

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ЛИПЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра автомобилей и тракторов

**Динамика и расчет двигателя**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

к выполнению курсовой работы по дисциплине «Тепловые двигатели»  
для студентов специальности 150100 «Автомобиле – и тракторостроение» и  
«Автомобили и двигатели» для студентов специальности 150200 «Автомобили  
и автомобильное хозяйство» очной и очно – заочной форм обучения

Составитель      Б. Н. Казьмин

Липецк 2005

## 1. Динамический анализ КШМ двигателя

Динамический анализ КШМ двигателя проводится с целью определения величины и характера изменения давлений и моментов, действующих в КШМ, и использования их при расчете деталей двигателя на прочность.

### 1.1. Построение индикаторной диаграммы в координатах $P - V$

Индикаторная диаграмма строится в левом верхнем углу листа графической части. Размеры диаграммы должны быть такими, чтобы её высота была в 1,5...1,7 раза больше основания. Масштаб шкалы давления рекомендуется следующим: 1 МПа в 1 см при  $P_{z \max} > 8$  МПа и 1 МПа в 2 см при  $P_{z \max} \leq 8$  МПа.

Построение индикаторной диаграммы проводится в следующем порядке:

а) определяется объем камеры сгорания, л:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1};$$

б) строятся оси  $P$  и  $V$ , выбирается масштаб;

в) на осях откладываются величины  $V_a, V_c, V_h, P_a, P_c, P_z, P_b, P_r$ , определенные в тепловом расчете; проводится линия атмосферного давления  $P_0 = 0,1$  МПа;

г) производится построение линий впуска и выпуска. В связи с тем, что для двигателей без наддува давления этих процессов незначительно отличаются от давления  $P_0$ , то их проводят с некоторым отклонением от масштаба давлений: впуск на 1 мм ниже, а выпуск – на 1 мм выше линии  $P_0$ ;

д) построение политропы сжатия  $a - c$  проводится аналитическим методом. Давление в любой точке политропы сжатия  $P_{cx}$  определяется из уравнения политропы:  $P \cdot V^{n_1} = \text{const}$ . Таким образом, можно записать:

$$P_c \cdot V_c^{n_1} = P_{cx} \cdot V_x^{n_1},$$

где  $V_x$  – объем, соответствующий точке политропы с давлением  $P_{cx}$ .

Давление в любой точке политропы сжатия

$$P_{cx} = P_c \cdot \left( \frac{V_c}{V_x} \right)^{n_1}.$$

Принимая  $V_x = 2V_c; 3V_c; 4V_c$  и т.д. для бензиновых и газовых двигателей и  $V_x = 2V_c; 4V_c; 6V_c$  и т. д. для дизелей и газодизелей, получаем

$$P_{cx1} = \frac{P_c}{2^{n_1}}; \quad P_{cx2} = \frac{P_c}{3^{n_1}}; \quad P_{cx3} = \frac{P_c}{4^{n_1}} \quad \text{и т. д.}$$

Полученные точки соединяются с помощью лекал.

е) для дизелей и газодизелей определяется объем предварительного расширения:

$$V_z = \rho \cdot V_c.$$

ж) построение политропы расширения  $z - b$  проводится аналитическим методом. Давление в любой точке политропы расширения  $P_{zx}$  определяется из уравнения политропы:  $P \cdot V^{n_2} = \text{const}$ . Таким образом, можно записать:

$$P_z \cdot V_z^{n_2} = P_{zx} \cdot V_x^{n_2},$$

где  $V_x$  – объем, соответствующий точке политропы с давлением  $P_{zx}$ .

Давление в любой точке политропы расширения

$$P_{zx} = P_z \cdot \left( \frac{V_z}{V_x} \right)^{n_2}.$$

Принимая  $V_x = 2V_z; 3V_z; 4V_z$  и т.д. для бензиновых и газовых двигателей (для данных типов двигателей  $V_z = V_c$ ) и  $V_x = 2V_z; 4V_z; 6V_z$  и т. д. для дизелей и газодизелей, получаем

$$P_{zx1} = \frac{P_z}{2^{n_2}}; \quad P_{zx2} = \frac{P_z}{3^{n_2}}; \quad P_{zx3} = \frac{P_z}{4^{n_2}} \quad \text{и т. д.}$$

з) для построения реальной политропы сжатия с учетом угла опережения зажигания (для бензиновых и газовых двигателей) или угла опережения впрыска топлива (для дизелей и газодизелей) определяются точки  $c'$  и  $c''$ :

$$P_c' = (0,8 \dots 0,9) P_c;$$

$$P_c'' = (1,15 \dots 1,25) P_c.$$

Точка  $c'$  откладывается на теоретической политропе сжатия, а точка  $c''$  – на вертикале  $cZ$  (для бензиновых и газовых двигателей) или  $cZ'$  (для дизелей и газодизелей). Для получения действительной политропы сжатия необходимо соединить точки  $c'$  и  $c''$  минуя точку  $c$ .

и) на политропе расширения индикаторной диаграммы бензиновых и газовых двигателей наносят точку  $z_d$ :  $P_{z_d} = 0,85 \cdot P_{z_{\max}}$ . Данная точка соединяется с точкой  $c''$  прямой линией.

На политропе расширения необходимо отметить точку  $b'$ , которая соответствует моменту открытия выпускного клапана. Объем цилиндра ( $V_x$ ) к этому моменту определяется:

$$V_x = F_n \cdot R \cdot \left[ (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

где  $F_n$  – площадь поршня,  $\text{дм}^2$ ;

$R$  – радиус кривошипа,  $\text{дм}$ ;

$\varphi$  – угол поворота коленчатого вала от ВМТ;

$\lambda = \frac{R}{L}$  – масштабный коэффициент КШМ. Выбирается по рекомендациям, данным в пункте 1.2.

Примеры построения индикаторной диаграммы приведены в приложениях 1 и 2.

## 1.2. Расчет и построение кривых давлений и моментов, действующих в КШМ, в координатах $P - \varphi$

Расчет давлений и моментов производится на ЭВМ по программе KSMTD. В программу заложены следующие уравнения в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$ :

1.2.1. Давление газов  $P_z$ :

а)  $P_z = P_a$  при  $0 \leq \varphi \leq \pi$ ;

б)  $P_z = P_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}$  при  $\pi \leq \varphi \leq 2\pi$ ;  $V_a$  – полный объем цилиндра.

в)  $P_z = P_e \cdot \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_2}$  при  $2\pi \leq \varphi \leq 3\pi$ ;

г)  $P_z = P_r$  при  $3\pi \leq \varphi \leq 4\pi$ ;

где  $V_x$  – объем цилиндра в рассчитываемой точке;

$$V_x = \frac{V_a}{\varepsilon} + F_n \cdot R \cdot \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right]$$

$\lambda = \frac{R}{L}$  – масштабный коэффициент КШМ. Установлено, что с уменьшением  $\lambda$  происходит снижение инерционных и нормальных сил, но при этом

увеличивается высота двигателя и его масса. В связи с этим в автомобильных и тракторных двигателях данная величина лежит в пределах 0,23...0,33. Выбирается по прототипу или ориентировочно по рис. 1

Для наиболее распространенных двигателей  $\lambda$  имеет следующие значения:

Д-37Е, Д-144, Д-21А и других двигателей Владимирского тракторного завода – 0,279;

Д-50; Д-240; Д-260Т и других двигателей Минского моторного завода – 0,272;

СМД-14, СМД-60/62 и других двигателей Харьковского завода «Серп и молот» – 0,28;

А-41, А-01 и других двигателей Алтайского моторного завода – 0,264;

ЯМЗ-238, ЯМЗ-240 и других двигателей Ярославского моторного завода – 0,264;

Д-108, Д-160 и других двигателей Челябинского тракторного завода – 0,27;

ЗИЛ –130 и других двигателей Завода им. Лихачева – 0,257;

КамАЗ-740.10 и других двигателей Камского автомобильного завода – 0,267;

ВАЗ-2106 и других двигателей Волжского автомобильного завода – 0,295.

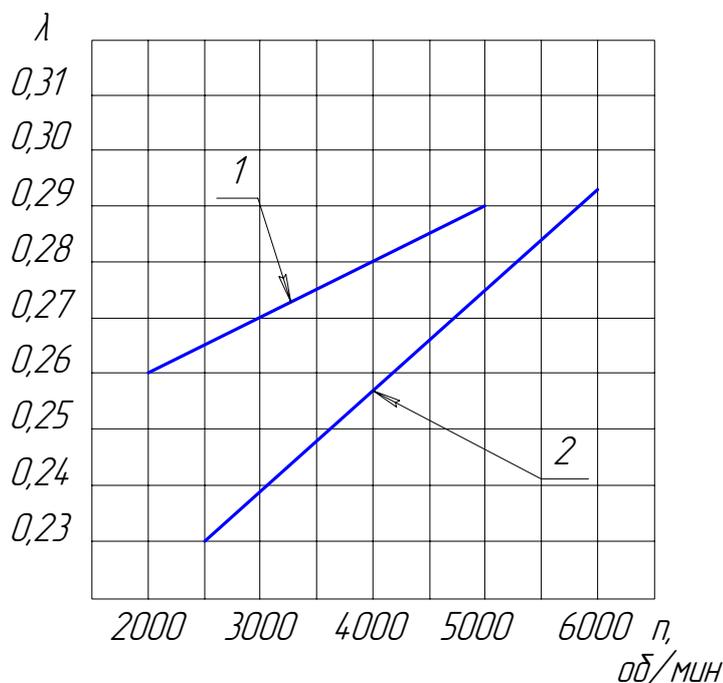


Рис. 1. Зависимость безразмерного параметра  $\lambda$  от частоты вращения:

1 – дизели и газодизели; 2 – бензиновые и газовые двигатели

1.2.2. Давление от сил инерции деталей КШМ, совершающих возвратно-поступательное движение:

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

где  $m_j$  – удельная масса деталей КШМ, совершающих возвратно-поступательное движение, кг/м<sup>2</sup>;

$$m_j = m_{пк} + 0,275m_{ш};$$

$m_{пк}$  – удельная масса поршневого комплекта, кг/м<sup>2</sup>;

$m_{ш}$  – удельная масса шатуна, кг/м<sup>2</sup>.

Данные величины ориентировочно можно определить по рис. 2.

### 1.2.3. Суммарное давление

$$P_{\Sigma} = P_z \pm P_j$$

### 1.2.4. Давление, действующее вдоль стержня шатуна:

$$S = \frac{P_{\Sigma}}{\cos\beta}$$

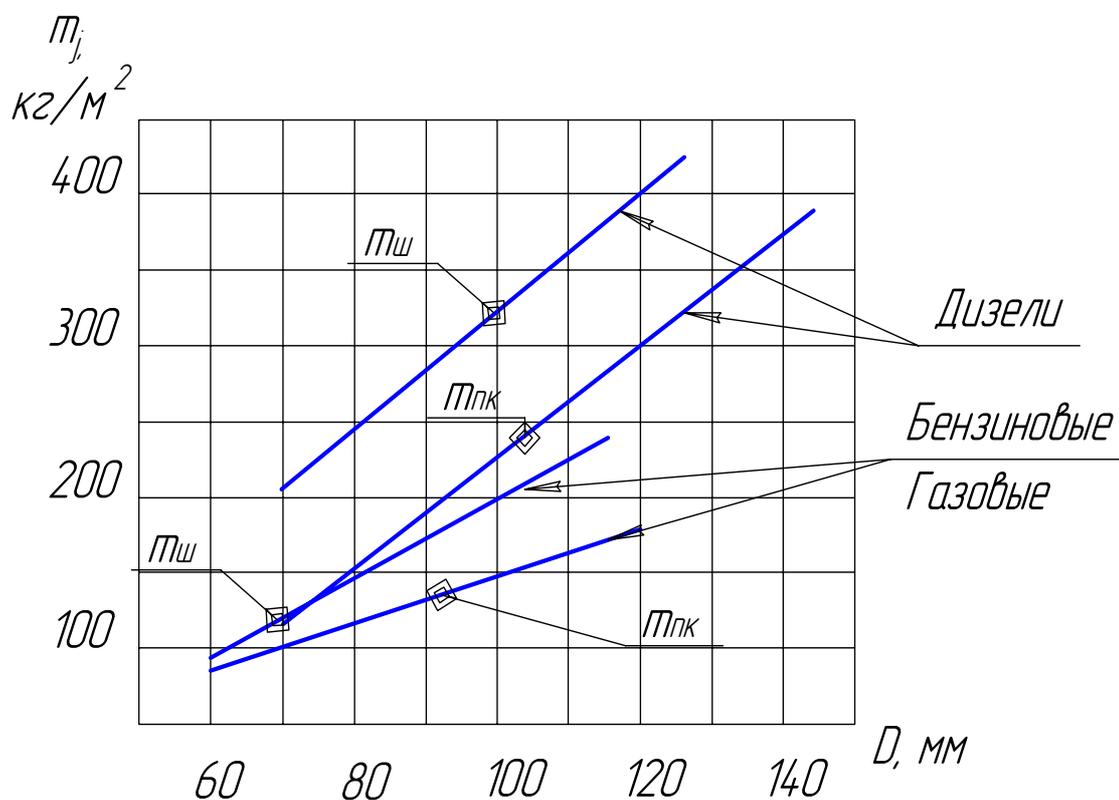


Рис.2. Зависимость удельных масс от диаметра цилиндра

### 1.2.5. Тангенциальное давление:

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

1.2.6. Индикаторный крутящий момент:

$$M_i = T \cdot R.$$

Исходные данные для расчета и их идентификаторы приведены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для расчета кривых динамического анализа КШМ

№ п/п	Параметр	Обозначение в уравнении	Обозначение в ЭВМ	Числовое значение
1	Давление окружающей среды, МПа	$P_0$	P0	
2	Давление в конце впуска, МПа	$P_a$	P1	
3	Давление в конце расширения, МПа	$P_e$	P2	
4	Максимальное давление сгорания, МПа	$P_z$	P3	
5	Давление остаточных газов, МПа	$P_r$	P4	
6	Радиус кривошипа, м	$R$	B0	
7	Диаметр цилиндра, м	$D$	B1	
8	Коэффициент	$\lambda$	B2	
9	Степень сжатия	$\varepsilon$	B3	
10	Частота вращения, об/мин	$n$	B4	
11	Средний показатель политропы сжатия	$n_1$	B5	
12	Средний показатель политропы расширения	$n_2$	B6	
13	Удельная масса поршневого комплекта, кг/м <sup>2</sup>	$m_{нк}$	B7	
14	Удельная масса шатуна, кг/м <sup>2</sup>	$m_{ш}$	B8	
15	Полный объем цилиндра, м <sup>3</sup>	$V_a$	B9	
16	Коэффициент	–	W1	0,85или 1

В результате на печать выдается:

$A$  – угол поворота коленчатого вала  $\varphi$ , град.;

$F$  – давление газов в цилиндре  $P_z$ , МПа;

$U$  – давление от сил инерции деталей КШМ, совершающих возвратно-поступательное движение  $P_j$ , МПа;

$C$  – суммарное давление  $P_{\Sigma}$ , МПа;

$S$  – давление от сил, действующих вдоль оси шатуна  $S$ , МПа;

$T$  – тангенциальное давление на кривошипе коленчатого вала  $T$ , МПа;

$M$  – индикаторный крутящий момент  $M_i$ , Н·м.

Для построения кривых  $P_c$ ,  $P_j$ ,  $P_{\Sigma}=f(\varphi)$  линию  $P_0$  индикаторной диаграммы  $P - V$  продолжают вправо и на нее наносят шкалу  $\varphi$  от 0 до  $720^0$  через  $30^0$ . Рекомендуемый масштаб: в 1 см –  $30^0$  поворота коленчатого вала. Шкала давлений используется с индикаторной диаграммы. Кривые  $S=f(\varphi)$  и  $M_i=f(\varphi)$  строятся ниже на отдельных координатных плоскостях.

### 1.3. Построение кривой суммарного момента двигателя

Кривую суммарного крутящего момента многоцилиндрового двигателя строят путем графического суммирования кривых крутящих моментов для отдельных цилиндров. При этом кривые для отдельных цилиндров должны быть сдвинуты одна относительно другой на угол  $\theta$ , соответствующий интервалу между рабочими ходами в отдельных цилиндрах. Для четырехтактных двигателей с равными интервалами между рабочими ходами  $\theta = \frac{720}{i}$ , где  $i$  – число цилиндров. Так как величина и характер изменения крутящих моментов по углу поворота коленчатого вала всех цилиндров двигателя одинаковы и отличаются лишь угловыми интервалами, равными угловым интервалам между вспышками в отдельных цилиндрах, то для подсчета суммарного крутящего момента двигателя достаточно иметь кривую крутящего момента одного цилиндра.

При графическом построении кривой суммарного  $M_{кр}$  кривую крутящего момента одного цилиндра разбивают на число участков, равное  $720/\theta$ . Все участки кривой совмещаются и суммируются. Результирующая кривая показывает изменение суммарного крутящего момента многоцилиндрового двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Среднее значение крутящего момента определяется по площади, ограниченной суммарной кривой:

$$M_{i\text{cp}} = \frac{1}{l_\theta} \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_i d\varphi = \frac{F_2 - F_1}{l_\theta};$$

$F_2, F_1$  – соответственно положительная и отрицательная площади, заключенные между суммарной кривой и осью абсцисс (при  $i \geq 6$  отрицательная площадь, как правило, отсутствует), мм<sup>2</sup>;

$l_\theta$  – длина отрезка  $\theta$ , мм.

Кривая суммарного момента четырехцилиндрового четырехтактного двигателя показана на рис. 3.

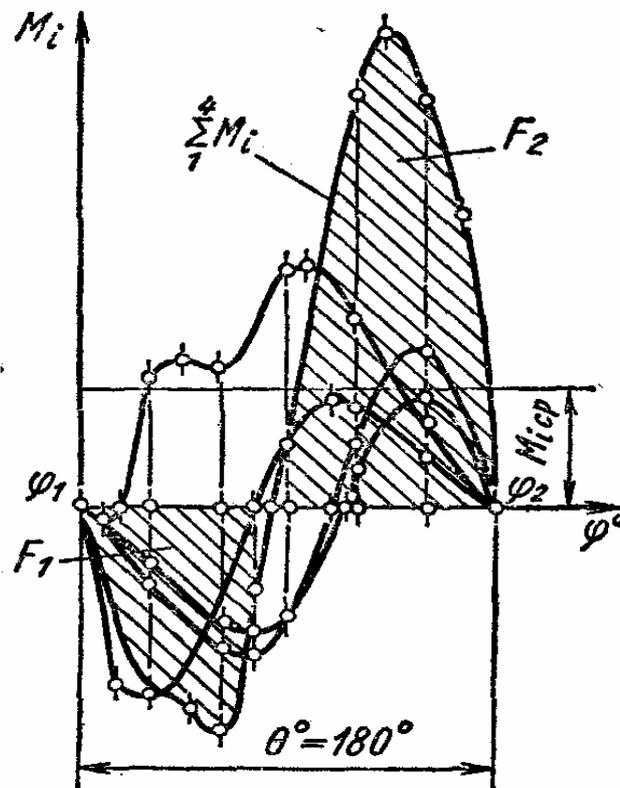


Рис. 3. Кривая суммарного момента четырехцилиндрового рядного двигателя

Для проверки точности проведения динамического анализа необходимо определить мощность, кВт:

$$N_e = \frac{M_{i\text{cp}} \cdot n \cdot \eta_m}{9550}.$$

Данную мощность необходимо сравнить с мощностью, полученной в расчетах. Разница не должна превышать 5%.

#### 1.4. Построение полярной диаграммы суммарных давлений, действующих на шатунную шейку

Из точки  $O$ , представляющей собой центр условно неподвижной коренной шейки, радиусом, равным в принятом масштабе радиусу кривошипа  $R$ , описывают окружность. Из точки  $O'$  — центра шатунной шейки в в.м.т. — проводят вторую окружность радиусом, равным в том же масштабе длине шатуна  $L=R/\lambda$ . Окружность с центром  $O$  делят на равное число частей (обычно на 12). Через точки деления из центра  $O$  проводят лучи до пересечения с окружностью, проведенной из точки  $O'$ . Эти лучи представляют собой относительные положения оси условно вращающегося цилиндра двигателя. Соединяя точку с концами проведенных лучей, получают отрезки  $O'1''$ ,  $O'2''$  и т. д. Эти отрезки — относительные положения оси шатуна при определенных углах поворота коленчатого вала. Из точки  $O'$  по направлениям оси шатуна откладывают в определенном масштабе с учетом знаков значения давлений  $S(\varphi)$ . Отрицательные значения  $S$  откладываются на отрезках от точки  $O'$  по направлению к окружности, а положительные — на продолжении отрезков от точки  $O'$  в противоположную сторону. Полученные точки соединяют плавной кривой. Пример полярной диаграммы представлен на рис. 4.

Для определения суммарного давления, действующего на шатунную шейку  $Q_{\text{шш}}$ , от центра  $O'$  в принятом масштабе давлений откладывают давление от центробежных сил, МПа:

$$P_{\text{ц}} = m_r \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-6};$$

$m_r$  — удельная масса деталей КШМ, совершающих вращательное движение:  $m_r = 0,725m_{\text{ш}}$ .

Расстояние от точки  $Q_{\text{шш}}$  до кривой  $S$  полярной диаграммы определяет величину  $\vec{Q} = \vec{S} + \vec{P}_{\text{ц}}$  в каждой точке.

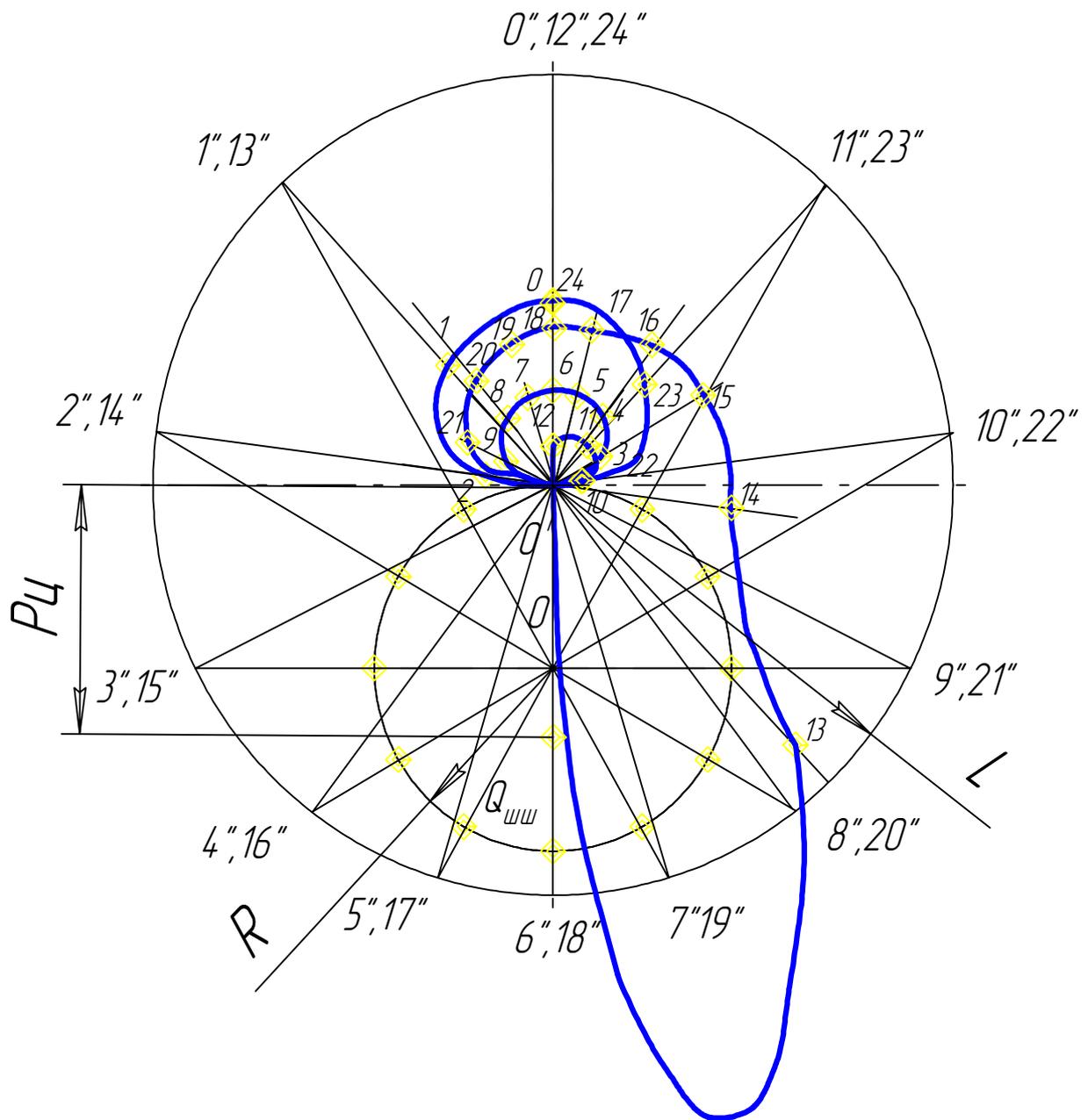


Рис. 4. Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку

Для определения средней результирующей силы за цикл  $Q_{шш\ ср}$ , а также ее максимального  $Q_{шш\ max}$  и минимального значений  $Q_{шш\ min}$  полярную диаграмму перестраивают в прямоугольные координаты в функции угла поворота коленчатого вала (рис. 5). Для этого на оси абсцисс откладывают: для каждого положения коленчатого вала углы поворота кривошипа, а на оси ординат – значения результирующей силы, взятые из полярной диаграммы. При построении

диаграммы все значения  $Q_{\text{шш}}$  считаются положительными. Среднюю величину результирующей силы  $Q_{\text{шш ср}}$  находят путем планиметрирования площади под кривой  $Q_{\text{шш}}=f(\varphi)$ .

Пример диаграммы представлен на рис. 5.

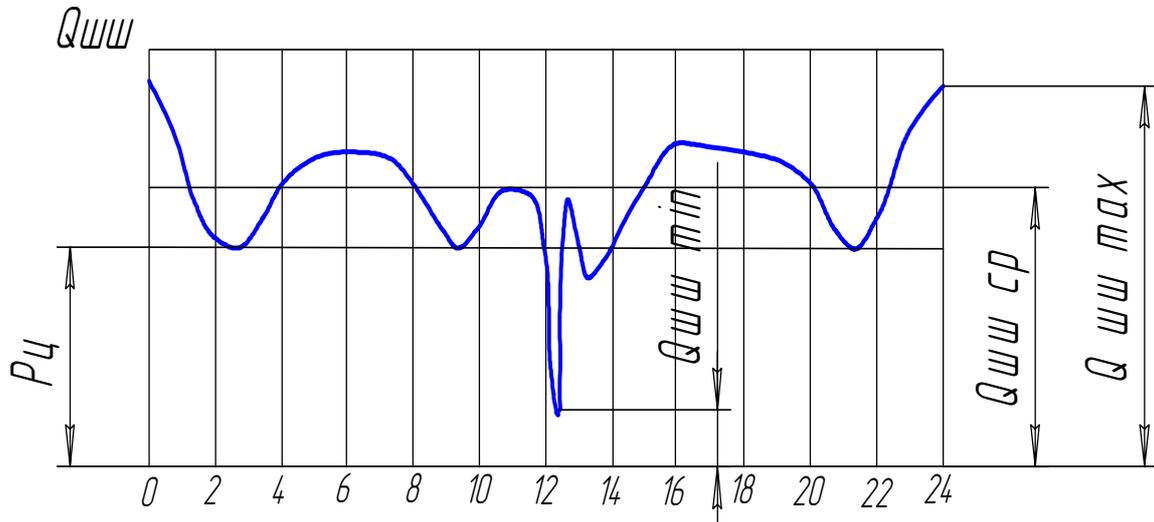


Рис.5. Диаграмма нагрузки на шатунную шейку в прямоугольных координатах

Удельное давление в шатунном подшипнике

$$q_{\text{шп}} = \frac{Q_{\text{шш ср}} \cdot F_{\text{п}}}{l_{\text{шп}} \cdot d_{\text{шп}}},$$

где  $F_{\text{п}}$  – площадь поршня, м<sup>2</sup>;

$l_{\text{шп}}$  – длина шатунного подшипника, м;

$d_{\text{шп}}$  – диаметр шатунного подшипника, м.

При отсутствии справочных данных можно принять:

$$l_{\text{шп}}=(0,5\dots0,7)D;$$

$$d_{\text{шп}}=(0,65\dots0,75) D.$$

Величина удельного давления должна лежать в пределах 4...16 МПа.

## 2. Анализ уравновешенности двигателя

Для выполнения этого раздела необходимо в пояснительной записке начертить принятую схему коленчатого вала в двух проекциях с указанием направления действующих сил и моментов в каждом цилиндре.

а) для двухцилиндрового рядного двигателя начертите схему коленчатого вала, обеспечивающую порядок работы 1 – 2 и чередование вспышек через 360°. Составьте основные уравнения:

$$\begin{aligned} \sum P_{j1} &= 2 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi; & \sum P_{j2} &= 2 \cdot m_j R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cos 2\varphi; & \sum P_{\text{ц}} &= 2 \cdot m_r \cdot R \cdot \omega^2; \\ \sum M_{j1} &= 0; & \sum M_{j2} &= 0; & \sum M_{\text{ц}} &= 0. \end{aligned}$$

Определите неуравновешенные силы и моменты (если имеются), проведите анализ существующих способов уравновешивания для данного типа двигателей. Рассмотрите вариант уравновешивания с применением противовесов; начертите схему коленчатого вала с противовесами, а также произведите расчет их массы.

б) для четырехцилиндрового рядного двигателя начертите схему коленчатого вала, обеспечивающую порядок работы 1 – 2 – 4 – 3 или 1 – 3 – 4 – 2 с чередованием вспышек через 180°. Составьте основные уравнения:

$$\begin{aligned} \sum P_{j1} &= 0; & \sum P_{j2} &= 4 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cos 2\varphi; & \sum P_{\text{ц}} &= 0; \\ \sum M_{j1} &= 0; & \sum M_{j2} &= 0; & \sum M_{\text{ц}} &= 0. \end{aligned}$$

Определите неуравновешенные силы и моменты (если имеются), проведите анализ существующих способов уравновешивания для данного типа двигателей. Рассмотрите схемы уравновешивания с четырьмя или восьмью противовесами. Определите суммарные массы противовесов.

в) для четырехцилиндрового *V* – образного двигателя начертите схему коленчатого вала с кривошипами, расположенными под углом 90°, обеспечивающую порядок работы 1 – 2 – 4 – 3 с чередованием вспышек через 180°. Составьте основные уравнения:

$$\begin{aligned} \sum P_{j1} &= 0; \quad \sum P_{j2} = 2 \cdot \sqrt{2} \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \lambda \cdot \cos 2\varphi; \quad \sum P_{\text{ц}} = 0; \\ \sum M_{j1} &= \sqrt{2} \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi \cdot a; \quad \sum M_{j2} = \sqrt{2} \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cos 2\varphi \cdot b; \\ \sum M_{\text{ц}} &= 2 \cdot \sqrt{2} \cdot m_r \cdot R \cdot \omega^2 \cdot a, \end{aligned}$$

где  $a$  – расстояние между двумя соседними цилиндрами в одном ряду, мм;

$b$  – расстояние между передней и задней коренными шейками, мм;  $b=3a$ .

Определите неуравновешенные силы и моменты (если имеются), проведите анализ существующих способов уравновешивания для данного типа двигателей. Рассмотрите варианты установки противовесов на уравновешивающий вал и на продолжении щек коленчатого вала.

г) для шестицилиндрового рядного двигателя начертите схему коленчатого вала, обеспечивающую порядок работы 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4 или 1 – 4 – 2 – 6 – 3 – 5 с чередованием вспышек через  $120^\circ$ . Составьте основные уравнения:

$$\begin{aligned} \sum P_{j1} &= 0; \quad \sum P_{j2} = 0; \quad \sum P_{\text{ц}} = 0; \\ \sum M_{j1} &= 0; \quad \sum M_{j2} = 0; \quad \sum M_{\text{ц}} = 0. \end{aligned}$$

Данный тип двигателя уравновешивается схемой коленчатого вала. Рассмотрите вариант разгрузки коренных подшипников от действия центробежных сил.

д) для шестицилиндрового  $V$  – образного двигателя начертите схему коленчатого вала с кривошипами, расположенными под углом  $120^\circ$  друг к другу, обеспечивающую порядок работы 1 – 4 – 2 – 5 – 3 – 6 с чередованием вспышек через  $90^\circ$  и  $150^\circ$ . Составьте основные уравнения:

$$\begin{aligned} \sum P_{j1} &= 0; \quad \sum P_{j2} = 0; \quad \sum P_{\text{ц}} = 0; \\ \sum M_{j1} &= \sqrt{3} \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot a; \\ \sum M_{j2} &= \sqrt{2} \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot a \cdot (1,5 \cdot \cos 2\varphi + 0,866 \cdot \sin 2\varphi); \\ \sum M_{\text{ц}} &= \sqrt{3} \cdot m_r \cdot R \cdot \omega^2 \cdot a, \end{aligned}$$

где  $a$  – расстояние между двумя соседними цилиндрами, мм;

Определите неуравновешенные силы и моменты (если имеются), проведите анализ существующих способов уравновешивания для данного типа двига-

телей. Рассмотрите вариант уравнивания с установкой противовесов на продолжении щек коленчатого вала или на продолжении двух крайних щек в плоскости, составляющей с плоскостью первого колена  $30^\circ$ .

е) для восьмицилиндрового  $V$  – образного двигателя начертите схему коленчатого вала с кривошипами, расположенными в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, обеспечивающую порядок работы  $1 - 5 - 4 - 2 - 6 - 3 - 7 - 8$  с чередованием вспышек через  $90^\circ$ . Составьте основные уравнения:

$$\begin{aligned} \sum P_{j1} &= 0; \quad \sum P_{j2} = 0; \quad \sum P_{ц} = 0; \\ \sum M_{j1} &= \sqrt{10} \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot a; \quad \sum M_{j2} = 0; \\ \sum M_{ц} &= \sqrt{10} \cdot (m_{пк} + 1,45m_u) \cdot R \cdot \omega^2 \cdot a. \end{aligned}$$

Определите неуравновешенные силы и моменты (если имеются), проведите анализ существующих способов уравнивания для данного типа двигателей. Рассмотрите варианты уравнивания с установкой противовесов на продолжении щек коленчатого вала или на продолжении двух крайних щек в плоскости, составляющей с плоскостью первого колена  $18^\circ 30'$ .

ж) для двенадцатицилиндрового  $V$  – образного двигателя необходимо начертить схему коленчатого вала с кривошипами, обеспечивающую порядок работы  $1 - 12 - 9 - 4 - 5 - 8 - 11 - 2 - 3 - 10 - 7 - 6$  или  $1 - 12 - 5 - 8 - 3 - 10 - 6 - 7 - 2 - 11 - 4 - 9$  с чередованием вспышек через  $60^\circ$ . Составьте основные уравнения:

$$\begin{aligned} \sum P_{j1} &= 0; \quad \sum P_{j2} = 0; \quad \sum P_{ц} = 0; \\ \sum M_{j1} &= 0; \quad \sum M_{j2} = 0; \quad \sum M_{ц} = 0. \end{aligned}$$

Двенадцатицилиндровые  $V$  – образные двигатели полностью уравновешены, так как они рассматриваются как два шестицилиндровых рядных двигателя, которые полностью уравниваются конструктивной схемой коленчатого вала.

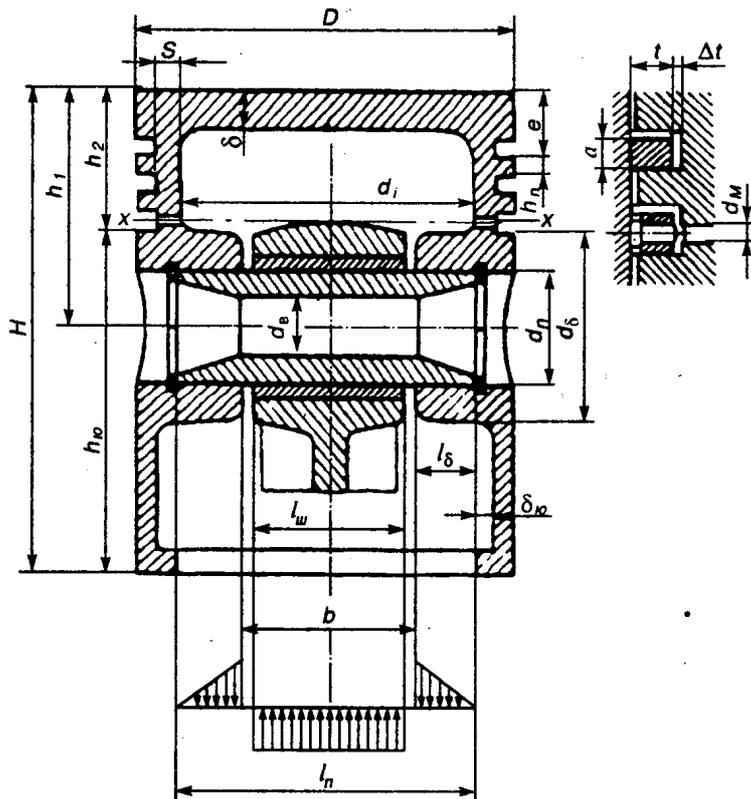


Рис. 6. Конструктивная схема поршня

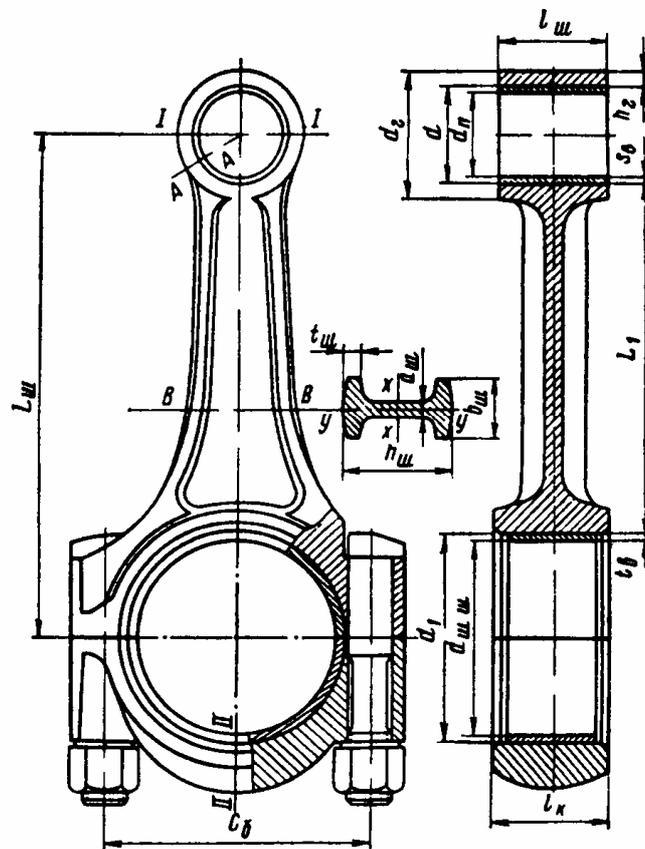


Рис. 7. Расчетная схема шатунной группы

### 3. Расчет деталей и систем двигателя

#### 3.1. Конструктивная компоновка двигателя

Для выполнения расчетов на прочность деталей кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов необходимо оперировать некоторыми размерами рассчитываемых деталей. Значения этих размеров определяются по справочным данным или же в случае, когда данные отсутствуют, можно воспользоваться соотношениями, приведенными в данном разделе.

Основные конструктивные размеры поршневой (рис. 6) и шатунной групп (рис. 7) приведены в табл. 2. и 3.

Таблица 2

Конструктивные размеры поршневой группы

Наименование элементов поршня	Бензиновые двигатели	Дизеля
1	2	3
Толщина днища поршня $\delta/H$	0,05...0,09	0,12...0,20
Высота поршня $H/D$	0,8...1,20	1,00...1,50
Высота огневого (жарового) пояса $e/D$	0,06...0,09	0,11...0,20
Толщина первой кольцевой перемычки $h_n/D$	0,03...0,05	0,04 ... 0,06
Высота верхней части поршня $h_1/D$	0,45...0,75	0,60...1,00
Высота юбки поршня $h_{ю}/D$	0,60...0,75	0,60...0,70
Внутренний диаметр поршня $d_i$ , мм	$d_i = D - 2(S+t) + \Delta t$	
Толщина стенки головки поршня $S/D$	0,05...0,10	0,05...0,10
Толщина стенки юбки поршня $\delta_{ю}$ , мм	1,50...4,50	2,00...5,00
Радиальная толщина кольца $t/D$ : компрессионного маслосъемного	0,035...0,045 0,030...0,043	0,040...0,045 0,038...0,043
Радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t$ , мм: компрессионного маслосъемного	0,70...0,95 0,90...1,10	0,70...0,95 0,90...1,10
Высота кольца $a$ , мм	1,50...4,00	3,00...5,00
Число масляных отверстий в поршне $n_m$	6...12	6...12

1	2	3
Разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии $A_0/t$	2,5...4,0	3,2...4,0
Диаметр масляного канала $d_m/a$	0,3...0,5	0,3...0,5
Диаметр бобышки $d_b/D$	0,3...0,5	0,3...0,5
Расстояние между торцами бобышек $b/D$	0,3...0,5	0,3...0,5
Наружный диаметр поршневого пальца $d_n/D$	0,22...0,28	0,30...0,38
Внутренний диаметр поршневого пальца $d_v/d_n$	0,65...0,75	0,50...0,70
Длина пальца $l_n/D$ : закрепленного плавающего	0,85...0,90 0,78...0,88	0,85...0,90 0,80...0,85
Длина верхней головки шатуна $l_w/D$ : при закрепленном пальце при плавающем пальце	0,28...0,32 0,33...0,45	0,28...0,32 0,33...0,45

Таблица 3

## Конструктивные размеры шатунной группы

Наименование элементов шатуна	Бензиновые	Дизельные
1	2	3
Наружный диаметр верхней головки шатуна $d_z/d_n$	1,25...1,65	1,3...1,7
Внутренний диаметр верхней головки шатуна $d/d_n$ : при закрепленном пальце при плавающем пальце	1 1,10...1,25	1 1,10...1,25
Минимальная радиальная толщина стенки верхней головки шатуна $h_z/d_n$	0,16...0,27	0,16...0,27

1	2	3
Радиальная толщина стенки втулки $s_B/d_n$	0,055...0,085	0,07...0,085
Ширина двутавра стержня шатуна у верхней головки шатуна $h_{uu\ min}/d_z$	0,50...0,55	0,50...0,55
Ширина двутавра стержня шатуна у нижней головки шатуна $h_{ul}/h_{uu\ min}$	1,2...1,4	1,2...1,4
Толщина двутавра шатуна $b_{uu}/l_{uu}$	0,50...0,60	0,55...0,75
Толщина полки двутавра шатуна $a_{uu} \approx t_{uu}$ , мм	2,5...4,0	4,0...7,5
Диаметр шатунной шейки $d_{uuu}/D$	0,56...0,75	
Толщина стенки вкладыша $t_s/d_{uuu}$ : тонкостенного толстостенного	0,03...0,05 0,1	
Диаметр шатунных болтов $d_b/D$	0,10...0,13	0,12...0,14
Расстояние между шатунными болтами $C_b/d_{uuu}$	1,30...1,75	
Длина кривошипной головки $l_k/d_{uuu}$	0,45...0,95	

Выбор размеров деталей механизма газораспределения проводится в зависимости от диаметра горловины впускного клапана:

$$d_{zop} = D \cdot \sqrt{\frac{C_m}{\omega_{en}}},$$

где  $C_m$  – средняя скорость поршня, определенная в тепловом расчете, м/с;

$\omega_{en}$  – скорость заряда во впускном трубопроводе, м/с.

Максимальный диаметр горловины ограничивается возможностью размещения клапанов в головке блока при заданных диаметре  $D$  цилиндра, конструктивной схеме газораспределения и типе камеры сгорания. В связи с этим значение  $d_{zop}$  впускного клапана не должно быть больше:

$$d_{zop} = (0,38...0,42)D \text{ – при нижнем расположении клапанов;}$$

$$d_{zop} = (0,35...0,52)D \text{ – при верхнем расположении клапанов, в том числе:}$$

$d_{гор} = (0,35 \dots 0,40)D$  – для вихрекамерных и предкамерных дизелей;

$d_{гор} = (0,38 \dots 0,42)D$  – для дизелей с непосредственным впрыском;

$d_{гор} = (0,42 \dots 0,46)D$  – для двигателей с клиновидной и плоскоооальной камерами сгорания;

$d_{гор} = (0,46 \dots 0,52) D$  – для двигателей с полусферическими камерами сгорания.

Диаметры горловин выпускных клапанов обычно принимают на 10...20% меньше  $d_{гор}$  впускных клапанов. Конструктивные размеры деталей механизма газораспределения приведены в табл. 4.

Таблица 4

Размеры деталей механизма газораспределения

Наименования размера	Пределы размеров в зависимости от $d_{гор}$
1	2
Диаметр тарелки впускного клапана	1,12...1,16
Диаметр тарелки выпускного клапана	0,79...0,92
Диаметр стержня клапана	0,16...0,25
Длина стержня клапана	2,5...3,5
Ширина фаски тарелки клапана	0,06...0,12
Радиус сопряжения тарелки со стержнем	0,25...0,35
Высота седла клапана	0,16...0,25
Толщина седла клапана	0,06...0,15
Длина направляющей втулки	1,75...2,15
Толщина стенки втулки	2,50...4,0
Высота сухариков	0,16...0,25
Внутренний диаметр втулки коромысла	0,47...0,6
Длина цилиндрического толкателя	1,25...1,90
Наружный диаметр толкателя	0,60...0,85
Толщина стенки толкателя, мм	2...3
Диаметр ролика толкателя	0,60...0,70
Диаметр распределительного вала	0,25...0,30
Средний диаметр клапанной пружины: для клапана с одной пружиной для клапана с двумя пружинами:	0,80...0,90

1	2
наружная пружина	0,80...0,90
внутренняя пружина	0,50...0,70
Диаметр проволоки пружины, мм	4...6
Число витков пружины	8...14

### 3.2. Методика расчета механизмов и систем двигателя

Перед расчетом необходимо кратко описать условия работы деталей, выбранный материал и термообработку. Для расчета должна быть составлена расчетная схема с указанием действующих сил и моментов, а также эпюр нагружения. Пользоваться рекомендуется учебниками [4, 5]. Полученные результаты расчетов сравниваются с допустимыми пределами напряжений или коэффициентов запаса прочности.

#### 3.2.1. Расчет деталей КШМ

##### 3.2.1.1. Расчет поршня

При расчете необходимо выполнить эскиз поршня на миллиметровой бумаге формата А4 с простановкой выбранных размеров и определить:

- а) напряжение изгиба в днище поршня;
- б) напряжения сжатия и разрыва в опасном сечении (в плоскости канавки под маслоъемное кольцо);
- в) напряжения среза и изгиба кольцевой перемычки;
- г) максимальные удельные давления на стенки цилиндра;
- д) зазоры между поршнем и стенками цилиндра.

##### 3.2.1.2. Расчет поршневых колец

При расчете поршневых колец необходимо определить:

- а) среднее давление кольца на стенку цилиндра. Построить эпюру;
- б) напряжения изгиба кольца в рабочем состоянии и при одевании на поршень;
- в) монтажный зазор в замке кольца.

### 3.2.1.3. Расчет поршневого пальца

При расчете необходимо сделать эскиз поршневого пальца на миллиметровой бумаге формата А4 с простановкой выбранных размеров и определить:

- а) удельные давления пальца на втулку верхней (поршневой) головки шатуна и на бобышки поршня;
- б) напряжения изгиба;
- в) касательные напряжения от среза пальца;
- г) максимальную овализацию и напряжения, возникающие при овализации пальца;
- д) величину зазора при сборке пальца с поршнем.

### 3.2.1.4. Расчет шатуна

При расчете необходимо выполнить эскиз шатуна на миллиметровой бумаге формата А4 с простановкой выбранных размеров и определить:

- а) коэффициент запаса прочности в опасном сечении верхней головки шатуна;
- б) напряжения, возникающие в верхней головке шатуна от воздействия запрессованной втулки;
- в) коэффициент запаса прочности в сечении, соответствующем месту перехода головки шатуна в стержень;
- г) коэффициент запаса прочности стержня шатуна в среднем сечении;
- д) напряжение изгиба крышки шатуна с учетом совместной деформации вкладышей;
- е) коэффициент запаса прочности шатунных болтов.

### 3.2.2. Расчет деталей механизма газораспределения

При расчете механизма газораспределения необходимо определить:

- а) основные размеры проходных сечений клапанов;
- б) основные размеры кулачков распределительного вала.

#### 3.2.2.1. Расчет клапанной пружины

При расчете клапанной пружины необходимо определить:

- а) силы упругости пружины;

- б) жесткость пружины;
- в) деформацию пружины;
- г) размеры пружины;
- д) запас прочности;
- е) провести расчет на резонанс.

#### 3.2.2.2. Расчет распределительного вала

При расчете распределительного вала необходимо определить:

- а) стрелу прогиба;
- б) напряжение возникающего смятия в местах контакта рабочих поверхностей кулачка и толкателя;
- в) суммарное напряжение.

#### 3.2.3. Расчет системы охлаждения

При расчете системы охлаждения необходимо определить:

- а) количество отводимой теплоты;
- б) производительность и размеры насоса охлаждающей жидкости;
- в) размеры радиатора;
- г) производительность и размеры вентилятора;
- д) площадь поверхностей охлаждения цилиндра и головки цилиндра (для двигателей с воздушным охлаждением).

#### 3.2.4. Расчет смазочной системы

При расчете смазочной системы необходимо определить:

- а) ёмкость смазочной системы;
- б) циркуляционный расход масла в системе;
- в) производительность и размеры масляного насоса;
- г) рабочие параметры фильтра центробежной очистки масла;
- д) необходимое давление масла перед центрифугой;
- е) размеры масляного радиатора.

### 3.2.5. Расчет системы питания карбюраторного двигателя

При расчете системы питания карбюраторного двигателя необходимо определить:

- а) диаметр диффузора карбюратора;
- б) диаметры топливного и воздушного жиклеров карбюратора.

### 3.2.6. Расчет системы питания дизельного двигателя

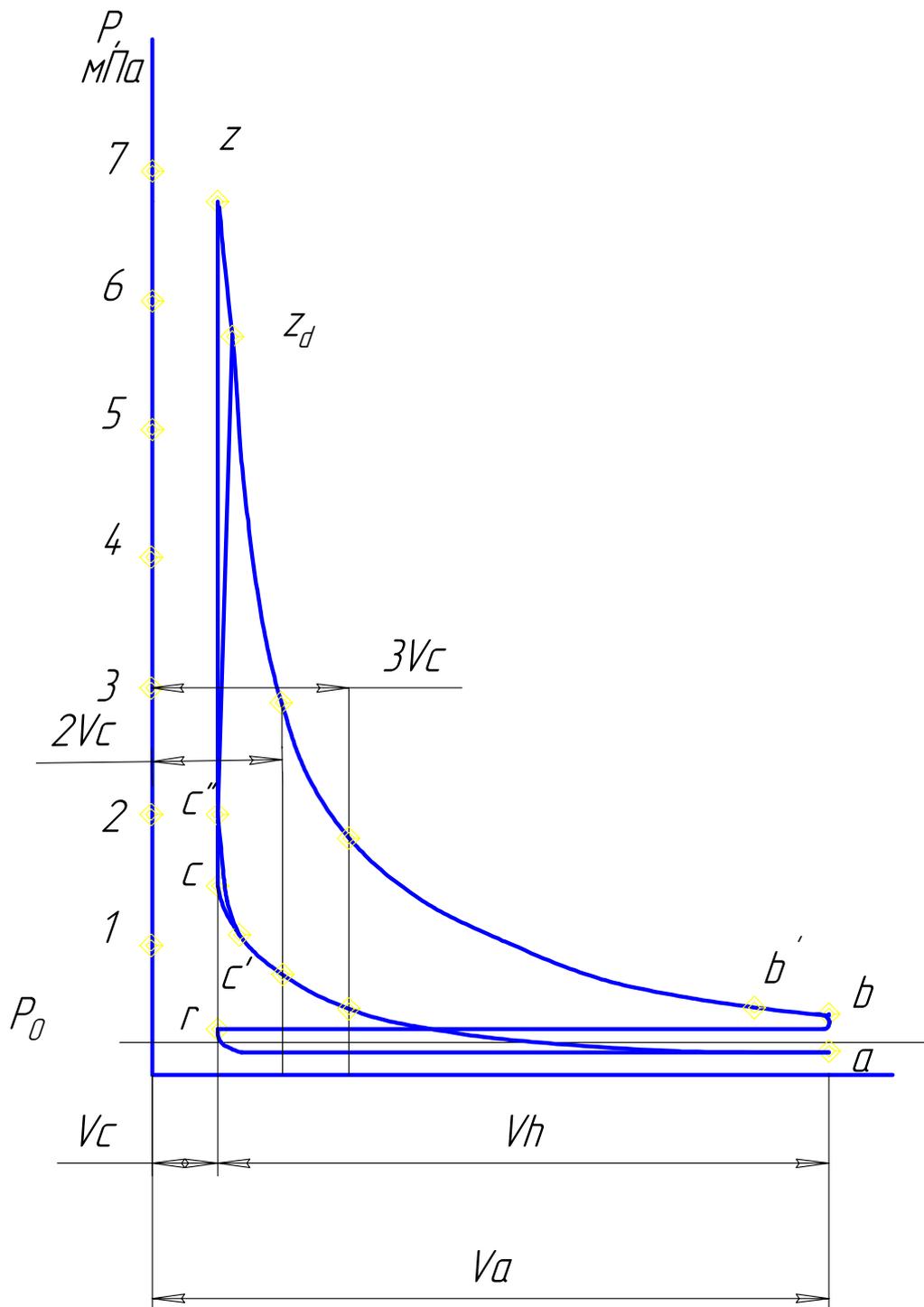
При расчете системы питания дизельного двигателя необходимо определить:

- а) производительность топливного насоса высокого давления;
- б) диаметр и ход плунжера топливного насоса высокого давления;
- в) диаметр соплового отверстия форсунки.

### Библиографический список

1. Автомобильные двигатели [Текст]/ под ред. М. С. Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей [Текст]/ под общей ред. А. С. Орлина, И. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания [Текст]/ под общей ред. В. Н. Луканина. – Л.: Высш. школа, 1985. – 311 с.
4. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] /А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М.: Высш. школа, 2002. – 496 с.
5. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / Б. Е. Железко [и др.] – Минск: Высшейша школа, 1980. – 247 с.
6. Чистяков, В. К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей [Текст] /В. К. Чистяков. – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.
7. Юрин, А. А. Проектирование и расчет автомобильных тракторных двигателей [Текст]: учебное пособие/А. А. Юрин. – Липецк: ЛГТУ, 1995. – 125 с.

Индикаторная диаграмма бензиновых и газовых двигателей



Индикаторная диаграмма дизельных двигателей

