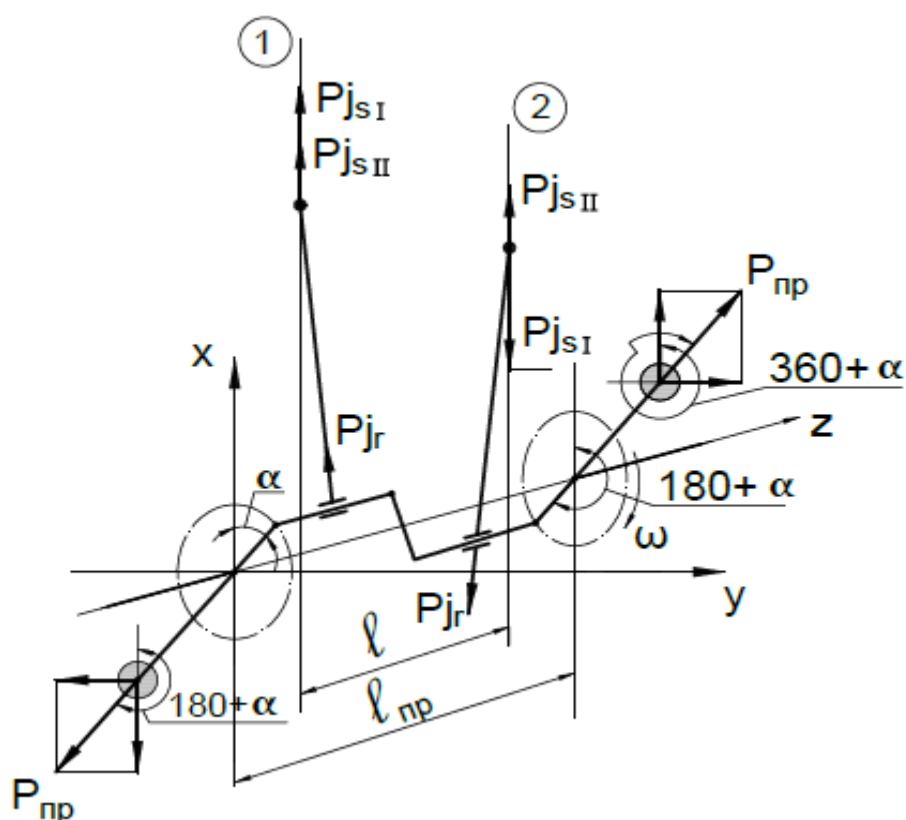


М.М.Данилов

ДИНАМИКА ХОЛОДИЛЬНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Учебно-методическое пособие



Санкт-Петербург

2018

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

М.М.Данилов

**ДИНАМИКА ХОЛОДИЛЬНОГО
ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА**

РЕКОМЕНДОВАНО К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В УНИВЕРСИТЕТЕ ИТМО

по направлению подготовки 16.03.03 в качестве учебно-методического пособия для реализации основных профессиональных образовательных программ высшего образования бакалавриата



Санкт-Петербург

2018

УДК 621.56

Данилов М.М. Динамика холодильного поршневого компрессора: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2018. – 44 с.

Рецензент: Зимков Артур Анатольевич, к.т.н., ведущий инженер проектного отдела ООО «ОК».

Изложены основные положения динамического расчета холодильного поршневого компрессора, предусмотренного при изучении дисциплин: «Расчет и конструирование объемных компрессоров», «Расчет и конструирование элементов компримирования» для студентов направления 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения» очной и заочной форм обучения.



Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 – 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

©Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2018
©Данилов М.М., 2018

ВВЕДЕНИЕ

Поршневые компрессоры являются наиболее распространенным типом холодильных компрессоров, особенно в области малых холодопроизводительностей. Ими снабжены домашние и торговые холодильные шкафы и морозильные камеры, автономные кондиционеры, холодильные машины для прилавков и мелких предприятий торговли [1]. Широко используются поршневые компрессоры и в области средних холодопроизводительностей (до 100...150 кВт).

Динамика поршневых компрессоров является одним из фундаментальных вопросов теории и расчета компрессорных холодильных машин. Она изучает методы анализа кривошипно-шатунного механизма компрессора и дает возможность выполнить расчет важнейших его элементов [2].

Дисциплины «Расчет и конструирование объемных компрессоров», «Расчет и конструирование элементов компримирования» предусматривают изучение особенностей конструкций, кинематических схем и компоновок холодильных поршневых компрессоров малой и средней холодопроизводительности, рассматривают кинематику и динамику кривошипно-шатунного механизма поршневых компрессоров, методы определения сил и моментов сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме, способы уравнивания поршневых компрессоров с различным числом и расположением цилиндров. Изучаются способы построения диаграмм сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме, и определения массы противовесов для уравнивания поршневых компрессоров. Все вышеперечисленные объекты изучения дисциплин и составляют структуру динамического расчета холодильного поршневого компрессора.

1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

В результате изучения основных положений динамического расчета поршневого холодильного компрессора студентам необходимо:

1. Знать кинематические схемы поршневых компрессоров.
2. Осуществить выбор необходимого расчетного режима для последующего расчета деталей компрессора на прочность.
3. Владеть способом определения сил, действующих на элементы кривошипно-шатунного механизма поршневого компрессора.
4. Знать правило знаков.
5. Знать последовательность и правила построения диаграмм сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме.
6. Уметь связать ход поршня с углом поворота кривошипа при построении диаграммы суммарной свободной силы.
7. Уметь определять массы поступательно движущихся и вращающихся частей кривошипно-шатунного механизма.
8. Знать, из каких физических соображений определяется масса маховика поршневого компрессора.
9. Уметь определить поршневой компрессор с наименьшей степенью неравномерности вращения вала.
10. Знать основной принцип уравнивания поршневых компрессоров.
11. Владеть способами полного и частичного уравнивания.
12. Определять неуравновешенные силы и моменты сил, действующие в различных кинематических схемах поршневых компрессоров.
13. Уметь строить векторные диаграммы суммарных неуравновешенных сил и моментов сил.
14. Уметь определить наиболее уравновешенный поршневой компрессор.

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Современные поршневые компрессоры, используемые в холодильной технике, имеют бескрейцкопфное исполнение, то есть шатун соединяется непосредственно с поршнем, который осуществляет сжатие пара в цилиндре одной своей стороной (поршень простого действия). Кинематические схемы компрессоров отличаются по числу и расположению цилиндров и имеют четыре вида компоновки: вертикальное расположение с одним цилиндром (для одноколенчатого вала) или двумя цилиндрами (для двухколенчатого вала); V-образное расположение (с углом развала цилиндров $\gamma = 90^\circ$) с двумя или четырьмя цилиндрами; W-образное расположение (с углом развала цилиндров $\gamma = 120^\circ$) с тремя или шестью цилиндрами; веерообразное расположение (с углом развала цилиндров $\gamma = 135^\circ$) с четырьмя или восемью цилиндрами.

Кинематические схемы поршневых компрессоров с одноколенчатым валом представлены на рисунке 1. Кинематические схемы с двухколенчатым валом представлены на рисунке 2.

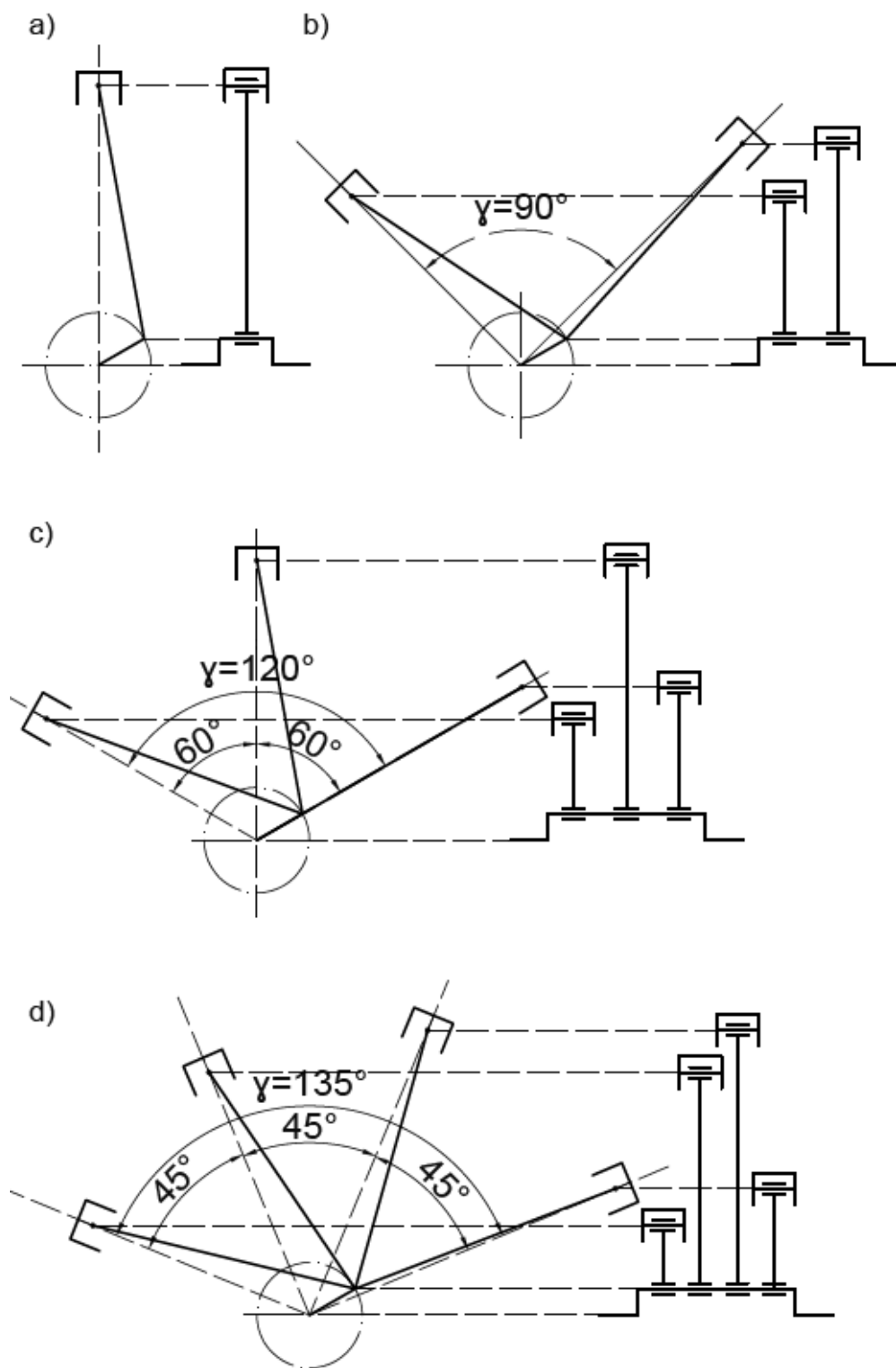


Рис. 1. Кинематические схемы поршневых компрессоров с одноколенчатым валом:
 а) одноцилиндрового вертикального;
 б) двухцилиндрового V-образного;
 в) трехцилиндрового W-образного;
 г) четырехцилиндрового веерообразного.

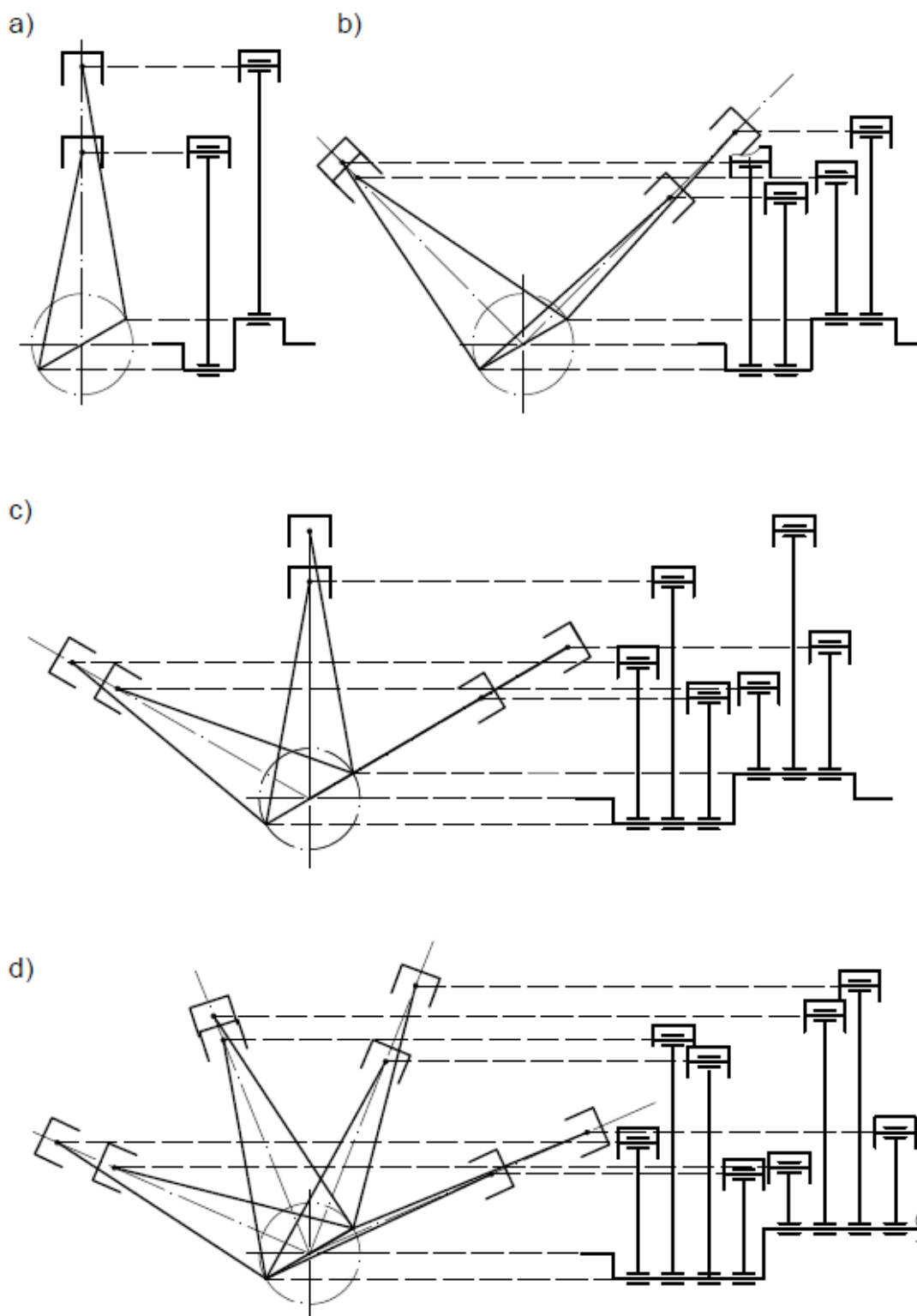


Рис. 2. Кинематические схемы поршневых компрессоров с двухколенчатым валом:
 а) двухцилиндрового вертикального;
 б) четырехцилиндрового V-образного;
 в) шестицилиндрового W-образного;
 г) восьмицилиндрового веерообразного.

3. РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ

Холодильные поршневые компрессоры работают в широком диапазоне режимов, поэтому для оценки работоспособности и прочности узлов и деталей необходимо учитывать условия их эксплуатации. С другой стороны, важно правильно оценить возможность использования для работы в требуемом режиме имеющихся в наличии компрессоров или установить возможность перевода уже находящихся в эксплуатации компрессоров на новые условия работы. От правильного выбора конструкции компрессора и его расчета зависят эффективность, надежность и долговечность холодильной машины, а также ее габариты и металлоемкость.

При расчете на прочность деталей компрессора, для проектирования системы смазки и определения неуравновешенных сил и моментов сил, действующих на фундамент, необходимо знать, какие силы действуют на рассчитываемые детали, величину и направление этих сил, а также выделить наиболее напряженные элементы деталей и определить характер нагрузки. Для этих целей проводится динамический расчет компрессора.

Учитывая, что компрессор может работать в различных режимах, при расчете на прочность каждую деталь нужно рассматривать в наиболее неблагоприятном для нее режиме. Для одноступенчатых поршневых холодильных компрессоров установлены два расчетных режима [3]. Первый расчетный режим – режим максимальной разности давлений конденсации и кипения $p_k - p_o$. Этот режим определяет наибольшие значения сил, действующих в механизме движения, и является исходным для расчета деталей компрессора на прочность.

Второй расчетный режим – режим максимальной мощности, потребляемой компрессором. Этому режиму соответствует работа компрессора при наибольших для данного рабочего вещества температуре и давлении конденсации и отношении давлений, при которых достигается максимальное значение индикаторной мощности. По этому режиму подбирается двигатель и рассчитывается система смазки.

Основные параметры расчетных режимов для современных холодильных поршневых компрессоров приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1.

Параметры расчетных режимов

Режим	Параметры	Холодопроизводительность свыше 36 кВт					
		R22 R717	R12	R12B1	R502	R13	R13B1
Первый	Предельная температура конденсации, °С	50	70	100	45	15	35
	Предельное давление конденсации, МПа	1,96	1,88	1,69	1,88	1,47	1,96
	Предельная разность давлений конденсации и кипения, МПа	1,67	1,67	1,67	1,67	1,67	1,67
Второй	Максимальное среднее индикаторное давление, МПа	0,81	0,69	0,52	0,36	0,49	1,04
	Давление кипения, МПа	0,68	0,4	0,24	0,29	0,28	0,46

Таблица 2.

Параметры расчетных режимов

Режим	Параметры	Холодопроизводительность ниже 36 кВт					
		R22	R12	R12B1	R502	R13	R13B1
Первый	Предельная температура конденсации, °С	55	70	100	45	15	35
	Предельное давление конденсации, МПа	2,2	1,88	1,69	1,88	1,47	1,96
	Предельная разность давлений конденсации и кипения, МПа	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06
Второй	Максимальное среднее индикаторное давление, МПа	0,83	0,69	0,52	0,36	0,49	1,04
	Давление кипения, МПа	0,68	0,4	0,24	0,29	0,28	0,46

4. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ

В процессе динамического расчета поршневого компрессора определяются силы и моменты сил, действующие в кривошипно-шатунном механизме, массы противовесов, которые уравнивают возникающие силы и моменты сил, а также минимальная масса маховика, который служит для уменьшения неравномерности вращения коленчатого вала. Схема кривошипно-шатунного механизма и силы, действующие на его элементы, представлены на рисунке 3.

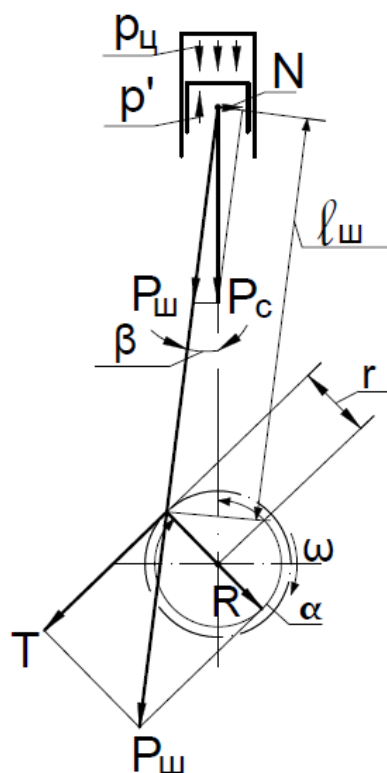


Рис. 3. Схема кривошипно-шатунного механизма и возникающих в нем сил.

Суммарная свободная сила действует по оси цилиндра

$$P_c = P_\Gamma + P_{js} + P_{трS},$$

где P_Γ – газовая сила, действующая на поршень компрессора;

P_{js} – сила инерции поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма;

$P_{трS}$ – сила трения поступательно движущихся частей.

Газовая сила (сила от давления пара в цилиндре) определяется разностью давлений в цилиндре $p_{ц}$ и со стороны картера p' (обычно давление в картере равно давлению кипения p_0), то есть

$P_{г} = (p_{ц} - p_0)F$, где F – площадь днища поршня. Давление в цилиндре является переменной величиной, зависящей от положения поршня в цилиндре и определяемой из индикаторной диаграммы (см. раздел 5).

Сила инерции поступательно движущихся частей складывается из сил инерций первого и второго порядка

$$P_{js} = P_{jsI} + P_{jsII} = -m_s r \omega^2 \cos \alpha - m_s r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha,$$

где m_s – масса поступательно движущихся частей, сосредоточенная на оси поршневого пальца;

r – радиус кривошипа;

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала;

α – угол поворота кривошипа, отсчитываемый от верхней «мертвой» точки;

$\lambda = r/l_{ш}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Сила трения поступательно движущихся частей принимается постоянной и меняющей свой знак в «мертвых» точках. Экспериментально установлено, что мощность трения поступательно движущихся частей составляет 60...70 % от общей мощности компрессора $N_{тр} = p_{i\ тр} \cdot V_T$, где $p_{i\ тр}$ – индикаторное давление трения (60 кПа – для аммиака и 40 кПа – для остальных хладонов); V_T – теоретический объем, описываемый поршнями (определяется в тепловом расчете компрессора). Для одного цилиндра

$$P_{трс} = \frac{(0.6 \dots 0.7)N_{тр}}{c_m \cdot z},$$

где $c_m = 2 \cdot s \cdot n$ – средняя скорость поршня;

s – ход поршня;

n – частота вращения вала;

z – число цилиндров.

Суммарную свободную силу можно разложить на две составляющие: силу, направленную вдоль оси шатуна $P_{ш} = P_c / \cos \beta$ и

нормальную (направленную по нормали к стенке цилиндра) силу $N = P_c \cdot \operatorname{tg} \beta$, которая прижимает поршень к стенке цилиндра (рис. 3). В свою очередь сила $P_{\text{ш}}$, приложенная к оси шатунной шейки, может быть разложена на две составляющие: тангенциальную силу T , направленную по касательной к окружности вращения кривошипа, и радиальную силу R , направленную вдоль кривошипа.

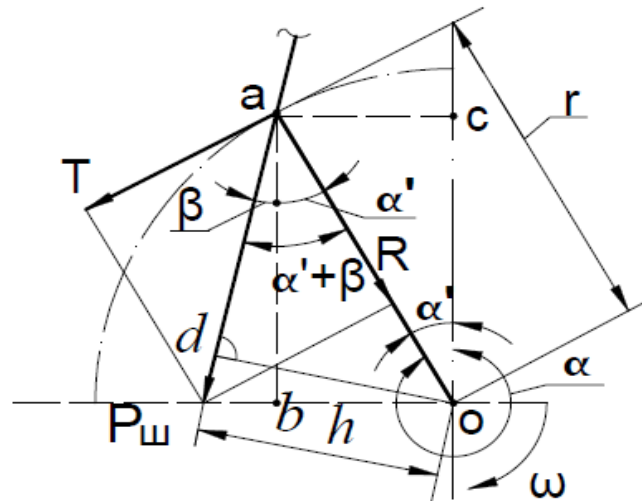


Рис. 4. К определению тангенциальной и радиальной сил.

Схема определения тангенциальной и радиальной сил приведена на рисунке 4. Обозначим угол $\alpha' = 360 - \alpha$. От оси шатунной шейки опустим перпендикуляры на оси окружности траектории вращения кривошипа $a - b$ и $a - c$. Перенесем угол α' к оси шатунной шейки, тогда

$$T = P_{\text{ш}} \sin(\alpha' + \beta) = P_c \frac{\sin(\alpha' + \beta)}{\cos \beta};$$

$$R = P_{\text{ш}} \cos(\alpha' + \beta) = P_c \frac{\cos(\alpha' + \beta)}{\cos \beta}.$$

Правило знаков: положительное значение имеют: сила $P_{\text{ш}}$, сжимающая шатун; сила T , направленная против вращения; сила R , направленная к оси вращения.

В формулах для определения тангенциальной и радиальной сил заменим угол α' на угол α . Так как $\alpha' = 360 - \alpha$, а $\sin(360 - \alpha) = -\sin \alpha$; $\cos(360 - \alpha) = \cos \alpha$, то получим значение тангенциальной силы со знаком «минус». Согласно правилу знаков направление силы T

положительно, поэтому для сохранения положительного значения этой силы в формулу добавляется знак «минус», а формула для радиальной силы не меняется, то есть

$$T = -P_c \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta}; R = P_c \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta}.$$

Сила $P_{ш}$ создает крутящий момент на плече h

$$M = P_{ш}h = \frac{P_c h}{\cos\beta}.$$

Из треугольника $a-d-o$ $h = r \cdot \sin(\alpha' + \beta)$ (рис. 4), откуда

$$M = P_c r \frac{\sin(\alpha' + \beta)}{\cos\beta} = -P_c r \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta}.$$

Сравнивая последнюю формулу с формулой для определения силы T , получим $M = T \cdot r$.

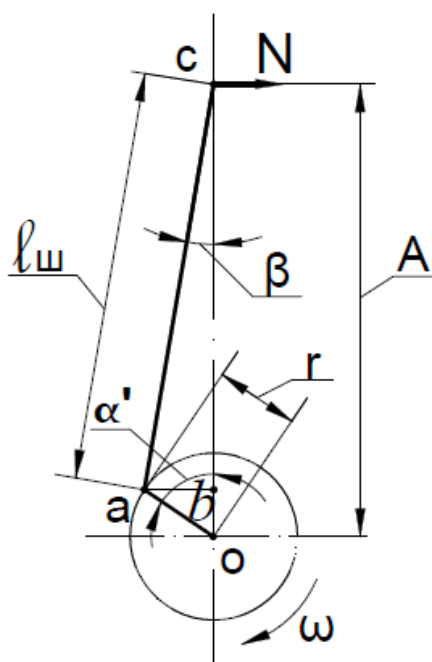


Рис. 5. К определению обратного момента.

Нормальная сила N на плече A (рис. 5) создает обратный (опрокидывающий) момент, совпадающий с направлением вращения кривошипа и, по правилу знаков, имеющий отрицательное значение

$$M_{\text{обр}} = -N \cdot A.$$

Плечо A составляют два отрезка $c-b$ и $b-o$, поэтому

$$A = l_{\text{ш}} \cos \beta + r \cdot \cos \alpha';$$

$$M_{\text{обр}} = -P_c \operatorname{tg} \beta (l_{\text{ш}} \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \alpha') = -P_c \frac{\sin \beta}{\cos \beta} r \left(\frac{l_{\text{ш}}}{r} \cos \beta + \cos \alpha' \right).$$

Отрезок $a-b = l_{\text{ш}} \cdot \sin \beta = r \cdot \sin \alpha$, отсюда $\sin \beta = r/l_{\text{ш}} \cdot \sin \alpha$. На первую часть полученного равенства умножаем второе слагаемое в скобках, а на вторую часть равенства умножаем первое слагаемое в скобках

$$M_{\text{обр}} = -P_c \frac{r}{\cos \beta} (\sin \alpha' \cdot \cos \beta + \cos \alpha' \cdot \sin \beta) = -P_c r \frac{\sin(\alpha' + \beta)}{\cos \beta} =$$

$$= -M.$$

Обратный (опрокидывающий) момент равен крутящему моменту от силы T , но направлен в противоположную сторону, то есть эти моменты уравновешивают друг друга.

5. ПОСТРОЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

Для определения газовой силы необходимо знать давление в цилиндре $p_{\text{ц}}$ (или силы $P_{\text{ц}} = p_{\text{ц}} \cdot F$, которая действует на поршень со стороны рабочего вещества). Поэтому необходимо построить индикаторную диаграмму в системе координат $s - P_{\text{ц}}$. При этом необходимо учитывать наличие «мертвого» пространства (линейного) $s_0 = (0,04 \dots 0,05)s$. Давления конденсации и кипения $p_{\text{к}}$ и p_0 выбираются из таблиц 1 или 2 для первого расчетного режима. Потери давления на всасывании и нагнетании (при отсутствии расчета гидравлических потерь) принимаются следующим образом [4]:

- для аммиака (R717) $\Delta p_{\text{вс}} = (0,03 \dots 0,05)p_0$; $\Delta p_{\text{н}} = (0,05 \dots 0,07)p_{\text{к}}$;
- для других хладонов $\Delta p_{\text{вс}} = (0,05 \dots 0,1)p_0$; $\Delta p_{\text{н}} = (0,1 \dots 0,15)p_{\text{к}}$.

Значения показателя политропы сжатия:

– для аммиака $n_c = 1,2 \dots 1,25$;

– для других хладонов $n_c = 1,05 \dots 1,1$.

Значения показателя политропы расширения:

– для аммиака $n_p = 1,1 \dots 1,15$;

– для других хладонов $n_p = 1,0 \dots 1,05$.

5.1. Графический метод построения индикаторной диаграммы по способу Брауэра

Этот метод учитывает связь между координатами определенных точек политропы и разностями координат этих точек.

При построении политроп сжатия и обратного расширения необходимо провести вспомогательные лучи из начала координат (рис. 6). К низу от оси абсцисс проводится луч под углом $\varphi = 10 \dots 15^\circ$. Влево от оси ординат проводятся два луча под углами ψ_c и ψ_p . Эти углы определяются из уравнений

$$(\operatorname{tg} \varphi + 1)^{n_c} = \operatorname{tg} \psi_c + 1;$$

$$(\operatorname{tg} \varphi + 1)^{n_p} = \operatorname{tg} \psi_p + 1.$$

Построение политропы сжатия начинается с точки a (по одному из способов схематизации индикаторных диаграмм). Из этой точки опускается перпендикуляр на ось абсцисс $a-b$, а затем проводится луч под углом 45° до пересечения с лучом, проведенным под углом φ ($b-c$). Из точки c восстанавливается перпендикуляр к оси абсцисс. Затем из точки a проводится перпендикуляр к оси ординат до пересечения с лучом, проведенным под углом ψ_c ($a-e$), а следом проводится луч под углом 45° до пересечения с осью ординат ($e-f$). Из точки f восстанавливается перпендикуляр к оси ординат до пересечения с перпендикуляром из точки c к оси абсцисс. При пересечении получаем точку d , которая будет лежать на политропе сжатия. Теперь уже из точки d проводятся те же построения, что из точки a , в результате которых будет получена следующая точка, лежащая на политропе сжатия. Такие построения продолжаются до тех пор, пока политропа сжатия не пересечет линию, обозначающую силу от давления нагнетания $p_n \cdot F$ (точка m).

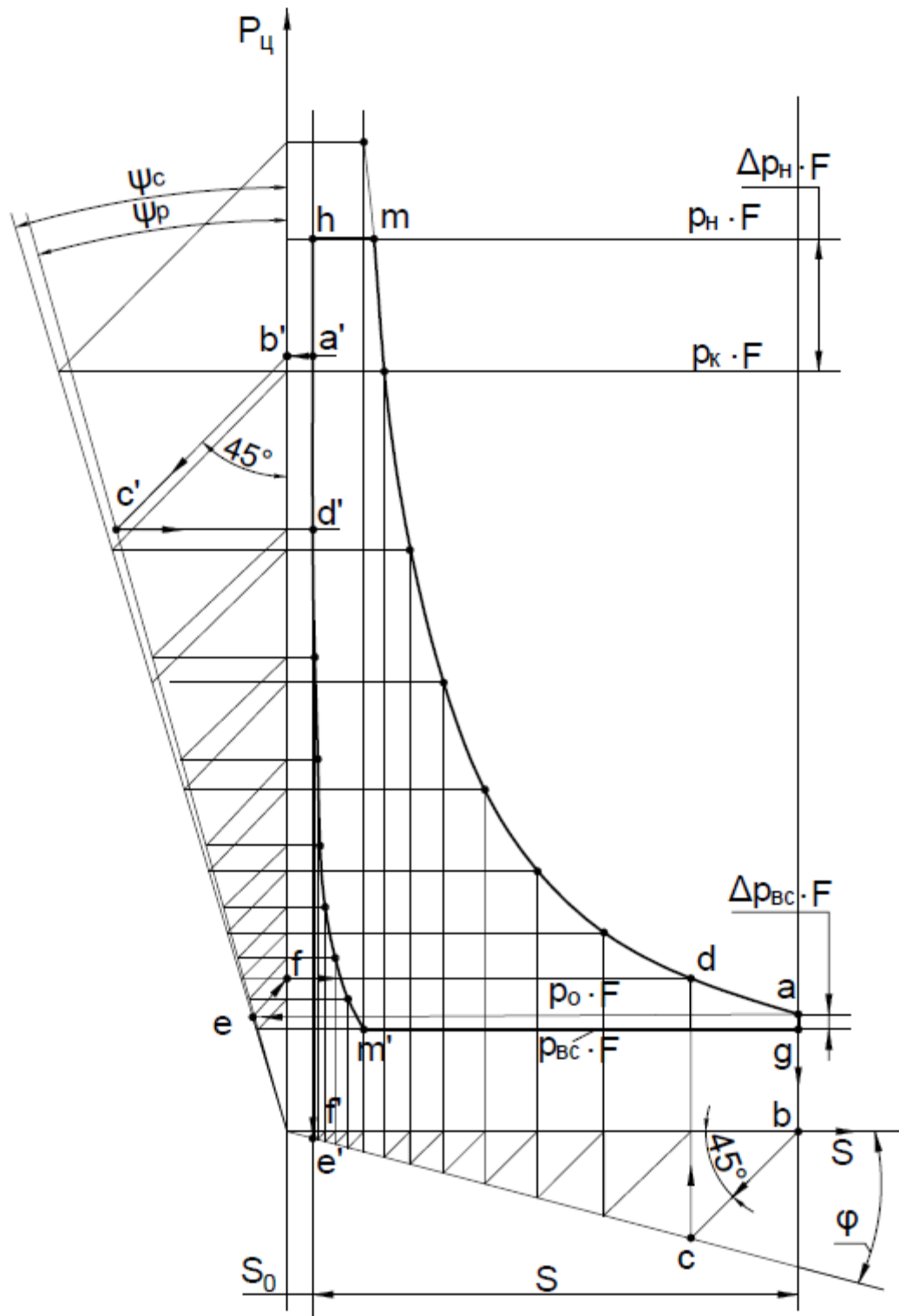


Рис. 6. Построение расчетной индикаторной диаграммы по способу Брауэра.

Построение политропы расширения (при принятом способе схематизации) начинается с точки a' , и продолжается по аналогии с построением политропы сжатия (нахождение точек b' , c' , e' , f' с получением точки d' , лежащей на политропе расширения). Построение политропы расширения заканчивается в точке m' (рис. 6).

Таким образом, построенная индикаторная диаграмма ограничивается точками a , m , h , m' , g .

5.2. Аналитический метод построения индикаторной диаграммы

По этому методу построение линий сжатия и обратного расширения основано на использовании преобразованного уравнения политропы $P \cdot s^n = const$.

Для построения политропы сжатия, которая начинается с точки a (рис.6), задаемся абсциссой точки d (s_d) и записываем равенство

$$P_a \cdot s_a^{n_c} = P_d \cdot s_d^{n_c} \text{ или } p_0 \cdot F(s_0 + s)^{n_c} = P_d \cdot s_d^{n_c}.$$

Отсюда определяем ординату точки d

$$P_d = p_0 \cdot F\left(\frac{s_0 + s}{s_d}\right)^{n_c}.$$

Задаваясь абсциссами следующих точек и определяя их ординаты, строим политропу сжатия до получения точки m .

Для построения политропы расширения, которая начинается с точки a' , задаемся абсциссой точки d' ($s_{d'}$) и записываем равенство

$$P_{a'} \cdot s_{a'}^{n_p} = P_{d'} \cdot s_{d'}^{n_p} \text{ или } p_k \cdot F s_0^{n_p} = P_{d'} \cdot s_{d'}^{n_p}.$$

Отсюда определяем ординату точки d'

$$P_{d'} = p_k \cdot F\left(\frac{s_0}{s_{d'}}\right)^{n_p}.$$

Задаваясь абсциссами следующих точек и определяя их ординаты, строим политропу обратного расширения до получения точки m'

6. МАССЫ ДВИЖУЩИХСЯ ЧАСТЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Для определения сил инерций необходимо знать массы поступательно движущихся и вращающихся частей кривошипно-шатунного механизма поршневого компрессора.

Шатун компрессора совершает сложное плоскопараллельное движение: возвратно-поступательное вместе с поршнем, вращательное вместе с коленчатым валом (кривошипом) и колебательные вокруг оси поршневого пальца и оси шатунной шейки вала. Если учитывать все эти движения, то расчет сил инерции значительно усложняется. Поэтому предлагается упрощенный метод расчета, когда масса шатуна разбивается на три части: m_1 – масса, сосредоточенная на оси поршневого пальца; m_2 – масса, сосредоточенная на оси шатунной шейки; m_3 – масса, сосредоточенная в центре тяжести шатуна (рис. 7).

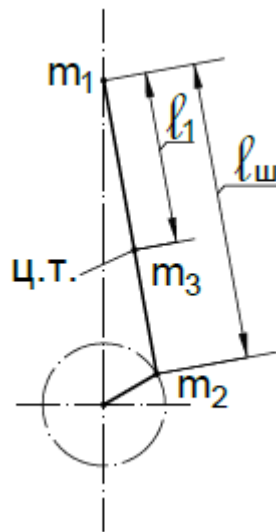


Рис. 7. К определению массы шатуна

При этом должно соблюдаться три условия:

1 – масса шатуна и сумма приведенных масс должны быть равны

$$m_{\text{ш}} = m_1 + m_2 + m_3 \quad (6.1);$$

2 – центры тяжести шатуна и приведенных масс должны совпадать

$$m_1 l_1 = m_2 (l_{\text{ш}} - l_1); \quad (6.2);$$

3 – момент инерции шатуна и сумма моментов инерции приведенных масс должны быть равны

$$I_{\text{ш}} = m_1 l_1^2 + m_2 (l_{\text{ш}} - l_1)^2; \quad (6.3).$$

Умножим уравнение (6.2) на l_1 : $m_1 l_1^2 = m_2 (l_{\text{ш}} - l_1) \cdot l_1$.

Тогда уравнение (6.3) можно записать

$$I_{\text{ш}} = m_2 (l_{\text{ш}} - l_1) l_1 + m_2 (l_{\text{ш}} - l_1)^2 = m_2 (l_{\text{ш}} l_1 - l_1^2 + l_{\text{ш}}^2 - l_{\text{ш}} l_1 - l_{\text{ш}} l_1 + l_1^2) = m_2 l_{\text{ш}} (l_{\text{ш}} - l_1).$$

Отсюда

$$m_2 = \frac{I_{\text{ш}}}{l_{\text{ш}} (l_{\text{ш}} - l_1)}.$$

Подставим полученное значение m_2 в уравнение (6.2)

$$m_1 l_1 = \frac{I_{\text{ш}} (l_{\text{ш}} - l_1)}{l_{\text{ш}} (l_{\text{ш}} - l_1)} = \frac{I_{\text{ш}}}{l_{\text{ш}}}.$$

Отсюда

$$m_1 = \frac{I_{\text{ш}}}{l_{\text{ш}} \cdot l_1}.$$

Подставим полученные значения m_1 и m_2 в уравнение (6.1) и запишем его относительно массы m_3

$$\begin{aligned} m_3 &= m_{\text{ш}} - \frac{I_{\text{ш}}}{l_{\text{ш}} l_1} - \frac{I_{\text{ш}}}{l_{\text{ш}} (l_{\text{ш}} - l_1)} = m_{\text{ш}} - I_{\text{ш}} \frac{l_{\text{ш}} - l_1 + l_1}{l_{\text{ш}} l_1 (l_{\text{ш}} - l_1)} = \\ &= m_{\text{ш}} - \frac{I_{\text{ш}}}{l_1 (l_{\text{ш}} - l_1)}. \end{aligned}$$

Обычно $m_3 \ll m_1$ и $m_3 \ll m_2$, поэтому можно принять $m_{ш} = m_1 + m_2$. С достаточной точностью можно записать $m_1 = 1/3 m_{ш}$, $m_2 = 2/3 m_{ш}$.

Масса поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма m_s состоит из массы поршневого комплекта и той части массы шатуна, которая сосредоточена на оси поршневого пальца и совершает возвратно-поступательное движение, то есть массы $m_1 = 1/3 m_{ш}$. Поршневой комплект состоит из поршня, поршневого пальца, поршневых колец, стопорных колец, а для прямоточного компрессора еще из всасывающих клапанов и крепежных винтов. Для непрямоточных компрессоров обычно учитывается масса поршня, поршневого пальца и часть массы шатуна, то есть $m_s = m_{порш} + m_{п.п} + 1/3 m_{ш}$.

Массы определяются по формуле $m = V \cdot \rho$, где V – объем, занимаемый материалом, из которого изготовлена деталь; ρ – плотность материала. Объем можно определить по размерам детали, взятым из чертежа или эскиза компрессора, которые могут быть выполнены после определения основных размеров компрессора.

Можно предложить использовать безразмерные объемы деталей, выраженных в долях объема цилиндра ($V_{цил}$): $\bar{V}_{порш} = V_{порш} / V_{цил} = 0,25$; $\bar{V}_{п.п} = V_{п.п} / V_{цил} = 0,08$; $\bar{V}_{ш} = V_{ш} / V_{цил} = 0,65$. Объем цилиндра $V_{цил} = \pi D^2 s / 4$, где D – диаметр цилиндра.

Материал изготовления поршня – алюминиевый сплав ($\rho_{ал} = 2790 \text{ кг/м}^3$) или чугун ($\rho_{чуг} = 7000 \text{ кг/м}^3$), материал изготовления поршневого пальца и шатуна – сталь ($\rho_{ст} = 7600 \text{ кг/м}^3$).

Если говорить о массе неуравновешенных вращающихся частей кривошипно-шатунного механизма m_r , то она состоит из массы шатунной шейки, неуравновешенных масс щек коленчатого вала и той части массы шатуна, которая сосредоточена на оси шатунной шейки. Следует учесть, что неуравновешенная масса щек коленчатого вала должна быть приведена к оси шатунной шейки, где сосредоточены и две другие составные массы. Те массы вращающихся частей кривошипа, которые расположены эквидистантно (на одинаковом расстоянии) относительно оси вращения, являются уравновешенными.

7. ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ СУММАРНОЙ СВОБОДНОЙ СИЛЫ

Суммарная свободная сила состоит из меняющихся по мере движения кривошипно-шатунного механизма газовой силы и силы инерции поступательно движущихся частей, а также постоянной по величине, но меняющей свой знак силе трения поступательного движения. Поэтому и величина суммарной свободной силы будет переменной, а определить характер ее изменения возможно при построении диаграммы в координатах $s(\alpha) - P$.

Построение (рис. 8) рекомендуется начинать с графического перестроения индикаторной диаграммы (рис. 6) в развернутый вид (без учета «мертвого» пространства), причем масштабы длин и сил принимаются одинаковыми на обеих диаграммах, а нулевая отметка по шкале ординат строящейся диаграммы должна соответствовать силе от давления кипения $p_0 F$.

Если определяемая по индикаторной диаграмме газовая сила P_r зависит от хода поршня s , то сила инерции поступательно движущихся частей P_{js} является функцией от угла поворота кривошипа α . Существует метод Брикса, который позволяет совместить на одной диаграмме две шкалы абсцисс: s и α . Согласно этому методу над диаграммой проводятся две полуокружности диаметром, равным ходу поршня (в том же масштабе). Из центров полуокружностей o к середине диаграммы в принятом масштабе откладываются отрезки $o-o'$ длиной $e = \lambda s/4$, где λ – отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна $l_{ш}$ (в отечественных компрессорах использовались кривошипно-шатунные механизмы со значением λ , равным 0,156 или 0,188). Из точек o' проводим линии под углом через каждые 15° до пересечения с полуокружностями. Проекция точек пересечения на ось абсцисс определяют угол поворота кривошипа α на шкале s . Левая часть диаграммы соответствует ходу поршня к нижней «мертвой» точке ($\alpha = 0 \dots 180^\circ$), правая часть – ходу поршня к верхней «мертвой» точке ($\alpha = 180 \dots 360^\circ$). Силы инерции откладываются на вертикальных линиях диаграммы в соответствии с углом α .

Другой способ построения зависимости P_{js} от α основан на пересчете значений α в соответствующие значения s [4]:

$$s = r(1 - \cos\alpha + 0.5\lambda \sin^2\alpha).$$

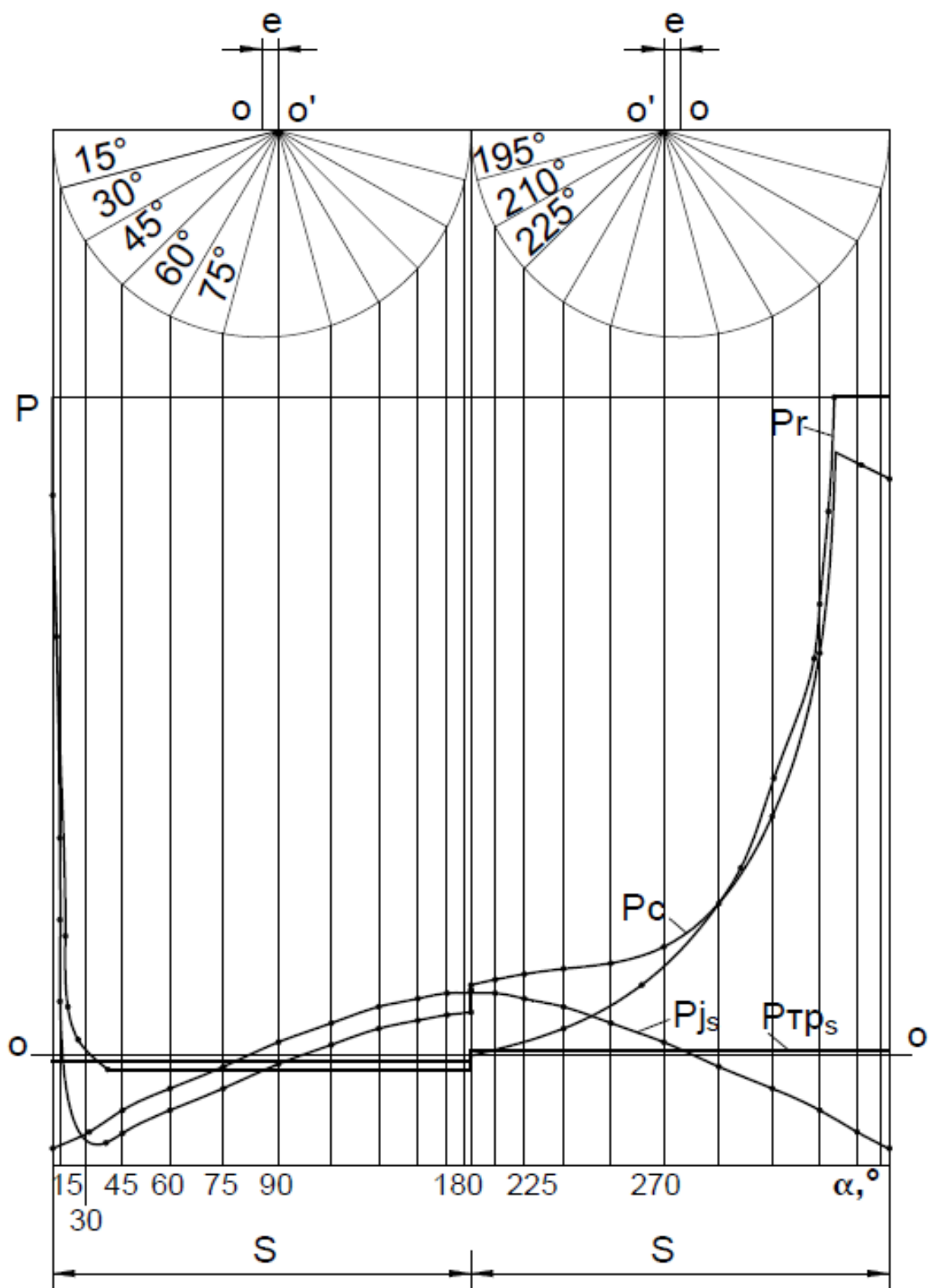


Рис. 8. Построение диаграммы суммарной свободной силы по способу Брикса.

Сила трения поступательно движущихся частей постоянна по ходу поршня и всегда направлена против его движения. Поэтому в диапазоне углов поворота кривошипа α от 0° до 180° она отрицательна, затем скачкообразно меняет знак и в диапазоне углов поворота кривошипа от 180° до 360° она положительна. При $\alpha = 360^\circ$ сила трения снова скачкообразно меняет знак и становится отрицательной.

Сумма ординат трех составляющих сил (с учетом знака) для каждого угла поворота кривошипа соответствует значениям суммарной свободной силы P_c . Следует учесть, что при тех значениях угла α , при которых газовая сила P_r постоянна, кривая P_c будет эквидистантна кривой P_{js} .

8. ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ СИЛ

Тангенциальная сила T для одного цилиндра является функцией от суммарной свободной силы P_c , угла поворота кривошипа α и угла β между осью цилиндра и осью шатуна. Значения угла β могут быть определены с помощью уравнений [4]:

$$\sin\beta = \lambda \cdot \sin\alpha \text{ и } \cos\beta = \sqrt{1 - \lambda \cdot \sin^2\alpha}.$$

Следует помнить, что тангенциальная сила будет иметь обратный знак произведению $P_c \cdot \sin(\alpha + \beta) / \cos\beta$ (см. раздел 4).

В координатах $\alpha - T$ строим кривую тангенциальной силы для одного цилиндра T_1 (рис. 9). Затем, последовательно смещая начальную точку построения кривой для первого цилиндра на 180° (для $z = 2$), на 90° (для $z = 4$), на 60° (для $z = 6$) или на 45° (для $z = 8$), строим кривые тангенциальных сил для остальных цилиндров T_2, T_3 и так далее. На рисунке 9 показаны построения для четырехцилиндрового компрессора. Суммарная кривая тангенциальных сил ΣT определяется сложением ординат кривых тангенциальных сил всех цилиндров (с учетом знака).

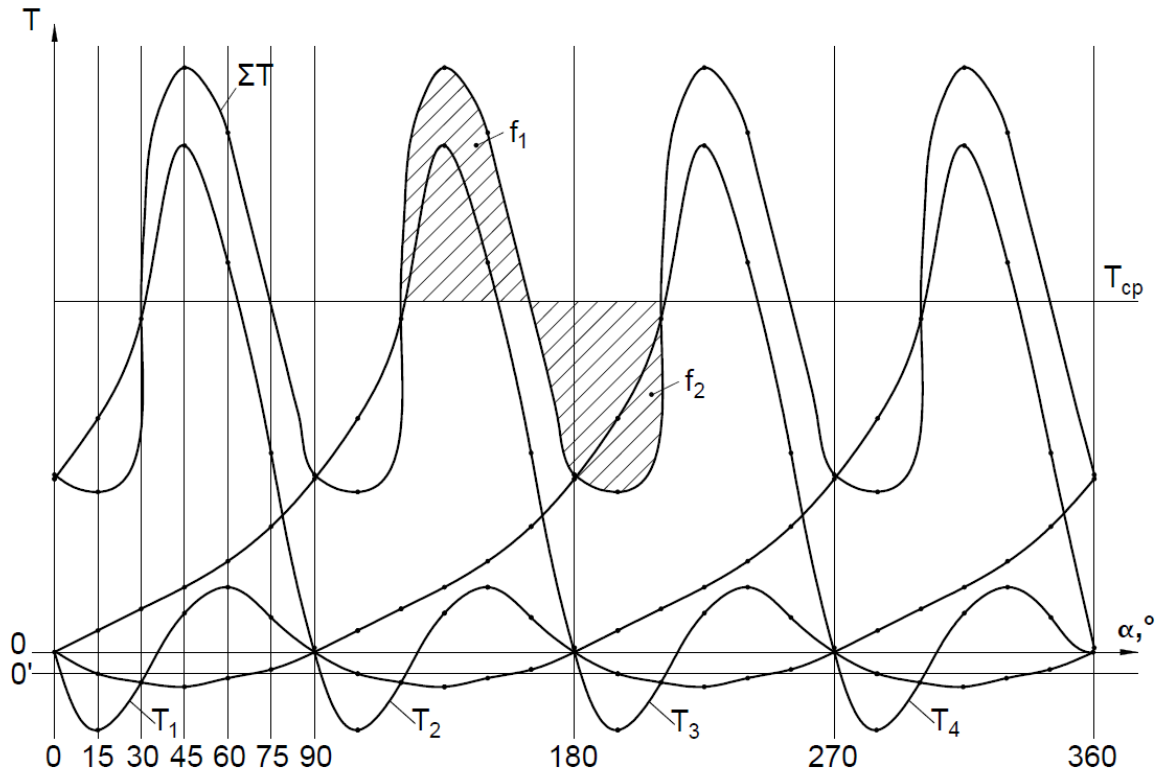


Рис. 9. Построение диаграммы тангенциальных сил.

Суммарную кривую тангенциальных сил можно рассматривать и как кривую момента, противодействующего вращению вала компрессор $M_{кр}$

$$M_{кр} = (\Sigma T + P_{трR}) \cdot r,$$

где $P_{трR} = (0,3 \dots 0,4) N_{тр}/\omega r$ – сила трения вращающихся частей.

Для того чтобы учесть силу трения вращающихся частей на строящейся диаграмме, нужно начало отчета сил по суммарной кривой сместить вниз на отрезок $o-o'$, который будет соответствовать силе $P_{трR}$ в масштабе сил тангенциальной диаграммы.

Среднее значение суммарной тангенциальной силы $T_{ср}$ определяется делением суммы первых двенадцати ординат (для $z = 2$), шести ординат (для $z = 4$), четырех ординат (для $z = 6$) или трех ординат (для $z = 8$) кривой ΣT , взятых на диаграмме через 15° по шкале α , на их количество. Между прямой $T_{ср}$ и суммарной кривой тангенциальных сил находятся площадки f_1 и f_2 (рис. 9). Положительными считаются площадки над прямой $T_{ср}$, отрицательными – под этой прямой. Алгебраическая сумма всех площадок должна равняться нулю. Эти площадки характеризуют неравномерность нагрузки на двигатель. По величине наибольшей

площадки рассчитывается степень неравномерности вращения вала и выбирается масса маховика.

Произведение $T_{\text{ср}} \cdot r$ равно крутящему моменту двигателя компрессора и является постоянной величиной, в то время как момент сопротивления вращению вала меняется в соответствии с траекторией суммарной тангенциальной силы, то есть может быть больше или меньше крутящего момента. Установка маховика на коленчатый вал позволяет аккумулировать часть энергии двигателя, когда момент сопротивления меньше крутящего момента, и отдавать энергию при превышении моментом сопротивления крутящего момента [2].

9. ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ РАДИАЛЬНОЙ СИЛЫ

При построении диаграммы радиальной силы по оси абсцисс откладываются углы поворота кривошипа, а по оси ординат – значения радиальной силы R (рис. 10).

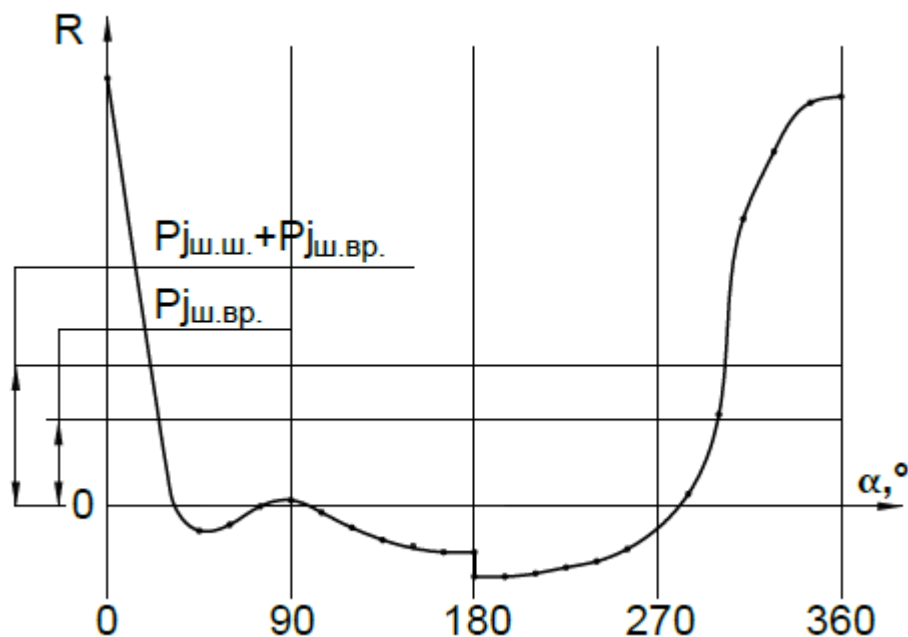


Рис. 10. Построение диаграммы радиальной силы.

В радиальном направлении на кривошип действуют (кроме силы R) постоянные по величине силы инерции вращающихся масс: сила инерции от массы части шатунной шейки, приходящейся на один шатун $P_{\text{ж.ш.}}$ и сила инерции от вращающейся части шатуна $P_{\text{ж.вр.}}$.

$$P_{\text{жш.ш}} = -m_{\text{ш.ш}} r \omega^2; P_{\text{жш.вр.}} = -m_{\text{ш.вр.}} r \omega^2,$$

где $m_{\text{ш.ш}} = \frac{\pi d_{\text{ш.ш}}^2 l_{\text{ш.ш}} \rho}{4(z/2)}$ – масса части шатунной шейки,

приходящейся на один шатун;

$m_{\text{ш.вр.}} = 2/3 m_{\text{ш}}$ – масса вращающейся части шатуна;

$d_{\text{ш.ш}}$ и $l_{\text{ш.ш}}$ – диаметр и длина шатунной шейки, определяемые по эскизу коленчатого вала (рис. 11);

ρ – плотность материала коленчатого вала (сталь).

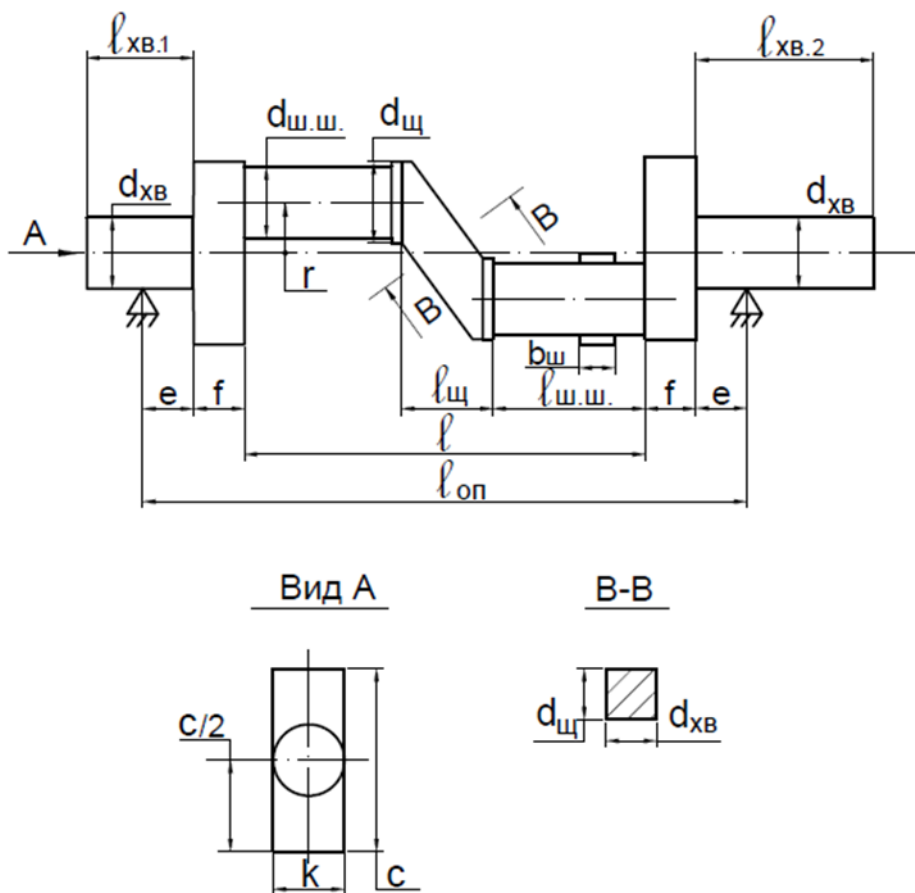


Рис. 11. Эскиз коленчатого вала поршневого компрессора:

$$r = s/2; d_{\text{ш.ш}} = 0,77D; d_{\text{ш.ц}} = 0,8D; d_{\text{хв}} = 0,7D; f = 0,4D; k = d_{\text{ш.ш}};$$

$$b_{\text{ш}} = 0,3D; l_{\text{оп}} = 4,6D; l = 3,4D; l_{\text{хв.1}} = 1,2d_{\text{хв}}; l_{\text{хв.2}} = 2,5d_{\text{хв}};$$

$$e = (l_{\text{оп}} - l - 2f)/2; c/2 = 1,1(r + d_{\text{ш.ш}}/2);$$

$$l_{\text{ш.ш}} = b_{\text{ш}}z/2 + 0,001(1 + z/2); l_{\text{ш.ц}} = l - 2l_{\text{ш.ш}}.$$

Таким образом, на шатунный подшипник (трущуюся пару шатунная шейка – нижняя головка шатуна) действует результирующая сила $R' = R + P_{\text{жш.вр.}}$ (с учетом знаков), а на вал компрессора – результирующая сила $R'' = R + (P_{\text{жш.ш}} + P_{\text{жш.вр.}})$. Для нахождения этих сил на диаграмме (рис. 10) начало отсчета, то есть ось абсцисс, переносим в сторону положительных значений R на

отрезок, соответствующий силе $P_{\text{ш.вр.}}$ (для определения R') или на отрезок $P_{\text{ш.ш}} + P_{\text{ш.вр.}}$ (для определения R'').

10. РАСЧЕТ МАХОВИКА

Коленчатый вал компрессора вращается неравномерно, так как расположенные на нем шатуны «тянут» вал в разные стороны и с разной интенсивностью. Поэтому даже за один оборот вала скорость его вращения все время будет меняться. Неравномерность вращения вала можно снизить, присоединив к валу дополнительную массу, аккумулирующую избыточную кинетическую энергию (см. раздел 8). В современных поршневых компрессорах снижение степени неравномерности вращения достигается установкой на валу маховика или муфты (в бессальниковых компрессорах функцию маховика выполняет ротор электродвигателя, который размещается на валу компрессора).

На неравномерность вращения вала указывает диаграмма тангенциальных сил. Максимальная избыточная работа ΔA определяется по наибольшей площадке f_1 или f_2 на диаграмме (рис. 9):

$$\Delta A = \frac{f_{\max}}{m_l m_T}, \text{ Дж},$$

где f_{\max} , мм² – площадь наибольшей площадки (f_1 или f_2);

$m_l = l/(2 \pi r)$, мм/м – масштаб длин;

l , мм – длина диаграммы тангенциальных сил по оси абсцисс;

m_T , мм/Н – масштаб сил.

Максимально допустимая степень неравномерности вращения составляет 4 % (или $\delta_{\max} = 0,04$), при этом момент инерции маховика

$$I_M = \frac{\Delta A}{\delta_{\max} \omega^2}, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2.$$

Минимально допустимая масса маховика, достаточная для обеспечения максимально допустимой степени неравномерности вращения вала

$$m_{\min} = I_M / r_i^2, \text{ кг},$$

где $r_{\text{и}}$ – радиус инерции маховика (приблизительно половина среднего диаметра маховика или $r_{\text{и}} = 5d_{\text{хв}}/4$);
 $d_{\text{хв}}$ – диаметр хвостовика (см. рис. 11).

Окружная скорость обода маховика

$$u_{\text{об}} = r_{\text{н}}\omega, \text{ м/с},$$

где $r_{\text{н}} = 2d_{\text{хв}}$ – принятое значение наружного радиуса обода.

Рекомендуемые значения:

$u_{\text{об}} \leq 30 \dots 40$ м/с – для чугунных маховиков;

$u_{\text{об}} \leq 100$ м/с – для стальных маховиков.

11. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Поступательно движущиеся и вращающиеся части кривошипно-шатунного механизма создают неуравновешенные силы и моменты сил, которые передаются на опоры коленчатого вала, корпус компрессора, а затем и на фундамент. Это вызывает вибрацию, дополнительный расход мощности на колебания, дополнительные нагрузки на детали компрессора. Поэтому уравновешивание возникающих сил и моментов сил является важнейшей задачей при создании новых компрессоров.

Уравновешенным считается компрессор, у которого все силы и моменты сил, передаваемые на фундамент, постоянны по величине и направлению (частичное уравновешивание подразумевает постоянство или по величине или по направлению).

Анализ сил, действующих в компрессоре, показывает, что газовая сила $P_{\text{г}}$, приложенная одновременно к поршню и крышке цилиндра, замыкается внутри компрессора и на фундамент не передается. Поэтому уравновешивание сводится к уравновешиванию сил (либо моментов сил) инерции.

11.1. Уравновешивание одноцилиндрового компрессора

Рассматривается уравновешивание одноцилиндрового вертикального компрессора с одноколенчатым валом (см. раздел 2).

11.1.1. Уравновешивание сил инерции вращающихся масс

Сила инерции вращающихся масс P_{jr} полностью уравновешивается противовесами массой $m_{прr}$. Условие полного уравновешивания:

$$\Sigma P_{jr} = 0, \text{ или } P_{jr} = P_{jпрr}, \text{ то есть } m_r r \omega^2 = m_{прr} r_{пр} \omega^2;$$
$$\text{отсюда } m_{прr} = m_r r / r_{пр}.$$

Обычно, противовесы располагаются на боковых щеках коленчатого вала (рис. 12). В этом случае:

$$m_{прr} = m_{прr1} + m_{прr2}; m_{прr1} = m_{прr2}.$$

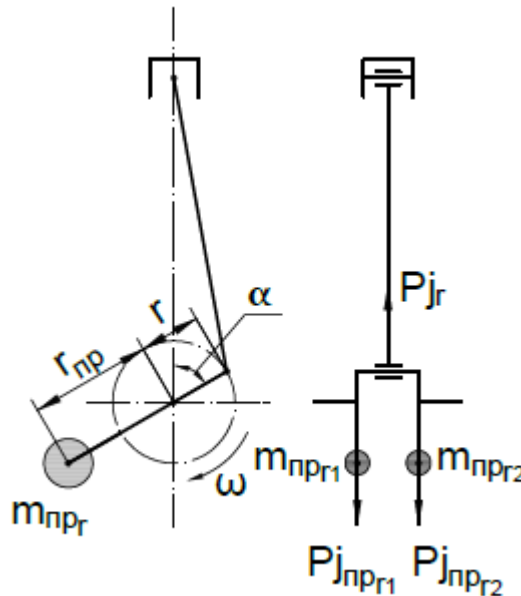


Рис. 12. Схема уравновешивания вращающихся масс одноцилиндрового компрессора.

Следует помнить, что выбор мест установки противовесов, их формы, размеров и величин радиусов $r_{пр}$ определяется конструктивными соображениями.

В бессальниковых компрессорах противовесы могут быть установлены на роторе электродвигателя (рис. 13). В таком случае массы противовесов рассчитываются следующим образом:

$$\Sigma P_{jr} = 0, \text{ или } P_{jr} + P_{j_{\text{пр}r_2}} = P_{j_{\text{пр}r_1}}, \text{ то есть} \quad (11.1).$$

$$m_r r \omega^2 + m_{\text{пр}r_2} r_{\text{пр}} \omega^2 = m_{\text{пр}r_1} r_{\text{пр}} \omega^2$$

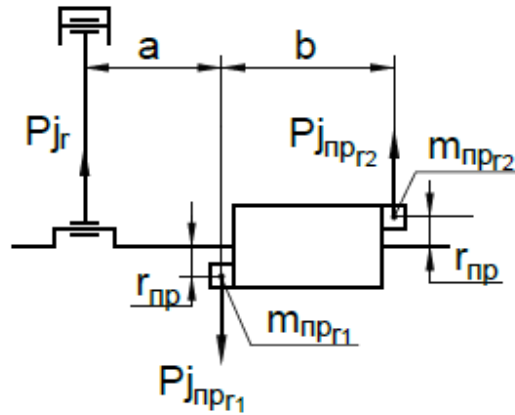


Рис. 13. Схема уравнивания вращающихся масс одноцилиндрового бессальникового компрессора.

Из уравнения равенства центробежных сил (сил инерции) относительно оси действия силы $P_{j_{\text{пр}r_1}}$

$$P_{jr} a = P_{j_{\text{пр}r_2}} b, \text{ то есть } m_r r \omega^2 a = m_{\text{пр}r_2} r_{\text{пр}} \omega^2 b \quad (11.2).$$

Из уравнения (11.2): $m_{\text{пр}r_2} = m_r r a / (r_{\text{пр}} b)$.

Полученное значение массы $m_{\text{пр}r_2}$ подставим в уравнение (11.1):

$$m_r r \omega^2 + m_r r \omega^2 a / b = m_{\text{пр}r_1} r_{\text{пр}} \omega^2.$$

После сокращений и перестановок получим

$$m_{\text{пр}r_1} = m_r r (a + b) / (r_{\text{пр}} b).$$

11.1.2. Уравнивание сил инерции поступательно движущихся масс

Полное уравнивание сил инерций поступательно движущихся масс P_{jsI} и P_{jsII} возможно с помощью двух пар противовесов, вращающихся со скоростью вращения вала навстречу друг другу (способ Ланчестера). Это потребует создания в

компрессоре специального механизма, который вращал бы эти противовесы, что значительно усложняет конструкцию компрессора. Поэтому на практике полное уравнивание сил инерции поступательно движущихся масс не осуществляется.

Обычно осуществляется частичное уравнивание, то есть уравнивание только по величине возникающих сил инерции.

В одноцилиндровом компрессоре силы инерции первого порядка уравниваются противовесами массой $m_{\text{пр}S}$ (рис.14) частично за счет переноса части силы P_{jS} , которая действует по оси цилиндра x , на перпендикулярную ось y . Сила инерции второго порядка остается неуравновешенной (величина этой силы обычно на порядок меньше, чем величина силы инерции первого порядка).

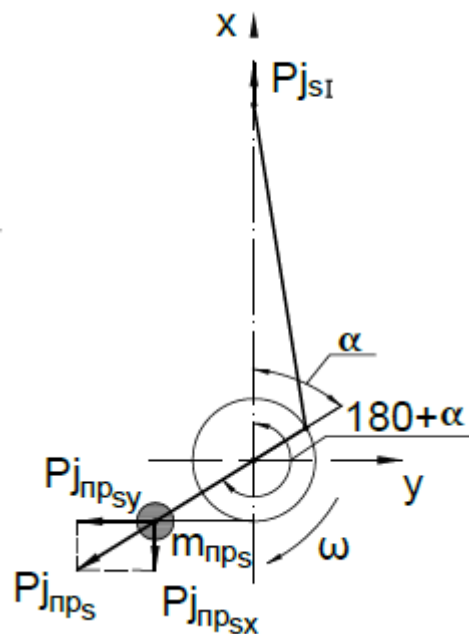


Рис. 14. Схема уравнивания поступательно движущихся масс одноцилиндрового компрессора.

При неполном уравнивании остается неуравновешенная сила $P_{jS}^{\text{неур}}$, то есть $\Sigma P_{jS} = P_{jS}^{\text{неур}}$.

Неуравновешенная сила в проекции на ось x

$$\begin{aligned} P_{jSx}^{\text{неур}} &= P_{jS1} + P_{j_{\text{пр}Sx}} = m_S r \omega^2 \cos \alpha + m_{\text{пр}S} r_{\text{пр}} \cos(180 + \alpha) \\ &= m_S r \omega^2 \cos \alpha - m_{\text{пр}S} r_{\text{пр}} \omega^2 \cos \alpha. \end{aligned}$$

Обозначим $m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2 = a m_s r \omega^2$, тогда

$$a = \frac{m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2}{m_s r \omega^2},$$

то есть множитель a представляет собой долю, которую составляет центробежная сила инерции от противовесов относительно максимальной силы инерции поступательно движущихся масс первого порядка (при положении поршня в верхней «мертвой» точке, где $\alpha = 0$, а $\cos\alpha = 1$). В рассматриваемом примере множитель a может меняться от 0 до 1.

С учетом введения множителя a можно записать

$$P_{js_x}^{\text{неур}} = (1 - a) m_s r \omega^2 \cos\alpha.$$

Неуравновешенная сила в проекции на ось y

$$P_{js_y}^{\text{неур}} = P_{j\text{пр}_s y} = m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2 \sin(180 + \alpha) = -m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2 \sin\alpha.$$

С учетом введения множителя a можно записать

$$P_{js_y}^{\text{неур}} = -a m_s r \omega^2 \sin\alpha.$$

Изобразим перемещение вектора суммарной неуравновешенной силы в плоскости x - y . Для этого сначала построим график изменения сил $P_{js_x}^{\text{неур}}$ и $P_{js_y}^{\text{неур}}$ от угла поворота кривошипа α , приняв значение множителя a равным 0,5. Тогда

$$P_{js_x}^{\text{неур}} = 0,5 m_s r \omega^2 \cos\alpha; P_{js_y}^{\text{неур}} = 0,5 m_s r \omega^2 \sin\alpha.$$

Полученный график представлен на рисунке 15.

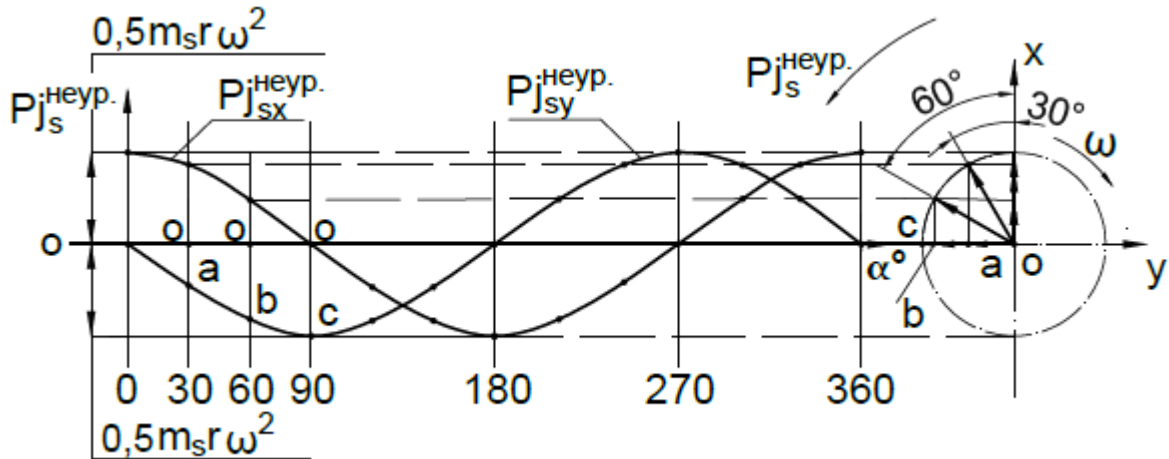


Рис. 15. Построение перемещения вектора суммарной неуравновешенной силы в одноцилиндровом компрессоре.

Перенос проекций неуравновешенной силы в плоскость x - y осуществляется следующим образом. На угле поворота $\alpha = 0$ существует только проекция неуравновешенной силы на ось x , то есть суммарная неуравновешенная сила равна своей проекции на ось x , а ее вектор в плоскости x - y будет располагаться по оси x .

На угле поворота $\alpha = 30^\circ$ (кривошип повернулся от верхней «мертвой» точки на угол 30° по часовой стрелке) на графике фиксируется значение проекции неуравновешенной силы на ось x и эта величина переносится на ось x плоскости x - y . На этом же угле поворота появляется проекция неуравновешенной силы на ось y (отрезок $0 - a$) со знаком минус, которая переносится на ось y плоскости x - y . Затем в плоскости x - y перенесенные проекции складываются по правилу сложения векторов. Полученный вектор суммарной неуравновешенной силы будет повернут относительно оси x на 30° против часовой стрелки.

Те же построения можно повторить и на угле поворота $\alpha = 60^\circ$. Полученный в плоскости x - y вектор суммарной неуравновешенной силы будет повернут относительно оси x на те же 60° , но в сторону, обратную направлению вращения кривошипа.

На угле поворота $\alpha = 90^\circ$ существует только проекция неуравновешенной силы на ось y (отрезок $0 - c$) со знаком минус. Вектор суммарной неуравновешенной силы, равный по величине

своей проекции на ось y , в плоскости x - y будет располагаться по оси y .

В результате построений (рис. 15) видно, что вектор суммарной неуравновешенной силы $P_{js}^{неур}$ вращается в плоскости x - y со скоростью вращения кривошипа ω , но в противоположную сторону.

Изобразим векторные диаграммы суммарной неуравновешенной силы при различных значениях множителя a (рис. 16).

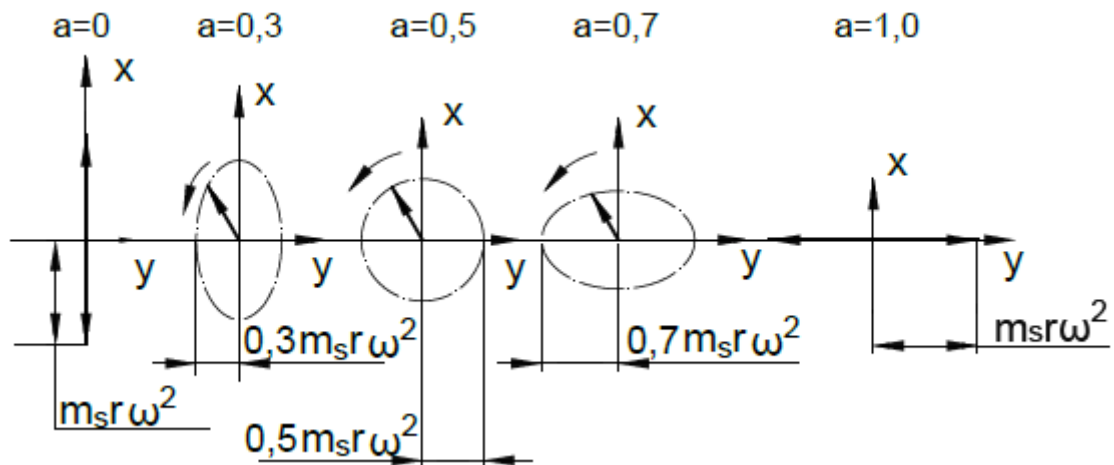


Рис. 16. Векторные диаграммы суммарной неуравновешенной силы в одноцилиндровом компрессоре.

При отсутствии противовесов ($a = 0$) силы инерции первого порядка действуют вдоль оси x . Если попытаться полностью уравновесить эти силы, приравняв к ним силы инерции противовесов массой $m_{прs}$ ($a = 1$), то появляется составляющая сил инерции противовесов, действующая по оси y и равная по величине уравновешиваемой силе. При $a = 0,5$ суммарная неуравновешенная сила будет постоянна по величине (частичное уравновешивание), а вектор этой силы будет вращаться с постоянной скоростью ω , что является наиболее приемлемым условием уравновешивания.

Общее уравнение для определения массы противовесов одноцилиндрового компрессора

$$m_{пр} = m_{прr} + m_{прs} = m_r \frac{r}{r_{пр}} + 0.5m_s \frac{r}{r_{пр}} = (m_r + 0.5m_s) \frac{r}{r_{пр}}.$$

11.2. Уравновешивание двухцилиндрового компрессора с рядным расположением цилиндров (вертикального)

Рассматривается уравновешивание двухцилиндрового вертикального компрессора с двухколенчатым валом (см. раздел 2).

Схема уравновешивания компрессора представлена на рисунке 17.

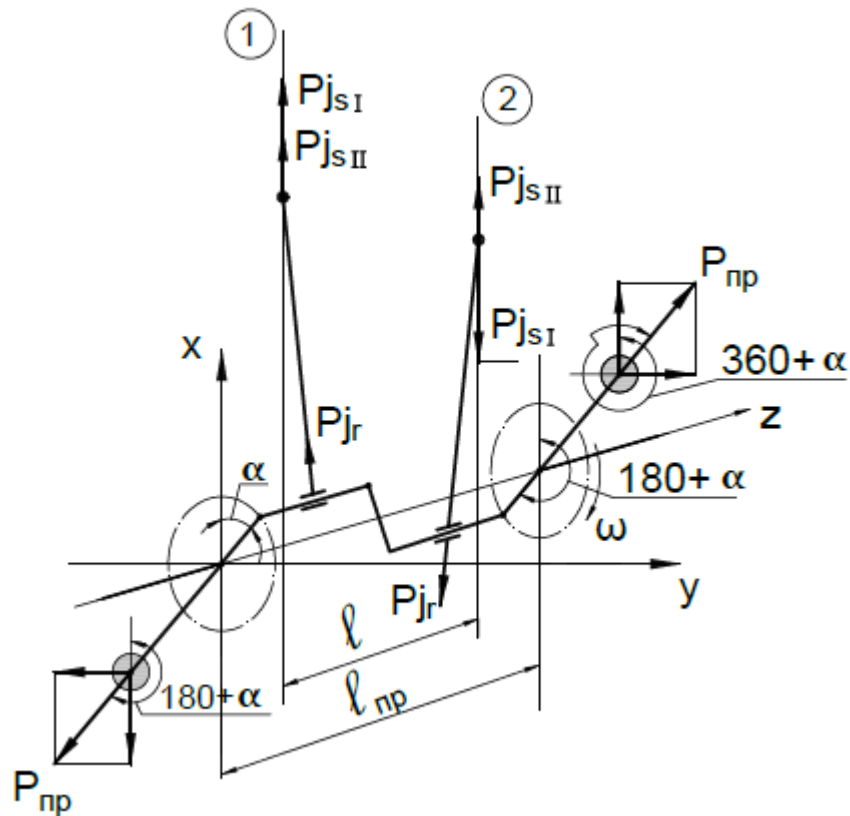


Рис. 17. Схема уравновешивания вращающихся и поступательно движущихся масс двухцилиндрового вертикального компрессора.

Силы инерции вращающихся масс для цилиндров 1 и 2:

$P_{jr}^{(1)} = m_r r \omega^2$; $P_{jr}^{(2)} = -m_r r \omega^2$ (вращение в противоположных направлениях).

Так как эти силы равны по величине и направлены в противоположные стороны, то $\Sigma P_{jr} = 0$, то есть силы инерции вращающихся масс являются уравновешенными (дополнительное уравновешивание не требуется).

Момент от сил инерции вращающихся масс, возникающий по причине расположения сил на плече l (рис. 17), полностью уравновешивается с помощью противовесов массой $m_{прr}$

$$M_{jr} = m_r r \omega^2 l;$$

$$M_{прr} = -m_{прr} r_{пр} \omega^2 l_{пр}$$

(направление действия моментов противоположное).

Исходя из условия полного уравновешивания моментов

$$\Sigma M_{jr} = 0;$$

$$M_{jr} + M_{прr} = 0 \text{ или } m_r r \omega^2 l - m_{прr} r_{пр} \omega^2 l_{пр} = 0$$

можем вычислить

$$m_{прr} = m_r \frac{rl}{r_{пр} l_{пр}}.$$

Силы инерции поступательно движущихся масс первого порядка для цилиндров 1 и 2

$$P_{jsI}^{(1)} = m_s r \omega^2 \cos \alpha;$$

$$P_{jsI}^{(2)} = m_s r \omega^2 \cos(180 + \alpha) = -m_s r \omega^2 \cos \alpha.$$

$\Sigma P_{jsI} = 0$, то есть силы инерции первого порядка являются уравновешенными (дополнительное уравновешивание не требуется).

Силы инерции поступательно движущихся масс второго порядка для цилиндров 1 и 2

$$P_{jsII}^{(1)} = m_s r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

$$P_{jsII}^{(2)} = m_s r \omega^2 \lambda \cos 2(180 + \alpha) = m_s r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha.$$

$\Sigma P_{jsII} = 2m_s r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$, то есть силы инерции второго порядка равны по величине, направлены в одну сторону и остаются неуравновешенными. Это допустимо, так как по своей величине эти силы примерно на порядок ниже, чем силы инерции первого порядка.

Момент от сил инерции второго порядка не возникает, так как эти силы равны и на плече l создают одинаковые моменты, направленные навстречу друг другу.

Момент от сил инерции первого порядка уравнивается противовесами массой $m_{\text{пр}_s}$ частично (за счет переноса части момента M_{jsl} из плоскости x - z на плоскость y - z).

Определим силы инерции от противовесов в плоскости x - z для цилиндров 1 и 2

$$P_{j\text{пр}xz}^{(1)} = m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2 \cos(180 + \alpha) = -m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2 \cos\alpha;$$

$$P_{j\text{пр}xz}^{(2)} = m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2 \cos(360 + \alpha) = m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2 \cos\alpha.$$

Силы инерции от противовесов в плоскости y - z для цилиндров 1 и 2

$$P_{j\text{пр}yz}^{(1)} = m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2 \sin(180 + \alpha) = -m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2 \sin\alpha;$$

$$P_{j\text{пр}yz}^{(2)} = m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2 \sin(360 + \alpha) = m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2 \sin\alpha.$$

В обеих плоскостях силы инерции от противовесов для цилиндров 1 и 2 равны по величине, но направлены в противоположные стороны, поэтому на плече $l_{\text{пр}}$ они создают моменты. Если в плоскости x - z момент направлен против часовой стрелки (будем считать его отрицательным), то в плоскости y - z момент направлен по часовой стрелке (рис. 17).

Момент сил инерции от противовесов в плоскости x - z

$$M_{j\text{пр}xz} = -m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2 \cos\alpha \cdot l_{\text{пр}}.$$

Момент сил инерции от противовесов в плоскости y - z

$$M_{j\text{пр}yz} = m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2 \sin\alpha \cdot l_{\text{пр}}.$$

Обозначим $m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} \omega^2 \cdot l_{\text{пр}} = a m_s r \omega^2 l$, тогда множитель

$$a = \frac{m_{\text{пр}_s} r_{\text{пр}} l_{\text{пр}}}{m_s r l}.$$

С учетом множителя a

$$M_{j_{\text{пр}xz}} = -am_s r \omega^2 \cos \alpha \cdot l;$$

$$M_{j_{\text{пр}yz}} = am_s r \omega^2 \sin \alpha \cdot l.$$

При частичном уравновешивании остается неуравновешенный момент $M_{j_s}^{\text{неуп}}$, то есть $\Sigma M_{j_s} = M_{j_s}^{\text{неуп}}$.

В плоскости x - z действует момент от сил инерции первого порядка и момент сил инерции от противовесов

$$M_{j_{sxz}}^{\text{неуп}} = M_{j_{sl}} + M_{j_{\text{пр}xz}} = m_s r \omega^2 \cos \alpha \cdot l - am_s r \omega^2 \cos \alpha \cdot l =$$

$$= (1 - a)m_s r \omega^2 \cos \alpha \cdot l.$$

В плоскости y - z действует только момент сил инерции от противовесов

$$M_{j_{syz}}^{\text{неуп}} = M_{j_{\text{пр}yz}} = am_s r \omega^2 \sin \alpha \cdot l.$$

Изобразим перемещение вектора суммарного неуравновешенного момента в плоскости x - y . Для этого сначала построим график изменения моментов $M_{j_{sxz}}^{\text{неуп}}$ и $M_{j_{syz}}^{\text{неуп}}$ от угла поворота кривошипа α , приняв значение множителя a равным 0,5. Тогда

$$M_{j_{sxz}}^{\text{неуп}} = 0.5m_s r \omega^2 \cos \alpha \cdot l;$$

$$M_{j_{syz}}^{\text{неуп}} = 0.5m_s r \omega^2 \sin \alpha \cdot l.$$

Следует также учитывать, что вектор момента в плоскости x - z действует относительно оси y (коллинеарен оси y), а вектор момента в плоскости y - z действует относительно оси x (коллинеарен оси x).

В результате построений (рис. 18) видно, что вектор суммарного неуравновешенного момента $M_{j_s}^{\text{неуп}}$ вращается в плоскости x - y со скоростью вращения кривошипа, но в противоположную сторону.

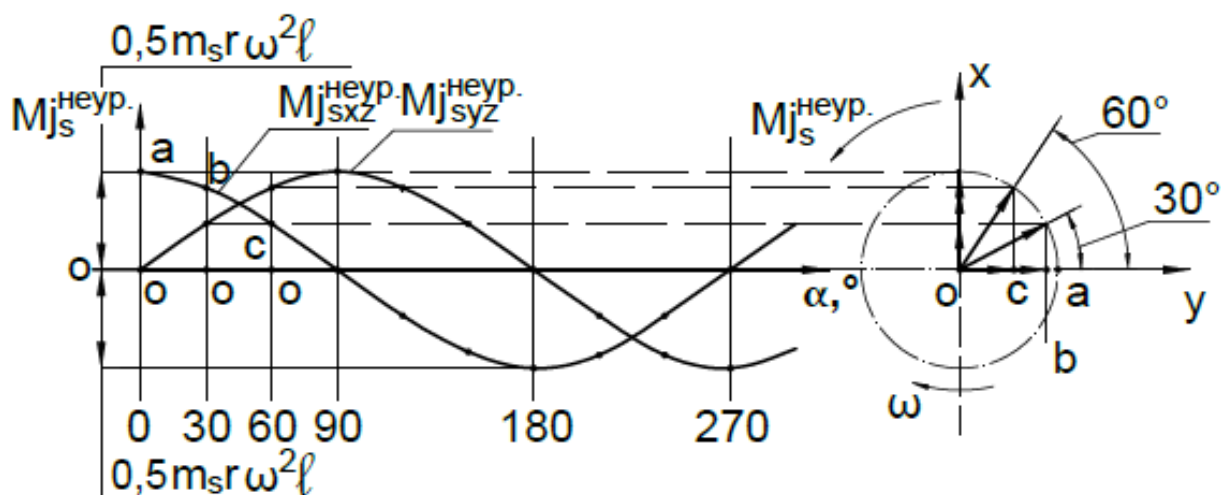


Рис. 18. Построение перемещения вектора суммарного неуравновешенного момента в двухцилиндровом вертикальном компрессоре.

Как и в примере с одноцилиндровым компрессором наиболее уравновешенным двухцилиндровый компрессор с рядным расположением цилиндров будет при значении множителя a , равным 0,5 (уравновешивание по величине неуравновешенного момента).

Общее уравнение для определения массы противовесов двухцилиндрового компрессора с рядным расположением цилиндров

$$m_{\text{пр}} = m_{\text{пр}_r} + m_{\text{пр}_s} = m_r \frac{rl}{r_{\text{пр}} l_{\text{пр}}} + 0.5m_s \frac{rl}{r_{\text{пр}} l_{\text{пр}}} = (m_r + 0.5m_s) \frac{rl}{r_{\text{пр}} l_{\text{пр}}}.$$

11.3. Определение масс противовесов в компрессорах с различным числом и расположением цилиндров

Уравнения для вычисления масс противовесов в компрессорах с различным числом и расположением цилиндров аналогичны уравнениям, рассмотренным выше. Меняется только значение множителя a пропорционально числу цилиндров (для одного ряда цилиндров оптимальное значение множителя a по-прежнему равно 0,5).

Для всех кинематических схем поршневых компрессоров, рассмотренных в разделе 2, определение масс противовесов проводится в соответствии с таблицей 3.

Таблица 3.

Уравнения для расчета масс противовесов

Одноколенчатый вал (уравновешивание сил инерций)			Двухколенчатый вал (уравновешивание моментов от сил инерций)		
Z	$m_{\text{пр}S}$	$m_{\text{пр}r}$	Z	$m_{\text{пр}S}$	$m_{\text{пр}r}$
1	$0.5m_s \frac{r}{r_{\text{пр}}}$	$m_r \frac{r}{r_{\text{пр}}}$	2	$0.5m_s \frac{rl}{r_{\text{пр}}l_{\text{пр}}}$	$m_r \frac{rl}{r_{\text{пр}}l_{\text{пр}}}$
2	$1.0m_s \frac{r}{r_{\text{пр}}}$		4	$1.0m_s \frac{rl}{r_{\text{пр}}l_{\text{пр}}}$	
3	$1.5m_s \frac{r}{r_{\text{пр}}}$		6	$1.5m_s \frac{rl}{r_{\text{пр}}l_{\text{пр}}}$	
4	$2.0m_s \frac{r}{r_{\text{пр}}}$		8	$2.0m_s \frac{rl}{r_{\text{пр}}l_{\text{пр}}}$	
Обобщенное уравнение $m_{\text{пр}S} = \frac{z}{2} m_s \frac{r}{r_{\text{пр}}}$			Обобщенное уравнение $m_{\text{пр}S} = \frac{z}{4} m_s \frac{rl}{r_{\text{пр}}l_{\text{пр}}}$		

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холодильные машины: Учебник для втузов по специальности «Холодильные машины и установки» / Н.Н.Кошкин, И.А.Сакун, Е.М.Бамбушек и др. / Под общ. ред. И.А.Сакуна – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1985. – 510 с.
2. Вейнберг Б.С. Поршневые компрессоры холодильных машин – М.: Машиностроение, 1995. – 355 с.
3. Холодильные машины: Учебник для студентов втузов специальности «Техника и физика низких температур» / Под общ. ред. Л.С.Тимофеевского. СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.
4. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учеб. пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / Е.М.Бамбушек, Е.Д.Герасимов и др.; Под общ. ред. И.А.Сакуна – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 423 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ.....	4
2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ.....	5
3. РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ.....	8
4. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ.....	10
5. ПОСТРОЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ.....	14
5.1. Графический метод построения индикаторной диаграммы по способу Брауэра.....	15
5.2. Аналитический метод построения индикаторной диаграммы.....	17
6. МАССЫ ДВИЖУЩИХСЯ ЧАСТЕЙ КРИВОШИПНО- ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА.....	18
7. ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ СУММАРНОЙ СВОБОДНОЙ СИЛЫ.....	21
8. ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ СИЛ.....	23
9. ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ РАДИАЛЬНОЙ СИЛЫ.....	25
10. РАСЧЕТ МАХОВИКА.....	27
11. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ	28
11.1. Уравновешивание одноцилиндрового компрессора.....	28
11.1.1. Уравновешивание сил инерции вращающихся масс.....	29
11.1.2. Уравновешивание сил инерции поступательно движущихся масс.....	30

11.2. Уравновешивание двухцилиндрового компрессора с рядным расположением цилиндров (вертикального).....	35
11.3. Определение масс противовесов в компрессорах с различным числом и расположением цилиндров.....	39
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	41

Данилов Михаил Михайлович

\

ДИНАМИКА ХОЛОДИЛЬНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции

Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО

Зав. РИО

Н.Ф.Гусарова

Подписано к печати

Заказ №

Тираж

Отпечатано в ризографе

Редакционно-издательский отдел

Университета ИТМО

197101, Санкт-Петербург, Кронверкский проспект, 49