

ЗАДАНИЕ № 12

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Назначение и краткое описание механизмов поршневого компрессора

Вертикальный одноцилиндровый поршневой компрессор (рис. 12—1) предназначен для сжатия воздуха и приводится в движение асинхронным электродвигателем 6, механическая характеристика которого изображена на рис. 12—2. Воздух поступает в цилиндр из атмосферы через фильтр, установленный на всасывающей полости клапанной коробки 7, и после сжатия нагнетается в специальный резервуар. Для отвода тепла, выделяемого при сжатии, служит водяная рубашка. Изменение давления в цилиндре по пути поршня 3 характеризуется индикаторной диаграммой (рис. 12—3), данные для построения которой приведены в табл. 12—2.

Основной механизм компрессора — кривошипно-ползуночный. Он состоит из коленчатого вала 1, шатуна 2 и поршня 3. Для обеспечения необходимой равномерности движения на коленчатом валу машины закреплен маховик 8. Противовесы 9 на коленчатом валу уравнивают механизм, уменьшая силы в подшипниках. Смазка механизма — циркуляционная, под давлением от масляного насоса 10, помещенного в картере и приводимого в движение от коленчатого вала при помощи зубчатой передачи 4—5 (рис. 12—1).

Плунжерный масляный насос кулачкового типа (схема его изображена на рис. 12—4).

При проектировании и исследовании механизмов компрессора считать известными параметры, приведенные в табл. 12—1.

В поршневом компрессоре (рис. 12—1) отсутствует планетарный редуктор, проектирование которого провести по дополнительному заданию (Приложение III, рис. III—5, табл. III 5).

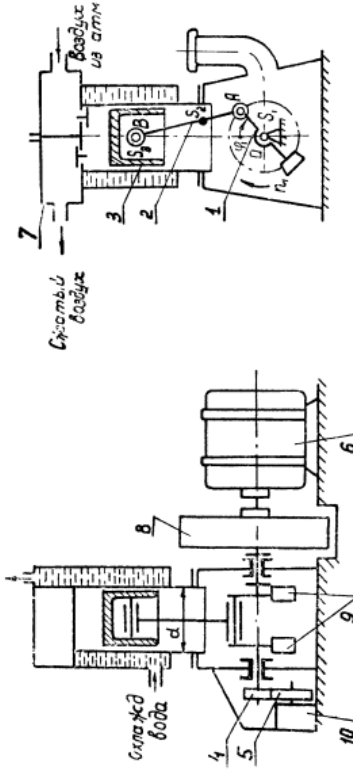


Рис 12—1 Общий вид установки

Объем и содержание курсового проекта

Лист 1. Проектирование основного механизма компрессора и определение закона его движения

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям (средняя скорость поршня, число оборотов коленчатого вала, отношение длины шатуна к длине кривошипа)

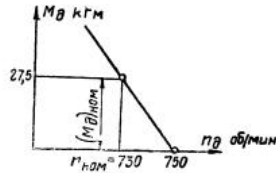


Рис 12—2 Механическая характеристика электродвигателя

2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение коленчатого вала с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся

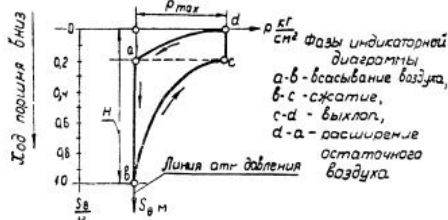


Рис 12—3 Индикаторная диаграмма компрессора

режиме работы. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на коленчатом валу

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости коленчатого вала за время одного цикла установившегося режима работы

4. Определение максимальной величины момента (M_{\max}) на валу электродвигателя. Основные результаты расчета привести в табл. 1—1 (Приложение I).

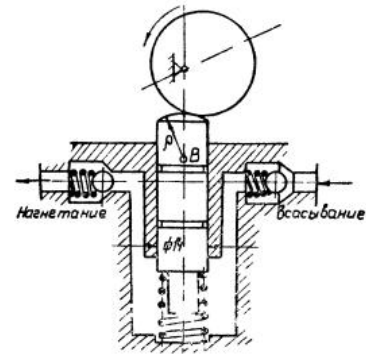


Рис 12—4 Схема кулачкового механизма масляного насоса

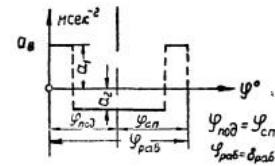


Рис 12—5 Закон изменения ускорения плунжера насоса (толкателя кулачкового механизма)

Примечание. Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно.

Лист 2. Силовой расчет основного механизма компрессора

1. Определение углового ускорения звена приведения по уравнению движения в дифференциальной форме (на основании исследования, выполненного на листе 1 проекта) в

положении механизма, соответствующем заданному углу α_1 .
 Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.
3. Определение сил в кинематических парах механизма.
4. Оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов или уравнению сил для ведущего или ведомого звена механизма.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—2 (Приложение I).

Лист 3. Проектирование кулачкового механизма масляного насоса

1. Определение числа оборотов кулачкового вала.
2. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости, перемещения) по заданному закону изменения ускорения толкателя (рис. 12—5).
3. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления $\alpha_{доп}$.
4. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).
5. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—3 (Приложение I).

Лист 4. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи z_4, z_5 (рис. 12—1).
2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зубца (включая галтель) методом огибания.
3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.
4. Проектирование планетарного редуктора (подбор числа зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. (Приложение III, рис III—5). Допустимое отклонение $\pm 5\%$.
5. Определение передаточного отношения, линейных скоростей и чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора графическим способом.

Основные результаты расчета привести в табл. 1—4 (Приложение I)

Таблица 12—1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1 Средняя скорость поршня	$v_{ср}$ l_{AB}	м/сек	4,2	4,3	4,4	4,5	4,6
2 Отношение длины шатуна к длине кривошипа	l_{OA} l_{AS_2}	—	4,7	4,6	4,5	4,4	4,3
3 Отношение расстояния от точки А до центра тяжести S_2 шатуна к длине шатуна	l_{AB} d	м	0,230	0,225	0,220	0,215	0,210
4 Диаметр цилиндра	$n_{ном}$	об/мин	730	730	730	730	730
5 Номинальное число оборотов вала электродвигателя	P_{max} $(M_{1ном})$	кг/см ² кг/м	5,9	5,8	5,7	5,6	5,5
6 Максимальное давление воздуха в цилиндре	G_2	кг	14	13,5	13	12,5	12
7 Момент на валу двигателя при номинальном числе оборотов	G_3	кг	12	11,5	11	10,5	10
8 Вес шатуна	I_{2S}	кг/мсек ²	0,032	0,031	0,030	0,029	0,028
9 Вес поршня	I'_{10}	кг/мсек ²	0,010	0,015	0,020	0,025	0,030
10 Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	GD^2	кг/м ²	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
11 Момент инерции коленчатого вала (без маховика)	δ	—	1/50	1/48	1/46	1/44	1/42
12 Маловый момент ротора двигателя	γ	—	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82
13 Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	α_1	град	300	310	320	330	340
14 К п д основного механизма							
15 Угловая координата кривошипа для сито-вого расчета (рис 12—1)							

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 12—1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
1 Средняя скорость поршня	$v_{ср}$ l_{AB}	м/сек	4,2	4,3	4,4	4,5	4,6
2 Отношение длины шатуна к длине кривошипа	l_{OA} l_{AS_2}	—	4,7	4,6	4,5	4,4	4,3
3 Отношение расстояния от точки А до центра тяжести S_2 шатуна к длине шатуна	l_{AB} d	м	0,230	0,225	0,220	0,215	0,210
4 Диаметр цилиндра	$n_{ном}$	об/мин	730	730	730	730	730
5 Номинальное число оборотов вала электродвигателя	P_{max} $(M_{1ном})$	кг/см ² кг/м	5,9	5,8	5,7	5,6	5,5
6 Максимальное давление воздуха в цилиндре	G_2	кг	14	13,5	13	12,5	12
7 Момент на валу двигателя при номинальном числе оборотов	G_3	кг	12	11,5	11	10,5	10
8 Вес шатуна	I_{2S}	кг/мсек ²	0,032	0,031	0,030	0,029	0,028
9 Вес поршня	I'_{10}	кг/мсек ²	0,010	0,015	0,020	0,025	0,030
10 Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	GD^2	кг/м ²	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
11 Момент инерции коленчатого вала (без маховика)	δ	—	1/50	1/48	1/46	1/44	1/42
12 Маловый момент ротора двигателя	γ	—	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82
13 Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	α_1	град	300	310	320	330	340

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
			А	Б	В	Г	Д
16 Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{\text{раб}}$	град	360	360	360	360	360
17 Ход плунжера насоса (толкателя кулачкового механизма)	h	м	0,016	0,017	0,018	0,019	0,020
18 Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{\text{доп}}$	град	15	15	15	15	15
19 Отношение величин ускорений толкателя	$\nu = \frac{a_1}{a_2}$	—	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5
20 Числа зубьев колес 4, 5 (рис 12—1)	z_4	—	11	14	15	16	12
	z_5	—	18	20	21	22	24
21 Модуль зубчатых колес 4, 5	m	мм	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
22 Параметры исходного контура реечного инструмента	α_o	град	20°	20°	20°	20°	20°
	x_n	—	1	1	1	1	1
	x_c	—	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

Таблица 12—2

Значения давления в цилиндре компрессора в долях максимального давления p_{max} в зависимости от положения поршня

Путь поршня (в долях хода H)	$\frac{s_B}{H}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
		Давление воздуха (в долях p_{max})	$\frac{p}{p_{\text{max}}}$	Для хода поршня вниз								
1	0,30			0	0	0	0	0	0	0	0	0
		Для хода поршня вверх										
		1	1	1	0,55	0,38	0,27	0,18	0,12	0,08	0,04	0