



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

А. Н. Петрученко

**ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Пособие

**Минск
БНТУ
2017**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

А. Н. Петрученко

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Пособие
для студентов специальности
1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

Минск
БНТУ
2017

УДК 621.431.73(075.4)

ББК 31.365я7

ПЗ0

Рецензенты :

В. Е. Тарасенко, В. И. Березун

Петрученко, А. Н.

ПЗ0 Динамический расчет двигателей внутреннего сгорания : пособие для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / А. Н. Петрученко. – Минск : БНТУ, 2017. – 30 с.
ISBN 978-985-550-870-1.

В пособии изложена систематизированная методика динамического расчета двигателей внутреннего сгорания различного функционального назначения.

Приведены задачи по дисциплине «Динамика двигателей».

УДК 621.431.73(075.4)

ББК 31.365я7

ISBN 978-985-550-870-1

© Петрученко А. Н., 2017

© Белорусский национальный
технический университет, 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	4
ВВЕДЕНИЕ	5
1. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ	6
1.1. Порядок выполнения динамического расчета поршневого двигателя.....	6
1.2. Перестроение индикаторных диаграмм	7
1.3. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме.....	9
2. ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА.....	12
2.1. Построение диаграмм сил P_r , P_j и P_Σ	12
2.2. Построение диаграмм сил T и K	12
2.3. Полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку	12
2.4. Построение диаграммы крутящего момента.....	16
3. ЗАДАЧИ ПО КУРСУ «ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЯ»	20
ЛИТЕРАТУРА	28
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	29

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- p_0 – давление окружающей среды, МПа;
 p_a – давление конца впуска, МПа;
 p_k – давление наддувочного (продувочного) воздуха, МПа;
 p_r – давление газов в цилиндре над поршнем, МПа;
 M_e – эффективный крутящий момент, Н·м;
 $M_{кр. ср}$ – средний крутящий момент двигателя, Н·м;
 M_i – индикаторный крутящий момент, Н·м.
 m_j – масса поступательно движущихся частей КШМ, кг;
 $m_{п}$ – масса поршневого комплекта, кг;
 $m_{шп}$ – часть массы шатуна в сборе, отнесенная к поступательно движущимся массам, кг;
 $m_{ш}$ – масса шатуна, кг;
 $m_{шк}$ – часть массы шатуна в сборе, отнесенная к вращающимся массам, кг;
 P_j – сила инерции поступательно движущихся масс, Н;
 P_{Σ} – суммарная сила, Н;
 T – суммарная тангенциальная сила, Н;
 K – суммарная нормальная сила, Н;
 S_{Σ} – суммарная сила, действующая вдоль шатуна, Н;
 $K_{rш}$ – центробежная сила инерции вращающейся части массы шатуна, Н;
 $R_{ш.ш}$ – результирующая сила, действующая на шатунную шейку, Н.

ВВЕДЕНИЕ

Настоящее пособие предназначено для систематизации и закрепления теоретических знаний студентов по основным разделам дисциплины «Динамика двигателей».

Динамический расчет необходим для определения сил, действующих в механизмах преобразования тепловой энергии рабочего тела в механическую работу.

Как правило, динамический расчет выполняется для режима номинальной мощности. Однако может возникнуть необходимость в проведении динамического расчета для других режимов, например режима максимального крутящего момента. При проведении прочностного расчета определяют нагрузки в механизме преобразования для режима максимальной частоты холостого хода.

Исходными данными для проведения динамического расчета является индикаторная диаграмма, полученная либо в результате теплового расчета, либо индицированием двигателя. Кроме этого необходимо знать частоту вращения коленчатого вала, массогабаритные параметры механизма преобразования: массы поршневого и шатунного комплектов, длины шатуна и кривошипа, количество и расположение цилиндров.

Пособие предназначено для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» и может быть использовано студентами других автотракторных специальностей.

1. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

1.1. Порядок выполнения динамического расчета поршневого двигателя

Динамический расчет выполняется с целью определения суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции. Схема сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме (КШМ), приведена на рис. 1.1.

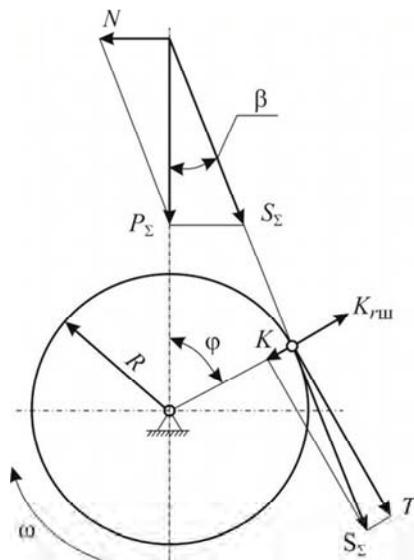


Рис. 1.1. Схема сил, действующих в КШМ

В течение каждого рабочего цикла силы, действующие в КШМ, непрерывно меняются по величине и направлению. Поэтому для определения характера изменения сил по углу поворота коленчатого вала их величины определяют для ряда различных его положений, обычно через каждые 10–30 град. ПКВ. В отдельных случаях через 5–10 град. ПКВ.

Расчет выполняют в следующей последовательности.

1. Перестраивают индикаторную диаграмму, выполненную по результатам теплового расчета, в координаты p – φ либо меня-

ют размерность оси абсцисс, если используется экспериментальная индикаторная диаграмма, полученная в координатах $p-t$.

Для перехода из координат $p-t$ в координаты $p-\varphi$ используется зависимость

$$\varphi = bnt.$$

2. Определяют силы, действующие в КШМ.

1.2. Перестроение индикаторных диаграмм

Четырехтактный двигатель

Развертку индикаторной диаграммы в координаты $p-\varphi$ выполняют справа от диаграммы (рис. 1.2). Ось абсцисс развернутой диаграммы располагают по горизонтали на уровне линии p_0 индикаторной диаграммы. Развернутая диаграмма строится в пределах 0–720 град. ПКВ. Делится на 24 равных участка, которые соответствуют определенному углу поворота коленчатого вала. Каждая точка на линии абсцисс должна быть пронумерована (0, 30, 60 град. ПКВ и т. д.).

Дальнейшее перестроение индикаторной диаграммы ведут следующим образом. Из центра O проводят полуокружность радиусом кривошипа. Полученную полуокружность делят вспомогательными лучами из центра O на шесть равных частей, а затем из центра Брикса (точка O_1') проводят линии, параллельные вспомогательным лучам, до пересечения с полуокружностью. Вновь полученные точки на полуокружности соответствуют определенным углам φ . Из этих точек проводят вертикали до пересечения с соответствующими линиями индикаторной диаграммы. Развертку индикаторной диаграммы начинают, принимая за начало координат положение поршня в ВМТ в начале такта впуска.

Отмеченные на индикаторной диаграмме давления p_T для каждого значения угла φ проецируют на развернутую диаграмму, проводя горизонтальные линии. Значения давлений заносят в табл. 1.1. Соединяя точки на развернутой диаграмме плавной кривой, получаем зависимость $p_T-\varphi$ (см. рис. 1.2).

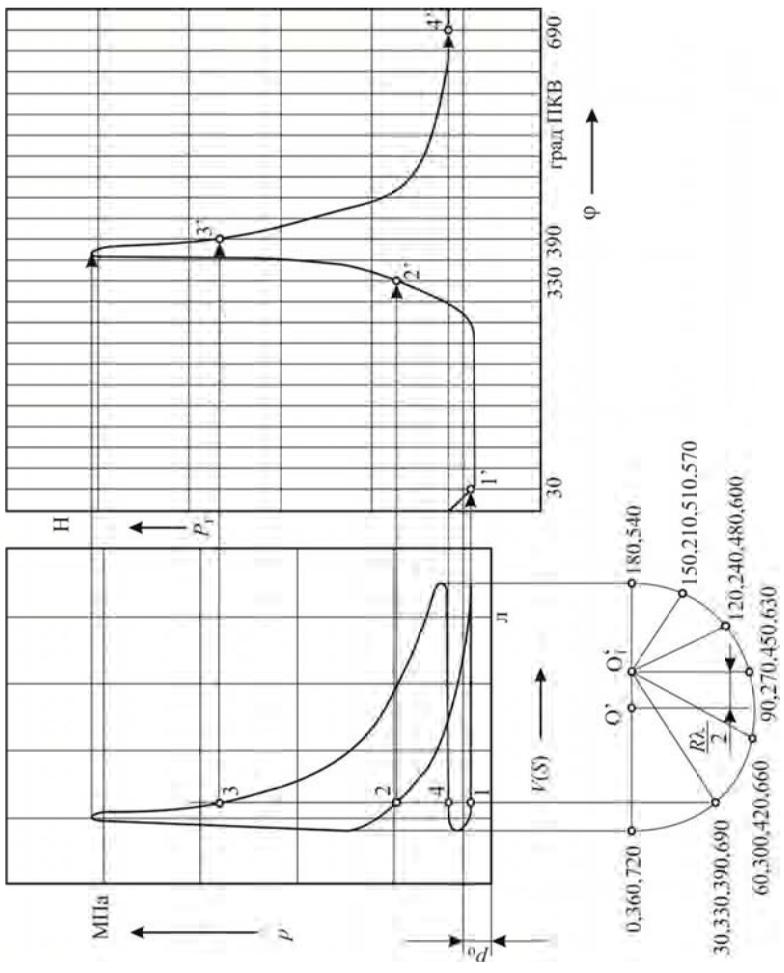


Рис. 1.2. Порядок развертки индикаторной диаграммы

Двухтактный двигатель

Порядок перестроения индикаторной диаграммы двухтактного двигателя аналогичен приведенному для четырехтактного.

Отличие состоит в том, что ось абсцисс разбивается не на 24 части, а на 12, так как продолжительность рабочего цикла двухтактного двигателя в два раза короче, т. е. 360 град. ПКВ. За начало координат принимают положение поршня в НМТ в начале такта сжатия. Развернутая диаграмма строится в пределах $-180+180$ град. ПКВ. Вблизи ВМТ перестроение индикаторной диаграммы для большей точности производят через 5–10 град. ПКВ. Значения давления газов в цилиндре двигателя получают из индикаторной диаграммы. Для двигателей с кривошипно-камерной продувкой положение нулевой линии определяется давлением в кривошипной камере.

1.3. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Порядок расчета.

1. Определить силу давления газов на днище поршня.

Сила давления газов на днище поршня определяется по формуле

$$P_{\Gamma} = (p_{\Gamma} - p_0) F_{\Pi} \cdot 10^6.$$

Результаты расчета заносятся в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Результаты расчета

φ, град.	p_{Γ} , МПа	P_{Γ} , Н	P_j , Н	P_{Σ} , Н	K , Н	T , Н
1	2	3	4	5	6	7

2. Определить силу инерции от возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (1.1)$$

Масса поступательно движущихся частей КШМ определяется из выражения

$$m_j = m_{\Pi} + \chi m_{\text{ш}},$$

где χ – доля массы шатуна, отнесенная к возвратно-поступательно движущимся массам; $\chi = 0,25-0,275$.

Для двигателей m_{Π} и $m_{\text{ш}}$ могут быть найдены непосредственно определением массы комплектов деталей поршневой и шатунной групп по соответствующим справочникам или заводским чертежам. Приближенные значения m_{Π} и $m_{\text{ш}}$ можно определить с помощью табл. 1.2, в которой приведены удельные массы элементов кривошипно-шатунного механизма.

Угловая скорость ω , входящая в формулу (1.1):

$$\omega = \frac{\pi n}{30}.$$

Необходимые для расчета по формуле (1.1) значения λ для двигателей выбираются по техническим характеристикам прототипа или принимаются равными $\lambda = 0,25-0,30$.

Таблица 1.2

Значения удельных масс поршневой и шатунной групп

Элементы кривошипно-шатунного механизма		Двигатели с искровым зажиганием		Дизели	
		Диаметр поршня, м		Диаметр поршня, м	
		0,060–0,08	0,08–0,10	0,08–0,10	0,10–0,12
Поршневая группа $m'_п = m_п/F_п$, кг/м ²	Алюм. сплав	80–120	100–150	150–220	200–300
	Чугун. сплав	150–200	180–250	250–320	300–400
Шатун $m'_{ш} = m_{ш}/F_п$, кг/м ²		100–150	130–200	250–320	300–400
Неуравновешенные массы одного колена вала (без противовесов), кг/м ²	Стальной кованый вал со сплошными шейками	150–180	170–200	200–350	330–400
	Литой чугунный вал с полыми шейками	100–150	130–200	150–220	200–300

3. Найти суммарную силу, действующую в кривошипно-шатунном механизме. Определение этой силы ведется путем алгебраического сложения сил давления газов и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_{\Sigma} = P_r + P_j.$$

Результаты расчета сил заносятся в табл. 1.1.

4. Определить нормальную силу K , направленную по радиусу кривошипа:

$$K = P_{\Sigma} \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

5. Определить тангенциальную силу T , направленную по касательной к окружности радиуса кривошипа:

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

Результаты расчета K и T заносятся в табл. 1.1.

2. ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

2.1. Построение диаграмм сил P_r , P_j и P_{Σ}

Согласно данным табл. 1.1 строятся диаграммы сил P_r (изменяя масштаб диаграммы силы давления газов), P_j и P_{Σ} . Они строятся в одинаковом масштабе на одной координатной сетке.

Определение силы P_{Σ} для различных значений угла φ можно выполнить путем суммирования в каждой точке ординат диаграмм $P_r = f(\varphi)$ и $P_j = f(\varphi)$ с учетом их знаков. Примерный вид диаграмм $P_r = f(\varphi)$, $P_j = f(\varphi)$, $P_{\Sigma} = f(\varphi)$ приведен на рис. 2.1.

2.2. Построение диаграмм сил T и K

Координатную сетку для диаграмм сил T и K следует разместить под координатной сеткой сил P_r , P_j , P_{Σ} . Диаграмма сил T и K строится в том же масштабе, что и предыдущий график. Диаграммы $T = f(\varphi)$, $K = f(\varphi)$ приведены на рис. 2.1.

2.3. Полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку

Полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку строится для определения величин, направления и точек приложения сил, действующих на шатунную шейку при различных положениях коленчатого вала (рис. 2.2, 2.3).

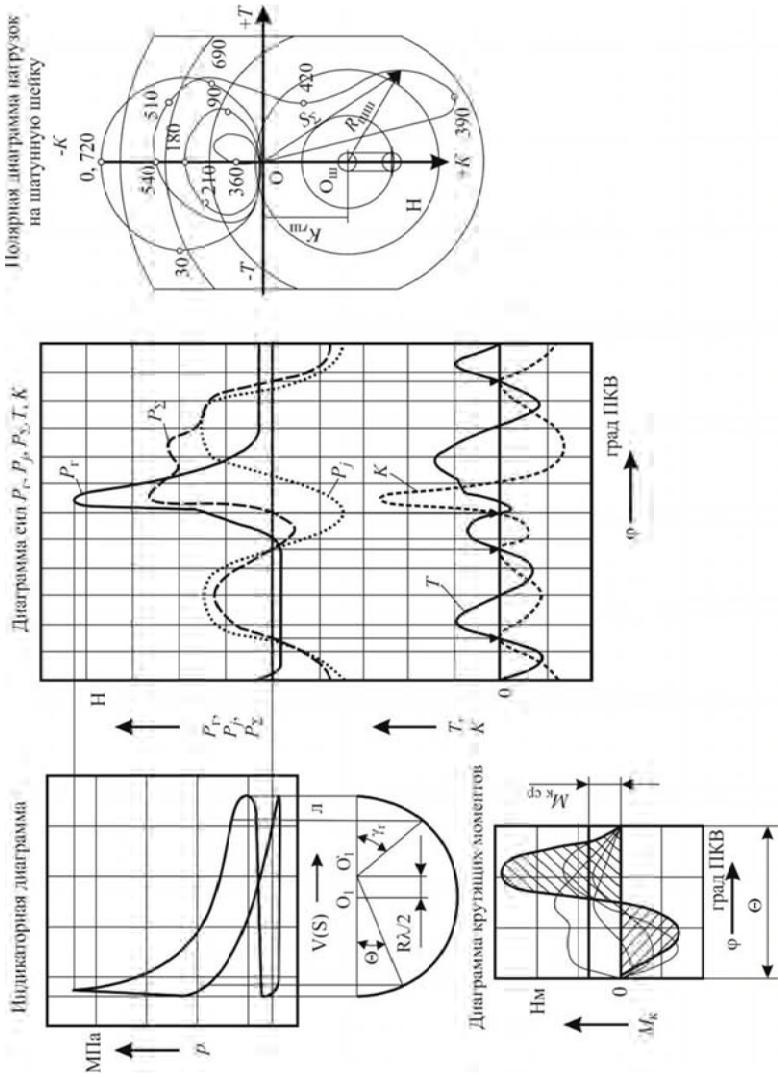


Рис. 2.1. Пример оформления диаграмм теплового и динамического расчетов

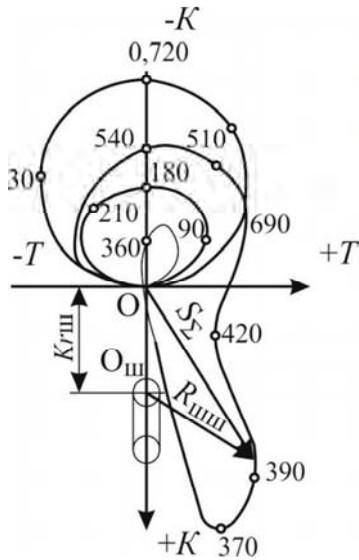


Рис. 2.2. Полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку четырехтактного двигателя

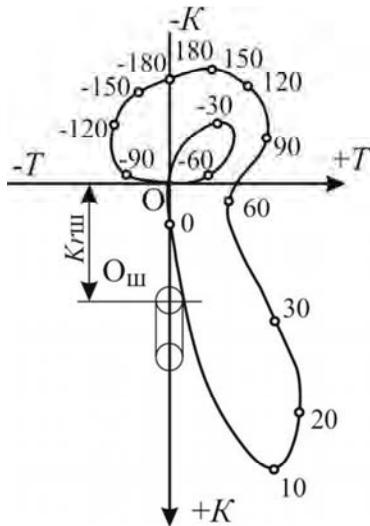


Рис. 2.3. Полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку двухтактного двигателя

По вертикальной оси откладываются силы K : со знаком «+» – вниз, со знаком «-» – вверх; по горизонтальной оси в том же масштабе силы T : со знаком «+» – направо, со знаком «-» – налево. Масштабы сил K и T должны быть одинаковыми. Последовательно, графически откладывая силы K и T при различных углах поворота коленчатого вала φ , получаем точки, характеризующие значение суммарной силы S_{Σ} , которая направлена вдоль оси шатуна (см. рис. 1.1).

Против каждой точки указывают соответствующий угол φ , а затем их последовательно соединяют плавной кривой. Таким образом получают полярную диаграмму сил, действующих на шатунную шейку, но без учета центробежной силы массы шатуна $K_{гш}$, отнесенной к его нижней головке:

$$K_{гш} = -m_{шк} R \omega^2,$$

где $m_{шк} = (1 - \chi) m_{ш}$.

При установившемся движении сила $K_{гш}$ имеет постоянную величину. Она не зависит от угла поворота коленчатого вала и направлена вдоль щеки, изменяя соответственно величину силы K . Следовательно, ее действие может быть учтено переносом начала координат (полюса) вычерченной полярной диаграммы вниз по оси K на величину $K_{гш}$, т. е. геометрическим сложением сил K и $K_{гш}$. Полученная точка $O_{ш}$ станет новым полюсом, а ранее построенная относительно него кривая будет полярной диаграммой нагрузок на шатунную шейку. Вокруг полюса $O_{ш}$ необходимо начертить в произвольном масштабе окружность контура шатунной шейки, а по направлению вниз нанести окружность контура коренной шейки и щеки коленчатого вала.

Вектор, направленный из полюса $O_{ш}$ к любой точке кривой на диаграмме, определяет в выбранном при построении масштабе величину и направление $R_{шшш}$ нагрузки на шатунную шейку для соответствующего угла поворота коленчатого вала.

Точка приложения этого вектора будет на окружности шейки со стороны, противоположной его направлению.

2.4. Построение диаграммы крутящего момента

Для построения диаграммы суммарного крутящего момента многоцилиндрового двигателя необходимо графически просуммировать кривые крутящих моментов от каждого цилиндра, сдвигая влево одну кривую относительно другой на угол Θ (рис. 2.4) поворота кривошипа между вспышками в цилиндре.

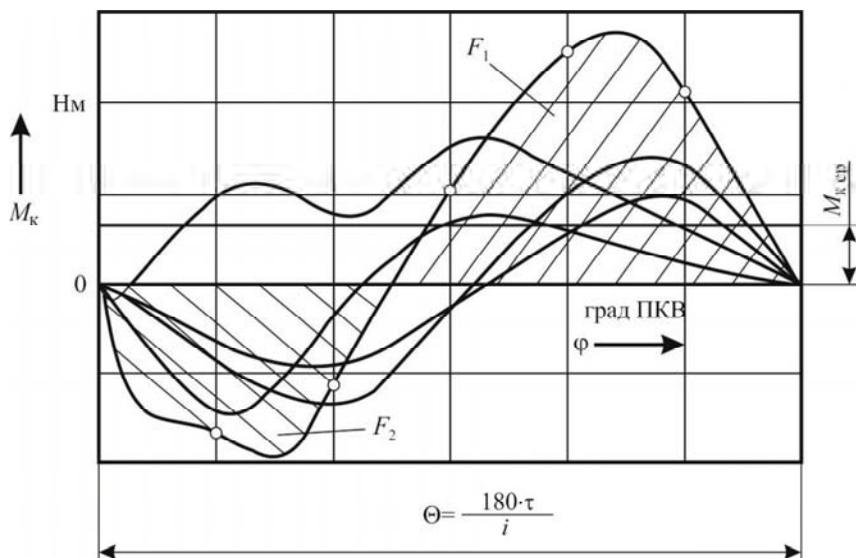


Рис. 2.4. Диаграмма суммарного крутящего момента при равномерном чередовании вспышек

Для двигателя с равными интервалами между вспышками суммарный крутящий момент будет периодически повторяться:

– для четырехтактного двигателя через:

$$\Theta = \frac{720^\circ}{i};$$

– для двухтактного двигателя через:

$$\Theta = \frac{360^\circ}{i}.$$

Поскольку индикаторный крутящий момент

$$M_i = TR,$$

а $R = \text{const}$, то кривая $M_{\text{кр}} = f(\varphi)$ будет отличаться от кривой $T = f(\varphi)$ лишь масштабом.

Масштаб крутящего момента

$$m_M = m_T R,$$

где m_T – масштаб силы, Н/мм.

Средний крутящий момент $M_{\text{кр. ср}}$ определяется по площади, находящейся под диаграммой суммарного момента:

$$M_{\text{кр. ср}} = \frac{F_1 - F_2}{L},$$

где F_1 и F_2 – соответственно положительная и отрицательная площади под кривой суммарного $M_{\text{кр}}$, мм² (при $i \geq 6$ отрицательная площадь в большинстве случаев отсутствует);

L – длина интервала между всплесками по диаграмме крутящего момента, мм.

Найденный момент $M_{\text{кр. ср}}$ представляет собой средний индикаторный момент двигателя.

Эффективный крутящий момент двигателя

$$M_e = M_{\text{кр. ср}} \eta_m. \quad (2.1)$$

Значения η_M смотреть в методическом пособии «Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания». Величина эффективного крутящего момента, полученная по формуле (2.1), должна совпасть со значением M_e , вычисленным в тепловом расчете.

Относительная погрешность вычислений $M_{кр. ср}$ не должна превышать $\pm 5\%$.

Некоторые автотракторные двигатели имеют неравномерное чередование вспышек. Обычно эта неравномерность парная, т. е. она имеет место лишь для двух цилиндров, срабатывающих рядом (например, двигатель ЯМЗ-236). В этом случае период изменения суммарного крутящего момента удваивается и вычисляется по формуле

$$\Theta_H = \frac{2 \cdot 180\tau}{i}.$$

За этот период совершаются две вспышки с неравномерным чередованием через угловые интервалы Θ' и Θ'' , причем $\Theta' + \Theta'' = \Theta_H$. Угловые интервалы Θ' или Θ'' определяются конструктивной схемой двигателя. Для двигателя ЯМЗ-236 величина Θ' равна углу развала (90°). Значение угла Θ'' определяют как разность углов Θ_H и Θ' .

Для построения диаграммы суммарного крутящего момента вычерчивается сетка прямоугольных координат $M_{кр}-\varphi$, длина которой по оси абсцисс равна периоду Θ_H (рис. 2.5). Исходная диаграмма крутящего момента от одного цилиндра двигателя делится по длине вертикальными линиями на $i/2$ равных частей, которые переносятся на координатную сетку $M_{кр}-\varphi$, как это делалось в случае равномерного чередования вспышек. Затем исходная диаграмма преобразовывается путем смещения начала координат влево на угол Θ_H или вправо на угол Θ_H .

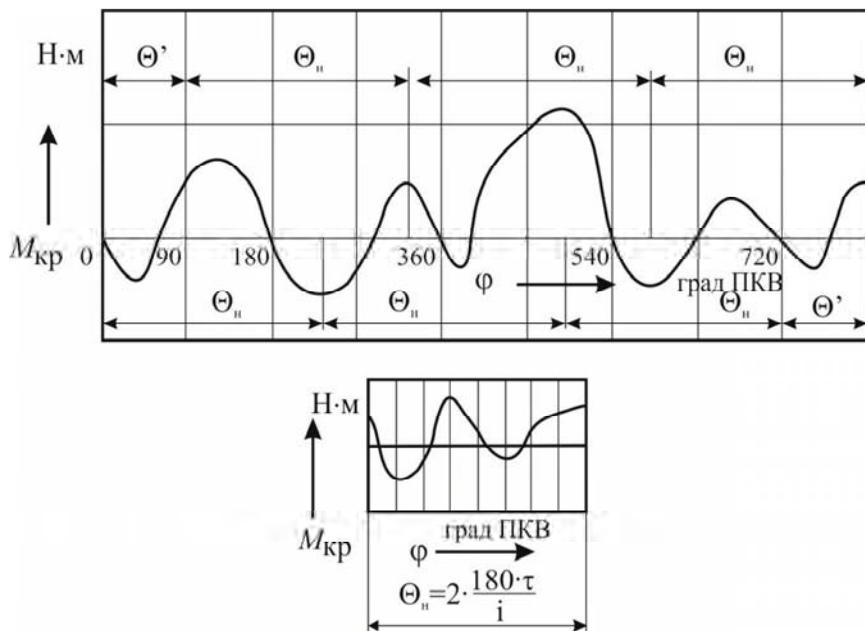


Рис. 2.5. Диаграмма крутящих моментов при неравномерном чередовании вспышек

На рис. 2.5 показан перенос начала координат на угол Θ_n . Отсеченная новой осью ординат начальная часть исходной диаграммы переносится в его конец, чтобы общая длина преобразованной диаграммы (с новым началом координат) равнялась периоду исходной диаграммы. Преобразованная диаграмма крутящего момента от одного цилиндра делится по длине вертикальными линиями на $i/2$ равных частей, которые переносятся на координатную сетку $M_{кр}-\varphi$ в дополнение к ранее перенесенным частям исходного графика. Все i частей исходной и преобразованной диаграммы на новой координатной сетке суммируются для получения суммарного индикаторного крутящего момента двигателя.

3. ЗАДАЧИ ПО КУРСУ «ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЯ»

Задача 1. Определить положение поршня и величину максимальной скорости, если длина шатуна – 200 мм, радиус кривошипа – 55 мм, частота вращения коленчатого вала двигателя – 3500 мин^{-1} .

Задача 2. Найти величину эксцентриситета, обеспечивающую ход поршня равный $3R$.

Задача 3. Определить положение кривошипа, при котором поршень пройдет половину пути, если длина шатуна – 260 мм, а радиус кривошипа равен 68 мм.

Задача 4. Определить максимальные значения угловой скорости и ускорения шатуна и положения кривошипа в дезаксиальном кривошипно-шатунном механизме, если частота вращения коленчатого вала равна 4500 мин^{-1} , радиус кривошипа – 46 мм, длина шатуна – 168 мм, эксцентриситет равен 2 мм.

Задача 5. В двигателе при частоте вращения коленчатого вала – 2400 мин^{-1} и угле поворота коленчатого вала – 20 град. ПКВ давление газов в цилиндре равно 4,8 МПа. Кинематические характеристики двигателя $R = 62,5 \text{ мм}$, длина шатуна – 230 мм. Определить силы, действующие в КШМ, если диаметр поршня – 110 мм, масса поршневого комплекта – 2,1 кг, масса шатуна – 3,5 кг. Доля массы шатуна, отнесенная к поступательно движущимся массам, равна 0,26.

Задача 6. Определить возможные последовательности протекания рабочих процессов в восьмицилиндровом V-образном двигателе (рис. 3.1).

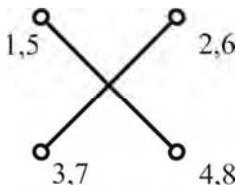


Рис. 3.1. Конструктивная схема коленчатого вала

Задача 7. Крутящий момент четырехцилиндрового четырехтактного двигателя меняется в соответствии с зависимостью

$$M_{кр} = -19,965 + 210,14\varphi - 3475,1\varphi^2 + 4178,8\varphi^3 - 1581,6\varphi^4 + 190\varphi^5.$$

Определить величину момента инерции маховика, если неравномерность хода двигателя составляет 0,05, а приведенный к оси вращения коленчатого вала момент инерции движущихся деталей двигателя – 15 % от требуемой величины момента инерции.

Задача 8. Выполнить анализ уравновешенности и предложить методы уравновешивания установки ИТ9-3М.

Задача 9. Выполнить анализ уравновешенности и предложить методы уравновешивания рядного двухцилиндрового двигателя. Масса поршневого комплекта равна 1,32 кг, длина и масса шатуна соответственно – 215 мм и 1,9 кг. Доля массы шатуна, отнесенная к поступательно движущимся массам, – 0,26. Частота вращения коленчатого вала – 1800 мин⁻¹, расстояние между осями цилиндров – 110 мм. Радиус кривошипа $R = 43$ мм.

Задача 10. Выполнить анализ уравновешенности и предложить методы уравновешивания V-образного двухцилиндрового двигателя (В2Ч 8,2/7,8) (угол развала 90°). Масса поршневого комплекта – 1,32 кг, длина и масса шатуна соответственно – 215 мм и 1,9 кг. Доля массы шатуна, отнесенная к поступательно движущимся массам, равна 0,27. Ход поршня в центральном кривошипно-шатунном механизме – 78 мм. Расстояние между осями цилиндров – 30 мм. Номинальная частота вращения коленчатого вала – 2800 мин⁻¹.

Задача 11. Выполнить анализ уравновешенности моментов сил инерции и предложить способы их уравновешивания

в двигателе MMZ 3LD (рис. 3.2), если масса поршневого комплекта – 0,889 кг, масса шатуна – 1,28 кг, постоянная КШМ равна 0,28, часть массы шатуна, отнесенная к поступательно движущимся массам, – 0,49 кг, ход поршня – 90 мм.

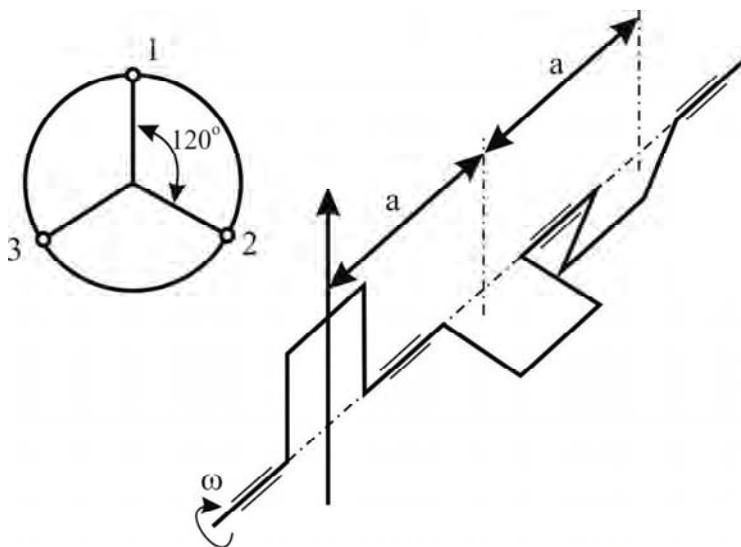


Рис. 3.2. Схема КШМ трехцилиндрового двигателя

Задача 12. Для четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с «плоским» коленчатым валом определить массы балансировочных грузов, если центр масс грузов находится на расстоянии 80 мм от оси вращения. Массы поршневого комплекта и шатунной группы соответственно составляют 0,45 и 0,97 кг. Постоянная КШМ равная 0,28. Доля массы шатуна, отнесенная к поступательно движущимся массам, равна 0,31. Расстояние между осями цилиндров – 105 мм. Частота вращения коленчатого вала – 5600 мин^{-1} . Ход поршня – 76 мм.

Задача 13. Определить величины неуравновешенных сил инерции и моментов от них и порядок чередования рабочих

процессов в четырехцилиндровом двигателе, имеющем конструктивную схему КШМ, представленную на рис. 3.3. Массы поршневого комплекта и шатунной группы соответственно составляют 2,15 и 4,60 кг. Постоянная КШМ равная 0,28. Доля массы шатуна, отнесенная к поступательно движущимся массам, равна 0,31. Расстояние между осями цилиндров – 120 мм. Частота вращения коленчатого вала – 2000 мин^{-1} . Ход поршня – 127 мм.

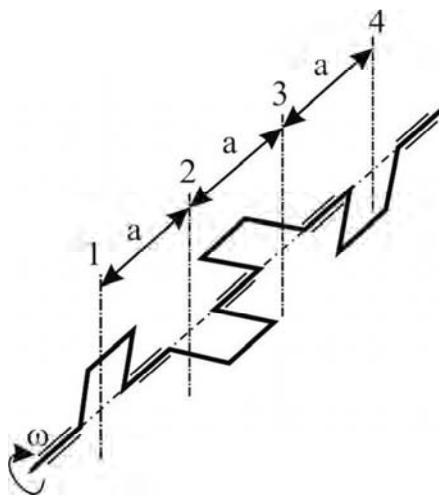


Рис. 3.3. Схема КШМ четырехцилиндрового двигателя

Задача 14. Определить значения неуравновешенных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс и их моментов в четырехцилиндровом V-образном двигателе (рис. 3.4), а также предложить способы их уравновешивания. Массы поршневого комплекта и шатунной группы соответственно составляют 0,37 и 0,84 кг. Постоянная КШМ равная 0,26. Доля массы шатуна, отнесенная к поступательно движущимся массам, равна 0,29. Масса кривошипа – 2,56 кг. Расстояние между осями цилиндров – 150 мм. Смещение рядов цилиндр – 25 мм. Частота вращения коленчатого вала – 4500 мин^{-1} . Ход поршня – 66 мм.

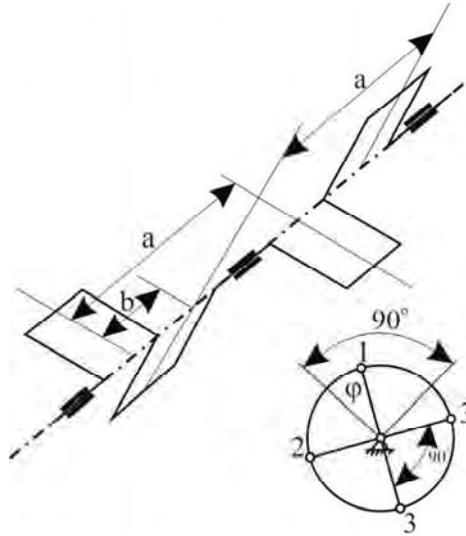


Рис. 3.4. Расчетная схема четырехцилиндрового V-образного двигателя

Задача 15. Оценить эффективность предлагаемых на рис. 3.5 конструктивных схем в уравнивании пятицилиндрового двигателя и указать последовательность чередования рабочих процессов в цилиндрах, если известны: массы поршневого комплекта и шатунной группы соответственно – 0,29 и 0,54 кг; постоянная КШМ – 0,29; доля массы шатуна, отнесенная к поступательно движущимся массам, – 0,29; масса кривошипа – 2,3 кг; расстояние между осями цилиндров – 120 мм; частота вращения коленчатого вала – 6400 мин^{-1} ; ход поршня – 93 мм.

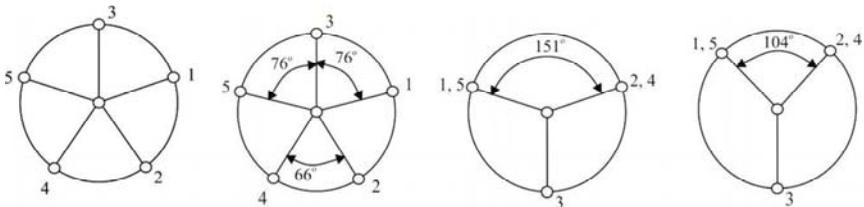


Рис. 3.5. Схемы расположения колен пятицилиндрового двигателя

Задача 16. Известно, что для уравнивания момента сил инерции первого порядка в шестицилиндровом V-образном двигателе (рис. 3.6) применяют балансировочный вал. Предложить конструктивную схему коленчатого вала и найти величину угла развала γ , позволяющего уравновесить момент сил инерции первого порядка размещением противовесов на коленчатом валу. Указать положение плоскости, в которой располагается пара сил, создающая уравнивающий момент. Частота вращения коленчатого вала – 2100 мин^{-1} . Массы поршневого комплекта и шатунной группы соответственно составляют 2,15 и 4,24 кг; постоянная КШМ – 0,26; доля массы шатуна, отнесенная к поступательно движущимся массам, – 0,30; масса кривошипа – 12,6 кг; расстояние между осями цилиндров – 150 мм; смещение правого ряда относительно левого – 40 мм; ход поршня – 140 мм.

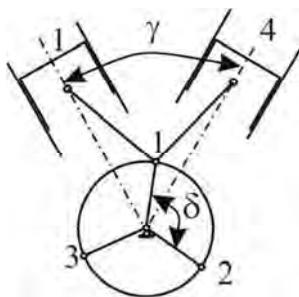


Рис. 3.6. Схема шестицилиндрового V-образного двигателя

Задача 17. Для восьмицилиндрового V-образного двигателя с углом развала 90° (рис. 3.7) определить положение плоскости, в которой располагается пара сил, создающая момент, уравнивающий момент сил инерции первого порядка и величину приведенных масс двух пар противовесов, если центр масс находится на расстоянии 120 мм. Частота вращения коленчатого вала – 3400 мин^{-1} . Массы поршневого комплекта и шатунной группы соответственно составляют 0,45 и 1,35 кг; постоянная КШМ – 0,26; доля массы шатуна,

отнесенная к поступательно движущимся массам, – 0,30; расстояние между осями цилиндров – 130 мм, смещение правого ряда относительно левого – 30 мм; ход поршня – 96 мм.

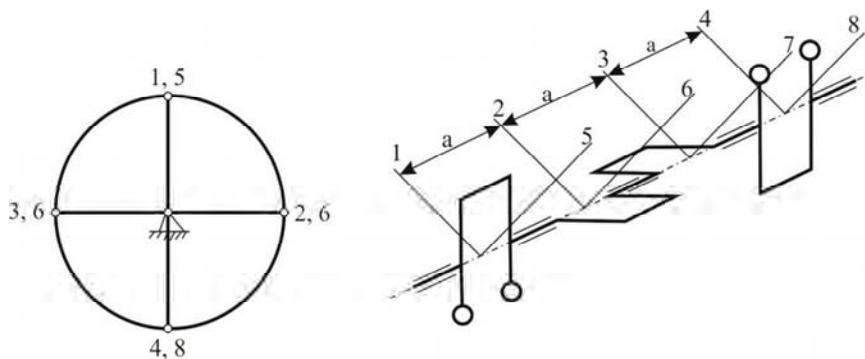


Рис. 3.7. Схема восьмицилиндрового V-образного двигателя

Задача 18. Для вала, представленного на рис. 3.8, найти приведенную длину. Приведение провести по минимальному диаметру.

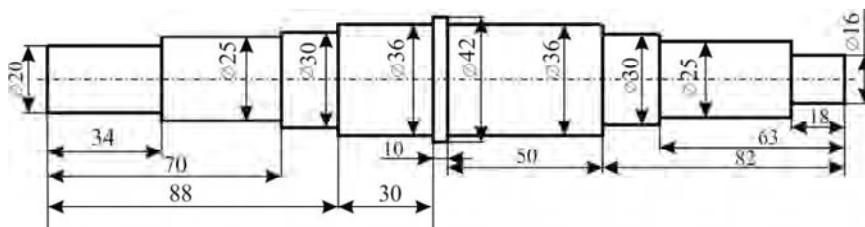


Рис. 3.8. Вал

Задача 19. Используя формулу Зиманенко, рассчитать податливость коленчатого вала, показанного на рис. П1.

Задача 20. На стальную трубу длиной 500 мм, имеющую наружный и внутренний диаметры соответственно 15 и 12 мм, навешен диск диаметром 300 мм и массой 6 кг (рис. 3.9). Определить частоту собственных колебаний крутильной системы.

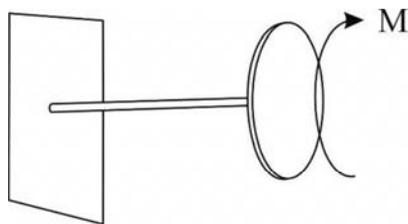


Рис. 3.9. Схема крутильной системы

Задача 21. К крутильной системе, показанной на рис. 3.9, приложен момент величиной 130 Н·м. Определить начальную амплитуду колебаний и коэффициент демпфирования, если через 2 с колебаний амплитуда уменьшилась в два раза.

Задача 22. Используя индикаторную диаграмму, показанную на рис. П2, определить среднее значение крутящего момента и величины гармонических составляющих крутящего момента первого и второго порядков. Диаметр, ход и масса поршня соответственно – 110, 125 мм и 2,3 кг; масса шатуна – 3,1 кг; постоянная КШМ – 0,272; доля массы шатуна, отнесенная к поступательно движущимся массам, – 0,28. Частота вращения коленчатого вала – 2200 мин⁻¹.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания : учебник для вузов : в 3 кн. / В. Н. Луканин [и др.] ; под ред. В. Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 2005. – Кн. 1 : Теория рабочих процессов. – 479 с.
2. Яманин, А. И. Динамика поршневых двигателей / А. И. Яманин, А. В. Жаров. – М., 2003. – 464 с.
3. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М. : Высшая школа, 2008.

ПРИЛОЖЕНИЕ

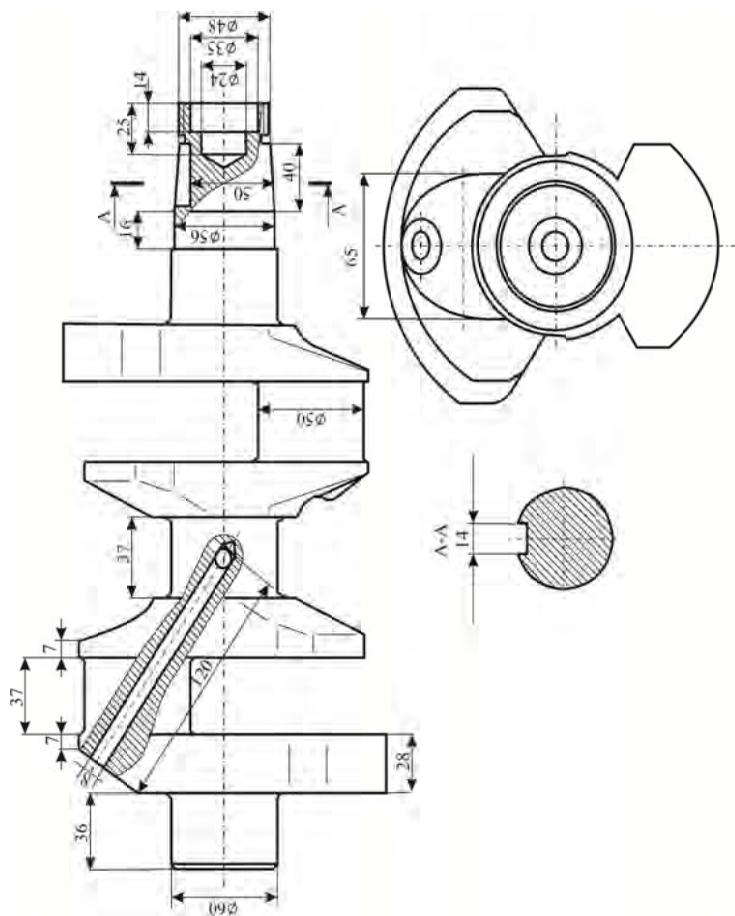


Рис. П1. Коленчатый вал

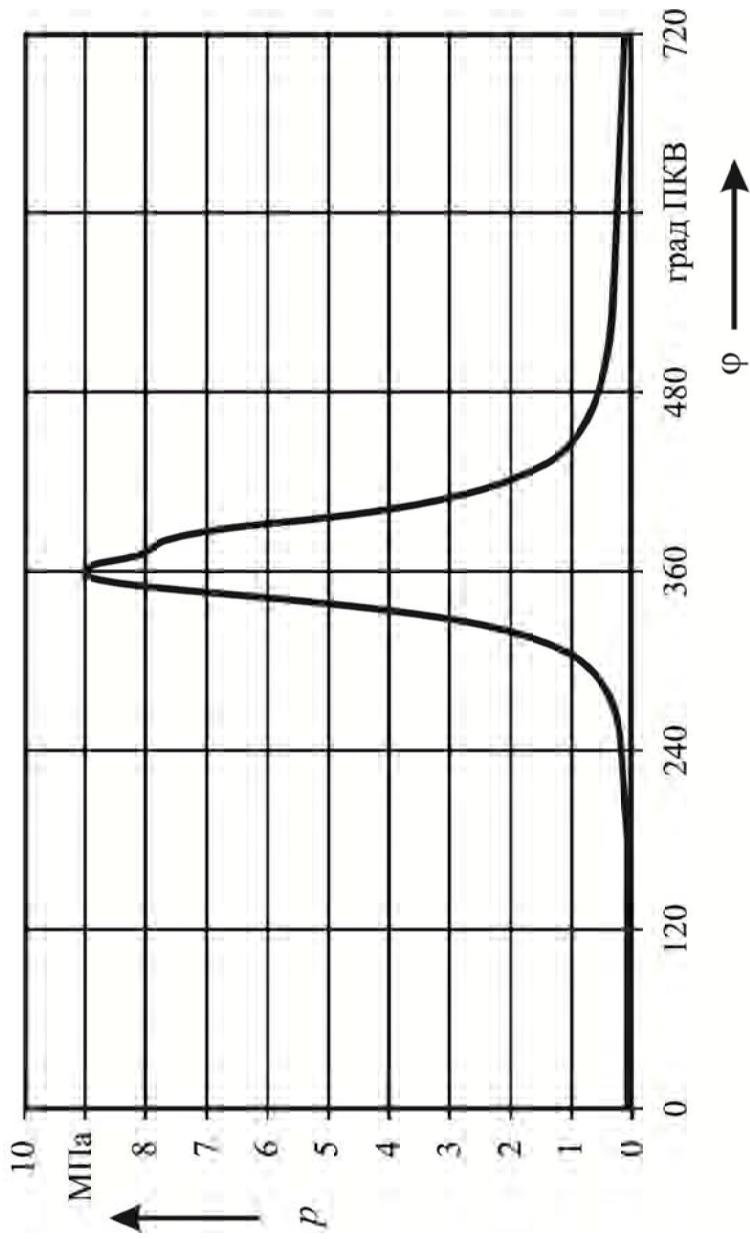


Рис. П2. Индикаторная диаграмма

Учебное издание

ПЕТРУЧЕНКО Александр Николаевич

**ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Пособие

для студентов специальности

1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

Редактор *Т. В. Грищенкова*

Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 20.02.2017. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 1,80. Уч.-изд. л. 1,41. Тираж 200. Заказ 614.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.