ускорения поршня от угла поворота кривошипа.

### 1.5. Пример расчета кинематики поршня

#### Исходные данные

Произвести кинематический анализ движения поршня четырехтактного карбюраторного двигателя, предназначенного для легкового

автомобиля. Эффективная мощность двигателя  $N_e = 47$  кВт при частоте вращения коленчатого вала  $n_N = 5600$  мин<sup>-1</sup>. Двигатель четырехцилиндровый с рядным расположением. Кривошипно-шатунный механизм – центральный. Ход поршня  $S = 66$  мм, диаметр цилиндра  $D = 76$  мм.

### Расчет перемещения поршня

1. Поскольку данные о длине шатуна в рассчитываемом двигателе отсутствуют, необходимо задаться значением параметра  $\lambda$  из диапазона  $\lambda = 0,24 \dots 0,31$ . В целях уменьшения высоты двигателя без значительного увеличения инерционных и нормальных сил отношение радиуса кривошипа к длине шатуна принято  $\lambda = 0,285$ .

Так как в рассчитываемом двигателе используется центральный кривошипно-шатунный механизм, радиус кривошипа составляет половину хода поршня

$$R = \frac{S}{2} = \frac{0,066}{2} = 0,033 \text{ м.}$$

Длина шатуна

$$L_{\text{ш}} = \frac{R}{\lambda} = \frac{0,033}{0,285} = 0,116 \text{ м.}$$

2. Производится расчет перемещения поршня через каждые 10° угла поворота коленчатого вала по формуле для центрального кривошипно-шатунного механизма, м

$$s_{\varphi} = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] = 0,033 \cdot \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{0,285}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right].$$

Значения множителя  $\left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{0,285}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$  при соответствующей величине угла поворота кривошипа, а также результаты расчета сведены в табл. 1.4.

3. Графическое изображение зависимости перемещения поршня от угла поворота кривошипа приведено на рис. 1.2.

### Расчет скорости поршня

1. Угловая скорость вращения коленчатого вала определяется для режима номинальной мощности, то есть при номинальной частоте вращения вала  $n = n_N = 5600$  мин<sup>-1</sup>

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 5600}{30} = 586 \text{ рад/с.}$$

Таблица 1.4

**Результаты расчета перемещения поршня  
в зависимости от угла поворота кривошипа**

$\varphi^\circ$	$(1 - \cos\varphi) + \frac{0,285}{4}(1 - \cos 2\varphi)$ [табл. 1.1]	$s_{\varphi}, \text{ М}$	$\varphi^\circ$	$(1 - \cos\varphi) + \frac{0,285}{4}(1 - \cos 2\varphi)$ [табл. 1.1]	$s_{\varphi}, \text{ М}$
0	0,0000	0,0000	180	2,0000	0,0660
10	0,0195	0,0006	190	1,9891	0,0656
20	0,0770	0,0025	200	1,9564	0,0646
30	0,1696	0,0056	210	1,9017	0,0628
40	0,2928	0,0097	220	1,8249	0,0602
50	0,4408	0,0145	230	1,7264	0,0570
60	0,6069	0,0200	240	1,6069	0,0530
70	0,7838	0,0259	250	1,4679	0,0484
80	0,9646	0,0318	260	1,3119	0,0433
90	1,1425	0,0377	270	1,1425	0,0377
100	1,3119	0,0433	280	0,9646	0,0318
110	1,4679	0,0484	290	0,7838	0,0259
120	1,6069	0,0530	300	0,6069	0,0200
130	1,7264	0,0570	310	0,4408	0,0145
140	1,8249	0,0602	320	0,2928	0,0097
150	1,9017	0,0628	330	0,1696	0,0056
160	1,9564	0,0646	340	0,0770	0,0025
170	1,9891	0,0656	350	0,0195	0,0006
180	2,0000	0,0660	360	0,0000	0,0000

2. Производится расчет скорости поршня через каждые  $10^\circ$  угла поворота коленчатого вала по формуле для центрального кривошипно-шатунного механизма, м/с

$$v_{\varphi} = \omega R \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) = 586 \cdot 0,033 \cdot \left( \sin \varphi + \frac{0,285}{2} \sin 2\varphi \right).$$

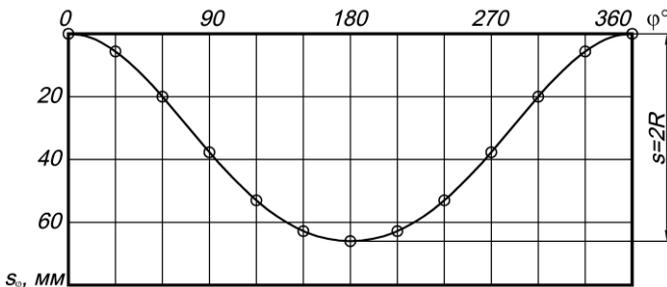


Рис. 1.2. Зависимость перемещения поршня от угла поворота кривошипа

Значения множителя  $\left(\sin\varphi + \frac{0,285}{2}\sin 2\varphi\right)$  при соответствующей величине угла поворота кривошипа, а также результаты расчета сведены в табл. 1.5.

Таблица 1.5

**Результаты расчета скорости поршня  
в зависимости от угла поворота кривошипа**

$\varphi^\circ$	$\left(\sin\varphi + \frac{0,285}{2}\sin 2\varphi\right)$ [табл. 1.2]	$v_{\varphi}$ , м/с	$\varphi^\circ$	$\left(\sin\varphi + \frac{0,285}{2}\sin 2\varphi\right)$ [табл. 1.2]	$v_{\varphi}$ , м/с
0	0,0000	0,0	180	0,0000	0,0
10	0,2224	4,3	190	-0,1249	-2,4
20	0,4336	8,4	200	-0,2504	-4,8
30	0,6234	12,1	210	-0,3766	-7,3
40	0,7831	15,1	220	-0,5025	-9,7
50	0,9064	17,5	230	-0,6257	-12,1
60	0,9894	19,1	240	-0,7426	-14,4
70	1,0313	19,9	250	-0,8481	-16,4
80	1,0335	20,0	260	-0,9361	-18,1
90	1,0000	19,3	270	-1,0000	-19,3
100	0,9361	18,1	280	-1,0335	-20,0
110	0,8481	16,4	290	-1,0313	-19,9
120	0,7426	14,4	300	-0,9894	-19,1
130	0,6257	12,1	310	-0,9064	-17,5
140	0,5025	9,7	320	-0,7831	-15,1
150	0,3766	7,3	330	-0,6234	-12,1
160	0,2504	4,8	340	-0,4336	-8,4
170	0,1249	2,4	350	-0,2224	-4,3
180	0,0000	0,0	360	0,0000	0,0

3. Величина максимальной скорости поршня

$$v_{\max} \approx \omega R \sqrt{1 + \lambda^2} = 586 \cdot 0,033 \cdot \sqrt{1 + 0,285^2} = 20,1 \text{ м/с.}$$

4. Графическое изображение зависимости скорости поршня от угла поворота кривошипа приведено на рис. 1.3.

**Расчет ускорения поршня**

1. Производится расчет ускорения поршня через каждые  $10^\circ$  угла поворота коленчатого вала по формуле для центрального КШМ,  $\text{м/с}^2$

$$j_{\varphi} = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = 586^2 \cdot 0,033 \cdot (\cos \varphi + 0,285 \cdot \cos 2\varphi).$$

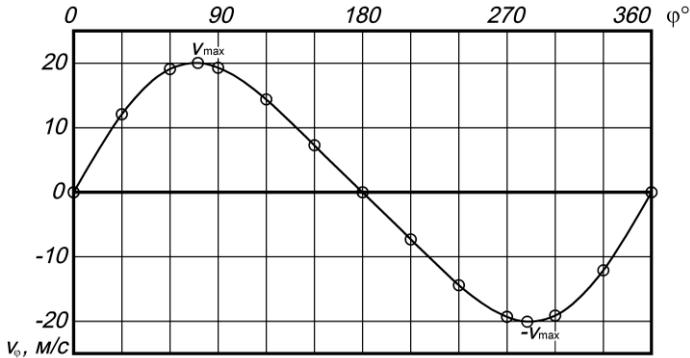


Рис. 1.3. Зависимость скорости поршня от угла поворота кривошипа

Значения множителя  $(\cos\varphi + 0,285 \cdot \cos 2\varphi)$  при соответствующей величине угла поворота кривошипа, а также результаты расчета сведены в табл. 1.6.

Таблица 1.6

**Результаты расчета ускорения поршня  
в зависимости от угла поворота кривошипа**

$\varphi^\circ$	$(\cos\varphi + 0,285 \cdot \cos 2\varphi)$ [табл. 1.3]	$j_\varphi, \text{ м/с}^2$	$\varphi^\circ$	$(\cos\varphi + 0,285 \cdot \cos 2\varphi)$ [табл. 1.3]	$j_\varphi, \text{ м/с}^2$
0	1,2850	14562	180	-0,7150	-8102
10	1,2526	14195	190	-0,7170	-8125
20	1,1580	13123	200	-0,7214	-8175
30	1,0085	11429	210	-0,7235	-8199
40	0,8155	9242	220	-0,7166	-8120
50	0,5933	6723	230	-0,6923	-7845
60	0,3575	4051	240	-0,6425	-7281
70	0,1237	1402	250	-0,5603	-6350
80	-0,0942	-1067	260	-0,4415	-5003
90	-0,2850	-3230	270	-0,2850	-3230
100	-0,4415	-5003	280	-0,0942	-1067
110	-0,5603	-6350	290	0,1237	1402
120	-0,6425	-7281	300	0,3575	4051
130	-0,6923	-7845	310	0,5933	6723
140	-0,7166	-8120	320	0,8155	9242
150	-0,7235	-8199	330	1,0085	11429
160	-0,7214	-8175	340	1,1580	13123
170	-0,7170	-8125	350	1,2526	14195
180	-0,7150	-8102	360	1,2850	14562

2. Максимальное значение ускорения поршня

$$j_{\max} = \omega^2 R(1 + \lambda) = 586^2 \cdot 0,033 \cdot (1 + 0,285) = 14562 \text{ м/с}^2.$$

3. Так как в рассчитываемом кривошипно-шатунном механизме параметр  $\lambda = 0,285 > 0,25$ , поршень имеет минимальное ускорение при величинах угла поворота кривошипа, определяемых по формуле

$$\varphi = 180 \pm \arccos\left(\frac{1}{4\lambda}\right) = 180 \pm \arccos\left(\frac{1}{4 \cdot 0,285}\right),$$

то есть при  $\varphi_{\min 1} = 151^\circ 18'$  и  $\varphi_{\min 2} = 208^\circ 42'$ .

Минимальное значение ускорения поршня

$$j_{\min} = -\omega^2 R\left(\lambda + \frac{1}{8\lambda}\right) = -586^2 \cdot 0,033 \cdot \left(0,285 + \frac{1}{8 \cdot 0,285}\right) \approx 8200 \text{ м/с}^2.$$

4. Графическое изображение зависимости ускорения поршня от угла поворота кривошипа приведено на рис. 1.4.

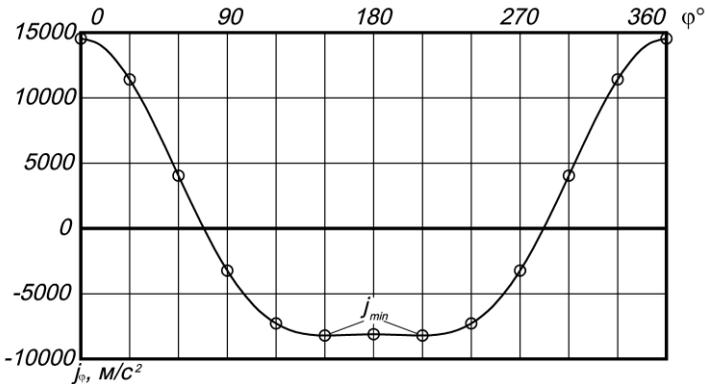


Рис. 1.4. Зависимость ускорения поршня от угла поворота кривошипа

## 2. ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

### 2.1. Исходные данные для проведения динамического расчета кривошипно-шатунного механизма

В процессе работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) в его кривошипно-шатунном механизме (КШМ) действуют силы давления газов, силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и центробежные силы вращающихся масс. Кроме того, при работе ДВС на детали его КШМ воздействуют силы трения, силы тяжести и давление на поршень со стороны картера, которые, вследствие их малых значений, при динамическом расчете двигателя не учитываются.

В течение рабочего цикла действующие в кривошипно-шатунном механизме силы непрерывно изменяют свою величину и направление действия. Для объективной оценки характера изменения этих сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала их величины определяют через каждые  $10 \dots 30^\circ$  поворота коленчатого вала.

По результатам динамического расчета производят расчеты деталей двигателя на прочность и износ.

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции.

В качестве исходных данных для выполнения динамического расчета задаются необходимые конструктивные и регулировочные параметры двигателя, а также указываются некоторые конструктивные особенности.

Ниже приводятся исходные данные, необходимые для проведения динамического расчета кривошипно-шатунного механизма.

1. Тип двигателя (нижеследующая информация указывается в разделе расчетно-пояснительной записки “Характеристика двигателя”):

- двигатель с искровым зажиганием или дизель;
- тип системы питания;
- тип кривошипно-шатунного механизма;
- число и расположение цилиндров.

2. Номинальная мощность двигателя  $N_{\text{ном}}$ , кВт.

3. Номинальная частота вращения коленчатого вала  $n_N$ , мин<sup>-1</sup>.

4. Размеры цилиндра: диаметр цилиндра и ход поршня.

5. Действительная индикаторная диаграмма двигателя (ее построение производится по результатам теплового расчета двигателя).

Студент производит выбор прототипа двигателя для расчета, указанных выше исходных данных и согласовывает их с преподавателем.

## 2.2. Определение давления газов в надпоршневом пространстве

1. Производится развертка действительной индикаторной диаграммы двигателя в координаты  $p$ – $\varphi$ .

Индикаторная диаграмма двигателя строится в  $p$ – $V$  координатах (давление газов – объем надпоршневого пространства). Так как диаметр цилиндра в процессе работы двигателя не изменяется, то величина объема надпоршневого пространства определяется положением поршня в цилиндре, и на диаграмме этот объем выражается через перемещение поршня  $s$ . Для получения однозначной зависимости давления газов от времени, выраженного через угол поворота кривошипа  $\varphi$ , производят перестроение (развертку) индикаторной диаграммы из координат  $p$ – $V$  в координаты  $p$ – $\varphi$  по методу Ф.А. Брикаса (рис. 2.1).

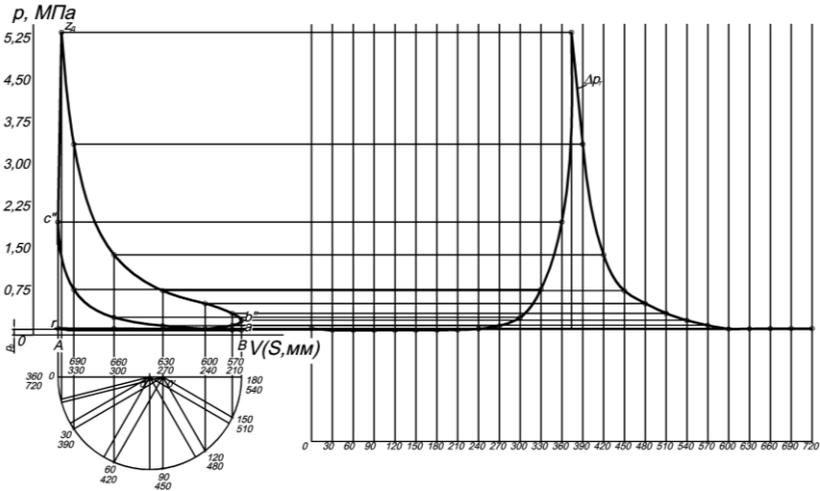


Рис. 2.1. Развертка индикаторной диаграммы в координаты  $p$ – $\varphi$

Для перестроения индикаторной диаграммы под ней строят вспомогательную полуокружность радиусом  $R = s/2$ . Из центра полуокружности (точка  $O$ ) в направлении нижней мертвой точки (н.м.т.) откладывают отрезок  $OO'$ , равный величине поправки Брикаса, мм

$$OO' = \frac{R\lambda}{2M_x}, \quad (2.1)$$

где  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  $M_x$  – масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме.

Из точки  $O$  через равные интервалы (на рис. 2.1 – через  $30^\circ$ ) проводят лучи, разбивающие полуокружность на несколько частей, а из точки  $O'$  – линии, параллельные этим лучам. Точки пересечения линий, проведенных через точку  $O'$ , с полуокружностью соответствуют определенным углам поворота кривошипа. Из этих точек проводят вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы. Полученные значения давления откладывают на вертикали соответствующих углов  $\varphi$ .

Проведя из точки  $z_d$  действительной индикаторной диаграммы вертикальную линию вниз до пересечения с вспомогательной полуокружностью, можно определить угол поворота кривошипа, при котором будет достигаться максимальное действительное значение давления сгорания  $p_{z_d}$ . Величина этого угла для четырехтактного двигателя составит

$$\varphi_{z_d} = 360 + \Delta\varphi_{z_d}, \quad (2.2)$$

где  $\Delta\varphi_{z_d}$  – угол между лучом, проведенным из точки  $O'$ , пересекающим вспомогательную полуокружность в точке пересечения этой полуокружности с вертикальной линией, проведенной из точки  $z_d$ , и горизонтальным радиусом вспомогательной полуокружности.

На вертикали, соответствующей углу поворота кривошипа  $\varphi_{z_d}$ , на развернутой индикаторной диаграмме откладывается максимальное действительное значение давления сгорания.

Последовательно соединяя получившиеся точки в направлении от  $0^\circ$  до  $720^\circ$  (для двухтактных двигателей до  $360^\circ$ ), строят развертку индикаторной диаграммы. Необходимо отметить, что свернутая индикаторная диаграмма – это зависимость *абсолютного давления* газов  $p_r$  над поршнем от объема надпоршневого пространства, а развернутая диаграмма – это зависимость *избыточного давления* газов  $\Delta p_r$  от угла поворота кривошипа. Поэтому ось абсцисс развернутой диаграммы выше оси абсцисс свернутой диаграммы на величину атмосферного давления  $p_0$  в выбранном масштабе давлений  $M_p$ .

2. По развернутой индикаторной диаграмме через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа  $\varphi$ , а также для действительного значения давления сгорания определяется значение избыточного давления газов в данный момент времени, МПа

$$\Delta p_r = p_r - p_0, \quad (2.3)$$

где  $p_r$  – абсолютное давление газов при данном значении угла поворота кривошипа, МПа;  $p_0$  – атмосферное давление, МПа.

3. Определяется площадь поршня,  $\text{м}^2$

$$F_{\text{п}} = \pi D^2 / 4, \quad (2.4)$$

где  $D$  – диаметр цилиндра,  $\text{м}$ .

4. Для каждого значения избыточного давления, определенного по индикаторной диаграмме, рассчитывается величина силы давления газов на поршень в данный момент времени,  $\text{МН}$

$$P_{\text{г}} = (p_{\text{г}} - p_0) F_{\text{п}} = \Delta p_{\text{г}} F_{\text{п}}. \quad (2.5)$$

### 2.3. Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

Реальный кривошипно-шатунный механизм представляет собой систему с распределенными параметрами, элементы которой движутся неравномерно, что вызывает появление инерционных сил. С целью упрощения динамического расчета осуществляют приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма. При этом действительный кривошипно-шатунный механизм заменяют динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс (рис. 2.2).

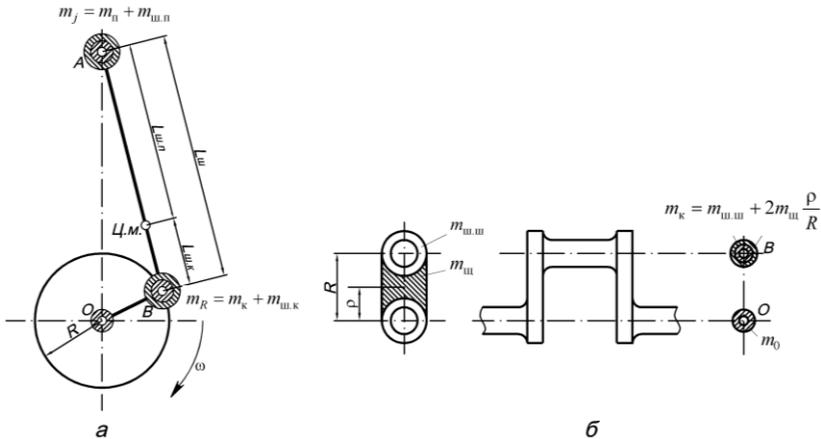


Рис. 2.2. Система сосредоточения масс, динамически эквивалентная КШМ:  
*a* – приведенная система КШМ; *б* – приведение масс кривошипа

Массу поршневой группы  $m_{\text{п}}$ , детали которой совершают возвратно-поступательное движение, считают сосредоточенной на оси поршневого пальца в точке  $A$  (рис. 2.2, *a*).

Элементы шатунной группы совершают сложное плоскопараллельное движение, которое может быть представлено как совокупность

возвратно-поступательного движения (верхняя головка шатуна) и вращательного движения (нижняя головка шатуна). Простейшая система масс, эквивалентная по своим инерционным параметрам шатунной группе, состоит из двух масс, одна из которых ( $m_{ш.п} = m_{ш}L_{ш.к}/L_{ш}$ ) сосредоточена на оси поршневого пальца в точке  $A$ , а другая ( $m_{ш.к} = m_{ш}L_{ш.п}/L_{ш}$ ) – на оси шатунной шейки в точке  $B$ . Здесь  $L_{ш.к}$  и  $L_{ш.п}$  – расстояния от точек размещения масс до центра масс шатуна, а  $L_{ш}$  – длина шатуна (рис. 2.2, *а*).

Кривошип коленчатого вала совершает равномерное вращательное движение. Его массу заменяют двумя массами, одна из которых ( $m_k$ ) сосредоточена на оси шатунной шейки в точке  $B$ , а другая ( $m_0$ ) – на оси коренной шейки в точке  $O$  (рис. 2.2, *б*). Масса коренной шейки с частью щека, расположенных симметрично относительно оси вращения коленчатого вала, является уравновешенной.

Расчеты в этом случае ведутся в следующей последовательности.

1. Определяется массы поршневой группы  $m_n$ , шатуна  $m_{ш}$  и одного колена коленчатого вала  $m_k$ . Для этого может быть использована формула, кг

$$m = m'F_n, \quad (2.6)$$

где  $m'$  – конструктивная масса элемента кривошипно-шатунного механизма (поршневой группы, шатуна и одного колена вала), кг/м<sup>2</sup>.

Конструктивные массы элементов кривошипно-шатунного механизма приведены в табл. 2.1. При выборе значения конструктивной массы элемента КШМ необходимо учитывать, что большие значения  $m'$  соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндра; уменьшение  $s/D$  снижает  $m'_{ш}$  и  $m'_k$ ; V-образным двигателям с двумя шатунами на шейке соответствуют большие значения  $m'_k$ .

2. Определяются приведенные массы шатунной группы, сосредоточенные на оси поршневого пальца  $m_{ш.п}$  и на оси шатунной шейки  $m_{ш.к}$ .

Для большинства конструкций автомобильных и тракторных двигателей характерны следующие соотношения:  $m_{ш.п} = (0,2 \dots 0,3)m_{ш}$ ,  $m_{ш.к} = (0,7 \dots 0,8)m_{ш}$ . При этом необходимо учитывать, что сумма масс, сосредоточенных на оси поршневого пальца и на оси шатунной шейки, равна полной массе шатуна, кг

$$m_{ш} = m_{ш.п} + m_{ш.к}. \quad (2.7)$$

3. Определяется величина приведенной массы частей кривошипно-шатунного механизма, совершающих возвратно-поступательное движение, кг

$$m_j = m_n + m_{ш.п}. \quad (2.8)$$

Таблица 2.1

**Конструктивные массы элементов кривошипно-шатунного механизма**

Элемент кривошипно-шатунного механизма	Конструктивная масса $m'$ , кг/м <sup>2</sup> , для типа двигателя	
	с искровым зажиганием ( $D = 60 \dots 100$ мм)	дизель ( $D = 80 \dots 120$ мм)
Поршневая группа ( $m'_п = m_п / F_п$ ): поршень из алюминиевого сплава	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 ( $m'_к = m_к / F_п$ ): стальной кованый вал со сплошными шейками	150...200	200...400
чугунный литой вал с полыми шейками	100...200	150...200

4. Определяется величина приведенной массы частей кривошипно-шатунного механизма, совершающих вращательное движение.

В двигателях с рядным расположением цилиндров величина приведенных масс, совершающих вращательное движение, определяется по формуле, кг

$$m_R = m_k + m_{ш.к}, \quad (2.9)$$

а в V-образных двигателях со сдвоенным кривошипно-шатунным механизмом – по формуле, кг

$$m_R = m_k + 2m_{ш.к}. \quad (2.10)$$

#### 2.4. Определение сил инерции

Силы инерции, действующие в кривошипно-шатунном механизме, подразделяют на силы инерции поступательно движущихся масс  $P_j$  и центробежные силы вращающихся масс  $K_R$  (рис. 2.3, а).

1. Определяются значения сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс через каждые 30° угла поворота коленчатого вала, Н

$$P_j = -m_j j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \quad (2.11)$$

где  $j$  – ускорение поршня, м/с<sup>2</sup>;  $R$  – радиус кривошипа, м;  $\omega$  – угловая скорость коленчатого вала, рад/с;  $\varphi$  – угол поворота кривошипа;  $\lambda$  – параметр, равный отношению радиуса кривошипа к длине шатуна.

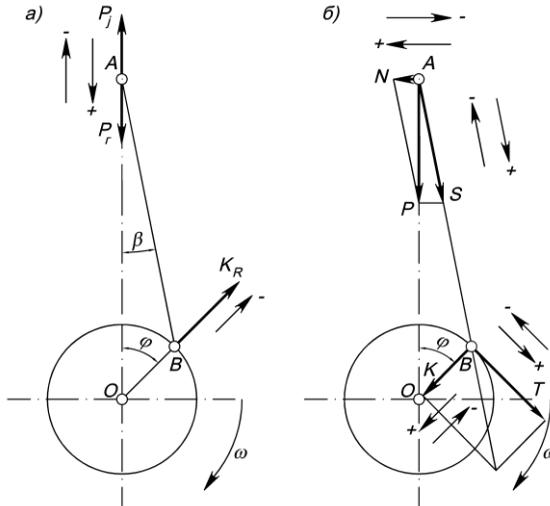


Рис. 2.3. Схема действия сил в кривошипно-шатунном механизме:  
 а – инерционных и газовых; б – суммарных

Значения ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа определяются в ходе расчета кинематики поршня.

Знак “–” в формуле (2.11) показывает, что сила инерции направлена в сторону, противоположную ускорению. Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс являются положительными, если они направлены к оси коленчатого вала, и отрицательными, если они направлены от коленчатого вала.

2. Определяется величина центробежной силы инерции вращающихся масс.

Центробежная сила инерции вращающихся масс при постоянной угловой скорости коленчатого вала постоянна по величине, действует по радиусу кривошипа и направлена от оси коленчатого вала. Эта сила является результирующей силой инерции вращающихся масс кривошипа и силы вращающихся масс шатуна.

В двигателях с рядным расположением цилиндров величина центробежной силы инерции вращающихся масс определяется по формуле, Н

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -R \omega^2 (m_k + m_{ш.к}), \quad (2.12)$$

а в V-образных двигателях со сдвоенным кривошипно-шатунным механизмом – по формуле, Н

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -R \omega^2 (m_k + 2m_{ш.к}). \quad (2.13)$$

## 2.5. Определение суммарных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

При динамическом анализе кривошипно-шатунного механизма силы давления газов и силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс, имеющие общую точку приложения и единую линию действия, заменяют суммарной силой, являющейся их алгебраической суммой.

Воздействие от суммарной силы передается на стенки цилиндра перпендикулярно его оси и на шатун по направлению его оси (рис. 2.3, б). Сила  $N$ , действующая перпендикулярно оси цилиндра, называется нормальной силой и воспринимается стенками цилиндра. Эта сила считается положительной, если создаваемый ею момент относительно оси коленчатого вала направлен противоположно направлению вращения вала. Сила  $S$ , действующая вдоль шатуна, воздействует на него, вызывая повторное сжатие-растяжение его элементов, и далее передается кривошипу. Эта сила считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает.

Действие силы  $S$  на сопряжение шатун–кривошип можно оценить, если перенести ее вдоль оси шатуна в точку их шарнирного сочленения (точка  $B$  на рис. 2.3, б), где эта сила раскладывается на две составляющие силы: нормальную силу  $K$ , направленную по оси кривошипа, и тангенциальную силу  $T$ , направленную по касательной к окружности радиуса кривошипа. Сила  $K$  считается положительной, если она сжимает щеки колена. Сила  $T$  принимается положительной, если направление создаваемого ею момента совпадает с направлением вращения коленчатого вала.

При проведении динамического расчета двигателя целесообразно пользоваться не полными, а удельными силами, отнесенными к единице площади поршня, МПа

$$p = P/F_{\text{п}}, \quad (2.14)$$

где  $P$  – сила, действующая в кривошипно-шатунном механизме, МН.

Расчет суммарных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме, производится по следующей методике.

1. Определяются удельные суммарные силы, действующие в КШМ, через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа.

Значения удельной силы, сосредоточенной на оси поршневого пальца, определяют алгебраическим сложением избыточного давления газов над поршнем и удельных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, МПа

$$p = \Delta p_{\text{г}} + p_j. \quad (2.15)$$





5. Определяются значения нормальной удельной силы, направленной по оси кривошипа, через каждые  $30^\circ$  угла его поворота, МПа

$$p_k = p \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (2.18)$$

Значения множителя  $[\cos(\varphi + \beta)/\cos \beta]$ , входящего в уравнение (2.18), для различных значений параметра  $\lambda$  и угла поворота кривошипа приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.5

**Значения множителя  $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$**

$\varphi^\circ$	Знак	Значения $[\cos(\varphi + \beta)/\cos \beta]$ при $\lambda$								Знак	$\varphi^\circ$
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	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	-	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	180

6. Определяются значения удельной тангенциальной силы, направленной по касательной к окружности радиуса кривошипа, через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала, МПа

$$p_T = p \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (2.19)$$

Значения множителя  $[\sin(\varphi + \beta)/\cos \beta]$ , входящего в уравнение (2.19), для различных значений параметра  $\lambda$  и угла поворота кривошипа приведены в табл. 2.6.

Таблица 2.6

**Значения множителя  $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$**

φ°	Знак	Значения $[\sin(\varphi + \beta)/\cos \beta]$ при λ								Знак	φ°	
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31			
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	–	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	0,978	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	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	–	270	
100	+	0,943	0,941	0,939	0,937	0,936	0,934	0,932	0,930	–	260	
110	+	0,861	0,858	0,854	0,851	0,847	0,844	0,840	0,837	–	250	
120	+	0,760	0,756	0,751	0,747	0,742	0,737	0,733	0,728	–	240	
130	+	0,646	0,641	0,636	0,631	0,626	0,620	0,615	0,610	–	230	
140	+	0,524	0,519	0,513	0,508	0,503	0,498	0,493	0,488	–	220	
150	+	0,395	0,391	0,387	0,382	0,378	0,373	0,369	0,364	–	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	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	–	180	

7. По значениям удельной тангенциальной силы рассчитываются значения полной тангенциальной силы через каждые 30° угла поворота коленчатого вала. Для этого используется формула, МН

$$T = p_T F_n. \quad (2.20)$$

8. Определяются значения крутящего момента цилиндра через каждые 30° угла поворота кривошипа, МН·м

$$M_{кр.ц} = TR. \quad (2.21)$$

9. Результаты расчетов заносятся в сводную таблицу (табл. 2.7).

10. По данным табл. 2.7 производится построение кривых  $p_S = f(\varphi)$ ,  $p_N = f(\varphi)$ ,  $p_K = f(\varphi)$  и  $p_T = f(\varphi)$ .

11. Определяется период изменения суммарного крутящего момента, град

$$\theta = \tau \cdot 180^\circ / i, \quad (2.22)$$

где  $\tau$  – тактность двигателя;  $i$  – число цилиндров двигателя.

Таблица 2.7

**Результаты расчетов удельных, полных сил и крутящего момента цилиндра**

$\varphi^\circ$	$p, \text{ МПа}$	$\text{tg}\beta$	$p_N, \text{ МПа}$	$\frac{1}{\cos\beta}$	$p_S, \text{ МПа}$	$\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	$p_K, \text{ МПа}$	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	$p_T, \text{ МПа}$	$T, \text{ кН}$	$M_{\text{кр.ц}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>
0											
30											
⋮											
$\varphi_z$											
⋮											
690											
720											

12. Результаты расчета крутящего момента цилиндра заносятся в табл. 2.8.

Таблица 2.8

**К расчету суммарного крутящего момента**

$\varphi^\circ$	Цилиндры									
	1-й		2-й		...	(i-1)-й		i-й		$M_{\text{кр}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$
	$\varphi^\circ$	$M_{\text{кр.ц}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$\varphi^\circ$	$M_{\text{кр.ц}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	...	$\varphi^\circ$	$M_{\text{кр.ц}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$\varphi^\circ$	$M_{\text{кр.ц}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	
0	0		$\theta$		...	$(i-2)\theta$		$(i-1)\theta$		
30	30		$\theta+30$		...	$(i-2)\theta+30$		$(i-1)\theta+30$		
⋮	⋮		⋮		...	⋮		⋮		
$\theta-30$	$\theta-30$		$2\cdot\theta-30$		...	$(i-1)\theta-30$		$i\theta-30$		
$\theta$	$\theta$		$2\cdot\theta$		...	$(i-1)\theta$		$i\cdot\theta$		

13. По данным табл. 2.8 производится построение кривых крутящего момента всех цилиндров и кривой суммарного крутящего момента в диапазоне угла поворота кривошипа от  $0^\circ$  до  $\theta$ .

Для построения кривой суммарного крутящего момента  $M_{\text{кр}}$  многоцилиндрового двигателя производят графическое суммирование кривых крутящих моментов каждого цилиндра, сдвигая одну кривую относительно другой на угол поворота кривошипа между вспышками. Величины и характер изменения крутящих моментов по углу поворота

коленчатого вала всех цилиндров двигателя одинаковы и отличаются только угловыми интервалами, равными угловым интервалам между вспышками в отдельных цилиндрах. Поэтому для подсчета суммарного крутящего момента двигателя достаточно иметь кривую крутящего момента одного цилиндра.

## 2.6. Пример динамического расчета кривошипно-шатунного механизма

### Исходные данные

Произвести динамический расчет кривошипно-шатунного механизма четырехтактного карбюраторного двигателя, предназначенного для легкового автомобиля. Эффективная мощность двигателя  $N_e = 47$  кВт при частоте вращения коленчатого вала  $n_N = 5600$  мин<sup>-1</sup>. Двигатель четырехцилиндровый с рядным расположением. Кривошипно-шатунный механизм – центральный. Ход поршня  $S = 66$  мм, диаметр цилиндра  $D = 76$  мм. Действительная индикаторная диаграмма двигателя приведена на рис. 2.4.

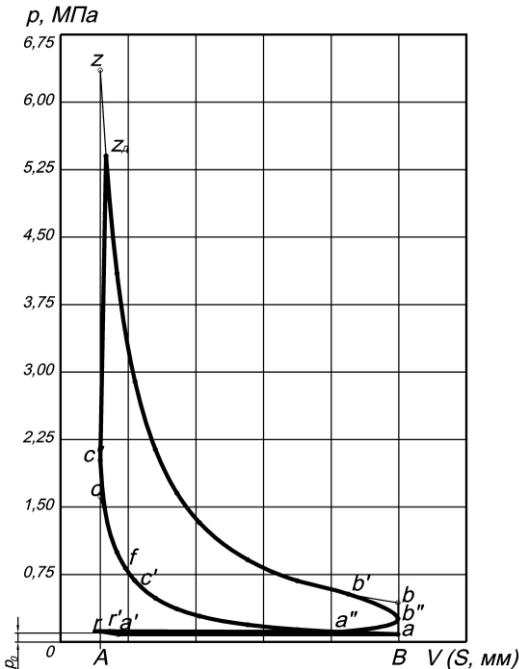


Рис. 2.4. Действительная индикаторная диаграмма двигателя

## Определение давления газов в надпоршневом пространстве

### 1. Поправка Брикса, мм

$$OO' = \frac{R\lambda}{2M_x},$$

где  $R$  – радиус кривошипа;  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  $M_x$  – масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме.

Значения радиуса кривошипа и параметра  $\lambda$  определены в ходе расчета кинематики поршня:

$$R = 33 \text{ мм}; \lambda = 0,285.$$

Масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме определен в ходе теплового расчета двигателя при построении индикаторной диаграммы  $M_x = 0,5$  мм в мм.

В таком случае поправка Брикса составляет

$$OO' = \frac{33 \cdot 0,285}{2 \cdot 0,5} = 9,405 \text{ мм}.$$

Производится выбор масштабов развернутой диаграммы:

– масштаб давлений принимается равным масштабу давлений, выбранному при построении индикаторной диаграммы в ходе теплового расчета двигателя,  $M_p = 0,025$  МПа;

– масштаб угла поворота кривошипа принят  $M_\phi = 2^\circ$  в мм.

Перестроение индикаторной диаграммы из координат  $p$ – $V$  в координаты  $p$ – $\phi$  производится по методу Ф.А. Брикса. При этом угол между лучом, проведенным из точки  $O'$ , пересекающим вспомогательную полуокружность в точке пересечения этой полуокружности с вертикальной линией, проведенной из точки  $z_d$ , и горизонтальным радиусом вспомогательной полуокружности составляет  $\Delta\phi_{z_d} = 14^\circ$ . В таком случае угол поворота кривошипа, при котором будет достигаться максимальное действительное значение давления сгорания  $p_{z_d}$ , равен

$$\phi_{z_d} = 360 + \Delta\phi_{z_d} = 360 + 14 = 374^\circ.$$

Графическое перестроение индикаторной диаграммы из координат  $p$ – $V$  в координаты  $p$ – $\phi$  по методу Ф.А. Брикса приведено на рис. 2.1.

2. По развернутой индикаторной диаграмме через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа  $\phi$ , а также для действительного значения давления сгорания определяется значение избыточного давления газов в данный момент времени, МПа

$$\Delta p_\Gamma = p_\Gamma - p_0,$$

где  $p_\Gamma$  – абсолютное давление газов при данном значении угла поворота кривошипа, МПа;  $p_0$  – атмосферное давление, МПа.

Значения  $\Delta p_r$ , определенные через каждые  $30^\circ$  угла поворота и в точке при  $\varphi_{z_d} = 374^\circ$  занесены в гр. 2 сводной табл. 2.9.

3. Площадь поршня

$$F_{\Pi} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,076^2}{4} = 0,004536 \text{ м}^2.$$

### Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

1. Массы поршневой группы  $m_{\Pi}$ , шатуна  $m_{\text{ш}}$  и одного колена коленчатого вала  $m_{\text{к}}$  определяются с использованием формулы, кг

$$m = m' F_{\Pi},$$

где  $m'$  – конструктивная масса элемента кривошипно-шатунного механизма (поршневой группы, шатуна и одного колена вала), кг/м<sup>2</sup>.

При диаметре цилиндра рядного двигателя  $D = 76$  мм, отношении  $s/D = 66/76 = 0,868$  и площади поршня  $F_{\Pi} = 0,004536 \text{ м}^2$  принимаются следующие значения конструктивных масс элементов кривошипно-шатунного механизма (табл. 2.1):

– для поршня из алюминиевого сплава  $m'_{\Pi} = 100 \text{ кг/м}^2$ ;

– для стального шатуна  $m'_{\text{ш}} = 120 \text{ кг/м}^2$ ;

– для стального коленчатого вала  $m'_{\text{к}} = 160 \text{ кг/м}^2$ .

Масса поршневой группы

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} F_{\Pi} = 100 \cdot 0,004536 = 0,4536 \text{ кг.}$$

Масса шатуна

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} F_{\Pi} = 120 \cdot 0,004536 = 0,5443 \text{ кг.}$$

Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} F_{\Pi} = 160 \cdot 0,004536 = 0,7258 \text{ кг.}$$

2. Приняты следующие соотношения приведенных масс шатунной группы: массы, сосредоточенные на оси поршневого пальца,  $m_{\text{ш.п}} = 0,275m_{\text{ш}}$ ; массы, сосредоточенные на оси шатунной шейки,  $m_{\text{ш.к}} = 0,725m_{\text{ш}}$ .

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца,

$$m_{\text{ш.п}} = 0,275m_{\text{ш}} = 0,275 \cdot 0,5443 = 0,1497 \text{ кг.}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа,

$$m_{\text{ш.к}} = 0,725m_{\text{ш}} = 0,725 \cdot 0,5443 = 0,3946 \text{ кг.}$$

3. Приведенная масса частей кривошипно-шатунного механизма, совершающих возвратно-поступательное движение,

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{ш.п}} = 0,4536 + 0,1497 = 0,6033 \text{ кг.}$$

4. Приведенная масса частей кривошипно-шатунного механизма, совершающих вращательное движение,

$$m_R = m_k + m_{ш.к} = 0,7258 + 0,3946 = 1,1204 \text{ кг.}$$

### Определение сил инерции

1. Значения удельных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяются через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала и при  $\varphi_{z_d} = 374^\circ$  по формуле, МПа

$$p_j = \frac{-jm_j}{F_{II}} \cdot 10^{-6} = \frac{-j \cdot 0,6033}{0,004536} \cdot 10^{-6} = -j \cdot 133 \cdot 10^{-6},$$

где  $j$  – ускорение поршня,  $\text{м/с}^2$ .

Значения ускорения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа определяются в ходе расчета кинематики поршня (табл. 1.6).

Значения удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс занесены в гр. 4 сводной табл. 2.9.

2. Величина центробежной силы инерции вращающихся масс определяется по формуле, МН

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -R \omega^2 (m_k + m_{ш.к}),$$

где  $\omega$  – угловая скорость коленчатого вала,  $\text{рад/с}$ .

Значение угловой скорости коленчатого вала определено в ходе расчета кинематики поршня  $\omega = 586 \text{ рад/с}$ .

В таком случае величина центробежной силы инерции вращающихся масс составит

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -1,1204 \cdot 0,033 \cdot 586^2 = -12696 \text{ Н} = -12,696 \text{ кН}.$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна

$$K_{Rш} = -m_{ш.к} R \omega^2 = -0,3946 \cdot 0,033 \cdot 586^2 = -4471 \text{ Н} = -4,471 \text{ кН}.$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{Rк} = -m_k R \omega^2 = -0,7258 \cdot 0,033 \cdot 586^2 = -8225 \text{ Н} = -8,225 \text{ кН}.$$

### Определение суммарных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

1. Значения удельной силы, сосредоточенной на оси поршневого пальца, через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа определяются по формуле, МПа

$$p = \Delta p_r + p_j.$$

Величины удельной силы, сосредоточенной на оси поршневого пальца, для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 5 сводной табл. 2.9.

Таблица 2.9

**Результаты расчета удельных сил, сосредоточенных  
на оси поршневого пальца**

$\varphi^\circ$	$\Delta p_r$ , МПа	$j$ , м/с <sup>2</sup>	$p_i$ , МПа	$p$ , МПа
1	2	3	4	5
0	0,018	14562	-1,937	-1,919
30	-0,015	11429	-1,520	-1,535
60	-0,015	4051	-0,539	-0,554
90	-0,015	-3230	0,430	0,415
120	-0,015	-7281	0,968	0,953
150	-0,015	-8199	1,090	1,075
180	-0,015	-8102	1,078	1,063
210	-0,009	-8199	1,090	1,081
240	0,011	-7281	0,968	0,979
270	0,064	-3230	0,430	0,494
300	0,214	4051	-0,539	-0,325
330	0,715	11429	-1,520	-0,805
360	1,919	14562	-1,937	-0,018
374	5,302	13847	-1,842	3,460
390	3,308	11429	-1,520	1,788
420	1,333	4051	-0,539	0,794
450	0,690	-3230	0,430	1,120
480	0,464	-7281	0,968	1,432
510	0,287	-8199	1,090	1,377
540	0,161	-8102	1,078	1,239
570	0,073	-8199	1,090	1,163
600	0,018	-7281	0,968	0,986
630	0,018	-3230	0,430	0,448
660	0,018	4051	-0,539	-0,521
690	0,018	11429	-1,520	-1,502
720	0,018	14562	-1,937	-1,919

2. Кривые удельных сил  $\Delta p_r$ ,  $p_i$  и  $p$  представлены на рис. 2.5.

3. Значение удельной нормальной силы через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа определяется по формуле, МПа

$$p_N = p \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где  $\beta$  – угол отклонения шатуна, град.

Значения множителя  $\operatorname{tg} \beta$  при параметре  $\lambda = 0,285$  определяются по табл. 2.3.

Величины удельной силы  $p_N$  для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 4 сводной табл. 2.10.

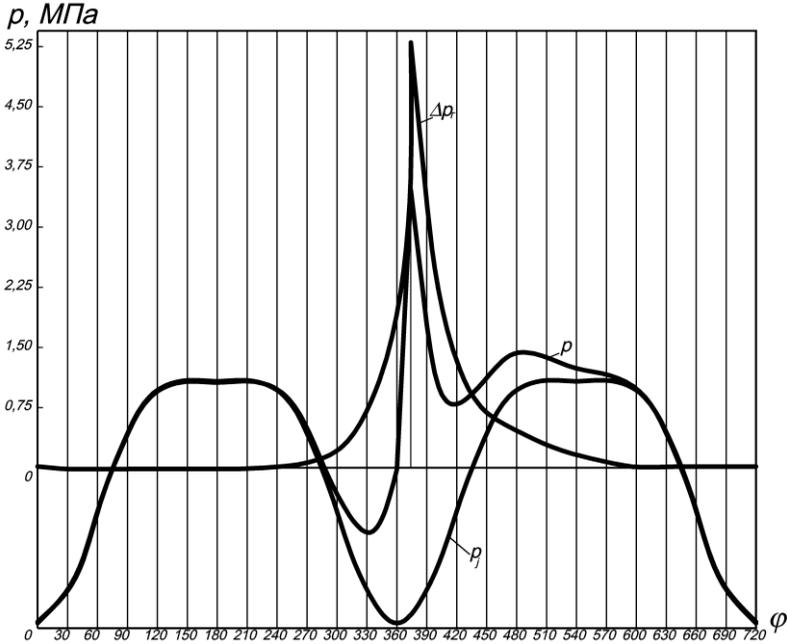


Рис. 2.5. Построение кривой удельных сил, сосредоточенных на оси поршневого пальца

4. Значение удельной силы, действующей вдоль шатуна, через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа определяется по формуле, МПа

$$p_s = p \frac{1}{\cos \beta}.$$

Значения множителя  $(1/\cos\beta)$  при параметре  $\lambda = 0,285$  определяются по табл. 2.4. Величины удельной силы  $p_s$  для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 6 сводной табл. 2.10.

5. Значение нормальной удельной силы, направленной по оси кривошипа, через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала определяется по формуле, МПа

$$p_k = p \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Значения множителя  $[\cos(\varphi + \beta) / \cos \beta]$  при параметре  $\lambda = 0,285$  определяются по табл. 2.5. Величины удельной силы  $p_k$  для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 8 сводной табл. 2.10.

Таблица 2.10

## Результаты расчета удельных сил

$\varphi^\circ$	$p$ , МПа	$\operatorname{tg}\beta$	$p_N$ , МПа	$\frac{1}{\cos\beta}$	$p_S$ , МПа	$\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	$p_K$ , МПа	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	$p_T$ , МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	-1,919	0,0000	0,0000	1,0000	-1,9190	1,0000	-1,9190	0,0000	0,0000
30	-1,535	0,1435	-0,2203	1,0105	-1,5511	0,7940	-1,2188	0,6245	-0,9586
60	-0,554	0,2525	-0,1399	1,0310	-0,5712	0,2810	-0,1557	0,9925	-0,5498
90	0,415	0,2945	0,12222	1,0425	0,4326	-0,2945	-0,1222	1,0000	0,4150
120	0,953	0,2525	0,24063	1,0310	0,9825	-0,7190	-0,6852	0,7395	0,7047
150	1,075	0,1435	0,15426	1,0105	1,0863	-0,9380	-1,0084	0,3755	0,4037
180	1,063	0,0000	0,0000	1,0000	1,0630	-1,0000	-1,0630	0,0000	0,0000
210	1,081	-0,1435	-0,1551	1,0105	1,0924	-0,9380	-1,0140	-0,3755	-0,4059
240	0,979	-0,2525	-0,2472	1,0310	1,0094	-0,7190	-0,7039	-0,7395	-0,7240
270	0,494	-0,2945	-0,1455	1,0425	0,5150	-0,2945	-0,1455	-1,0000	-0,4940
300	-0,325	-0,2525	0,08206	1,0310	-0,3351	0,2810	-0,0913	-0,9925	0,3226
330	-0,805	-0,1435	0,11552	1,0105	-0,8135	0,7940	-0,6392	-0,6245	0,5027
360	-0,018	0,0000	0,0000	1,0000	-0,0180	1,0000	-0,0180	0,0000	0,0000
374	3,460	0,0684	0,23666	1,0026	3,4690	0,9482	3,2808	0,3068	1,0615
390	1,788	0,1435	0,25658	1,0105	1,8068	0,7940	1,4197	0,6245	1,1166
420	0,794	0,2525	0,20049	1,0310	0,8186	0,2810	0,2231	0,9925	0,7880
450	1,120	0,2945	0,32984	1,0425	1,1676	-0,2945	-0,3298	1,0000	1,1200
480	1,432	0,2525	0,36158	1,0310	1,4764	-0,7190	-1,0296	0,7395	1,0590
510	1,377	0,1435	0,1976	1,0105	1,3915	-0,9380	-1,2916	0,3755	0,5171
540	1,239	0,0000	0,0000	1,0000	1,2390	-1,0000	-1,2390	0,0000	0,0000
570	1,163	-0,1435	-0,1669	1,0105	1,1752	-0,9380	-1,0909	-0,3755	-0,4367
600	0,986	-0,2525	-0,2490	1,0310	1,0166	-0,7190	-0,7089	-0,7395	-0,7291
630	0,448	-0,2945	-0,1319	1,0425	0,4670	-0,2945	-0,1319	-1,0000	-0,4480
660	-0,521	-0,2525	0,13155	1,0310	-0,5372	0,2810	-0,1464	-0,9925	0,5171
690	-1,502	-0,1435	0,21554	1,0105	-1,5178	0,7940	-1,1926	-0,6245	0,9380
720	-1,919	0,0000	0,0000	1,0000	-1,9190	1,0000	-1,9190	0,0000	0,0000

6. Значение удельной тангенциальной силы, направленной по касательной к окружности радиуса кривошипа, через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа определяется по формуле, МПа

$$p_T = p \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Значения множителя  $[\sin(\varphi + \beta) / \cos \beta]$  при параметре  $\lambda = 0,285$  определяются по табл. 2.6. Величины удельной силы  $p_T$  для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 10 сводной табл. 2.10.

7. По данным, приведенным в табл. 2.10, построены графические зависимости удельных сил от угла поворота кривошипа (рис. 2.6).

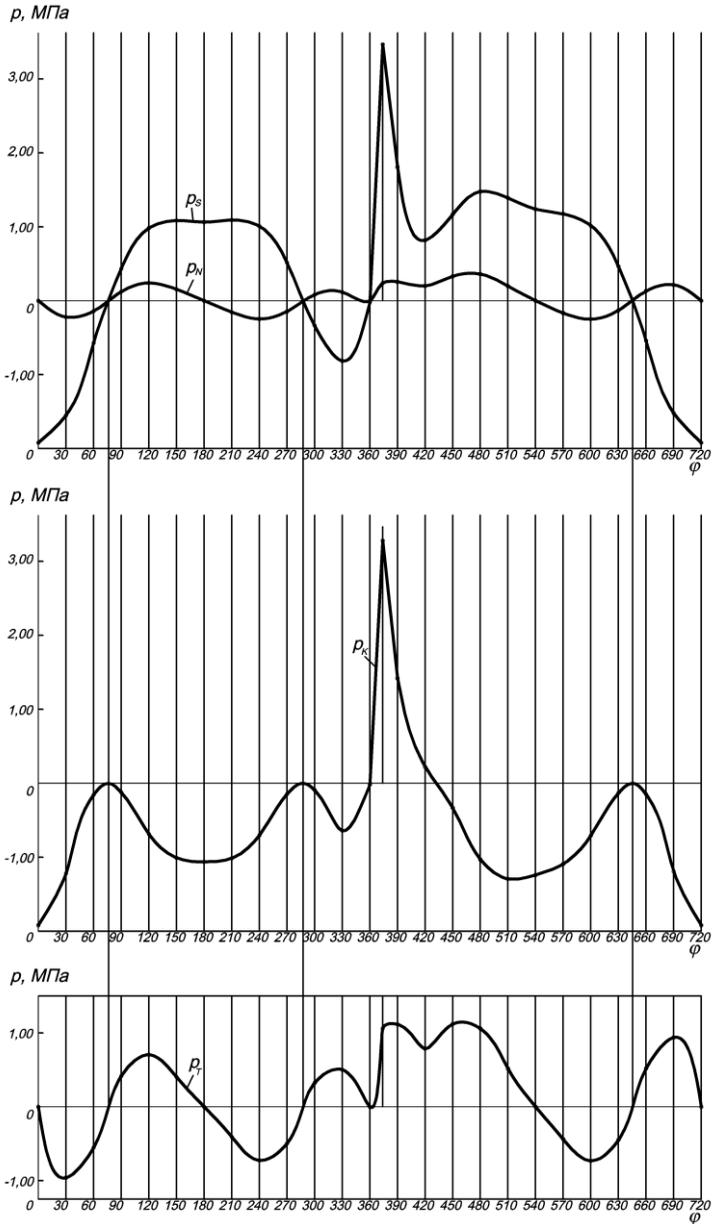


Рис. 2.6. Построение кривых удельных сил  $p_N$ ,  $p_S$ ,  $p_K$ ,  $p_T$  по углу поворота кривошипа

8. Полная тангенциальная сила через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала определяется по формуле, МН

$$T = p_T F_n.$$

Величины полной силы  $T$  для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 4 сводной табл. 2.11.

9. Крутящий момент цилиндра через каждые  $30^\circ$  угла поворота кривошипа определяется по формуле

$$M_{кр.ц} = TR.$$

Величины крутящего момента цилиндра  $M_{кр.ц}$  для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 5 сводной табл. 2.11.

Таблица 2.11

**Результаты расчета полной тангенциальной силы и крутящего момента цилиндра**

$\varphi^\circ$	$p$ , МПа	$p_T$ , МПа	$T$ , кН	$M_{кр.ц}$ , Н·м	$\varphi^\circ$	$p$ , МПа	$p_T$ , МПа	$T$ , кН	$M_{кр.ц}$ , Н·м
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
0	-1,919	0,0000	0,0000	0,0	374	3,460	1,0615	4,8151	158,9
30	-1,535	-0,9586	-4,3482	-143,5	390	1,788	1,1166	5,0649	167,1
60	-0,554	-0,5498	-2,4941	-82,3	420	0,794	0,7880	3,5746	118,0
90	0,415	0,4150	1,8824	62,1	450	1,120	1,1200	5,0803	167,7
120	0,953	0,7047	3,1967	105,5	480	1,432	1,0590	4,8035	158,5
150	1,075	0,4037	1,8310	60,4	510	1,377	0,5171	2,3454	77,4
180	1,063	0,0000	0,0000	0,0	540	1,239	0,0000	0,0000	0,0
210	1,081	-0,4059	-1,8412	-60,8	570	1,163	-0,4367	-1,9809	-65,4
240	0,979	-0,7240	-3,2839	-108,4	600	0,986	-0,7291	-3,3074	-109,1
270	0,494	-0,4940	-2,2408	-73,9	630	0,448	-0,4480	-2,0321	-67,1
300	-0,325	0,3226	1,4631	48,3	660	-0,521	0,5171	2,3455	77,4
330	-0,805	0,5027	2,2803	75,3	690	-1,502	0,9380	4,2548	140,4
360	-0,018	0,0000	0,0000	0,0	720	-1,919	0,0000	0,0000	0,0

10. Период изменения крутящего момента четырехтактного четырехцилиндрового ( $i=4$ ) двигателя с равными интервалами между вспышками равен

$$\theta = \tau \cdot 180^\circ / i = 4 \cdot 180^\circ / 4 = 180^\circ.$$

11. Результаты расчета крутящего момента цилиндра занесены в табл. 2.12.

Суммирование значений крутящих моментов всех четырех цилиндров двигателя осуществлено табличным методом через каждые  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала.

Таблица 2.12

## К расчету суммарного крутящего момента

$\varphi^\circ$	Цилиндры								$M_{кр},$ Н·м
	1-й		2-й		3-й		4-й		
	$\varphi^\circ$ крово- шипа	$M_{кр.ц},$ Н·м	$\varphi^\circ$ крово- шипа	$M_{кр.ц},$ Н·м	$\varphi^\circ$ крово- шипа	$M_{кр.ц},$ Н·м	$\varphi^\circ$ крово- шипа	$M_{кр.ц},$ Н·м	
0	0	0	180	0	360	0	540	0	0
30	30	-143,5	210	-60,8	390	167,1	570	-65,4	-102,6
60	60	-82,3	240	-108,4	420	118	600	-109,1	-181,8
90	90	62,1	270	-73,9	450	167,7	630	-67,1	88,8
120	120	105,5	300	48,3	480	158,5	660	77,4	389,7
150	150	60,4	330	75,3	510	77,4	690	140,4	353,5
180	180	0	360	0	540	0	720	0	0

12. По данным табл. 2.12 производится построение кривых крутящего момента всех цилиндров и кривой суммарного крутящего момента в диапазоне угла поворота кривошипа от  $0^\circ$  до  $180^\circ$  в масштабе  $M_M = 5 \text{ Н}\cdot\text{м}$  в мм (рис. 2.7).

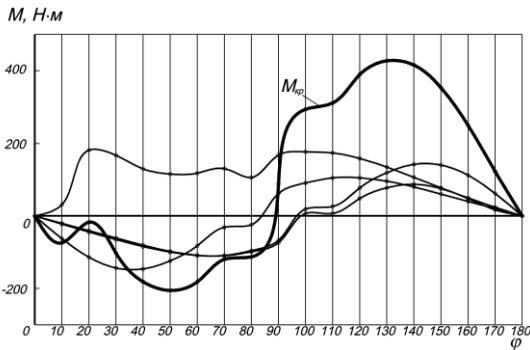


Рис. 2.7. Построение кривой суммарного крутящего момента двигателя

## Заключение

В данные методические указания входят методики расчетов кинематики поршня и динамики кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания, а также примеры указанных расчетов. Приведены рекомендации по выбору справочных данных, необходимых при осуществлении расчетов.

Знания, умения и навыки, полученные студентами в ходе выполнения расчетно-графической работы, необходимы будущим инженерам для проведения кинематического и динамического анализа работы силового оборудования транспортных средств, являющегося основой для последующих расчетов указанного оборудования, а, кроме того, для поиска оптимальных режимов работы силовых агрегатов и путей совершенствования конструкций двигателей.

### Библиографический список

1. Автомобильные двигатели: Курсовое проектирование: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / М.Г. Шатров, И.В. Алексеев, С.Н. Богданов и др.; под ред. М.Г. Шатрова. – М.: Издательский центр “Академия”, 2011. – 256 с.
2. *Губарев, А.В.* Конструкции и работа механизмов и систем двигателя внутреннего сгорания: лабораторный практикум: учеб. пособие / А.В. Губарев. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2012. – 114 с.
3. 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.: Высшая школа, 2005. – 400 с.
4. *Колчин, А.И.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа, 2008. – 496 с.

### Оглавление

Введение.....	3
1. КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА.....	4
1.1. Исходные данные для проведения расчета кинематики поршня.....	4
1.2. Расчет перемещения поршня.....	6
1.3. Расчет скорости поршня.....	7
1.4. Расчет ускорения поршня.....	9
1.5. Пример расчета кинематики поршня.....	10
2. ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА.....	16
2.1. Исходные данные для проведения динамического расчета кривошипно-шатунного механизма.....	16
2.2. Определение давления газов в надпоршневом пространстве....	17
2.3. Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма...	19
2.4. Определение сил инерции.....	21
2.5. Определение суммарных сил, действующих в кривошипно- шатунном механизме.....	23
2.6. Пример динамического расчета кривошипно-шатунного механизма.....	29
Заключение.....	38
Библиографический список.....	39

Учебное издание

# **РАСЧЕТ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Методические указания к выполнению расчетно-графической работы  
для студентов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров  
23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Составитель **Губарев** Артем Викторович

Подписано в печать 25.02.14. Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 2,3. Уч.-изд. л. 2,5.

Тираж 85 экз. Заказ №                      Цена            р.            к.

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете  
им. В.Г. Шухова

308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46