Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Максимов Алексей Борисович
Должность: директор департамента по образовательной политике
Дата подписания: 14.06.2024 12:12:33
Уникальный программный ключ:
8db180d1a3f02ac9e60521a5672742735c18b1d6

Министерство образования Российской Федерации

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНЖЕНЕРНОЙ ЭКОЛОГИИ

РАСЧЁТ ПОРШНЕВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Москва – 2000

Допущено редакционно-издательским советом
Составитель Ю. Д. Колосков

УДК 621.574

Расчет поршневого холодильного компрессора: Методические указания /Сост.: Ю. Д. Колосков; М.: МГУИЭ.- 2000.-40с.; ил.12

В работе рассматриваются расчеты поршневого холодильного компрессора на основе теоретических положений, излагаемых в курсе "Холодильные компрессоры", которые способствуют углубленной проработке курса и подготовке студентов к практической деятельности.

Методические указания предназначены студентам дневных и вечернего факультетов, обучающихся по специальности 07.02.00 для расчета циклов холодильных машин и выполнения курсовых и дипломных проектов.

Рецензенты: кафедра " Теплохладотехника" Московского государственного заочного института пищевой промышленности;
канд. техн. наук Г. А. Белозеров, ВНИХИ

© Ю.Д. Колосков, 2000
© МГУИЭ, 2000

Цель выполнения курсового проекта по курсу "Холодильные компрессоры" - закрепление знаний, полученных при изучении теоретического материала и практическое приложение методов расчета циклов холодильных машин и конструирования компрессора.

Курсовой проект включает в себя расчетно-пояснительную записку и 4 листа чертежей форматом 24. Графическая часть проекта выполняется в карандаше.

СОДЕРЖАНИЕ ПРОЕКТА

Расчетно-пояснительная записка начинается с титульного листа и состоит из следующих разделов:

1. Задание на проектирование.
2. Принципиальная схема холодильной машины.
3. Изображение расчетного цикла холодильной машины в тепловой диаграмме.
4. Тепловой расчет компрессора и определение его основных размеров.
5. Подбор электродвигателя для компрессора.
6. Расчет газораспределения.
7. Динамический расчет
   - 7.1. Построение расчетной индикаторной диаграммы.
   - 7.2. Расчет весов и определение сил инерции.
   - 7.3. Определение сил трения.
   - 7.4. Построение диаграммы суммарной силы.
   - 7.5. Построение диаграммы тангенциальных сил.
   - 7.6. Определение маховых масс и конструирование маховика.
   - 7.7. Расчет противовесов.
8. Расчет на прочность основных деталей компрессора
   - 8.1.Пластины клапанов.
   - 8.2. Поршень.
   - 8.3. Поршневое кольцо.
   - 8.4. Поршневой палец.
   - 8.5. Шатун.
   - 8.6. Гильза цилиндра.
   - 8.7. Верхняя крышка цилиндров.
   - 8.8. Пружина ложной крышки.
9. Краткое описание конструктивных особенностей компрессора.
10. Список использованной литературы.

Графическая часть проекта включает в себя следующие чертежи:

1. Динамический расчет компрессора - 1 лист.
2. Разрезы /продольный и поперечный/ компрессора -2 листа.
3. Рабочий чертеж деталей или узла - 1 лист.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

1. Исходные данные

1.1. Холодопроизводительность: Q_0=55кВт

1.2. Температура кипения холодильного агента в испарителе

$t_0 = -15$ °C

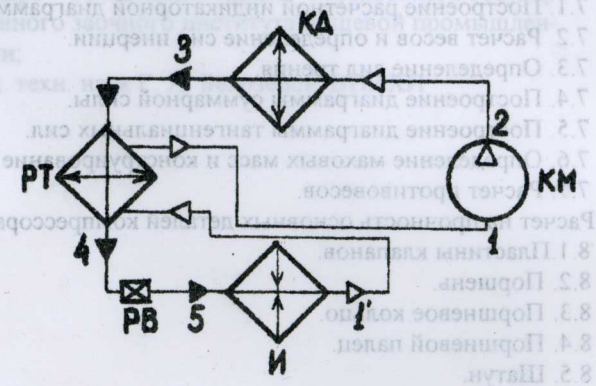
1.3. Температура конденсации холодильного агента в конденсаторе

$t_k = +30$ °C

1.4. Холодильный агент: **фреон - 22**

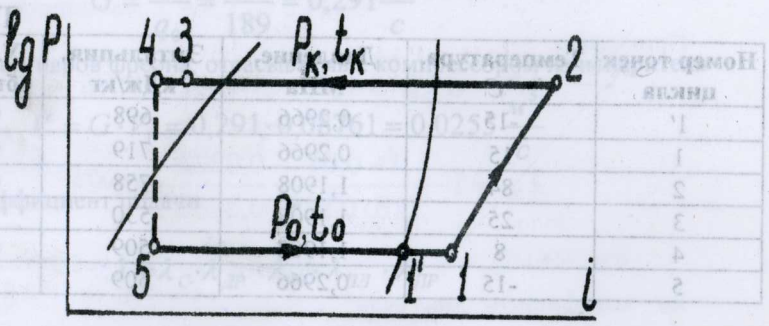
1.5. Тип компрессора: **сальниковый непрямоточный**

2. Принципиальная схема



КМ - компрессор; **КД** - конденсатор; **РТ** - регенеративный теплообменник; **РВ** - регулирующий вентиль; **И** – испаритель

3. Изображение расчетного цикла холодильной машины в диаграмме *i-lgP*



1-2 - процесс сжатия паров фреона в компрессоре;

2-3 - процесс охлаждения, конденсации и переохлаждения фреона в конденсаторе;

3-4 - процесс охлаждения жидкого фреона в регенеративном теплообменнике;

4-5 - процесс дросселирования фреона в РВ ;

5-1′ - процесс кипения жидкого фреона в испарителе;

1′-1 - процесс подогрева паров фреона в регенеративном теплообменнике.

4. Тепловой расчет компрессора и определение его основных размеров

4.1. Температура всасывания паров фреона в компрессор [1]

$t_{BC} = t_1 = +15$ °C

4.2. Температура жидкого фреона после конденсатора

$t_3 = t_K - 5 = 30 - 5 = 25$°C

4.3. Состояние жидкого фреона на выходе из регенеративного теплообменника

Из теплового баланса регенеративного теплообменника:

$i_4 = i_3 - (i_1 - i_{1'})$

Точку 4 строят на пересечении линий i_4 и P_K

4.4. Параметры узловых точек цикла приведены в табл.1.

Таблица 1

Номер точек цикла	Температура, °С	Давление, МПа	Энтальпия, кДж/кг	Удельный объем, м³/кг
1′	-15	0,2966	698	0,07729
1	15	0,2966	719	0,08761
2	84	1,1908	758	0,02581
3	25	1,1908	530	-
4	8	1,1908	509	-
5	-15	0,2966	509	-

4.5. Отношение давлений в расчетном цикле

$$\pi = \frac{P_K}{P_0} = \frac{1{,}1908}{0{,}2966} = 4{,}01$$

4.6. Удельная массовая холодопроизводительность

$$q_0 = i_1 - i_3 = 719 - 530 = 189 \frac{кДж}{кг}$$

4.7. Удельная объемная холодопроизводительность

$$q_V = \frac{q_0}{V_1} = \frac{189}{0{,}08761} = 2157 \frac{кДж}{м^3}$$

4.8. Теоретическая удельная работа компрессора

$$I_A = i_2 - i_1 = 758 - 719 = 39 \frac{кДж}{кг}$$

4.9. Количество фреона, циркулирующего через элементы холодильной машины, в единицу времени

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{55}{189} = 0{,}291 \frac{кг}{с}$$

4.10. Объем паров фреона, отсасываемых компрессором из испарителя

$$V = G \cdot V_1 = 0{,}291 \cdot 0{,}08761 = 0{,}0255 \frac{м^3}{с}$$

4.11. Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_C \cdot \lambda_{ДР} \cdot \lambda_W \cdot \lambda_{ПЛ} \cdot \lambda_{ПР}$$

$$\lambda_C = 1 - C \cdot \left[\pi^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$$

$$\lambda_C = 1 - 0{,}04 \cdot \left[4{,}01^{\frac{1}{1{,}05}} - 1 \right] = 0{,}889$$

Здесь λ_C - коэффициент обратного расширения

C- доля мертвого объема

C = 0,03 – 0,06

для фреона [2] *m = 0,9 -1,05*

для аммиака *m = 0,95 -1,1*

В расчете принимаем: ***C = 0,04, m = 1,05***

$$\lambda_{ДР} = 1 - \frac{1 + C}{n_1 \cdot \lambda_C} \cdot \frac{\Delta P_{BC}}{P_0}$$

$\lambda_{ДР}$ - коэффициент дросселирования

для фреона $\Delta P_{BC} = (0{,}05\text{-}0{,}1) P_0$

для аммиака $\Delta P_{BC}=(0,03\text{-}0,05)P_0$

$$n_1 = k \text{ /табл. 2/}$$

Принимаем:

$$\Delta P_{BC} = 0,075 \cdot 0,2966 = 0,0222 МПа$$

$$\lambda_{ДР} = 1 - \frac{1+0,04}{1,16 \cdot 0,889} \cdot \frac{0,0222}{0,2966} = 0,924$$

К=1,16

λ_W - коэффициент подогрева

$$\lambda_W = 1 - 0,025 \cdot (\pi - 1) = 1 - 0,025 \cdot (4,01 - 1) = 0,925$$

$\lambda_{ПЛ}$ - коэффициент плотности

$$\lambda_{ПЛ} = f(\pi)$$

Принимаем $\lambda_{ПЛ} = 0,978$ /рис. 12/

$\lambda_{ПР}$ - коэффициент прочих потерь.

С учетом достаточного перегрева паров фреона на всасывании в компрессор $\lambda_{ПР} = 1,0$

$$\lambda = 0,889 \cdot 0,924 \cdot 0,925 \cdot 0,978 \cdot 1,0 = 0,743$$

4.12. Объем, описываемый поршнями компрессора в секунду

$$V_S = \frac{V}{\lambda} = \frac{0,0255}{0743} = 0,0343 \frac{м^3}{с}$$

4.13. Диаметр цилиндра компрессора

$$D = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{V_S}{z \cdot C_m}},$$

где Z - число цилиндров; C_m - средняя скорость поршня.

В современных компрессорах средней и большой производительности

$$Z = 4, 6, 8; \; C_m = 3 - 4 м/с$$

В расчете принимаем: $Z = 4; \; C_m = 3,41 м/с$

$$D = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{0,0343}{4 \cdot 3,41}} = 0,08 м$$

4.14. Ход поршня

$$S = \psi \cdot D$$

В настоящее время для холодильных компрессоров $\psi = 0,6 - 0,9$

Если $\psi = 0,875$, то получаем

$$S = 0,875 \cdot 80 = 70 мм$$

4.15. Частота вращения вала компрессора

$$n = \frac{C_m}{2 \cdot S} = \frac{3,41}{2 \cdot 0,07} = 24,35 с^{-1} \left[1460 \frac{об}{мин}\right]$$

4.16. Объем, описываемый поршнями при принятых значениях

$$V_S = 0,785 \cdot 0,08^2 \cdot 0,07 \cdot 4 \cdot 24,35 = 0,03425 \frac{м^3}{с}$$

Различие в значениях V_S составляет

$$\frac{0,0343 - 0,03425}{0,03425} \cdot 100\% = 0,14\%$$

4.17. Параметр ускорения

$$\kappa_1 = 10^{-3} \cdot S \cdot n^2 = 10^{-3} \cdot 0,07 \cdot 24,35^2 = 0,0414 \frac{м}{с^2}$$

В современных компрессорах средней производительности

$$\kappa_i = 0{,}022 \div 0{,}044 \frac{м}{с^2}$$

4.18. Параметр удельных сил инерции

$$\kappa_i = 10^{-3} \cdot S^{1,5} \cdot n^2 = 10^{-3} \cdot 0{,}07^{1,5} \cdot 24{,}35^2 = 9 \cdot 10^{-3} \frac{м^{1,5}}{с^2}$$

Для многооборотных холодильных компрессоров

$$\kappa_i = (8{,}3 - 12{,}5) \cdot 10^{-3} \frac{м^{1,5}}{с^2}$$

4.19. Адиабатическая мощность компрессора

$$N_a = G \cdot l_a = 0{,}291 \cdot 39 = 11{,}35 кВт$$

4.20. Индикаторный КПД компрессора

$$\eta_i = \lambda'_W + b \cdot t_0,$$

где

$$\lambda'_W = \frac{T_0}{T_K} = \frac{258}{303} = 0{,}851$$

b = 0,001 - для аммиачных вертикальных и угловых компрессоров;

b = 0,0025 - для фреоновых компрессоров

$$\eta_i = 0{,}851 + 0{,}0025 \cdot (-15) = 0{,}813$$

4.21. Индикаторная мощность компрессора

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{11{,}35}{0{,}813} = 13{,}96 кВт$$

4.22. Мощность трения

$$N_{тр} = P_{i тр} \cdot V_S,$$

где

$P_{iтр}$ = 30 - 50 кПа – для фреоновых машин

$P_{iтр}$ = 50 - 70 кПа – для аммиачных машин

В расчете принимаем ***$P_{iтр}$ = 50 кПа***

4.23. Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{тр} = 13{,}96 + 1{,}71 = 15{,}67 кВт$$

4.24. Механический КПД компрессора

$$\eta_м = \frac{N_i}{N_e} = \frac{13{,}96}{15{,}67} = 0{,}891$$

4.25. Электрическая мощность

$$N_Э = \frac{N_e}{\eta_Э \cdot \eta_П},$$

где

$\eta_Э$ - КПД электродвигателя, выбирают по каталогу на электродвигатели.

Ориентировочно $\eta_Э$ = ***0,8 - 0,9***

$\eta_п$ - КПД механической передачи

$\eta_п$ = ***0,96 - 0,99***

В расчете принимаем:

$\eta_Э$ = ***0,85*** $\eta_п$ = ***0,98***

$$N_Э = \frac{15{,}67}{0{,}85 \cdot 0{,}98} = 19{,}2 кВт$$

4.26.Действительный холодильный коэффициент

$$\varepsilon_e = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{55}{15{,}67} = 3{,}51$$

5. Подбор электродвигателя для компрессора

Электродвигатель подбирают по максимально потребляемой мощности, которая соответствует II расчетному режиму.

5.1. Максимальная индикаторная мощность

$$N_{i\max} = l_{v\max} \cdot V_S ,$$

где $l_{v\,max}$ - максимальная удельная работа сжатия

$$l_{v\max} = \frac{k}{k-1} \cdot P_0 \cdot \left[\left(\frac{P_{k\max}}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

где k - показатель адиабаты / табл. 2 /

$P_{k\,max}$ - давление конденсации, соответствующее предельной температуре конденсации / табл. 2 /

P_0 - давление кипения, соответствующее максимуму функции $l_v = f(P_0)$

$$P_0 = \frac{P_k}{K^{\frac{k}{k-1}}}$$

Таблица 2

Холодопроизводительность до 36 кВт					Холодопроизводительность свыше 36 кВт				
Холодильный агент	R22	R134	R12	R502	R22 R717	R12	R134	R502	R13
k	1,16	1,13	1,14	1,135	1,16	1,14	1,13	1,13	1,12
					1,30				
$T_{K\,MAX}$	55	70	70	45	50	70	70	45	-15

Для фреона ***R502*** , используемого в низкотемпературном диапазоне, P_0 определяют при максимальной рабочей температуре $t_0 = -20\ ^\circ C$

В расчете принимаем:

$k = 1,16$ $\quad t_{k\,max} = 50\ ^0C$ $\quad P_k = 19,395 \cdot 10^5\ Па$

$$P_0 = \frac{19,395 \cdot 10^5}{1,16^{\frac{1,16}{1,16-1}}} = 6,613 \cdot 10^5\ Па$$

$$l_{v\max} = \frac{1,16}{1,16-1} \cdot 6,613 \cdot 10^5 \cdot \left[\left(\frac{19,395 \cdot 10^5}{6,613 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1,16-1}{1,16}} - 1 \right] = 7,67 \cdot 10^5\ \frac{Дж}{м^3}$$

$$N_{i\max} = 7,67 \cdot 10^5 \cdot 0,03425 \cdot 10^{-3} = 26,3 кВт$$

5.2. Эффективная мощность

$$N_{e\max} = N_{i\max} + N_{тр} = 26,3 + 1,71 = 28,01 кВт$$

5.3. Мощность на валу электродвигателя

$$N_{ДВ} = \frac{N_{e\max}}{\eta_П} = \frac{28,01}{0,98} = 28,6 кВт$$

Выбираем электродвигатель 4А180М [3]: мощность - 30 кВт, скорость вращения вала - 1460 об/мин

Таблица3

Характеристика электродвигателей для поршневых компрессоров

Компрессор	Электродвигатель	Мощность, кВт	Частота вращения, $с^{-1}$	КПД, %
ФРЕОНОВЫЕ				
ПГ2	АИРВ112А2БФ	2,2	48,1	87
ПГ5	АИРВ112А2БФ	3,0	48,08	86
ПГ7	АИРВ112А2БФ	4,0	47,7	85,0
ПГ10	АИРВ112В2БФ	5,5	47,08	87,0
ПБ3	АИРВ112А4БФ	1,5	24,1	82,0
ПБ4,5	АИРВ112А4БФ	3,0	23,58	83,0
ПБ10	АИРВ112В4БФ	4,0	23,66	84,0
ПБ7	АИРВ112В6БФ	4,0	15,8	81,5
ПБ20	АИРВ132В4БФ	7,5	23,75	86,5
ПБ14	АИРВ132А6БФ	5,5	15,6	81,0
ПБ28	4АВР180А6БФ	11	16,4	88,0
ПБ35	4АВР180А4БФ	15	24,6	90,5
ПБ80	4АВР180В4БФ	30	24,25	89,5
ПБ40	4АВР180А4БФ	22	24,58	89,5
ПБ80	4АВР180В4БФ	45	24,08	87,0
21ВБ50-2	АИВ180АМ2БФ	15	49,5	90,5
21ВБ50-2	АИВ180А2БФ	22	48,6	90,5
21ВБ100-2	АИВ180М2БФ	30	49,1	91,5
21ВБ100-2	АИВ180В2БФ	45	48,66	91,0
21ВБ140	АИВ225-2БФ	55	49,1	93
21ВБ220	АИВ250-2БФ	75	48,9	93
21ВБ280	АИВ250А2БФ	90	49,2	94
21ВБ410	АИВ250В2БФ	110	4809	93
АММИАЧНЫЕ				
П40	4АР160М4У3	18,5	25	-
П80	4АР200М4У3	37	25	-
2П110-7-0	4А250 S4У3У3	75	25	-
2П110-7-1	4А250 S4У3У3	75	25	-
2П110-7-2	4А225М4У3	55	25	-
2П110-7-3	4А225НЧУ3	55	25	-

6. Расчет газораспределения

Расчет скоростей пара во всех сечениях проводим по уравнению неразрывности струи. При этом скорости в каналах компрессора и проходах клапанов рассчитываем условно по средней скорости поршня

$$W_X = \frac{C_m \cdot F_П}{f_X},$$

где W_X - скорость пара в данном сечении;
C_M - средняя скорость поршня;
f_X - площадь соответствующего сечения;
F_N - площадь поршня,

$$F_П = 0{,}785 \cdot D^2 = 0{,}785 \cdot 0{,}08^2 = 0{,}00502 м^2$$

6.1. Всасывающий клапан

6.1.1. Скорость пара в седле
Седлом всасывающего клапана является гильза цилиндра

$$W_{с.в} = \frac{C_m \cdot F_П}{f_{отв}},$$

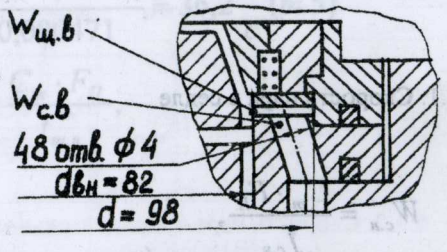


Рис.1 Всасывающий клапан

где

$$f_{отв} = 0{,}785 \cdot d_{отв}^2 \cdot n_{отв},$$

Принимаем: $d_{отв}$ = 4 мм, $n_{отв}$ = 48

$$f_{отв} = 0{,}785 \cdot 0{,}004^2 \cdot 48 = 6{,}03 \cdot 10^{-4} м^2$$

$$W_{с.в} = \frac{3{,}41 \cdot 0{,}00502}{0{,}000603} = 28{,}3 \frac{м}{с}(т.2)$$

6.1.2. Скорость пара в щели

$$W_{щ.в} = \frac{C_т \cdot F_П}{f_{щ.в}},$$

где

$$f_{щ.в} = \pi \cdot d_{вн} \cdot h$$

h - высота подъема пластины /табл.6/;

$d_{ВН}$ - внутренний диаметр пластины;

$$f_{щ.в} = 3{,}14 \cdot 0{,}082 \cdot 0{,}002 = 0{,}000515 м^2$$

$$W_{щ.в} = \frac{3{,}41 \cdot 0{,}00502}{0{,}000515} = 33 \frac{м}{с}$$

6.2. Нагнетательный клапан

6.2.1. Скорость пара в седле

$$W_{с.н} = \frac{C_т \cdot F_П}{f_{с.н}},$$

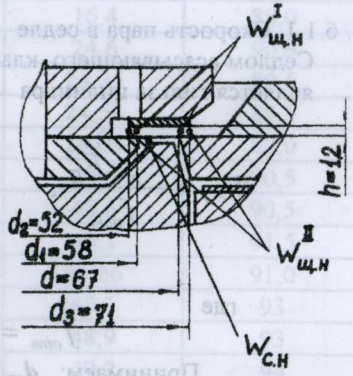


Рис.2 Нагнетательный клапан

где

$$f_{с.н} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(d^2 - d_1^2\right) = 0{,}785 \cdot \left(0{,}067^2 - 0{,}058^2\right) = 8{,}83 \cdot 10^{-4} м^2$$

$$W_{с.н} = \frac{3{,}41 \cdot 0{,}00502}{0{,}000883} = 19{,}3 \frac{м}{с} (т.4)$$

6.2.2. Скорость пара в щели

$$W^{1}_{щ.н} = \frac{C_т \cdot F_П}{f^{1}_{щ.н}},$$

где

$$f^{1}_{щ.н} = \pi \cdot d \cdot h + \pi \cdot d_1 \cdot h$$

h- высота подъема пластины

$$f^{1}_{щ.н} = 3{,}14 \cdot 0{,}067 \cdot 0{,}0012 + 3{,}14 \cdot 0{,}058 \cdot 0{,}0012 = 4{,}71 \cdot 10^{-4} м^2$$

$$W^{1}_{щ.н} = \frac{3{,}41 \cdot 0{,}00502}{0{,}000471} = 36{,}2 \frac{м}{с} (т.5)$$

$$W^{11}_{щ.н} = \frac{C_т \cdot F_П}{f^{11}_{щ.н}},$$

где

$$f^{11}_{щ.н} = \left(\pi \cdot d_3 - n \cdot S\right) \cdot h + \pi \cdot d_2 \cdot h$$

n=6 - число перемычек; ***S=10мм*** - длина перемычки

$$f^{11}_{щ.н} = \left(3{,}14 \cdot 0{,}071 - 6 \cdot 0{,}01\right) \cdot 0{,}0012 + 3{,}14 \cdot 0{,}054 \cdot 0{,}0012 = 3{,}99 \cdot 10^{-4} м^2$$

$$W^{11}_{щ.н} = \frac{3{,}41 \cdot 0{,}000502}{0{,}000399} = 42{,}7 \frac{м}{с} (т.6)$$

6.3. Скорость пара во входных и выходных патрубках.

Рассчитываем скорость по объему пара, засасываемого в компрессор в единицу времени

$$W_X = \frac{V_S \cdot \lambda}{f_X},$$

где

$\lambda = 0,743$ - коэффициент подачи.

6.3.1. Скорость пара во всасывающем патрубке

$$W_{вс.п} = \frac{V_S \cdot \lambda}{f_{вс.п}},$$

где

$$f_{вс.п} = 0,785 \cdot d^2_{вс.п} = 0,785 \cdot 0,05^2 = 19,62 \cdot 10^{-4} м^2$$

$d_{вс.п} = 50$ мм – диаметр всасывающего патрубка

$$W_{вс.п} = \frac{0,03425 \cdot 0,743}{0,001962} = 13 \frac{м}{с} (т.1)$$

6.3.2. Скорость пара в нагнетательном патрубке

$$W_{н.п} = \frac{V_S \cdot \lambda}{f_{н.п}},$$

где

$$f_{н.п} = 0,785 \cdot d^2_{н.п} = 0,785 \cdot 0,045^2 = 15,9 \cdot 10^{-4} м^2$$

$d_{НП}$=45мм - диаметр нагнетательного патрубка

$$W_{н.п} = \frac{0,03425 \cdot 0,743}{0,00159} = 16 \frac{м}{с} (т.7)$$

Допустимые величины скоростей пара приведены в табл. 4. На рис. 3 построен график скоростей пара в различных сечениях компрессора.

Таблица 4

Проходное сечение	Скорость, м/с		
	R22, R13	R12, R502, R134	R717
Всасывающие патрубки	15-20	12-17	20-25
Нагнетательные патрубки	20-25	17-22	25-30
Каналы и всасывающие окна цилиндров	10-15	10-15	15-20
Сечения всасывающих клапанов	20-25	17-22	25-30
Сечения нагнетательных клапанов	25-30	22-27	30-35
Щель клапанов	30-40	25-35	40-60
Каналы в электродвигателе	25-30	22-27	—

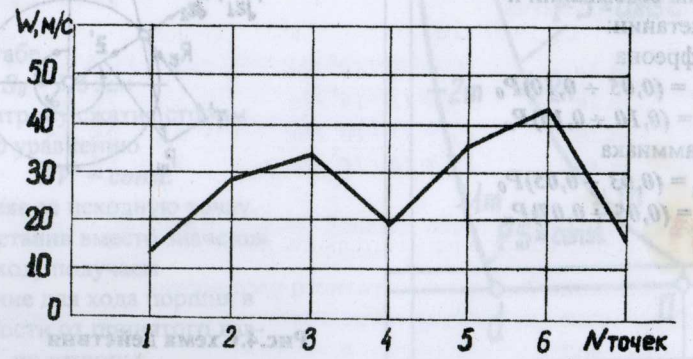


Рис.3 Изменение скоростей пара по газовому тракту компрессора

7. Динамический расчет

Целью динамического расчета компрессора является определение необходимого махового момента /маховика/, подбор и конструирование противовесов для уравновешивания компрессора.

Динамический расчет выполняем для режима наибольшей мощности, потребляемой компрессором.

Для современных унифицированных компрессоров при работе на фреоне-22 режим наибольшей мощности, потребляемой компрессором, соответствует t_K = **50 °С** и t_0 = **+10 °С** /см. п.5/

7.1 Построение расчетной индикаторной диаграммы

$t_0 = 10\ ^0C$

$P_0 = 6{,}811 \times 10^5\ Па$

$t_k = 50\ ^0C$

$P_k = 19{,}395 \times 10^5\ Па$

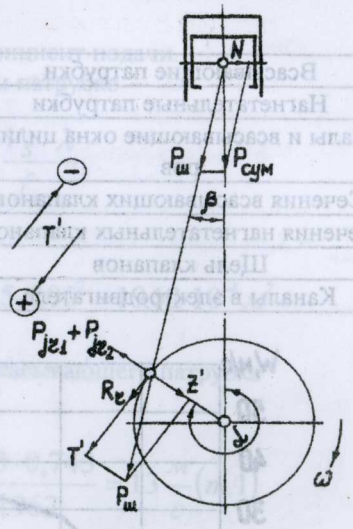


Рис.4.Схема действия сил на кривошипо-шатунный механизм

7.1.1. Потери давления на всасывании и нагнетании:

для фреона

$\Delta P_{вс} = (0{,}05 \div 0{,}10)P_0$

$\Delta P_н = (0{,}10 \div 0{,}15)P_к$

для аммиака

$\Delta P_{вс} = (0{,}03 \div 0{,}05)P_0$

$\Delta P_н = (0{,}05 \div 0{,}07)P_к$

В расчете принимаем:

$$\Delta P_{вс} = 0{,}1 \cdot P_0 = 0{,}1 \cdot 6{,}811 \cdot 10^5 = 0{,}6811 \cdot 10^5\ Па$$

$$\Delta P_н = 0{,}15 \cdot P_к = 0{,}15 \cdot 19{,}395 \cdot 10^5 = 2{,}909 \cdot 10^5\ Па$$

7.1.2. Давление пара на поршень со стороны всасывания

$$P_{вс} = P_0 - \Delta P_{вс} = 6{,}811 \cdot 10^5 - 0{,}6811 \cdot 10^5 = 6{,}1299 \cdot 10^5\ Па$$

7.1.3. Давление пара на поршень со стороны нагнетания

$$P_н = P_к + \Delta P_н = 19{,}395 \cdot 10^5 + 2{,}909 \cdot 10^5 = 22{,}304 \cdot 10^5\ Па$$

7.1.4. Масштабы индикаторной диаграммы

По оси абсцисс откладываем величину мертвого пространства и значения хода поршня в масштабе m_S=*2 мм/мм*

По оси ординат откладываем давления пара на поршень в масштабе m_p=10^{-4} *мм/Па*

7.1.5. Построение по политропы сжатия

Величина мертвого объема

$$S_0 = \frac{S \cdot c}{100} = \frac{70 \cdot 4}{100} = 2{,}8мм$$

В масштабе

S_0 = *5,6 мм*

Политропу сжатия строим согласно уравнению

PV^n = *const.*

Приняв за исходную точку **О** и подставив вместо значения объема ход, получаем выражение для хода поршня в зависимости от принятого давления P_x политропы

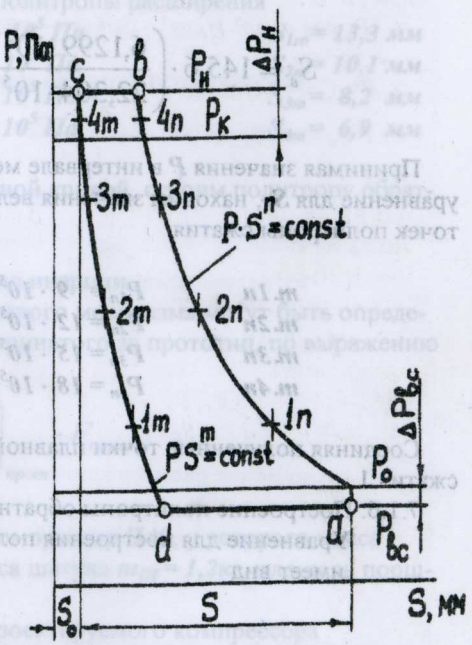


Рис.5 Индикаторная диаграмма

$$S_X = S_a \cdot \left(\frac{P_a}{P_x}\right)^{\frac{1}{n}}$$

Величина хода поршня в конце процесса всасывания

$$S_a = S + S_0 = 70 + 2{,}8 = 72{,}8мм$$

В масштабе S_a = *145,6 мм*

Давление пара на поршень в т. А

$$P_A = P_0 - \Delta P_{BC} = 6{,}1299 \cdot 10^5\ Па$$

Величина хода поршня в конце процесса сжатия

$$S_в = S_a \cdot \left(\frac{P_a}{Pв}\right)^{\frac{1}{n}},$$

где

$$P_в = P_к + \Delta P_н = 22{,}304 \cdot 10^5\ Па$$

$$S_в = 145{,}6 \cdot \left(\frac{6{,}1299 \cdot 10^5}{22{,}304 \cdot 10^5}\right)^{\frac{1}{1{,}1}} = 45 мм$$

Принимая значения P в интервале между P_a и $P_в$ и подставляя их в уравнение для S_X, находим значения величин хода поршня промежуточных точек политропы сжатия:

m.1n	$P_{1n} = 9 \cdot 10^5$ *Па*	$S_{1n} = 103$ *мм*
m.2n	$P_{2n} = 12 \cdot 10^5$ *Па*	$S_{2n} = 79$ *мм*
m.3n	$P_{3n} = 15 \cdot 10^5$ *Па*	$S_{3n} = 64$ *мм*
m.4n	$P_{4n} = 18 \cdot 10^5$ *Па*	$S_{4n} = 55$ *мм*

Соединяя полученные точки плавной кривой, строим политропу сжатия 1.

7.1.6. Построение политропы обратного расширения

Уравнение для построения политропы обратного расширения имеет вид

$$S_x = S_c \left(\frac{P_c}{P_x}\right)^{\frac{1}{m}}$$

За исходную точку принимаем т. С, координата которой

по оси абсцисс $S_c = S_o = 5{,}6$ *мм*

по оси ординат $P_c = P_b = 22{,}304 \cdot 10^5$ *Па*

Давление пара в конце процесса обратного расширения

$$P_d = P_a = 6{,}1299 \cdot 10^5\ Па$$

Ход поршня в конце процесса обратного расширения

$$S_d = S_c \cdot \left(\frac{P_c}{P_d}\right)^{\frac{1}{m}} = 5{,}6 \cdot \left(\frac{22{,}304 \cdot 10^5}{6{,}1299 \cdot 10^5}\right)^{\frac{1}{1{,}05}} = 19{,}1 мм$$

Принимая значение P в интервале между P_c и P_d, находим координаты хода поршня промежуточных точек политропы расширения

m.1m	$P_{1m} = 9 \cdot 10^5$ *Па*	$S_{1m} = 13{,}3$ *мм*
m.2m	$P_{2m} = 12 \cdot 10^5$ *Па*	$S_{2m} = 10{,}1$ *мм*
m.3m	$P_{3m} = 15 \cdot 10^5$ *Па*	$S_{3m} = 8{,}2$ *мм*
m.4m	$P_{4m} = 18 \cdot 10^5$ *Па*	$S_{4m} = 6{,}9$ *мм*

Соединяя полученные точки плавной кривой, строим политропу обратного расширения.

7.2. Расчет весов и определение сил инерции

Массы деталей кривошипно-шатунного механизма могут быть определены по массе деталей компрессора, принятого за прототип, по выражению

$$m_{проек} = \left(\frac{m}{F_n}\right)_{прот} \cdot F_{проек}$$

В качестве прототипа выбираем компрессор **П40**, у которого масса поршневой группы $m_П = 0{,}589$ *кг*, масса шатуна $m_Ш = 1{,}2$ *кг*, площадь поршня $F_П = 0{,}00453$ $м^2$.

7.2.1. Масса поршневой группы проектируемого компрессора

$$m_П = \frac{0{,}589 \cdot 0{,}00502}{0{,}00453} = 0{,}653\ кг$$

7.2.2. Масса шатуна в сборе

$$m_Ш = \frac{1{,}2 \cdot 0{,}00502}{0{,}00453} = 1{,}33\ кг$$

7.2.3. Угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 24{,}35 = 153 \frac{рад}{с}$$

7.2.4. Сила инерции поступательно движущихся частей

$$P_{j.s} = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

$P_{js} = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha$ – сила инерции первого порядка

m_s – масса поступательно движущихся частей

$P_{js} = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha$ – сила инерции второго порядка

$$m_s = m_n + \frac{1}{3} \cdot m_ш = 0{,}653 + \frac{1}{3} \cdot 1{,}33 = 1{,}1 кг$$

r - радиус кривошипа

$$r = \frac{S}{2} = \frac{0{,}07}{2} = 0.035 м$$

λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна

λ=0,15 - 0,22

В расчете принимаем λ=0,175

α - угол поворота кривошипа

$$P_{j.s} = -1{,}1 \cdot 0{,}035 \cdot 135^2 \cdot (\cos\alpha + 0{,}175 \cdot \cos 2\alpha)$$

Значения этих сил приведены в табл.5.

Действие силы P_{JS} направлено по оси цилиндра и, следовательно, ее можно алгебраически сложить с силой давления пара.

7.2.5. Сила инерции вращающихся частей

$$P_{jr} = m_{вр} \cdot r \cdot \omega^2$$

Сила инерции от вращающейся части шатуна

$$P_{jr_1} = m_{ш.r.} \cdot r \cdot \omega^2,$$

где

$m_{ш.r.}$ - масса вращающейся части шатуна

$$m_{ш.r.} = \frac{2}{3} m_ш = \frac{2}{3} \cdot 1{,}33 = 0{,}9 кг$$

$$P_{jr_1} = 0{,}9 \cdot 0{,}035 \cdot 153^2 = 737 H$$

Сила инерции от массы части шатунной шейки, приходящейся на один шатун

$$P_{jr_2} = m_{ш.ш.} \cdot r \cdot \omega^2,$$

$$где \; m_{ш.ш.} = 0{,}785 \cdot d_{ш.ш.}^2 \cdot l_{ш.ш.} \cdot \rho$$

$d_{ш.ш.}$ - диаметр шатунной шейки

$$d_{ш.ш.} = (0{,}45 \div 0{,}65) \cdot D$$

Принимаем $d_{ш.ш.} = 0{,}65 \cdot 80 = 52 мм.$

$l_{ш.ш.}$ - длина шатунной шейки, приходящейся на один шатун

$$l_{ш.ш.} = \frac{(P_K - P_0) \cdot F_П}{[q] \cdot d_{ш.ш.}},$$

где

$(P_K - P_0)=1,67$ *МПа* - для первого расчетного режима;

$[q]$ - допускаемое давление шатуна на вал

$[q] = 3 - 4$ МПа

Таблица 5

α°	cosα	cos2α	P_{JS},Н	$P_{СУМ}$,Н	sin(α+β)/ cosβ	T′,Н
0	1,0	1,0	-1058	6642	0	0
15	0,966	0,866	-1006	2513	0,302	- 759
30	0,866	0,5	- 858	341	0,576	- 196
45	0,707	0	- 636	-1059	0,800	+ 847
60	0,5	-0,5	+ 371	- 794	0,943	+ 749
75	0,259	-0,866	- 97	- 520	1,010	+ 525
90	0	-1,0	158	- 185	1,000	+ 185
105	-0,259	-0,866	370	- 53	0,921	+ 49
120	-0,5	-0,5	529	106	0,790	- 52
135	-0,707	0	636	213	0,620	- 132
150	-0,866	0,5	701	278	0,424	- 118
165	-0,966	0,866	733	310	0,216	- 67
180	-1,0	1,0	743	337	0	0
195	-0,966	0,866	733	864	- 0,216	+ 187
210	-0,866	0,5	701	882	-0,424	+374
225	-0,707	0	636	957	-0,620	+ 593
240	-0,5	-0,5	529	1170	-0,790	+ 924
255	-0,259	-0,866	370	1641	-0,921	+1511
270	0	-1,0	158	2339	-1,000	+2539
285	0,259	-0,866	- 97	4244	-1,010	+4286
300	0,5	-0,5	- 371	7431	-0,943	+7007
315	0,707	0	- 636	7226	-0,800	+5781
330	0,866	0,5	- 858	7004	-0,576	+4034
345	0,966	0,866	-1006	6856	-0,302	+2071
360	1,0	1,0	-1058	6804	0	0

$$l_{ш.ш.} = \frac{1,67 \cdot 0,00502}{4 \cdot 0,052} = 0,04\,м$$

$\rho = 7850$ *кг/м*^{3} - плотность материала коленчатого вала

$$m_{ш.ш.} = 0,785 \cdot 0,052^2 \cdot 0,04 \cdot 7850 = 0,67\,кг$$

$$P_{jr_2} = 0,67 \cdot 0,035 \cdot 153^2 = 550\,H.$$

7.3. Определение сил трения

Мощность трения расходуется на преодоление сил трения в трущихся парах. При этом на возвратно-поступательное движение расходуется $(0,6\text{-}0,7)N_{TP}$, а на трение вращающихся частей $(0,3\text{-}0,4)N_{TP}$.

7.3.1. Сила трения поступательно движущихся частей, приходящаяся на один цилиндр

Сила трения направлена против движения поршня и меняет свой знак в мертвых точках. Ввиду незначительной величины этой силы можно с достаточной точностью допустить, что она постоянна по величине и совершает работу трения со средней скоростью поршня

$$R_s = (0,6 \div 0,7)\frac{N_{mp.}}{C_m \cdot z} = 0,65 \cdot \frac{1,71 \cdot 10^3}{3,41 \cdot 4} = 81H.$$

7.3.2. Сила трения вращающихся частей, приходящаяся на один цилиндр

$$R_r = (0,3 \div 0,4)\frac{N_{mp.}}{\omega \cdot r \cdot z} = 0,35 \cdot \frac{1,71 \cdot 10^3}{153 \cdot 0,035 \cdot 4} = 28H.$$

7.4. Построение диаграммы суммарной силы

Суммарная сила, действующая в направлении оси цилиндра

$$P_{сум} = P_г + P_{js} + R_S,$$

где

$P_Г$ - сила от давления пара на поршень.

Для построения диаграммы суммарной силы по оси абсцисс откладываем угол поворота кривошипа в масштабе *1град/мм*, а по оси ординат - силы в масштабе $m_P = 10^{-2}$ *мм/Н*

Индикаторную диаграмму перестраиваем в диаграмму изменения сил давления пара на поршень в зависимости от угла поворота кривошипа. Положения поршня, соответствующие углу поворота кривошипа α, находим

графическим методом по способу ***Брикса*** /рис. 6/.

Под индикаторной диаграммой вычерчиваем полуокружность с диаметром /центр в т. О/.

$$D = S \cdot m_s = 70 \cdot 2 = 140\ мм$$

От центра О вправо откладываем отрезок OO_1 /поправка Брикса/, равный

$$OO_1 = \frac{r \cdot \lambda}{2} = \frac{35 \cdot 0{,}175}{2} = 3{,}06\ мм$$

В масштабе $3{,}06 \cdot 2 = 6{,}12мм$

Из полученного центра произвольным радиусом строим вспомогательную полуокружность, которую делим на 12 равных частей /через 15°/.

Проводим лучи из центра O_1 до пересечения с окружностью с центром О и отмечаем точки 1,2,3,...,24. Проектируем полученные точки пересечения на индикаторную диаграмму.

Усилие от давления пара берем из индикаторной диаграммы как разность давления с обеих сторон поршня в соответствующей точке $(P_i - P_0) \cdot F_П$, считая, что давление в картере равно P_0.

На диаграмму суммарной силы наносим значения P_{JS} из табл. 5 и R_S.

Силу трения откладываем в сторону, противоположную движению поршня, в первой половине оборота вала она отрицательная, во второй – положительная.

Производим графическое сложение сил $P_Г$, P_{JS}, R_S и получаем $P_{СУМ}$ /рис.7/. Значения $P_{СУМ}$ вносим в табл. 5.

7.5. Построение диаграммы тангенциальных сил

Тангенциальная сила, действующая на кривошип

$$T' = P_{сум} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

Сила T' направлена по касательной к окружности вращения кривошипа и создает момент, противодействующий вращению вала компрессора.

Принимаем знак T' положительным, когда она действует против вращения вала.

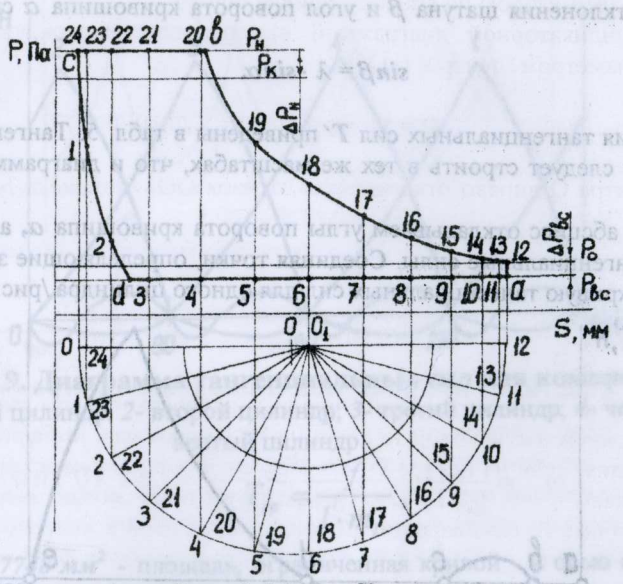


Рис. 6. Метод Брикса

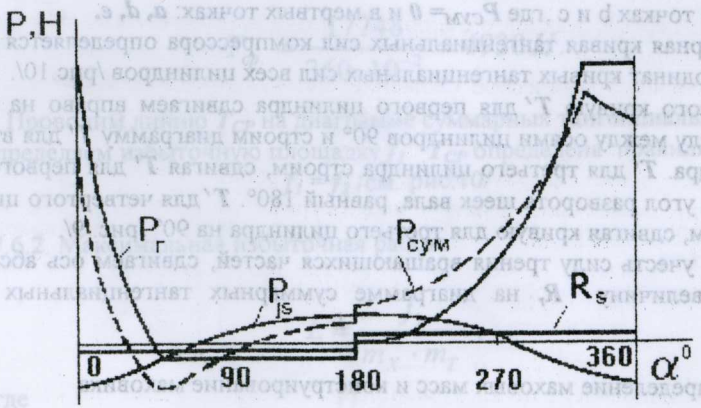


Рис.7. Диаграмма суммарной силы

Угол отклонения шатуна β и угол поворота кривошипа α связаны равенством

$$\sin\beta = \lambda \cdot \sin\alpha.$$

Значения тангенциальных сил T' приведены в табл. 5. Тангенциальную диаграмму следует строить в тех же масштабах, что и диаграмма суммарной силы.

На оси абсцисс откладываем углы поворота кривошипа α, а на оси ординат - тангенциальные силы. Соединяя точки, определяющие значения T, получаем кривую тангенциальных сил для одного цилиндра /рис. 8/.

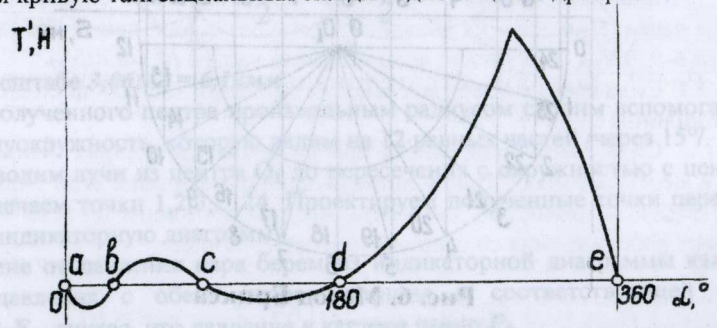


Рис. 8.Диаграмма тангенциальных сил для одного цилиндра

$T' = 0$ в точках b и c ,где $P_{СУМ} = 0$ и в мертвых точках: *a, d, e.*

Суммарная кривая тангенциальных сил компрессора определяется сложением ординат кривых тангенциальных сил всех цилиндров /рис.10/.

Для этого кривую T' для первого цилиндра сдвигаем вправо на угол, равный углу между осями цилиндров 90° и строим диаграмму T' для второго цилиндра. T' для третьего цилиндра строим, сдвигая T' для первого цилиндра на угол разворота шеек вала, равный 180°. T' для четвертого цилиндра строим, сдвигая кривую для третьего цилиндра на 90° /рис. 9/.

Чтобы учесть силу трения вращающихся частей, сдвигаем ось абсцисс вниз на величину R_r на диаграмме суммарных тангенциальных сил /рис. 10/.

7.6. Определение маховых масс и конструирование маховика

7.6.1. Среднее значение тангенциальной силы за один оборот вала

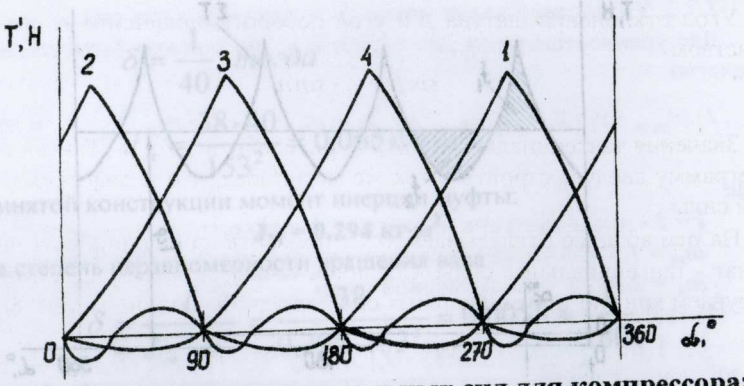


Рис. 9. Диаграмма тангенциальных сил для компрессора:

1 - первый цилиндр, *2*- второй цилиндр; *3*- третий цилиндр; *4*- четвертый цилиндр

$$T_{ср} = \frac{f}{l \cdot m_T},$$

где

$f = 17748\ мм^2$ - площадь, ограниченная кривой и осью абсцисс на диаграмме суммарных тангенциальных сил;

$l = 360\ мм$ - длина диаграммы;

$m_T = 10^{-2}\ мм/Н$ - масштаб сил;

$$T_{ср.} = \frac{17748}{360 \cdot 10^{-2}} = 4930\,Н.$$

Проводим линию T_{CP} на диаграмме суммарных тангенциальных сил и определяем избыточную площадку f_1. T_{CP} определена правильно, если $f_1 = f_2$ /см. рис.10/

7.6.2. Максимальная избыточная работа

$$L = \frac{f_1}{m_X \cdot m_T},$$

где

$f_1 = 625\ мм^2$ - площадь наибольшей избыточной площадки на суммарной диаграмме тангенциальных сил;

m_x - масштаб длин

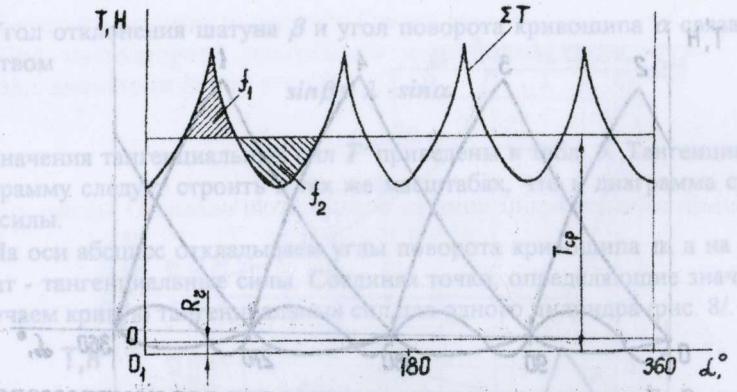


Рис.10. Суммарная тангенциальная диаграмма

$$m_X = \frac{l}{2\pi \cdot r} = \frac{360}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}035} = 1{,}64 \cdot 10^3 \, мм/м$$

$$L = \frac{625}{1{,}64 \cdot 10^3 \cdot 10^{-2}} = 38 \, Дж.$$

Величина L выражает избыточную работу двигателя, накапливаемую маховиком.

7.6.3. Необходимый момент инерции маховика

$$J_м = \frac{L}{\delta \cdot \omega^2},$$

где

δ - допускаемая степень неравномерности вращения вала компрессора.

Для привода компрессора через муфту

$$\delta = \frac{1}{25} \div \frac{1}{40} \; / табл.8 /$$

В расчете принимаем

$$\delta = \frac{1}{40}, \; тогда$$

$$J_м = \frac{38 \cdot 40}{153^2} = 0{,}065 \, кг \cdot м^2.$$

В принятой конструкции момент инерции муфты:

$$J_М = 0{,}294 \; кг \cdot м^2$$

тогда степень неравномерности вращения вала:

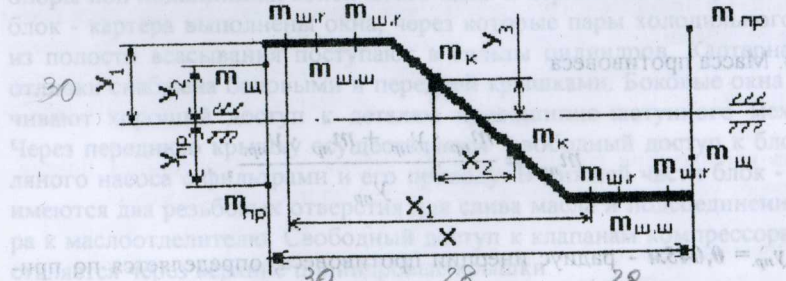
$$\delta = \frac{L}{J_м \cdot \omega^2} = \frac{38}{0{,}294 \cdot 153^2} = 0{,}0055 \approx \frac{1}{180}.$$

7.7. Расчет противовесов

Силы инерции передаются через опоры коленчатого вала на корпус компрессора, вызывая его вибрацию и создавая переменные нагрузки на фундаментные болты. Уравновешивание сил инерции заключается в искусственном создании в компрессоре других сил инерции, противоположных имеющимся. Для этой цели применяют противовесы, присоединенные к коленчатому валу в плоскости крайних щек.

При выбранной схеме коленчатого вала с расположением колен под углом 180° сумма инерционных сил первого порядка равна нулю. Силы инерции неуравновешенных вращающихся масс взаимно уравновешены. Момент от сил инерции первого порядка уравновешивается противовесами. Силы инерции второго порядка не уравновешивают.

7.7.1. Схема распределения масс на коленчатом валу



7.7.2. Уравновешивание момента от центробежных сил

Для уравновешивания центробежных сил должно быть соблюдено равенство

$$i \cdot m_{ш.ш.} \cdot y_1 \cdot x_1 + i \cdot m_{ш.г.} \cdot y_1 \cdot x_1 + m_{щ} \cdot y_2 \cdot x + m_K \cdot y_3 \cdot x_2 = m'_{пр} \cdot y_{пр} \cdot x,$$

где

$i = 2$ - число шатунов на шатунной шейке;

$m_{щ} = 1{,}5$ кг - масса неуравновешенной части крайней щеки;

$m_K = 2{,}83$ кг - масса боковой щеки.

Из этого выражения

$$m'_{пр} \cdot y_{пр} = \frac{2 \cdot 0{,}67 \cdot 0{,}035 \cdot 0{,}152 + 2 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}035 \cdot 0{,}152 + 1{,}5 \cdot 0{,}033 \cdot 0{,}26 + 2{,}83 \cdot 0{,}033 \cdot 0{,}031}{0{,}26} = 0{,}121 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

7.7.3. Уравновешивание момента от сил инерции поступательно движущихся частей

Для уравновешивания сил возвратно - поступательно движущихся частей должно быть соблюдено равенство

$$m_S \cdot y_1 \cdot x_1 = m''_{пр.} \cdot y_{пр.} \cdot x,$$

$$\text{откуда} \quad m''_{пр.} \cdot y_{пр.} = \frac{1{,}1 \cdot 0{,}035 \cdot 0{,}152}{0{,}26} = 0{,}022 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

7.7.4. Масса противовеса

$$m_{пр.} = \frac{m'_{пр} \cdot y_{пр} + m''_{пр.} \cdot y_{пр.}}{y_{пр.}},$$

где

$y_{пр.} = 0{,}045$м - радиус инерции противовеса, определяется по принятым размерам противовеса /рис. 11/

$$m_{пр.} = \frac{0{,}121 + 0{,}022}{0{,}045} = 3{,}18 \text{ кг}.$$

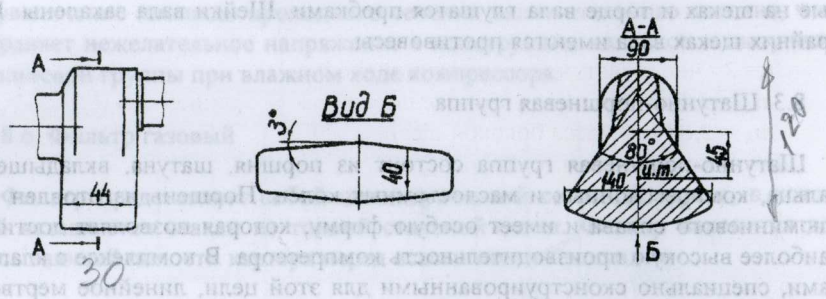


Рис. 11. Конструкция противовеса

8. Описание конструкции компрессора, принятого за прототип

8.1. Блок-картер

Блок-картер представляет собой чугунную литую конструкцию, снабженную сменными чугунными гильзами. С помощью перегородки блок-картер разделен на картерную и всасывающую полости. Картер имеет две опоры под подшипники коленчатого вала. В верхних цилиндровых стенках блок - картера выполнены окна, через которые пары холодильного агента из полости всасывания поступают в гильзы цилиндров. Картерная часть отливки снабжена боковыми и передней крышками. Боковые окна обеспечивают хороший доступ к деталям кривошипно-шатунного механизма. Через переднюю крышку осуществляется свободный доступ к блоку масляного насоса с фильтрами и его приводу. В нижней части блок - картера имеются два резьбовых отверстия для слива масла и подсоединения картера к маслоотделителю. Свободный доступ к клапанам компрессора осуществляется через верхние цилиндровые крышки.

8.2. Вал коленчатый

Вал - стальной штампованный двухопорный с расположением колен в одной плоскости под углом 180°. Вал опирается на два коренных подшип-

ника качения. Подшипник со стороны масляного насоса закреплен, со стороны сальника - плавающий самоустанавливающийся. На одном конце вала сегментной шпонкой крепится косозубая шестерня привода масляного насоса. Другой конец вала служит для подсоединения привода. Для смазки шатунных шеек в валу имеются технологические отверстия, которые на щеках и торце вала глушатся пробками. Шейки вала закалены. На крайних щеках вала имеются противовесы.

8.3. Шатунно-поршневая группа

Шатунно-поршневая группа состоит из поршня, шатуна, вкладышей, пальца, компрессионных и маслосъемных колец. Поршень изготовлен из алюминиевого сплава и имеет особую форму, которая позволяет достичь наиболее высокую производительность компрессора. В комплексе с клапанами, специально сконструированными для этой цели, линейное мертвое пространство сведено к минимуму. Два поршневых кольца обеспечивают надежную герметизацию. Маслосъемное кольцо вместе с нижним поршневым кольцом позволяет обеспечить минимальный расход масла, но достаточный для смазки. Шатун - стальной штампованный двухтаврового сечения с косым разъемом нижней и неразъемной верхней головками. В верхнюю головку запрессованы две бронзовые втулки. Крышка шатуна стальная штампованная, присоединяемая к телу шатуна при помощи шатунных болтов, которые контрятся проволокой. На внутренних поверхностях нижней головки шатуна и крышки имеются пазы, с помощью которых фиксируются вкладыши, Вкладыши тонкостенные взаимозаменяемые. Нижняя головка шатуна фиксируется от продольного перемещения вдоль тела шатуна специальным штифтом, Поршневой палец плавающего типа стальной пустотелый. От продольного перемещения в бобышках фиксируется стопорными кольцами.

8.4. Гильза

Гильза изготовлена из специального чугуна. Два посадочных пояска обеспечивают установку гильзы в блок-картер по посадке движения.

8.5. Всасывающий и нагнетательный клапаны

Всасывающий и нагнетательный клапаны - самодействующие кольцевые пружинные. Работают под действием газовых сил в процессе сжатия и всасывания. Всасывающий клапан состоит из розетки, пластины и буферных пружин. Нагнетательный клапан состоит из розетки, рабочей пластины, седла, соединенных между собой специальным болтом и гайкой. В случае попадания в цилиндр компрессора жидкого холодильного агента нагнетательный клапан может перемещаться вдоль специальных направляющих за счет сжатия буферной пружины. Таким образом обеспечивается увеличение площади проходного сечения нагнетательного клапана, что устраняет нежелательное напряжение в конструкции клапанов и шатунно-поршневой группы при влажном ходе компрессора.

8.6. Фильтр газовый

Фильтр представляет собой цилиндрический сетчатый каркас, в который вставляется стакан из тонкой стальной сетки. Фильтр находится во всасывающей полости картера перед всасывающим вентилем.

8.7. Блок масляного насоса с масляными фильтрами

Масляный насос - шестеренчатый нереверсивный затопленный. Шестерни масляного насоса, размещенные в корпусе, насаживаются на оси, которые вращаются в опорах, расположенных в крышке и корпусе. Привод насоса осуществляется через пару косозубых цилиндрических шестерен, одна из которых посажена на коленчатый вал, а другая - на ведущий вал масляного насоса. Масляный насос объединен в единый блок с масляными фильтрами грубой и тонкой очистки. Фильтр грубой очистки двухступенчатый. Первой ступенью очистки является тонкая сетка, второй - два постоянных магнитных стержня, установленных в маслоподводящем канале. Фильтр тонкой очистки выполнен из металлокерамических элементов, позволяющих осуществить фильтрацию масла до 20 мк. Фильтр тонкой очистки снабжен перепускным клапаном, предназначенным для перепуска масла в масляную систему, минуя фильтры тонкой очистки, в случае засорения этих фильтров.

8.8. Сальник

Сальник - самоустанавливающийся пружинный двухсторонний с масляным гидравлическим затвором. Уплотнение осуществляется за счет торцевого трения пары графит - сталь. Стальное и графитовое кольца прижимаются пружинами, установленными в обойме. Уплотнение по валу происходит за счет резиновых колец. Обойма зафиксирована относительно вала при помощи шарика. Синхронное вращение стальных колец трения и

обоймы осуществляется при помощи штифта. Графитовые кольца трения установлены в крышках и зафиксированы от вращения штифтом, между графитовыми кольцами и крышками установлены плоские литые резиновые прокладки. Материалы основных деталей компрессора должны иметь свойства не ниже, чем у материалов, указанных в табл.9.

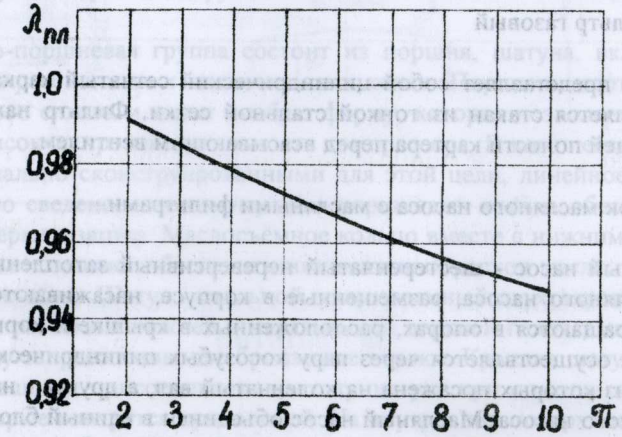


Рис.12. Коэффициент плотности

Таблица 6

Высота подъема пластин клапанов				
Частота вращения, $с^{-1}$	16	20	24	48
h кольцевых клапанов, мм	1,4-1,8	1,3-1,7	1,1-1,5	0,6-0,8
h полосовых клапанов, мм	2,4-2,6	2-2,2	1,8-2	1-1,2

Таблица 7

Основные данные поршневых компрессоров новой градации

Марка	Число цилиндров	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Частота вращения, $с^{-1}$	$V_S \cdot 10^{-2}$ $м^3/с$	Длина шатуна, мм	$m_П$, кг	$m_Ш$, кг
П28	4	67,5	65	24	2,22	140	0,415	0,850
П40	4	76	66	24	2,89	160	0,589	1,2
П60	6	76	66	24	4,33	160	0,589	1,2
П80	8	76	66	24	5,78	160	0,589	1,2
П110	4	115	82	24	8,35	260	2,4	4,5
П165	6	115	82	24	12,5	260	2,4	4,5
П220	8	115	82	24	16,7	260	2,4	4,5

Таблица 8

Степень неравномерности вращения компрессоров

Тип привода	δ
Асинхронные электродвигатели с ременной передачей или эластичной муфтой и поршневые двигатели	1/25 - 1/40
Асинхронные электродвигатели с жесткой муфтой или насаженные на коленчатый вал	1/20 - 1/80
Синхронные электродвигатели с жесткой муфтой или насаженные на коленчатый вал	1/120 - 1/200

Таблица 9

Материалы основных деталей компрессора

Наименование деталей	Марка материала	Госстандарт
1. Детали корпусные	СЧ18-36, АЛ4, АЛ9	ГОСТ 1412-70 ГОС 2685-75
2. Цилиндры, гильзы, блоки цилиндров	СЧ21-40, А12	ГОСТ 1412-70 ГОС 1414-75
3. Валы коленчатые	Сталь 45	ГОСТ 1050-74
4. Поршни	СЧ21-40, АК5М7(АЛ10Б), АЛЗО	ГОСТ 1412-74 ГОС 2685-75
5. Вальцы поршневые	Сталь 20,45, 20Х	ГОСТ 1050-74 ГОС 4543-71
6. Шатуны	Сталь 45, АЛ4, АЛЗ0	ГОСТ 1050-74 ГОС 2685-75
7. Болты шатунные и болты противовесов	38ХА, 40Х	ГОСТ 4543-71
8. Гайки шатунных болтов	Сталь 35	ГОСТ 1050-74
9. Пластины клапанов	У10А, 70С2ХА, 09Х15Н810, ЗОХГСА	ГОСТ 21996-76 ГОС 2283-69 ГОСТ 4986- ГОСТ 4543-71
10. Кольца стальные сальников коленчатых валов	Сталь 45, 15Х	ГОСТ 1050-74 ГОС 4543-71

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Колосков Ю. Д. Тепловой расчет поршневого холодильного компрессора: Методические указания. - М.: МИХМ, 1979.-40с.

2. Холодильные машины/ Под ред. И. А. Сакуна.- М.: Машиностроение, 1985.-510с.

3. Холодильные компрессоры: Справочник/ Под ред. А. В. Быкова.- М.: Колос, 1992.- 304 с.

Редактор В. И. Лузева

Подп. в печ. 05.01.2000. Форм. Бум. 60x84 1/16.
Бум. №1.Гарнитура "Таймс" Печать офсетная.
Объем 2,32 усл. п. л. Усл.-кр. отт. 2,32. Уч.-изд. л. 2,5.
Тираж 100 экз. Заказ № 2044

Лицензия Комитета по печати Российской Федерации
ЛР № 020266 от 12.11.96.

Отпечатано в типографии Информ Пресс-94
107066, Москва, ул. Старая Басманная, 21/4