

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
"Холодильні машини і установки"
зі спеціальності 142 "Енергетичне машинобудування"
на тему:

«Проектування поршневого аміачного компресора для одноступеневої
парокомпресійної холодильної машини»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри _____ С. М. Ванєєв

Керівник роботи _____ В. М. Козін

Здобувач _____ Н. В. Бадецький

Група _____ ХКдн-74др

Суми 2021

ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	4
Вихідні дані.....	6
1 Розрахунок циклу парокомпресійної холодильної машини.....	7
2 Розрахунок аміачного холодильного поршневого компресора.....	11
2.1 Опис проектованого компресора.....	11
2.2 Розрахунок потужності приводу компресора на розрахунковому режимі	12
2.3 Розрахунок стандартного режиму роботи холодильної машини.....	14
2.4 Визначення геометричних розмірів компресора.....	17
2.5 Вибір електродвигуна та розрахунок потужності компресора.....	19
2.6 Газодинамічний розрахунок компресорної машини.....	19
2.7 Міцнісні розрахунки елементів компресора.....	23
2.8 Динамічний розрахунок компресора.....	29
2.9 Розрахунок маховика компресора.....	33
2.10 Розрахунок противаг компресора.....	35
2.11 Перевірний розрахунок підшипників компресора.....	36
2.12 Перевірний розрахунок компресора.....	37
3 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.....	39
3.1 Небезпечні і шкідливі виробничі фактори.....	39
3.2 Вентиляція виробничих приміщень.....	42
3.3 Електробезпека.....	44
3.4 Технічне обслуговування електричних двигунів.....	46
3.5 Зниження шуму і вібрацій на холодильних установках.....	47
3.6 Захисні заходи від ураження електричним струмом.....	48
3.7 Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском.....	50

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ							
Вим.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	Проектування поршневого аміачного компресора для одноступеневої парокомпресійної холодильної машини. Пояснювальна записка							
Розроб.	Бадецький	Козін								Літ.	Аркуш	Аркушів
Перев.										2	59	
Н. контр.	Шарапов									СумДУ, гр. ХКдн-74др		
Затв.	Ванєєв											

3.8 Захисні засоби від ураження холодоагентами і правила

користування ними.....	53
Висновки.....	56
Список літератури.....	58

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						3
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Вступ

Компресор є одним з основних елементів парокомпресійної холодильної машини. В останній час в області холодильного компресоробудування помітний значний прогрес в методах дослідження та проектування новітніх типів компресорів, в основному ротативних. Серед них значного поширення отримали спіральні компресори. Особливо у складі холодильних машин низької та середньої холодопродуктивності, які використовуються у побутових та торгових холодильниках. Наступний за поширеністю тип компресора, що широко застосовується у парокомпресійних холодильних машинах є поршневий компресор.

Всі відомі типи холодильних компресорів можуть бути віднесені до двох великих груп: об'ємні компресори, в яких газ стискається в результаті зменшення замкнутого обсягу, і динамічні, де силовий вплив на газ здійснюється лопатями, що обертаються. У середині цих груп розрізняють ряд типів.

За конструктивними ознаками компресорів можливе подальше розділення (наприклад, із внутрішнім геометричним ступенем підвищення тиску і без нього; одно- і багатоступеневі тощо).

У холодильному машинобудуванні істотним є поділ компресорів на групи із вбудованим та зовнішнім приводом. Також холодильні компресори класифікують за типом холодильного агента (аміачні, фреонові, пропанові, повітряні тощо), холодопродуктивністю (малі, середні та великі), видом приводу (електродвигун, турбіна, ДВЗ тощо) та за іншими ознаками.

У складі сучасних одноступеневих парокомпресійних холодильних машин найбільш широко застосовують поршневі, гвинтові і відцентрові компресори; обмежене застосування отримали ротаційно-пластинчасті. Перспективними типами компресорів ротативного типу є роторно-поршневі і спіральні.

На основі техніко-економічного аналізу встановлено найбільш доцільні області застосування основних типів холодильних компресорів. Межі цих

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						4
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

областей в перспективі можуть бути дещо змінені в результаті робіт з модифікації конструкцій компресорів, а також внаслідок можливої зміни ряду економічних параметрів.

Характеристики компресора впливають на ефективність роботи холодильних машин в цілому, у тому числі на енергетичні показники, надійність та довговічність, рівень питомих зведених витрат.

До переваг та недоліків поршневих компресорів відносять:

а) переваги:

- невисока вартість обладнання;
- простота конструкції, що забезпечує можливість самостійного обслуговування, а також мінімальна кількість витратних матеріалів;

б) недоліки:

- нерівномірне, імпульсне надходження стисненого газу (для згладжування пульсації і вирівнювання тиску у системі використовують ресивери);
- гучна робота механізмів;
- низька інтенсивність використання через велику швидкість нагрівання поршневої групи (чим швидше крутиться колінчастий вал, тим сильніше нагрівається система);
- підвищена витрата електроенергії порівняно з ротаційними типами компресорів при низьких витратах.

Виходячи з досвіду експлуатації гвинтових і поршневих компресорів, можна зробити практичний висновок, що поршневі машини виправдовують своє використання у випадку, якщо витрата стисненого середовища не перевищує 1,5 м³/хв. В цьому випадку збільшення витрати на придбане обладнання буде окупатися дуже довго, а економія електроенергії виявиться незначною. У всіх інших випадках ефективнішими виявляться гвинтові компресорні машини.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Вихідні дані

Виконати термодинамічний розрахунок циклу одноступеневої парокмпресійної холодильної машини відповідно до вихідних даних, наведених у таблиці. За результатами розрахунку циклу виконати термодинамічний, конструктивний, газодинамічний, міцнісний, перевірний розрахунки компресора холодильної машини.

У розділі «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» проаналізувати основні небезпечні та шкідливі фактори, що виникають при роботі парокмпресійних холодильних машин і методи захисту від їх впливу. Також описати небезпечні і шкідливі фактори при роботі персоналу, що експлуатує холодильну машину.

Холодопродуктивність Q_0 , кВт	16
Температура, °C	
холодоносія на виході з випарника t_{x2}	5
охолоджуючої води на вході у конденсатор t_{e1}	21
Холодильний агент	R717
Виконання компресора	сальниковий
Охолодження циліндрів	водяне

1. Розрахунок циклу парокомпресійної холодильної машини

1.1 Визначення розрахункових температур циклу холодильної машини

З p, h – діаграми для аміаку (R717) визначаємо тиск конденсації і кипіння, попередньо знайшовши значення температур у цих точках.

Температура кипіння

$$t_0 = \frac{t_{x1} + t_{x2}}{2} - (5...8)^\circ\text{C};$$

задаємося

$$t_0 = \frac{t_{x1} + t_{x2}}{2} - 6,5^\circ\text{C}.$$

Температура холодоносія на вході у випарник

$$t_{x1} = t_{x2} + \Delta t_x, \text{ де } \Delta t_x = (2...3)^\circ\text{C}$$

задаємося $\Delta t_x = 3^\circ\text{C}$; тоді $t_{x1} = 5 + 3 = 8^\circ\text{C}$

$$t_0 = \frac{8 + 5}{2} - 6,5 = 0^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації

$$t_k = t_{e2} + (4...5)^\circ\text{C},$$

задаємося

$$t_k = t_{e2} + 5^\circ\text{C}.$$

Температура води на виході з конденсатора

$$t_{e2} = t_{e1} + (3...6)^\circ\text{C} \text{ задаємося } t_{e2} = t_{e1} + 4^\circ\text{C},$$

$$t_{e2} = 21 + 4 = 25^\circ\text{C}, \text{ тоді } t_k = 25 + 5 = 30^\circ\text{C}.$$

Температура переохолодження

$$t_{II} = t_k - (3...5)^\circ\text{C},$$

задаємося

$$t_{II} = t_k - 5^\circ\text{C}$$

тоді $t_{II} = 30 - 5 = 25^\circ\text{C}$.

Температура всмоктування у компресор

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						7
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$t_{ec} = t_0 + (5...15)^\circ C$$

задаємося

$$t_{ec} = t_0 + 10^\circ C,$$

тоді $t_{ec} = 0 + 10 = 10^\circ C$.

1.2 Тепловий розрахунок робочого режиму холодильної машини

Визначимо $p_n = 1,17 \text{ МПа}$, $p_0 = 0,42 \text{ МПа}$, $\pi = \frac{p_n}{p_0} = \frac{1,17}{0,42} = 2,79$.

При такому відношенні тисків може бути застосований цикл з одноступневим стисненням.

На рис. 1.1 подана принципова схема і цикл у p, h – координатах одноступеневої парокompресійної холодильної машини.

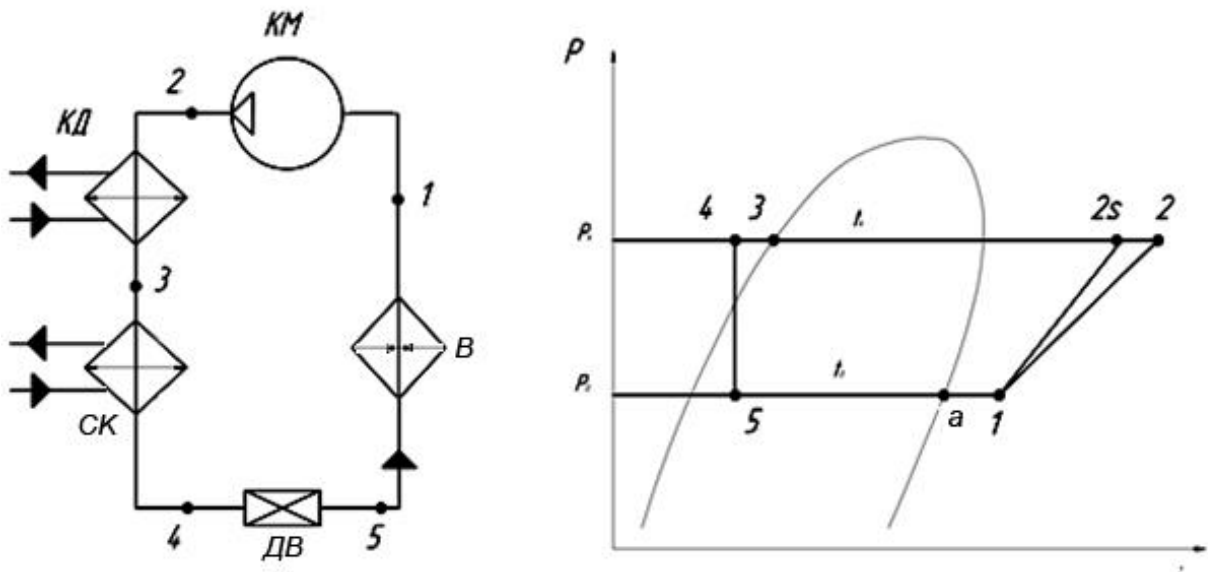


Рисунок 1.1 – Принципова схема і цикл у p, h – координатах одноступеневої парокompресійної холодильної машини (ПКХМ)

Умовні позначення елементів, показаних на рис. 1.1:

КМ – компресор; КД – конденсатор; ДВ – дросельний вентиль; В – випарник; СК – субкулер (переохолоджувач конденсату)

									Аркуш
									8
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата	ХМдн 02.00.00.00 ПЗ				

Термодинамічні процеси, що утворюють цикл одноступеневої ПКХМ:

1–2 – політропне (дійсне) стиснення пари холодильного агента у компресорі КМ від тиску кипіння p_0 до тиску конденсації p_k ;

1–2s – адіабатне (теоретичне) стиснення пари холодильного агента у компресорі КМ від тиску кипіння p_0 до тиску конденсації p_k ;

2–3 – ізобарне відведення тепла у конденсаторі КД при тиску p_k ;

3–4 – переохолодження холодильного агента при тиску p_k у СК;

4–5 – дроселювання холодильного агента у ДВ від тиску p_k до p_0 ;

5–1 – ізобарне підведення тепла у випарнику В холодильної машини при тиску p_0 .

Параметри у характерних точках циклу, визначені за p,h -діаграмою для R717 при робочому режимі роботи холодильної машини заносимо до табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Точки	1	2s	3	4	5	a
$p, \text{МПа}$	0,42	1,17	1,17	1,17	0,42	0,42
$t, ^\circ\text{C}$	10	80	30	25	0	0
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	1710	1850	570	540	540	1680
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,3	–	–	–	–	–

Питома холодопродуктивність

$$q_0 = h_a - h_5 = 1680 - 540 = 1140 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома робота стиснення

$$l_s = h_{2s} - h_1 = 1850 - 1710 = 140 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Коефіцієнт термотрансформації теоретичного циклу

$$\text{COP}_T = \frac{q_0}{l_s} = \frac{1140}{140} = 8,14.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{1140}{0,3} = 3800 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Масова витрата холодильного агента

$$\dot{m} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{16}{1140} = 0,014 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора

$$V_o = \dot{m} \cdot v_1 = 0,014 \cdot 0,3 = 0,004 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		10

2. Розрахунок аміачного холодильного поршневого компресора

2.1 Опис проектованого компресора

Проектований компресор – холодильний, поршковий, одноступеневий, непрямотечійний, двоциліндровий, двоколінчастий, вертикальний, з блок-картерним виконанням, простої дії, безкрейцкопфний, із зовнішнім приводом, сальниковий, з вільно-примусовою системою змащування (мастило від насоса і розбризкуванням), стаціонарний, із середньотемпературним режимом роботи, аміачний, середньої холодопродуктивності.

Змащування механізму руху здійснюється як за допомогою розбризкування, так і за допомогою шестеренного мастилонасосу. Норма витрати мастила для циліндрів відповідно до норм Стратсбургської конференції по масел становить $0,002 \text{ г/м}^2$. Застосовуються мастила типу ХА30 або ХМ35.

У компресорі застосовуються тронкові чавунні поршні, клапани на всмоктуванні взяті відповідно до розрахунків – смугові.

Охолодження циліндрів – за допомогою водяної "сорочки". У даному випадку реалізована схема водяного охолодження "мокра гільза", тобто вода має безпосередній контакт з гільзою, яка вставлена у блок-картер. Місце встановлення ущільнене спеціальними гумовими прокладками.

Змащування сальникового ущільнення здійснюється за допомогою маслопроводу від мастилонасоса.

Передача крутного моменту від приводу до валу здійснюється за допомогою клинопасової передачі, шків якої виконує роль маховика. Маховик, у свою чергу, є акумулятором енергії поршневого компресора. Наявність маховика дозволяє подолати інерцію механізму руху у "мертвих" точках.

Мастилонасос шестерний вбудованого типу.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						11
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Мастило після мастилонасосу подається для змащування до пар тертя через свердління у валу і шатуні. При цьому перед надходженням до мастилонасосу мастило проходить фільтр грубого очищення.

Підшипникові опори – кулькові дворядні.

2.2 Розрахунок потужності приводу компресора на розрахунковому режимі

Коефіцієнт подачі

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl}.$$

Об'ємний коефіцієнт подачі

$$\lambda_c = 1 - c \left(\frac{p_n + \Delta p_n}{p_{ec}} - 1 \right),$$

де $c = 0,04 \dots 0,05$ – відносний мертвий простір, задаємося $c = 0,05$;

$\Delta p_n = 0,08 \cdot p_n = 0,08 \cdot 1,17 = 0,0936 \text{ МПа}$ – депресія на нагнітанні.

$$\lambda_c = 1 - 0,05 \left(\frac{1,17 + 0,0936}{0,42} - 1 \right) = 0,9.$$

Коефіцієнт дроселювання

$$\lambda_{op} = 1 - \frac{1 + c}{\lambda_c} \cdot \frac{\Delta p_{ec}}{p_{ec}},$$

де $\Delta p_{ec} = 0,04 \cdot p_{ec} = 0,04 \cdot 0,42 = 0,0168 \text{ МПа}$ – депресія на всмоктуванні;

$$\lambda_{op} = 1 - \frac{1 + 0,05}{0,9} \cdot \frac{0,0168}{0,42} = 0,95.$$

Коефіцієнт підігрівання

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_k} = \frac{273}{303} = 0,9.$$

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						12
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Коефіцієнт густини визначаємо за графіком. Він знаходиться у діапазоні

$$\lambda_{nl} = 0,95 \dots 0,98.$$

Для $\pi = \frac{p_n}{p_{вс}} = \frac{1,17}{0,42} = 2,79$ визначаємо $\lambda_{nl} = 0,98$.

Тоді

$$\lambda = 0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,9 \cdot 0,98 = 0,75.$$

Індикаторний ККД компресора

$$\eta_i = \lambda_w \cdot \lambda_{nl} + b \cdot t_0,$$

де $b = 0,001$ – для аміачних вертикальних поршневих холодильних компресорів

$$\eta_i = 0,9 \cdot 0,98 + 0,001 \cdot 0 = 0,88.$$

Індикаторна потужність

$$N_i = \frac{N_{ад}}{\eta_i} = \frac{\dot{m} \cdot (h_{2s} - h_1)}{\eta_i} = \frac{0,014 \cdot (1850 - 1710)}{0,88} = 2,23 \text{ кВт}.$$

Ефективна потужність

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}},$$

де $\eta_{мех} = 0,82 \dots 0,92$ – механічний ККД компресора, задаємося $\eta_{мех} = 0,92$.

$$N_e = \frac{2,23}{0,92} = 2,43 \text{ кВт}.$$

Потужність електродвигуна

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						13
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$N_{ед} = \frac{N_e}{\eta_{пер} \cdot \eta_{дв}},$$

де $\eta_{пер} = 0,98$ – ККД передачі (через пружну муфту);

$\eta_{дв} = 0,75 \dots 0,85$ – ККД електродвигуна, задаємося $\eta_{дв} = 0,8$.

$$N_{ед} = \frac{2,43}{0,98 \cdot 0,8} = 3,1 \text{ кВт}.$$

2.3 Розрахунок стандартного режиму роботи холодильної машини

По літературі [2] вибираємо стандартний режим роботи холодильної машини:

- а) діапазон – середньотемпературний;
- б) холодильний агент – R717;
- в) температура кипіння – $t_{0,см} = -15^\circ\text{C}$;
- г) температура конденсації – $t_{к,см} = 30^\circ\text{C}$;
- д) температура всмоктування – $t_{вс} = -10^\circ\text{C}$;
- е) температура переохолодження – $t_{П,см} = t_4 = 25^\circ\text{C}$.

Параметри у характерних точках циклу, визначені з p,h -діаграми для R717 при стандартному режимі роботи холодильної машини заносимо до табл. 2.1.

Таблиця 2.1

точки	1	2s	3	4	5	a
$p, \text{МПа}$	0,245	1,17	1,17	1,17	0,245	0,245
$t, ^\circ\text{C}$	-10	97	30	25	-15	-15
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	1675	1890	560	540	540	1665
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,51	–	–	–	–	–

Питома холодопродуктивність

$$q_{0cm} = h_{a,cm} - h_{5,cm} = 1665 - 540 = 1125 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_{vcm} = \frac{q_{0cm}}{v_{1,cm}} = \frac{1125}{0,51} = 2206 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Об'ємний коефіцієнт подачі

$$\lambda_{c,cm} = 1 - c \left(\frac{p_{н,cm} + \Delta p_{н,cm}}{p_{вс,cm}} - 1 \right),$$

де $c = 0,04 \dots 0,05$ – відносний «мертвий» простір, задаємося $c = 0,05$;

$\Delta p_{н,cm} = 0,08 \cdot p_{н,cm} = 0,08 \cdot 1,17 = 0,0936 \text{ МПа}$ – депресія на нагнітанні

$$\lambda_{c,cm} = 1 - 0,05 \left(\frac{1,17 + 0,0936}{0,245} - 1 \right) = 0,79.$$

Коефіцієнт дроселювання

$$\lambda_{др,cm} = 1 - \frac{1+c}{\lambda_{c,cm}} \cdot \frac{\Delta p_{вс,cm}}{p_{вс,cm}},$$

де $\Delta p_{вс,cm} = 0,04 \cdot p_{вс,cm} = 0,04 \cdot 0,245 = 0,0098 \text{ МПа}$ – депресія на всмоктуванні;

$$\lambda_{др,cm} = 1 - \frac{1+0,05}{0,83} \cdot \frac{0,0098}{0,245} = 0,95.$$

Коефіцієнт підігріву

$$\lambda_{w,cm} = \frac{T_{0cm}}{T_{k,cm}} = \frac{258}{303} = 0,85.$$

Коефіцієнт густини

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						15
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$\lambda_{nl} = 0,95 \dots 0,98,$$

$$\text{Для } \pi = \frac{p_{н.см}}{p_{вс.см}} = \frac{1,17}{0,245} = 4,78 \text{ визначаємо } \lambda_{nl.см} = 0,97.$$

Тоді коефіцієнт подачі

$$\lambda_{см} = 0,79 \cdot 0,95 \cdot 0,85 \cdot 0,97 = 0,62.$$

Стандартна холодопродуктивність компресора

$$Q_{0.см} = \frac{Q_0 \cdot q_{v.см} \cdot \lambda_{см}}{q_v \cdot \lambda} = \frac{16 \cdot 2206 \cdot 0,62}{3800 \cdot 0,75} = 7,48 \text{ кВт}.$$

Масова витрата холодильного агента на стандартному режимі роботи

$$\dot{m}_{см} = \frac{Q_{0.см}}{q_{0см}} = \frac{7,48}{1125} = 0,0066 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Індикаторний ККД компресора

$$\eta_{i.см} = \lambda_{w.см} \cdot \lambda_{nl.см} + b \cdot t_{0.см},$$

де $b = 0,001$ – для аміачних вертикальних поршневих холодильних компресорів

$$\eta_{i.см} = 0,85 \cdot 0,97 + 0,001 \cdot (-15) = 0,81.$$

Індикаторна потужність

$$N_{i.см} = \frac{N_{ад.см}}{\eta_{i.см}} = \frac{\dot{m}_{см} \cdot (h_{2s.см} - h_{1.см})}{\eta_{i.см}} = \frac{0,0066 \cdot (1890 - 1675)}{0,81} = 1,75 \text{ кВт}.$$

Ефективна потужність

$$N_{e.см} = \frac{N_{i.см}}{\eta_{мех.см}},$$

де $\eta_{мех} = 0,82 \dots 0,92$ – механічний ККД компресора, задаємося

$$\eta_{мех.см} = 0,86.$$

					ХМДн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						16
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$N_{e.cm} = \frac{1,75}{0,92} = 1,91 \text{кВт}.$$

Потужність електродвигуна

$$N_{ед.см} = \frac{N_{e.cm}}{\eta_{пер} \cdot \eta_{дв}},$$

де $\eta_{пер} = 0,98$ – ККД передачі (через пружну муфту);

$\eta_{дв} = 0,75 \dots 0,85$ – ККД електродвигуна, задаємося $\eta_{дв} = 0,8$

$$N_{ед.см} = \frac{1,91}{0,98 \cdot 0,8} = 2,44 \text{кВт}.$$

Більше значення потужності електродвигуна $N_{ед}$ ($N_{ед} = 3,1 \text{кВт}$) було отримане при роботі холодильної машини на робочому режимі, тому подальші розрахунки компресора виконуємо для робочого режиму.

2.4 Визначення геометричних розмірів компресора

Діаметр циліндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_{\delta}}{\lambda \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot i}} = \sqrt{\frac{4V_{\delta}}{\lambda \cdot \pi \cdot S \cdot n \cdot i}},$$

де $V_{\delta} = 0,004 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ – дійсна об'ємна продуктивність компресора;

$\lambda = 0,75$ – коефіцієнт подачі;

$i = 2$ – кількість циліндрів;

n – частота обертання валу компресора, обираємо зі стандартного ряду $n = 16,67 \text{с}^{-1}$;

$S = 50 \text{мм}$ – хід поршня (задаємося стандартним значенням)

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,004}{0,75 \cdot \pi \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 16,67 \cdot 2}} = 0,064 \text{м} = 64 \text{мм}.$$

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						17
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Вибираємо зі стандартного ряду діаметрів найближче більше значення $D = 65 \text{ мм}$.

Відносний хід поршня

$$\tau = \psi = \frac{S}{D} = \frac{50}{65} = 0,77,$$

що належить до допустимих значень (для безкрейцкопфних поршневих холодильних компресорів $\psi = 0,55 \dots 0,8$).

Середня швидкість поршня

$$C_m = 2 \cdot S \cdot n = 2 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 16,67 = 1,67 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Момент на валу двигуна

$$M_{кр} = 9555 \cdot \frac{N_e}{n} = 9555 \cdot \frac{2,43}{16,67 \cdot 60} = 23,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Мінімальний діаметр кореневої шийки з умови міцності

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{23,2}{0,2 \cdot 5,233 \cdot 10^7}} = 0,013 \text{ м},$$

задаємося конструктивно к урахуванням коефіцієнта запасу $d = 0,025 \text{ м}$.

Діаметр шийки колінчастого валу

$$d_{шейки} = (0,8 \dots 1,0) d,$$

задаємося $d_{шейки} = 0,9 \cdot d = 1,0 \cdot 0,025 = 0,025 \text{ м}$ або $d_{шейки} = 25 \text{ мм}$.

Довжина шатуна визначається з міркувань

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						18
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$\lambda_R = 0,17 \dots 0,22 = \frac{R}{L} = \frac{S}{2 \cdot L},$$

$$\text{звідки } L = \frac{S}{0,2 \cdot 2} = \frac{50}{0,4} = 125 \text{ мм}.$$

2.5 Вибір електродвигуна та розрахунок потужності компресора

Потужність електродвигуна (див. п. 2.3)

$$N_{eo} = 3,1 \text{ кВт}.$$

Вибираємо двигун з [1] за $N_{eo} = 3,1 \text{ кВт}$ і частоті $n = 16,67 \text{ с}^{-1}$.

Двигун типу 4A132M8/6УЗ – 2-х швидкісний з синхронною частотою обертання 750/1000 об/хв; потужність 3,2 кВт при $n_n = 970 \text{ об / хв}$ і 2,8 кВт при $n_n = 720 \text{ об / хв}$ для $U = 380 \text{ В}$, $\eta = 0,8$.

Ефективний коефіцієнт термотрансформації

$$\varepsilon_e = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{16}{2,43} = 6,58.$$

2.6 Газодинамічний розрахунок компресорної машини

2.6.1 Розрахунок смужкового клапану

При проектуванні клапанів поршневих холодильних компресорів намагаються дотримуватися умови $M_{кл} = \frac{[C_{кл}]}{a} \leq 0,25$.

Умовна середня швидкість пари у клапані

$$C_{кл} = \frac{C_m \cdot F_{II}}{\Phi},$$

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						19
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

де Φ – еквівалентна площа клапану, m^2 ;

$$F_{II} - \text{площа дзеркала поршня, } F_{II} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,065^2}{4} = 3,32 \cdot 10^{-3} m^2.$$

$$a - \text{швидкість звуку, } a = \sqrt{k \cdot R \cdot T},$$

де $k = 1,3$ – показник адіабати аміаку;

$$R = 489 \frac{Дж}{кг \cdot K} - \text{газова стала аміаку};$$

T – температура середовища.

Допустима швидкість пари у сідлі і розетці клапанів

$$1) \text{ всмоктувального } [C_{кл}]_{вс} = 40 \dots 60 \frac{м}{с}, \text{ задаємося } [C_{кл}]_{вс} = 50 \frac{м}{с};$$

$$2) \text{ нагнітального } [C_{кл}]_{н} = 40 \dots 60 \frac{м}{с}, \text{ задаємося } [C_{кл}]_{н} = 50 \frac{м}{с}.$$

Швидкість звуку у клапанах

$$1) \text{ всмоктувальний } a_{вс} = \sqrt{1,3 \cdot 489 \cdot 283} = 425 \frac{м}{с};$$

$$2) \text{ нагнітальний } a_{н} = \sqrt{1,3 \cdot 489 \cdot 353} = 475 \frac{м}{с}.$$

Перевіримо виконання умови

$$M_{кл.вс} = \frac{50}{425} = 0,105 < 0,25;$$

$$M_{кл.н} = \frac{50}{475} = 0,1053 < 0,25.$$

Умова виконується.

Еквівалентна площа клапану

$$\Phi = \frac{C_m \cdot F_{II}}{C_{кл}},$$

з урахуванням того, що з попередніх розрахунків $C_m = 1,67 \frac{м}{с}$ отримаємо

значення еквівалентної площі клапану:

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						20
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

1) на всмоктуванні $\Phi = \frac{1,67 \cdot 3,32 \cdot 10^{-3}}{50} = 1,11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

2) на нагнітанні $\Phi = \frac{1,67 \cdot 3,32 \cdot 10^{-3}}{50} = 1,11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

З іншого боку

$$\Phi = \alpha_{щ} \cdot f_{щ},$$

де $\alpha_{щ} = \frac{1}{\sqrt{\xi_{щ}}}$ – коефіцієнт витрати щілини;

$f_{щ}$ – площа прохідного перерізу клапану;

$\xi_{щ}$ – коефіцієнт опору щілини, для смужкових клапанів $\xi_{щ} = 2$.

Тоді $\alpha_{щ} = \frac{1}{\sqrt{2}} = 0,7071$.

Площа прохідного перерізу клапану:

1) на всмоктуванні

$$f_{щ} = \frac{\Phi}{\alpha_{щ}} = \frac{1,11 \cdot 10^{-4}}{0,7071} = 1,57 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 157 \text{ мм}^2,$$

2) на нагнітанні

$$f_{щ} = \frac{\Phi}{\alpha_{щ}} = \frac{1,11 \cdot 10^{-4}}{0,7071} = 1,57 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 157 \text{ мм}^2.$$

Задаємося шириною щілини

$$h = 0,005 \text{ м} = 5 \text{ мм}.$$

Необхідна довжина щілини

$$L = \frac{f_{щ}}{h} = \frac{157}{5} = 31,4 \text{ мм}.$$

Задаємося двома щілинами по $l = 20 \text{ мм}$ і одним сідлом $f_c = 100 \text{ мм}^2$.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						21
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

2.6.2 Розрахунок нагнітального патрубку

Площа патрубка

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{C_m \cdot F_{II}}{C} = \frac{C_m}{C} \cdot \frac{\pi \cdot d_{II}^2}{4};$$

звідки

$$d_n = d_{II} \cdot \sqrt{\frac{C_m}{C}} = 65 \cdot \sqrt{\frac{1,67}{28}} = 16 \text{ мм},$$

де $C = 28 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ – швидкість пари у нагнітальному патрубку для R717 (задаємося).

Остаточно задаємося $d_{ec} = 20 \text{ мм}$.

2.6.3 Розрахунок всмоктувального патрубка

Площа патрубка

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{C_m \cdot F_{II}}{C} = \frac{C_m}{C} \cdot \frac{\pi \cdot d_{II}^2}{4}$$

звідки

$$d_{ec} = d_{II} \cdot \sqrt{\frac{C_m}{C}} = 65 \cdot \sqrt{\frac{1,67}{22}} = 18 \text{ мм},$$

де $C = 22 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ – швидкість пари у всмоктувальному патрубку для R717 (задаємося).

Остаточно задаємося $d_{ec} = 20 \text{ мм}$.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						22
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

2.7 Міцнісні розрахунки елементів компресора

2.7.1 Перевірний розрахунок днища поршня

Днище поршня розраховуємо як круглу плиту, що затиснену по периметру.

Розрахункове напруження згинання

$$\sigma_{зг} = 0,68 \cdot p \cdot \frac{r^2}{\delta^2},$$

де $p = 1,17 \cdot 10^6 - 10^5 = 1,07 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – максимальний надлишковий тиск;

r – радіус затиснення днища поршня;

$$r = D - \delta_{ст} = 0,065 - 0,008 = 0,057 \text{ м},$$

де $\delta_{ст} = 0,008 \text{ м}$ – товщина стінки днища.

$$\sigma_{зг} = 0,68 \cdot 1,07 \cdot \frac{0,057^2}{0,008^2} = 37 \text{ МПа}.$$

Для сталі 40Х $[\sigma_{зг}] = 700 \text{ МПа}$ тоді

$$\frac{[\sigma_{зг}]}{n} = \frac{700}{3} = 233,3 \text{ МПа} > \sigma_{зг} = 37 \text{ МПа}. \text{ Умова міцності виконується.}$$

2.7.2 Перевірний розрахунок поршневого пальця

Поршневий палець (рис. 2.1) розраховується як балка на двох опорах з рівномірно розподіленим навантаженням по довжині шатунного підшипника.

Напруження у пальці

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{W},$$

де $M_{зг}$ – максимальний згинаючий момент у середньому перерізі пальця;

W – момент опору згинанню.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						23
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Максимальний згинаючий момент у середньому перерізі пальця

$$M_{зг} = \frac{P_{\Gamma}}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{2} \right) - \frac{P_{\Gamma}}{2} \cdot \frac{c}{4},$$

де P_{Γ} – газова сила.

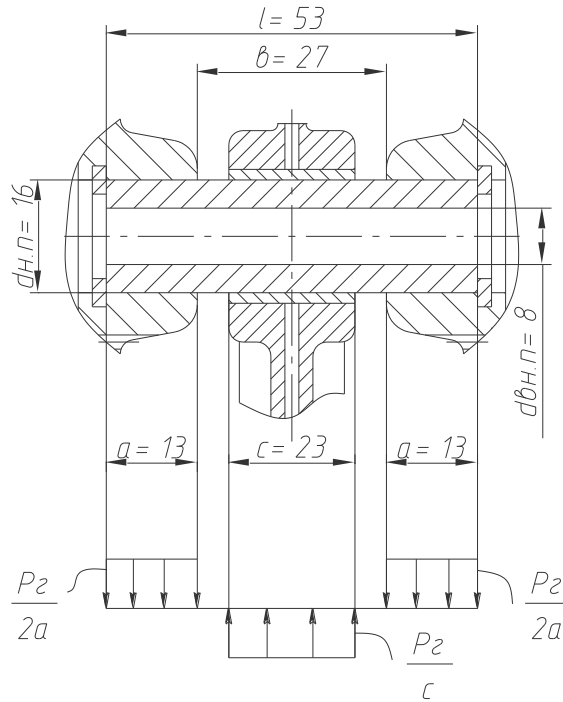


Рисунок 2.1 – Ескіз кріплення поршневого пальця і епюра навантажень

$$P_{\Gamma} = p_{\kappa} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 1.17 \cdot \frac{\pi \cdot 0.065^2}{4} = 3,88 \cdot 10^{-3} \text{ МН} = 3880 \text{ Н};$$

$$M_{зг} = \frac{3880}{2} \cdot \left(\frac{0,027}{2} + \frac{0,013}{2} \right) - \frac{3880}{2} \cdot \frac{0,023}{4} = 27,645 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент опору згинанню

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{нар.п}^4 - d_{вн.п}^4}{d_{нар.п}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(16 \cdot 10^{-3})^4 - (8 \cdot 10^{-3})^4}{16 \cdot 10^{-3}} = 3,77 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

$$\sigma = \frac{27,645}{3,77 \cdot 10^{-7}} = 7,34 \cdot 10^7 \text{ Па} = 73,4 \text{ МПа}.$$

						ХМДн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
							24
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата			

Для сталі 40X $[\sigma_{ep}] = 1500 \text{ МПа}$ тоді

$$\frac{[\sigma_{ep}]}{n} = \frac{1500}{3} = 500 \text{ МПа} > \sigma = 73,4 \text{ МПа}.$$

Тут $n = 2 \dots 3$ – коефіцієнт запасу міцності.

Умова міцності виконується.

2.7.3 Міцнісний розрахунок шатунних гвинтів

Шатунні гвинти перевіряються на розрив під впливом максимальних сил інерції $J_{ПС.маx}$ поршня і шатуна та зусилля затяжки $T_{зат}$.

Розривне напруження σ_p дорівнює

$$\sigma_p = \frac{J_{ПС.маx} + z'_y + T_{зат}}{i \cdot f},$$

де $i = 2$ – число гвинтів;

f – найменша площа перерізу гвинта;

z'_y – розтягувальне зусилля від сили інерції

$$z'_y = m'_{ш} \cdot \omega^2 \cdot R;$$

$$m'_{ш} = \frac{2}{3} \cdot m_{ш} \cdot (0,35 \dots 0,4) = \frac{2}{3} \cdot 1 \cdot 0,37 = 0,245 \text{ кг},$$

де $m_{ш} \approx 1 \text{ кг}$ – маса шатуна.

Радіус кривошипу

$$R = \frac{S}{2} = \frac{0,05}{2} = 0,025 \text{ м}.$$

Кутова швидкість обертання валу компресора

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 16,67 = 104,7 \text{ с}^{-1};$$

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						25
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$z'_y = 0,245 \cdot 104,7^2 \cdot 0,025 = 67,2H ;$$

$$J'_{PC_{max}} = 0,466кН ;$$

$$f = \frac{\pi \cdot 0,007^2}{4} = 3,848 \cdot 10^{-5} м^2 \text{ (для різі М8);}$$

$$T_{зам} = 2,7 \cdot (466 + 67,2) = 1440H ;$$

$$\sigma_p = \frac{466 + 67,2 + 1440}{2 \cdot 3,848 \cdot 10^{-5}} = 25,64 \cdot 10^6 Па = 25,64МПа .$$

Для сталі 40Х межа текучості складає $\sigma_T = 600МПа$, тоді запас міцності

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_p} = \frac{600}{25,64} = 23,4 , \text{ що досить задовільно.}$$

2.7.4 Перевірний розрахунок сальникового ущільнення

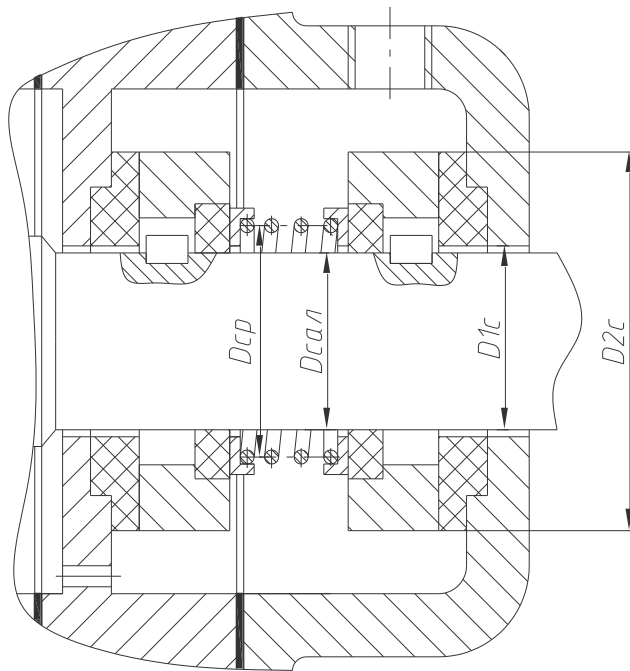


Рисунок 2.2 – Ескіз сальникового ущільнення

Характерні розміри сальника вибираємо з креслення (див. рис 2.2):

$$D_{caп} = 25мм ; d_{1c} = 26мм ; d_{2c} = 54мм .$$

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						26
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Мінімальний питомий тиск на ущільнюючих поверхнях

$$q_{np} = 0,196 \text{ МПа}.$$

Для розрахунку пружин сальника питомий тиск $q_c = 0,392 \text{ МПа}$.

Зусилля, що створюється однією пружиною

$$P_{np1} = \frac{\pi}{4} (d_{2c}^2 - d_{1c}^2) \cdot \frac{q_c}{z_{np}},$$

де $z_{np} = 12 \dots 15$ – кількість пружин;

$$P_{np1} = \frac{\pi}{4} \left((54 \cdot 10^{-3})^2 - (26 \cdot 10^{-3})^2 \right) \cdot \frac{0,392}{14} = 4,9 \cdot 10^{-5} \text{ МН}.$$

Середній діаметр пружини $D_{cp} = 32 \text{ мм}$.

Діаметр пружинного дроту $d_{3c} = 0,002 \text{ м}$.

Загальна кількість витків $n_{обц} = 2,5$.

Робоча кількість витків $n_p = 2$.

Вільна довжина пружини $l_{cv} = 0,03 \text{ м}$.

Модуль пружності при крученні $\sigma = 7,85 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Деформація пружини

$$\psi_{np} = \frac{8 \cdot (D_{cp})^3 \cdot P_{np1} \cdot n_p}{\sigma \cdot (d_{3c})^4};$$

$$\psi_{np} = \frac{8 \cdot (32 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 4,9 \cdot 10^{-5} \cdot 2}{7,85 \cdot 10^4 \cdot (0,002)^4} = 0,02 \text{ м}.$$

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						27
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Зусилля пружини при деформації

$$P_{np} = \kappa \cdot \psi_{np} = 0,28 \cdot 0,02 = 0,0057 \text{ МН} ,$$

де $\kappa = 0,28$ – коефіцієнт деформації.

Робоча довжина пружини

$$l_{раб} = l_{св} - \psi_{np} = 0,03 - 0,02 = 0,01 \text{ м} .$$

Максимальна деформація

$$\psi_{max} = l_{св} - n_{обц} \cdot d_{3c} = 0,03 - 2,5 \cdot 0,002 = 0,025 \text{ м} .$$

Робоче напруження

$$\tau_{раб} = \frac{8 \cdot P_{np1} \cdot D_{ср}}{\pi \cdot (d_{3c})^3} = \frac{8 \cdot 4,9 \cdot 10^{-5} \cdot 32 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,002^3} = 499 \text{ МПа} .$$

Максимальне напруження

$$\tau_{max} = \tau_{раб} \cdot \frac{\psi_{max}}{\psi_{np}} = 499 \cdot \frac{0,025}{0,02} = 623,75 \text{ МПа} .$$

Допустиме зношування $\delta_{np} = 0,004 \text{ м} .$

Деформація при зношуванні

$$\psi'_{np} = \psi_{np} - \delta_{np} = 0,02 - 0,004 = 0,016 \text{ м} .$$

Робоче зусилля

$$P'_{np} = P_{np1} \cdot \frac{\psi'_{np}}{\psi_{np}} = 4,9 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{0,016}{0,02} = 3,92 \cdot 10^{-5} \text{ МН} .$$

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						28
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Питомий тиск при допустимому зношуванні

$$q'_c = \frac{P'_{np} \cdot z_{np}}{\frac{\pi}{4}(d_{2c}^2 - d_{1c}^2)} = \frac{3,92 \cdot 10^{-5} \cdot 14}{\frac{\pi}{4} \left[(54 \cdot 10^{-3})^2 - (26 \cdot 10^{-3})^2 \right]} = 0,312 \text{ МПа}.$$

Так як виконується умова по зусиллю $q'_c < q_c$ ($0,312 < 0,392$) виконується, то спроектоване сальникове ущільнення є працездатним і надійним.

2.8 Динамічний розрахунок компресора

РОЗРАХУНОК СИЛ У РЯДУ

Вихідні дані

$p_1=4.2000\text{E}+02$ кПа $p_2=1.1170\text{E}+03$ кПа $a_m=0.050$ $D=0.065$ м
 $S=0.050$ м $n_0=985$ об/хв $\lambda R=0.200$ $n=1.35$ $m=1.27$
 $m_s=1.46$ кг $N_{\text{нд}}=2.0900\text{E}+00$ кВт $\eta_{\text{Тамех}}=0.860$

Результати розрахунку

(усі сили у кН, кути у градусах)

модуль $F_{\text{тр.пс}}=0.145$

$F_{\text{тр.вр}}=0.062$ $P_{r.2}=1.394$

$\alpha=0.0$ $\chi=0.0000$ $P_{g.1}=-3.706$

$J=0.466$ $P_{\text{сум}}=-1.702$ $N=0.000$

$\delta=0.0$ $R_{\text{шат}}=-1.702$ $T=0.000$ $Z=-1.702$

$\alpha=25.4$ $\chi=0.0029$ $P_{g.1}=-1.394$

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						29
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

J=0.400 Pсум=0.545 N=0.047

дельта=0.5 Pшат=0.543 T=0.274 Z=0.468

альфа=20.0 x=0.0018 Pg.1=-1.857

J=0.424 Pсум=0.106 N=0.007

дельта=0.4 Pшат=0.106 T=0.043 Z=0.096

альфа=40.0 x=0.0069 Pg.1=-1.394

J=0.311 Pсум=0.456 N=0.058

дельта=0.8 Pшат=0.452 T=0.332 Z=0.307

альфа=60.0 x=0.0144 Pg.1=-1.394

J=0.155 Pсум=0.300 N=0.051

дельта=1.2 Pшат=0.296 T=0.278 Z=0.103

альфа=80.0 x=0.0231 Pg.1=-1.394

J=-0.006 Pсум=0.140 N=0.027

дельта=1.6 Pшат=0.137 T=0.137 Z=-0.002

альфа=100.0 x=0.0318 Pg.1=-1.394

J=-0.140 Pсум=0.005 N=0.001

дельта=1.9 Pшат=0.005 T=0.004 Z=-0.002

альфа=120.0 x=0.0394 Pg.1=-1.394

J=-0.233 Pсум=-0.088 N=-0.015

дельта=2.3 Pшат=-0.087 T=-0.067 Z=0.055

альфа=140.0 x=0.0452 Pg.1=-1.394

J=-0.284 Pсум=-0.139 N=-0.018

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						30
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

дельта=2.6 Pшат=-0.138 T=-0.075 Z=0.116

альфа=160.0 x=0.0488 Pg.1=-1.394

J=-0.305 Pсум=-0.160 N=-0.011

дельта=2.9 Pшат=-0.160 T=-0.044 Z=0.154

альфа=180.0 x=0.0500 Pg.1=-1.394

J=-0.311 Pсум=-0.166 N=-0.000

дельта=3.1 Pшат=-0.166 T=-0.000 Z=0.166

альфа=180.0 x=0.0500 Pg.1=-1.394

J=-0.311 Pсум=-0.456 N=-0.000

дельта=3.1 Pшат=-0.456 T=-0.000 Z=0.456

альфа=200.0 x=0.0488 Pg.1=-1.438

J=-0.305 Pсум=-0.495 N=0.034

дельта=3.4 Pшат=-0.494 T=0.137 Z=0.475

альфа=282.9 x=0.0218 Pg.1=-3.950

J=0.017 Pсум=-2.685 N=0.514

дельта=4.7 Pшат=-2.635 T=2.633 Z=-0.095

альфа=220.0 x=0.0452 Pg.1=-1.587

J=-0.284 Pсум=-0.623 N=0.079

дельта=3.7 Pшат=-0.618 T=0.334 Z=0.519

альфа=240.0 x=0.0394 Pg.1=-1.892

J=-0.233 Pсум=-0.876 N=0.150

дельта=4.0 Pшат=-0.863 T=0.664 Z=0.551

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		31

альфа=260.0 x=0.0318 Pg.1=-2.481

J=-0.140 Pсум=-1.373 N=0.265

дельта=4.3 Pшат=-1.347 T=1.258 Z=0.482

альфа=280.0 x=0.0231 Pg.1=-3.683

J=0.006 Pсум=-2.440 N=0.471

дельта=4.7 Pшат=-2.394 T=2.393 Z=0.040

альфа=300.0 x=0.0144 Pg.1=-3.706

J=0.155 Pсум=-2.303 N=0.393

дельта=5.1 Pшат=-2.296 T=2.128 Z=-0.787

альфа=320.0 x=0.0069 Pg.1=-3.706

J=0.311 Pсум=-2.147 N=0.274

дельта=5.5 Pшат=-2.129 T=1.564 Z=-1.445

альфа=340.0 x=0.0018 Pg.1=-3.706

J=0.424 Pсум=-2.034 N=0.139

дельта=5.9 Pшат=-2.029 T=0.822 Z=-1.855

альфа=360.0 x=0.0000 Pg.1=-3.706

J=0.466 Pсум=-1.992 N=0.000

дельта=6.3 Pшат=-1.992 T=0.000 Z=-1.992

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						32
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

2.9 Розрахунок маховика компресора

Масштаб кутів у $\frac{рад}{мм}$: $\mu'_\alpha = \frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot \mu_\alpha$, $[\mu_\alpha] = \frac{град}{хв}$,

$$\mu'_\alpha = \frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot 1,667 = 0,029 \frac{рад}{мм}.$$

Масштаб протидіючого моменту

$$m_M = m_T \cdot R = 0,01755 \cdot 0,025 = 4,39 \cdot 10^{-4} \frac{кН \cdot м}{мм}.$$

Масштаб роботи m_A на діаграмі протидіючого моменту (тангенціальних сил):

$$m_A = \mu'_\alpha \cdot m_M = 0,029 \cdot 4,39 \cdot 10^{-4} = 1,272 \cdot 10^{-5} \frac{кДж}{мм^2} = 0,0127 \frac{Дж}{мм^2}.$$

З діаграми площа максимальної площадки

$$f_{рез} = \frac{1}{2} \cdot 50 \cdot 89 = 2225 мм^2.$$

Запас кінетичної енергії

$$A = f_{рез} \cdot m_A = 2225 \cdot 0,0127 = 28,26 Дж.$$

Маховий момент інерції маховика

$$M_{max} \cdot D_{max}^2 = \frac{A}{\pi^2 \cdot n^2 \cdot \delta},$$

де $n = 16,67 с^{-1}$ – частота обертання валу;

$\delta = \frac{1}{30}$ – ступінь нерівномірності обертання валу для клиноремінної

передачі;

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						33
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$M_{max} \cdot D_{max}^2 = \frac{28,26}{\pi^2 \cdot 16,67^2 \cdot \left(\frac{1}{30}\right)} = 0,309 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Задаємося середнім діаметром маховика $D_{max} = 0,18 \text{ м}$ (допустимий діаметр ободу маховика, що визначається за допустимою кутовою швидкістю).

Для чавунних литих маховиків $v = 30 \frac{\text{м}}{\text{с}}$;

$$[D_{max}] = \frac{v}{\pi \cdot n} = \frac{30}{\pi \cdot 16,67} = 0,57 \text{ м} > D_{max}.$$

Маса маховика

$$M_{max} = \frac{M_{max} \cdot D_{max}^2}{D_{max}^2} = \frac{0,309}{0,18^2} = 9,5 \text{ кг}.$$

Максимальний діаметр маховика $D_{max} = 0,22 \text{ м}$.

Мінімальний діаметр маховика $D_{min} = 0,14 \text{ м}$.

Площа перерізу маховика

$$S = \frac{\pi \cdot (D_{max}^2 - D_{min}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,22^2 - 0,14^2)}{4} = 2,26 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Необхідний об'єм маховика

$$V = \frac{M_{max}}{\rho} = \frac{9,5}{8750} = 1,09 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3,$$

де $\rho = 8750 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – густина чавуна.

Ширина перерізу ободу маховика

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						34
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$L = \frac{V}{S} = \frac{1,09 \cdot 10^{-3}}{2,26 \cdot 10^{-2}} = 0,048 \text{ м.}$$

2.10 Розрахунок противаг компресора

Для зрівноважування сил інерції від частин, що поступально рухаються першого порядку (точніше їх моменту) і моменту сил інерції від мас, що обертуються, застосовують противаги.

Сумарна маса противаг для двохколінчастого вертикального поршневого компресора

$$m_{np\Sigma} = \frac{R \cdot l}{r_{np} \cdot l_{np}} \cdot \left(m_{ep\Sigma} + \frac{1}{2} m_{ПС} \right),$$

де $R = 0,025 \text{ м}$ – радіус кривошипу;

$l = 0,105 \text{ м}$ – відстань між шатунами;

$r_{np} = 0,03 \text{ м}$ – радіус противаги;

$l_{np} = 0,15 \text{ м}$ – відстань між противагами;

$m_{ep\Sigma}$ – маса частин, що обертуються,

$$m_{ep\Sigma} = 2 \cdot \left(m_{ш.ш} + m_{щ} \cdot \frac{\rho}{R} + \frac{2}{3} \cdot m_{ш} \right),$$

де $m_{ш.ш} \approx 0,1 \text{ кг}$ – маса шатунної шийки;

$m_{щ} \cdot \frac{\rho}{R} \rightarrow 0$, тому що $\frac{\rho}{R} \rightarrow 0$ – маса невірноваженої частини щоки;

$m_{ш} \approx 1 \text{ кг}$ – маса шатуна;

$m_{ПС} = 1,46 \text{ кг}$ – маса частин, що поступально рухаються;

Для цього визначимо відношення густин (коефіцієнт перерахунку):

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						35
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$\frac{\rho_{\text{чавун}}}{\rho_{\text{Al}}} = \frac{7,87}{2,7} = 2,915.$$

Маса частин, що поступально рухаються

$$m_{\text{ПС}} = 0,5 \cdot 2,915 = 1,46 \text{ кг.}$$

$$m_{\text{вр}\Sigma} = 2 \cdot \left(0,1 + \frac{2}{3} \cdot 1 \right) = 1,54 \text{ кг.}$$

2.11 Перевірний розрахунок підшипників компресора

При проектуванні компресора були взяті кулькопідшипники радіальні сферичні двохрядні (ГОСТ 5720-75), середня вузька серія № 1306.

Початково обираємо кулькопідшипники радіальні сферичні двохрядні (ГОСТ 5720-75), середня вузька серія № 1306.

Для них: $C = 212 \text{ кН}$ – динамічна вантажопідйомність;

$C_0 = 77 \text{ кН}$; $e = 0,26$ відповідно до [2, с.283].

З динамічного розрахунку визначаємо положення при якому сили $T_{\text{сум}}$ і $Z_{\text{сум}}$ досягають одночасно найбільших значень при $\alpha = 282,9^\circ$

$T_{\text{сум}} = 2,63 \text{ кН}$; $Z_{\text{сум}} = 0,095 \text{ кН}$.

Оскільки відстань між опорами однакова, то опори навантажені однако-
во

$$R_A^{\Sigma} = R_B^{\Sigma} = \frac{\sqrt{2,63^2 + 0,095^2}}{2} = 1,316 \text{ кН.}$$

Перевіримо попередньо прийняті підшипники (згідно [3, с. 214]):

$$X = 1; \quad Y = 0; \quad \text{для } \frac{F_a}{V \cdot F_r} < e.$$

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						36
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Еквівалентне навантаження

$$P = V \cdot F_r \cdot k_\delta \cdot k_T,$$

де $k_\delta = 1,6$ – коефіцієнт безпеки відповідно [3, с. 214];

$k_T = 1$ – температурний коефіцієнт;

$V = 1,2$ – при обертанні зовнішнього кільця;

$F_r = R_A \sum = 1,316 \text{кН}$ – радіальне навантаження на підшипник

$$P = 1,6 \cdot 1,316 \cdot 1,2 \cdot 1 = 2,53 \text{кН}.$$

По таблиці [3, с. 220, табл. 9.24] при $n = 1000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ і $L'_h = 16000 \text{ год}$ – тер-

мін служби підшипників знаходимо для кулькопідшипників $\left(\frac{C}{P}\right)_{mp} = 9,83$.

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника

$$C_{mp} = P \cdot \left(\frac{C}{P}\right)_{mp} = 2,53 \cdot 9,83 = 24,9 \text{кН}.$$

Отримуємо, що $C > C_{mp}$ ($212 > 24,9$) – отже, обраний підшипник підходить.

2.12 Перевірний розрахунок компресора

Лінійний "мертвий" об'єм компресора з урахуванням об'єму клапанів

$$V'_\delta = V_\delta + \Delta V + V_T;$$

$$V_\delta = c \cdot S \cdot \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4} = 0,05 \cdot 0,05 \cdot \frac{\pi \cdot 0,065^2}{4} = 8,295 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						37
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Додатковий "мертвий" об'єм

$$\Delta V \approx 0,04 \cdot 0,005 \cdot 0,01 = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$V_T = S \cdot \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4} = 0,05 \cdot \frac{\pi \cdot 0,065^2}{4} = 1,66 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Відносна зміна "мертвого" об'єму за рахунок наявності клапанних отворів

$$C' = \frac{V'_a - V'_a}{V'_a} \cdot 100\% = \frac{\Delta V}{V'_a + \Delta V + V_T} \cdot 100\% ;$$

$$C' = \frac{2 \cdot 10^{-6}}{8,295 \cdot 10^{-6} + 2 \cdot 10^{-6} + 1,66 \cdot 10^{-4}} \cdot 100\% \approx 1,2\% < 5\% .$$

Отже, компресор спроектовано правильно.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		38

3 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях

Повністю безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Завдання охорони праці полягає у тому, щоб звести до мінімуму ймовірність ураження або захворювання працюючого за умови одночасного забезпечення комфорту при максимальній продуктивності праці.

Поліпшення умов праці, підвищення її безпеки має велике економічне значення. Воно впливає на економічні результати: продуктивність праці, якість і собівартість продукції, що випускається. Одночасно з тим відбувається зниження виробничого травматизму, професійних захворювань, інвалідизації тощо. Це зберігає здоров'я трудящих і одночасно приводить до зменшення витрат на оплату пільг і компенсацій за роботу в несприятливих умовах праці, на лікування працівників.

3.1 Небезпечні і шкідливі виробничі фактори

Небезпечними факторами називають виробничі фактори, вплив яких на працюючого в певних умовах призводить до травми або іншого раптового погіршення здоров'я.

Фактори, вплив яких на працюючого в певних умовах призводить до захворювання або зниження працездатності, називаються шкідливими виробничими факторами.

Шкідливі чинники погіршують умови праці, знижують його продуктивність, а за тривалого впливу можуть стати причиною професійних захворювань, загострення захворювань, не пов'язаних із виробництвом, зниження опірності організму. Залежно від рівня і тривалості впливу шкідливий фактор може стати небезпечним.

До виробничих небезпечних і шкідливих факторів відносять: незадовільні метеорологічні умови, забрудненість повітря виробничого приміщення пилом і шкідливими речовинами, несприятливий режим освітлення, шум і ві-

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		39

брація, що перевищують допустимі норми, випромінювання, що викликають різні захворювання, ультразвук і ряд інших чинників.

Шкідливими називаються речовини, які при контакті з організмом людини в разі порушень вимог безпеки можуть викликати виробничі травми, професійні захворювання або відхилення в стані здоров'я, що визначаються сучасними методами як у процесі роботи, так і у віддалені строки життя теперішнього і наступних поколінь. В умовах підприємств холодильної промисловості шкідливими речовинами є токсичні холодильні агенти і розчинники, пил.

Токсичні (отруйні) речовини проникають в організм людини через дихальні шляхи, разом з їжею і водою, а також через шкіру (дихлоретан, чотирьоххлористий вуглець тощо). За умови систематичного надходження до організму токсичних речовин можуть виникати гострі або хронічні професійні отруєння. Токсичні речовини можуть викликати подразнюючу, задушливу або легку наркотичну дію, а також органічні пошкодження внутрішніх органів, кровотворної та нервової систем.

До загальних заходів по боротьбі з пилом на виробництві відносять:

- раціональну організацію технологічного процесу, що усуває утворення пилу;
- герметизацію апаратури і обладнання; механізацію ручних процесів подрібнення, просіювання, фасування і навантаження; встановлення спеціальної вентиляції в місцях утворення пилу;
- ізоляцію особливо апаратури, що утворює пил;
- систематичне прибирання приміщень вологим способом або пилососами.

На виробництвах, що мають значні виділення шкідливих речовин, встановлюють особливий режим роботи і відпочинку (скорочений робочий день, додаткову відпустку тощо), а також створюють комплекси санітарно-

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		40

побутових приміщень, працівники забезпечуються індивідуальними засобами захисту, здійснюються первинні і періодичні медичні огляди.

З метою захисту здоров'я працівників та населення в Україні встановлені гранично допустимі концентрації (ГДК) шкідливих речовин в повітрі робочої зони і ГДК шкідливих речовин у повітрі населених пунктів (СН245-81).

Гранично допустимими концентраціями парів, газів і пилу шкідливих речовин в повітрі робочої зони називають концентрації, які за умови щоденної роботи тривалістю не більше 8 год протягом всього робочого часу не викликають у працюючих захворювань або відхилень у стані здоров'я безпосередньо в процесі роботи або у віддалені терміни після її припинення.

За ступенем впливу на організм людини шкідливі речовини поділяють на чотири класи: 1 – наднебезпечні, 2 – дуже небезпечні, 3 – помірнонебезпечні, 4 – малонебезпечні. Згідно цієї класифікації аміак, що має ГДК такий що дорівнює 20 мг/м^3 , відносять до четвертого класу небезпеки.

Для атмосферного повітря населених пунктів допускаються значно менші значення гранично допустимих концентрацій (для аміаку – $0,2 \text{ мг/м}^3$).

Ступінь забрудненості повітря виробничих приміщень парами і газами шкідливих речовин визначають за допомогою переносних газоаналізаторів. Для швидкого кількісного визначення в повітрі приміщень парів аміаку, бензину, гасу застосовують універсальний переносний газоаналізатор УГ-2. Газоаналізатор складається із загального для всіх визначених речовин повітрозабірного пристрою та індикаторних трубок з патронами, що фільтрують досліджуваний газ. За умови просочування через індикаторну трубку повітря з досліджуваним газом відбувається зміна забарвлення індикатора. Довжина пофарбованого стовпчика в індикаторній трубці пропорційна концентрації досліджуваної речовини. Постійний контроль за вмістом в повітрі виробничих приміщень парів і газів шкідливих речовин може здійснюватися за допомогою автоматичних газоаналізаторів типу ГП, ФГЦ, ФК, ФЛС. У разі перевищення гранично допустимих концентрацій шкідливих речовин автоматичні

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		41

газоаналізатори включають сигналізацію. Для аміачних холодильних установок розроблений сигналізатор-індикатор концентрації аміаку в повітрі типу СКА-1, що відключає електропостачання установки з одночасним включенням аварійної вентиляції за умови концентрації парів аміаку в повітрі контрольованого приміщення, що дорівнює 1500 мг/м^3 .

Ступінь запиленості приміщення встановлюють рахунковим, масовим або фотоелектричним методами. При масовому методі повітря просочується через спеціальний фільтр протягом певного часу за певної швидкості. Концентрацію пилу в повітрі (в мг/м^3) визначають за різницею маси фільтра до та після перевірки.

3.2 Вентиляція виробничих приміщень

Створення сприятливих метеорологічних умов на робочих місцях багато в чому залежить від раціональності будови систем вентиляції, кондиціонування повітря і опалення.

Залежно від способу повітрообміну розрізняють природну і механічну вентиляцію. За умови природної вентиляції повітря надходить до приміщення і видаляється з нього внаслідок різниці температур і густин зовнішнього і внутрішнього повітря.

Недоліками природної вентиляції є неможливість попереднього оброблення повітря, що надходить до приміщення і очищення повітря, що видаляється, нерівномірність розподілу повітря, що надходить.

Якщо необхідні метеорологічні умови і чистота повітря в приміщенні не можуть бути забезпечені природною вентиляцією, передбачають механічну, яка здійснюється в основному вентиляторами з електричним приводом.

За характером дії вентиляцію поділяють на припливну, витяжну і припливно-витяжну, за місцем дії – на загальнообмінну і місцеву.

Припливна вентиляція застосовується за необхідності повної заміни повітря в приміщенні чистим зовнішнім, повітрям, а також за необхідності ви-

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		42

ключення надходження забрудненого повітря з інших приміщень. Приймальні пристрої для забору зовнішнього повітря (повітрозабірні шахти, отвори в стінах) розміщують в найменш забрудненій зоні виробничої території. Чистота повітря, що подається до приміщення визначається вимогами технологічного процесу або вмістом в ньому шкідливих речовин (не більше 30 % від гранично допустимої концентрації для робочої зони).

Очищення зовнішнього повітря від пилу виконують за допомогою масляних, волокнистих, губчастих і електричних фільтрів.

Витяжна вентиляція призначена для видалення з приміщень забрудненого повітря, надлишкових тепло- і вологовиділень. Викид в атмосферу повітря, що містить шкідливі речовини, передбачають так, щоб концентрації шкідливих речовин в повітрі, що надходить до приміщення через отвори припливної вентиляції, не перевищували 30 % гранично допустимих концентрацій шкідливих речовин в робочій зоні. При визначенні місць встановлення повітроприймачів витяжної вентиляції враховують густину шкідливих речовин і розташування джерел надлишкового тепла і вологи.

Для приміщень, в яких можливе раптове виділення великої кількості шкідливих або вибухонебезпечних речовин, передбачають аварійну витяжну вентиляцію. При виділенні парів і газів, важчих за повітря прийомні отвори систем вентиляції розміщують на висоті 0,3–1 м від рівня підлоги, при виділенні парів і газів легших за повітря – у верхній зоні приміщення. Якщо переміщення вибухонебезпечних парів і газів через їх властивості вентиляторами неприпустимо, передбачають системи аварійної вентиляції з ежекторами. Викид повітря на непровітрювані ділянки виробничої території не допускається.

Найбільш ефективна припливно-витяжна вентиляція, що здійснює за допомогою вентиляторів одночасну подачу свіжого повітря і видалення забрудненого.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						43
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

У приміщеннях, де виділяються пожежо-, і вибухонебезпечні пари і гази, а також пари і гази шкідливих речовин 1–3 класів небезпеки, в тому випадку, якщо до них приєднуються інші виробництва і приміщення, що з'єднуються з першими дверними та іншими отворами, продуктивність витяжної вентиляції повинна бути більше продуктивності припливної.

Відстань по горизонталі між отворами для видалення і подачі повітря має бути не меншою за 20 м. За умови меншої горизонтальної відстані отвори для видалення повітря розташовують вище верхніх крамок отворів на 2–6 м.

3.3 Електробезпека

Дія електричного струму на організм людини. При зіткненні з неізолюваними струмонесучими частинами електрообладнання електроустановок, а також під дією напруги кроку та статичної електрики відбувається ураження людини електричним струмом.

Залежно від виду ураження розрізняють електричні травми та електричні удари.

Електричні травми. При електричних травмах відбувається пошкодження організму: опіки, металізація шкіри, електричні знаки, механічні пошкодження.

Електричний опік найпоширеніший вид електричної травми. Розрізняють три види опіків:

– струмовий (контактний) – результат прямого контакту тіла людини зі струмонесучою частиною;

– дуговий – результат впливу на людину електричної дуги (як правило ці опіки є результатами короткого замикання в електроустановках напругою 220 В і більше);

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		44

– змішаний – результат спільного впливу електричної дуги і струму (цей вид електричної травми приносить, найбільш важкі наслідки, нерідко смертельні).

Металізація – проникнення до шкіри найдрібніших частинок розплавленого металу. Як правило виникає при коротких замиканнях. Часто металізація супроводжується опіком.

Електричні знаки – виникають в результаті теплового впливу електричного струму. Як правило вони мають чітко окреслені межі і часто отримують форму струмоведучої частини, якої торкнулася людина.

Механічні ушкодження – результат судомних скорочень м'язів людини під впливом струму. В цьому випадку можуть відбутися розриви м'язів, шкіри, вивихи суглобів і переломи кісток.

Електричний удар. Під електричним ударом розуміють фізіологічний вплив струму, при якому порушуються природні процеси, що протікають в організмі людини.

Характер ураження організму електричним струмом визначається багатьма факторами: силою і частотою струму, станом шкіри людини, шляхами проходження струму через організм, його психічним станом тощо. Наявність алкоголю в організмі людини знижує його опір проходженню струму.

За фізіологічного впливу на організм людини струми умовно можна розділити на такі групи:

- порогові – такі, що викликають нервові відчуття, посмикування;
- відпускаючі – людина з незначним зусиллям здатна самостійно звільнитися від зіткнення зі струмонесучою частиною;
- утримуючі – людина не здатна самостійно звільнитися від зіткнення з струмонесучою частиною в результаті судомного скорочення м'язів.

Сила струму – основний фактор, який впливає на організм людини. За умови сили струму $0,1 A$ може настати смертельний результат. Постійний струм не чинить настільки сильного впливу, як змінний. Небезпека ураження

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		45

постійним струмом підвищується за напруги понад 250 В. Найбільш небезпечні травми завдає змінний струм з промислової частотою 50 Гц. Безпечною вважають напругу до 42 В.

На характер травм істотно впливає шлях проходження струму через організм людини. Найбільш небезпечним є поздовжнє проходження (від руки до ноги) і поперечне (від руки до руки). У цьому випадку струм проходить або безпосередньо через серце, легені або поблизу них. Меншу небезпеку створює проходження струму від ноги до ноги.

Ступінь небезпеки ураження електричним струмом залежить від того, яким чином людина включилася в електричний ланцюг. Включення може бути однофазним і двофазним.

Сила струму, що проходить через організм людини при двофазному включенні, буде значно більшою. Характер електричних травм залежить від тривалості дії струму. Найбільш безпечним вважається тривалість до 0,01 с. На характер впливу струму на організм людини впливає і її індивідуальні особливості. Найбільш чутливі до дії струму люди із захворюванням серця, легенів, нервів.

3.4 Технічне обслуговування електричних двигунів

Клеми електродвигунів повинні бути постійно закриті кришкою, яку знімають лише за умови відключення електродвигуна від мережі. Обертів частини електродвигунів захищають. Зняття огорожень допускається лише після відключення електродвигуна від мережі.

Під час ремонту на механічній частині електродвигуна або механізму, що приводиться до руху електродвигуном, останній зупиняють, а на пусковому пристрої електродвигуна вивішують плакат «Не включати – працюють люди». У журналі записують для яких робіт і за чийм розпорядженням зупинено двигун. Зняти плакат і включити електродвигун можна лише після запису в журналі про закінчення робіт.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		46

Перед початком робіт на електродвигунах, що приводять до руху насоси, вентилятори та інші механізми, які можуть обертатися під впливом середовища в зворотну сторону, необхідно вжити заходів, що перешкоджають обертанню електродвигуна. Для цього на всмоктувальній і нагнітальній сторонах механізму закривають відповідні запірні органи і вивішують на них плакат «Не відкривати – працюють люди».

Електродвигун негайно відключають від мережі за таких обставин: нещасний випадок (або загрозу його) з людиною; появи диму або вогню з електродвигуна або його пускорегулювальної апаратури; вібрації понад допустимі норми.

3.5 Зниження шуму і вібрацій на холодильних установках

Для зменшення вібрацій і шуму від устаткування холодильних установок та установок кондиціонування повітря передбачають такі заходи:

- обмежують окружну швидкість обертання робочих коліс вентиляторів і швидкість руху повітря;
- на системи повітропроводів встановлюють глушники, повітроводи звукоізолюють;
- вентилятори, насоси та їх електродвигуни встановлюють на пружні опори або на віброізолюючі фундаменти;
- фундаменти під компресори і їх електродвигуни виконують окремо від фундаментів стін або колон будівлі машинного відділення;
- вхідні і вихідні патрубки вентиляторів з'єднують з повітроводами (трубопроводами) за допомогою гнучких вставок;
- своєчасно замінюють мастило, підшипників кочення насосів і вентиляторів, підшипники оглядають і за необхідності замінюють новими;
- усувають биття шківів і з'єднувальних муфт, перекося ремінних передач;
- підтримують стійке балансування робочих коліс вентиляторів.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						47
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

3.6 Захисні заходи від ураження електричним струмом

Захист від ураження електричним струмом здійснюють за допомогою заземлення, занулення, захисного відключення тощо.

В електроустановках з напругою до 1000 В опір ізоляції має бути не менше 0,5 МОм. Опір ізоляції перевіряють мегаомметром в приміщеннях без підвищеної небезпеки не рідше одного разу на рік, в приміщеннях з підвищеною небезпекою і особливо небезпечних – не рідше двох разів на рік. Якщо опір ізоляції знижується більш ніж на 50 % від початкової, її замінюють.

Заземлення. Мета захисного заземлення – створити надійний електричний контакт між металевими, неструмонесучими частинами електроустановок і землею.

Влаштування заземлення необхідно:

- при напрузі 500 В і вище постійного і змінного струму – у всіх випадках;
- при напрузі вище 36 В змінного струму і 110 В постійного струму – в приміщеннях з підвищеною небезпекою, особливо небезпечних і в зовнішніх установках;
- при будь-яких напругах змінного і постійного струму – у вибухонебезпечних приміщеннях.

Заземленню підлягають корпуси електричних машин, апаратів, світильників; корпуси машин і механізмів, що приводяться до руху електродвигуном; каркаси розподільних пристроїв, пультів управління, щитів; металеві конструкції розподільних пристроїв, металеві оболонки і кабелі, сталеві труби електропроводки.

Заземлювачі можуть бути природні та штучні. Як природні заземлювачі можна використовувати металеві конструкції, надійно з'єднані із землею. Природні заземлювачі з'єднуються із заземлюючою мережею не менше ніж у

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		48

двох місцях. Як штучні заземлювачі використовують сталеві труби діаметром 50–70 мм, заглиблення на 2,5–3,0 м.

У приміщеннях промислових підприємств як правило по периметру стін прокладають заземлюючий контур, виконаний зі сталеві штаби. Заземлюючий контур не менше ніж в двох, місцях з'єднується із заземлювачем. Всі приєднання до заземлювача і конструкцій захисного заземлення здійснюють за допомогою зварювання, а до корпусів машин і апаратів – зварюванням або надійним болтовим з'єднанням, з установкою пружинних шайб для запобігання самовідгвинчування.

Для визначення технічного, стану заземлюючих пристроїв виконують обстеження, де перевіряють наявність електричного кола між заземленим обладнанням і заземлювачем і вимірюють опір заземлювальних пристроїв. У цехових установках вимірювання виконують не рідше одного разу на рік. Гранично допустимий опір заземлюючого пристрою в установках з напругою до 1000 В не перевищує 4,0 Ом. (Значення опору вибрано з того розрахунку, що електричний опір тіла людини в багато разів більший.) При випадковому дотику до частини електроустановки, що перебуває під напругою і заземленою, через тіло людини пройде струм безпечної величини.

Занулення. З'єднання металевих частин електроустановки, які не перебувають під струмом із заземленим нульовим проводом називають зануленням. Його застосовують в чотиридротових електричних ланцюгах з наглухо заземленим нейтральним проводом. У ланцюзі нульового проводу, що використовується як ланцюг заземлення, забороняється встановлення запобіжників і роз'єднувальних пристроїв.

При появі напруги на корпусі установки відбувається коротке замикання в електричному ланцюзі, в результаті чого спрацьовує автомат струмового захисту або згорають плавкі запобіжники.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						49
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Одночасне застосування занулення і заземлення забороняється «Правил улаштування електроустановок», тому що в цьому випадку під напругою можуть виявитися корпуси заземлених установок.

Захисне відключення. Систему захисту, що автоматично відключає електроустановку від мережі при виникненні небезпеки ураження людини електричним струмом, називають захисним відключенням. При виникненні напруги на корпусі електродвигуна отримує живлення котушка електромагнітного реле, її серцевина втягується, і розмикається електричний ланцюг, що живить електродвигун.

3.7 Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском

Область застосування правил. Спеціальні правила та інструкції Держнаглядохоронпраці поширюються на такі посудини:

- посудини, що працюють під тиском $0,07$ МПа;
- цистерни і бочки для перевезення зріджених газів, тиск пари яких при температурі, до 50 °С перевищує $0,07$ МПа;
- посудини, цистерни для перевезення, зберігання зріджених газів, рідин і сипучих тіл без тиску, але спорожнюються під тиском понад $0,07$ МПа;
- балони, призначені для зберігання, перевезення стиснених, зріджених і розчинених газів під тиском понад $0,07$ МПа.

Посудина, що працює під тиском – герметично закрита ємність, призначена для ведення хімічних і теплових процесів, а також для зберігання і перевезення стиснених, зріджених і розчинених газів під тиском.

Правила Держгіртехнагляду не поширюються на прилади парового і водяного опалення; посудини і балони місткістю не вище $0,025$ м³, у яких твір місткості в кубічних метрах на робочий тиск в паскалях, не перевищує $2 \cdot 10^4$ Па·м³; частини машин, які не становлять собою самостійних посудин;

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						50
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

посудини з неметалевих матеріалів; трубчасті печі незалежно від діаметра труб і деякі інші посудини.

На усі посудини і апарати холодильних установок, незалежно від виду застосовуваного холодоагенту, поширюються «Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском», затверджені Держгіртехнаглядом 25 грудня 1973 р.

Найбільш частими причинами аварій і вибухів посудин, що працюють під тиском, є: перевищення гранично допустимого, тиску, порушення температурного режиму, втрата посудиною механічної міцності, порушення технологічного режиму роботи, недостатня кваліфікація обслуговуючого персоналу, відсутність необхідного технічного нагляду.

Всі посудини, що працюють під тиском, до їх пуску в роботу повинні бути зареєстровані в органах Держнаглядохоронпраці.

Реєстрації не підлягають посудини:

– що працюють під тиском неїдких, неотруйних і невибухонебезпечних середовищ при температурі стінки не вище 200 °С, в яких добуток PV не перевищує $10^5 \text{ Па}\cdot\text{м}^3$;

– що працюють під тиском їдких, отруйних та вибухонебезпечних середовищ при температурі стінки не вище 200 °С, в яких добуток PV не перевищує $5\cdot 10^4 \text{ Па}\cdot\text{м}^3$;

– посудини холодильних установок;

– балони для зберігання і транспортування стиснутих, зріджених і розчинених газів місткістю до $0,1 \text{ м}^3$ і деякі інші спеціальні посудини.

Підприємства, які експлуатують посудини, що працюють під тиском, враховують їх у спеціальному журналі.

Всі судини, на які поширюються дії Правил Держгіртехнагляду, піддаються технічному огляду (внутрішній огляд та гідравлічне випробування) до пуску в роботу, періодично при експлуатації і достроково.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		51

Достроковому огляду посудини піддаються в таких випадках: після реконструкції та ремонту із застосуванням аварії; демонтажу і встановлення на новому місці; якщо, посудина знаходилася в бездіяльності більше одного року, за винятком випадків заводської консервації; на розсуд інспектора Держнаглядохоронпраці або особи, відповідальної за безпечну експлуатацію посудин, якщо виникне сумнів у надійності посудини.

На аміачних холодильних установках біля входних дверей машинного і апаратного відділень повинні бути встановлені дзвінки для виклику обслуговуючого персоналу, – а також вивішені попереджувальні написи «Вхід строннім заборонений». Всі нещасні випадки, пов'язані з виробництвом, розслідуються в порядку, встановленому «Положенням про розслідування та облік нещасних випадків на виробництві».

Аміак (R717). Хімічна формула – NH_3 . Безбарвний газ із задушливим різким запахом. Температура кипіння за атмосферного тиску $-33,4^\circ\text{C}$. Газоподібний аміак легший за повітря, його густина за атмосферного тиску приблизно в 1,4 рази менша густини повітря за температури 20°C . Аміак майже не розчиняється в мастилі, але інтенсивно поглинається водою. Вміст води в технічному аміаку не повинен перевищувати 0,2 % за масою. За наявності вологи аміак роз'їдає цинк, мідь та їхні сплави (латунь, бронзу), винятком є фосфористі бронзи, які за умови гарної якості мастила практично не реагують з аміаком. У середовищі рідкого і газоподібного аміаку деякі види гуми, текстоліт і багато пластмаси піддаються набуханню, розм'якшенню або викривленню.

Газоподібний аміак має сильну подразнюючу дію на слизові оболонки очей і верхніх дихальних шляхів, а також на спітнілі ділянки шкіри. Високі концентрації аміаку викликають опіки очей, носової порожнини, горла. При легких отруєннях аміаком спостерігаються сухість біль в горлі, кашель, захриплість, при важких отруєннях утруднене дихання, сильний кашель, блювота, задуха, спазми голосової щілини.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		52

Рідкий аміак викликає важкі опіки шкіри. Потрапляння рідкого аміаку в очі може привести до прориву роговиці, кришталика і склоподібного тіла. Опік очей аміаком часто призводить до сліпоти. Гранично допустима концентрація аміаку в повітрі робочої зони 20 мг/м^3 .

За об'ємної концентрації в повітрі понад 11 % і наявності відкритого полум'я аміак починає горіти. Суміш аміаку з повітрям вибухонебезпечна. Швидкість вибуху залежно від концентрації суміші коливається від 0,3 до 0,6 м/с. Найбільший тиск вибуху повітряно-аміачної суміші становить близько 0,45 МПа.

3.8 Захисні засоби від ураження холодоагентами і правила користування ними

Обслуговуючий персонал аміачних холодильних установок забезпечують індивідуальними засобами захисту та медикаментами для надання першої долікарської допомоги. До індивідуальних засобів захисту відносять: фільтруючі протигази марки КД з фільтруючою коробкою сірого кольору, газонепроникні універсальні рятувальні гідрокостюми (типу УСГК), гумові рукавички і чоботи, захисні окуляри, ізолюючі дихальні апарати. Дуже часто використовують киснево-ізолюючі прилади КВП-5 і КВП-7, які складні у використанні. Несправність приладу або його невміле використання може призвести до нещасного випадку. Тому застосування киснево-ізолюючих приладів в аварійній ситуації не рекомендується. В даний час киснево-ізолюючі прилади замінюють ізолюючими дихальними апаратами стиснутого повітря типу АСВ.

Шафи для зберігання протигазів і апаратів типу АСВ встановлюють біля виходу з машинного відділення, зовні машинного відділення (поруч із входними дверима), в коридорах, прилеглих до холодильних камер з безпосереднім охолодженням, а також в цехах з технологічним обладнанням безпосереднього охолодження. У кожній з шаф, встановлених всередині і зовні ма-

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		53

шинного відділення, зберігають протигази в кількості, що дорівнює кількості працівників машинного відділення, і не менше двох апаратів типу АСВ. В інших шафах зберігають протигази в кількості, що дорівнює кількості одночасно працюючих в камерах або цехах людей, і не менше двох апаратів типу АСВ. У шафі, встановленій зовні машинного відділення, знаходяться також запасні фільтри до протигазів, кількість яких відповідає числу робочих машинного відділення, зайнятих в одну зміну. На підприємстві зберігають не менше двох гідрокостюмів типу УСГК, які використовують за умови ведення аварійних робіт.

Під час роботи обслуговуючий персонал машинного відділення зобов'язаний мати протигази при собі і негайно одягати їх при підвищенні концентрації парів аміаку, раптових порушеннях в роботі установки, при зливі аміаку з цистерни і заправці системи, а також за вказівкою особи, відповідальної за безпечну експлуатацію установки, при проведенні робіт, пов'язаних з небезпекою виходу пароподібного або рідкого аміаку. На протигази індивідуального користування заводять картки обліку, в які заносять: дату видачі, дату останнього огляду і чергової перевірки, місце зберігання, прізвище працюючого з протигазом. Протигази перевіряють на газонепроникність щодо аміаку не рідше одного разу на 6 місяців. Справність апаратів типу АСВ перевіряють в терміни, зазначені в інструкції заводу-виробника.

Особливо важливо правильно покористуватися індивідуальні засоби захисту в аварійній ситуації. Тому на аміачних холодильних установках виконують щоквартальні тренування щодо попередження та ліквідації аварійних ситуацій і використання індивідуальних засобів захисту за програмою, затвердженою головним інженером підприємства.

При аварійному витіканню аміаку в результаті порушення щільності або цілісності апарату, трубопроводу або компресора необхідно: негайно відключити електроживлення всіх двигунів установки за допомогою кнопки аварійного відключення; надіти протигаз; вивести людей, які не встигли поки-

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		54

нути приміщення компресорного цеху, назовні, надати постраждалим першу долікарську допомогу і викликати телефоном швидку допомогу; перекрити запірні вентиля для припинення подальшого надходження аміаку в приміщення.

У разі витікання аміаку з охолоджувальних приладів (батареї, повітроохолоджувачів) необхідно: надіти протигаз; забезпечити евакуацію людей із загазованого приміщення в безпечну зону; від'єднати пошкоджену ділянку від системи, заклавши запірні вентиля на трубопроводах подачі рідини і видалення парів аміаку з цієї ділянки; надати постраждалим першу долікарську допомогу, за необхідності викликати лікаря; провітрити загазоване приміщення.

Входити в приміщення, загазоване аміаком, без протигазу забороняється. При аварійній ситуації в приміщенні, що містить пари аміаку, проводити роботи допускається тільки за участю в них не менше двох осіб і наявності наряду-допуску. Поза загазованої зони зобов'язаний перебувати спостерігач з протигазом, а також особа, відповідальна за безпечну експлуатацію холодної установки.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		55

Висновки

В результаті виконання кваліфікаційної випускної роботи, було виконано термодинамічний розрахунок одноступеневої парокompресійної холодильної машини, що працює на аміаку R717 і має холодопродуктивність $\dot{Q}_0 = 16$ кВт. В результаті термодинамічного розрахунку циклу одноступеневої парокompресійної холодильної машини з субкулером було отримано теоретичний коефіцієнт термотрансформації, який склав $COP_T = 8,14$ і ступінь підвищення тиску у циклі $\pi = p_n / p_0 = 2,79$.

На основі розрахункових та вихідних даних було виконано розрахунок та проектування поршневого одноступеневого непрямотечійного двоциліндрового двоколінчастого вертикального холодильного компресора з блок-картерним виконанням. Проектований компресор компрпростої дії, безкрейцкопфний, із зовнішнім приводом, сальниковий, з вільно-примусовою системою змащування (мастило від насоса і розбризкуванням), стаціонарний, із середньотемпературним режимом роботи, аміачний, середньої холодопродуктивності. Для змащування у компресорі застосовуються мастила типу ХА30 або ХМ35. Мастилонасос компресора шестерний вбудованого типу. У компресорі застосовуються тронкові чавунні поршні, клапани на всмоктуванні взяті відповідно до розрахунків – смугові. Охолодження циліндрів – за допомогою водяної "сорочки". У даному випадку реалізована схема водяного охолодження "мокра гільза", тобто вода має безпосередній контакт з гільзою, яка вставлена у блок-картер. Передача крутного моменту від приводу до валу здійснюється за допомогою клинопасової передачі, шків якої виконує роль маховика. Маховик, у свою чергу, є акумулятором енергії поршневого компресора. Коефіцієнт подачі компресора на розрахунковому режимі склав $\lambda = 0,75$, а потужність електродвигуна – $N_{ед} = 3,1$ кВт. Також було підібрано електродвигун типу 4А132М8/6УЗ – 2-х швидкісний з синхронною частотою

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		56

обертання 750/1000об/хв; потужність 3,2кВт при $n_n = 970$ об / мин і 2,8кВт при $n_n = 720$ об / хв для $U = 380В$, $\eta_{ед} = 0,8$. Таке виконання електродвигуна дозволяє регулювати робочі характеристики компресора.

Також у роботі було виконано газодинамічний розрахунок компресорної машини із розрахунком клапанів, розраховано нагнітальний і всмоктувальний патрубки.

Міцнісні розрахунки днища поршня, поршневого пальця, шатунних гвинтів, сальникового ущільнення як одних з основних елементів компресора підтвердили працездатність проектованої конструкції.

Динамічний розрахунок компресора надав необхідну інформацію для подальшого розрахунку маховика та противаг компресора, а також дозволив перевірити працездатність обраного типу підшипників – кулькопідшипники радіальні сферичні двохрядні (ГОСТ 5720-75), середня вузька серія № 1306.

У розділі «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» були проаналізовані основні небезпечні і шкідливі фактори, що виникають при роботі пароконпресійних холодильних машин і методи захисту від їх впливу. Описано небезпечні і шкідливі фактори при роботі персоналу, що експлуатує холодильну машину. Також у розділі приділено увагу виробничій гігієні і санітарії: виробничому освітленню, параметрам мікроклімату, пожежній безпеці тощо.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						57
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Список літератури

1. 4110 Методичні вказівки до виконання випускної кваліфікаційної роботи бакалаврів професійного напрямку підготовки 6.050604 "Енергомашинобудування" [Текст] : для студ. напрямів підготовки 6.05060405 "Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка", 6.05060403 "Холодильні машини і установки" денної та заочної форм навчання / В. М. Арсеньєв, Ю. М. Вертепов. – Суми : СумДУ, 2016. – 15 с.
2. Краткий справочник машиностроителя/ Под ред. С.А. Чернавского. – М.: Машиностроение, 1966. – 788 с.
3. Писаренко Г.С. и др. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1988. – 734 с.
4. Методичні вказівки з курсового і дипломного проектування “Пластинчасто–ребристый конденсатор з повітряним охолодженням парокompресійної холодильної машини” з курсу “Холодильні установки”/ Укладачі: Ю.М Вертепов і С.С. Мелейчук – Суми: Вид–во СумДУ, 2008. – 18 с.
5. Данилова Г.Н. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
6. Богданов С.Н. и др. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.
7. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: Агропромиздат, 1989. – 223 с.
8. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей : справочник / Н. Б. Варгафтик. – 2–е изд., доп. и перераб. – М. : Гос. изд–во физико–матем. л–ры, 1972. – 720 с.
9. Справочник по электрическим машинам: В 2т./ Под общ. ред. И.П.Копылова и Б.К.Быкова., т.1, – М.: Энергоиздат, 1988. – 456с.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		58

10. Приводы машин: Атлас конструкций: У 5ч. – Типові вироби приводів. Конструкція: основи конструювання: Навчальний посібник/ П.М.Учаєв, А.В.Всильєв, С.О.Дорошенко та ін.; Під загальною редакцією П.М.Учаєва, Суми: Видавництво – фірма „АЛАН–ЕКС”, 2002. – ч.2 – 456с.

11. Курсовое и дипломное проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся в машиностроительных специальностях техникумов/ С.А.Чернявский, К.Н.Боков и др. – 2–е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988 – 416с.: ил.

12. Холодильные машины: Учебн. 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. – 510с., ил.

13. М.И.Френкель. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. – 3–е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1969 – 743с., ил.

14. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учебн. пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки»/ Е.М.Бамбушек, Н.Н.Бухарин, Е.Д.Герасимов и др.; Под общ. ред. И.А.Сакуна. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд–ние, 1987. – 423с.: ил.

					ХМдн 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		59