

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

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти  
за освітньо-професійною програмою  
«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»  
на тему «Дослідження і розрахунок  
аміачного поршневого компресора, що працює  
у складі одноступеневої холодильної машини»

## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

Г. А. Бондаренко

Консультант з охорони праці

С. В. Сидоренко

Здобувач

М. В. Довгопол

Суми 2020

## ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	3
1 Стан та перспективи розвитку поршневих холодильних компресорів.....	5
2 Актуальність завдання.....	6
3 Техніко-економічне обґрунтування завдання.....	6
4 Мета дослідження.....	7
5 Об'єкт дослідження.....	7
6 Предмет дослідження.....	7
7 Завдання дослідження.....	7
8 Дослідницька частина.....	8
8.1 Дослідження впливу температури кипіння $t_0$ .....	9
8.2 Дослідження впливу температури конденсації $t_k$ .....	13
9 Методи дослідження.....	18
10 Розрахунок ходильного циклу і компресора.....	18
11 Техніка безпеки.....	49
Висновки.....	59
Список літератури.....	62

					<b>ХКз 05.00.00.00 ПЗ</b>						
Вим.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	Дослідження та розрахунок аміачного поршневого холо- дильного компресора. Пояснювальна записка						
Розроб.	Довгопол								Літ.	Аркуш	Аркушів
Перев.	Бондаренко								2	63	
Н. контр.	Шарапов								СумДУ, гр. ХК.мз-92с		
Затв.	Ванєєв										

## Вступ

Холодильні компресори належать до числа основних елементів холодильних машин. За останнє десятиліття в області холодильного компресоробудування помітний значний прогрес, як в методах дослідження та проектування, так і в зв'язку з появою нових типів компресорів, в основному ротативних. У найбільш поширених парокompресійних холодильних машинах використовуються компресори різних типів.

Всі 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 лопатками, що обертаються. У середині цих груп розрізняють ряд типів.

За конструктивними ознаками можливий подальший поділ (наприклад, із внутрішнім геометричним ступенем підвищення тиску і без нього; одно- і багатоступеневі тощо).

Для холодильного машинобудування істотним є поділ компресорів на групи з вбудованим і зовнішнім приводом. Також вони класифікуються за типом холодильного агента (аміачні, фреонові, пропанові, повітряні тощо), холодопродуктивністю (малі, середні та великі), видом приводу (електродвигун, турбіна, двигун внутрішнього згорання та ін.) та за іншими ознаками.

Найбільш широко застосовують поршневі, гвинтові і відцентрові компресори; обмежене застосування отримали ротаційно-пластинчасті; в перспективі намічено розширення використання компресорів ротативного типу, особливо роторно-поршневих і спіральних.

На основі техніко-економічного аналізу встановлено найбільш доцільні області застосування основних типів холодильних компресорів. Межі цих областей в перспективі можуть бути в більшій чи меншій мірі змінені в результаті робіт з розвитку конструкцій компресорів, а також внаслідок можливої зміни ряду економічних параметрів.

					XM 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						3
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Характеристики компресора впливають на ефективність холодильних машин в цілому, в тому числі на енергетичні показники, надійність і довговічність, рівень питомих приведених витрат. У зв'язку з цим важливо визначити найбільш перспективні напрямки вдосконалення холодильних компресорів на кожному етапі розвитку їх конструкцій.

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 1500 л/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.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						4
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

## 1 Стан та перспективи розвитку поршневих холодильних компресорів

Компресор є «серцем» будь-якої парокомпресійної холодильної машини, що отримали найбільше поширення серед інших типів холодильних машин.

У холодильних машинах цього виду знайшли застосування компресори переважно об'ємного принципу дії, а саме: поршневі, спіральні, гвинтові, ротаційно-пластинчасті. Це пояснюється порівняно незначними величинами холодопродуктивностей сучасних холодильних машин (як правило, до 100 кВт). У цьому випадку найбільш оптимальним вибором є саме поршневі холодильні компресори, які мають у цьому діапазоні холодопродуктивностей найкращі енергетичні показники і найвищий коефіцієнт подачі, що впливає на розміри компресора.

Переваги та недоліки поршневих компресорів:

а) переваги:

- невисока ціна обладнання;
- простота конструкції, що забезпечує можливість обслуговування своїми силами, а також мінімальна кількість витратних матеріалів;

б) недоліки:

- нерівномірний, імпульсне надходження стисненого газу (для згладжування пульсації і вирівнювання тиску в системі використовуються ресивери);
- досить гучна робота механізмів;
- низька інтенсивність використання, яка визначається швидкістю нагрівання поршневої групи (чим швидше крутиться колінчастий вал, тим сильніше нагрівається система);
- підвищена витрата електроенергії.

На даний час поршневі компресори є дуже гарно вивченим класом компресорів. Зміни у конструкції можуть досягатися за рахунок зміни кінематичної схеми компресора, яка, по суті, визначає ступінь його зрівноваженості, що впливає на допустимі частоти обертання колінчатого валу. До найбільш зрівноважених конструкцій кінематичних схем відносять опозитну схему,

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		5

однак у холодильній техніці вона не отримала розповсюдження. Найбільше поширення отримали вертикальна та V-, W-подібні схеми.

Конкуренцію поршневому холодильному компресору у такому самому діапазоні малих та середніх холодопродуктивностей у даний час складає лише спіральний компресор, який має менші габарити та є більш зрівноваженим, має кращі шумові характеристики. Це досягається за рахунок використання більших частот обертання ротора та кращою зрівноваженістю машини.

## 2 Актуальність завдання

Компресор є одним з головних елементів парокompресійної холодильної машини. Він, по суті, визначає необхідну роботу (потужність) для реалізації холодильного циклу, а значить – ефективність циклу, що виражається коефіцієнтом перетворення. Правильний вибір типу, кінематичної схеми, конструкції елементів компресора визначає його показники ефективності, що визначаються коефіцієнтом подачі, індикаторним ККД та іншими параметрами. Дослідження зміни цих параметрів дозволяє спрогнозувати роботу холодильної машини залежно від зміни зовнішніх чинників, таких, наприклад, як температура у холодильній камері (температура кипіння) та температура довкілля (температура конденсації). Отже, поставлене завдання є актуальним.

## 3 Техніко-економічне обґрунтування завдання

Техніко-економічну оцінку виконують, спираючись на визначення зони оптимальної роботи компресора як невід’ємної складової холодильної машини. Такі зони можуть визначати найбільші значення коефіцієнта подачі  $\lambda$ , внутрішнього (індикаторного)  $\eta_i$ , електричного  $\eta_{el}$ , механічного ККД  $\eta_{мех}$ , або найменші значення споживаної електричної потужності  $N_{el}$  при сталій холодопродуктивності  $\dot{Q}_0$ , перегріванні пари на всмоктуванні  $\Delta t_{пер}$ , переохолодженні пари після конденсатора  $\Delta t_{ох}$  та одній з температур: конденсації  $t_k$

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						6
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

(при змінній температурі кипіння  $t_0$ ) або кипіння  $t_0$  (при змінній температурі конденсації  $t_k$ ).

Режим змінної температури кипіння може застосовуватися з метою інтенсифікації процесу охолодження, а зміна температури конденсації можлива у випадку безпосереднього скидання тепла у довкілля, температура якого весь час змінюється як протягом року, так і протягом доби.

#### **4 Мета дослідження**

Визначити вплив температур гарячого і холодного джерела оберненого циклу одноступеневої парокомпресійної холодильної машини на коефіцієнт перетворення циклу, а також на витраті і енергетичні характеристики компресора, що працює у його складі.

#### **5 Об'єкт дослідження**

Робочий процес аміачного поршневого холодильного компресора у складі одноступеневої парокомпресійної холодильної машини.

#### **6 Предмет дослідження**

Термодинамічна модель розрахунку робочого процесу аміачного поршневого холодильного компресора у складі одноступеневої парокомпресійної холодильної машини.

#### **7 Завдання дослідження**

Виконати термодинамічний розрахунок циклу аміачної парокомпресійної холодильної машини та холодильного компресора поршневого типу, що працює у її складі. Дослідити вплив температур кипіння і конденсації на енергетичні показники циклу та компресора. Дослідити вплив вибору відносного мертвого простору на характеристики компресора.

					XM 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						7
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Розкрити питання безпеки праці і проаналізувати основні небезпечні та шкідливі фактори, що виникають при роботі парокомпресійних холодильних машин і методи захисту від їх впливу. Також описати небезпечні і шкідливі фактори при роботі персоналу, що експлуатує холодильну машину.

Таблиця 7.1 – Вихідні дані

Холодопродуктивність $Q_0$ , кВт	15
Температура, °C	
кипіння $t_0$	0
конденсації $t_k$	30
Холодильний агент	R717
Виконання компресора	сальниковий
Охолодження циліндрів	водяне

## 8 Дослідницька частина

Дослідження виконуємо із використанням програмного продукту Microsoft Excel. З цією метою було створено програму розрахунку (рис. 8.1). Для визначення термодинамічних параметрів холодильного агента у характерних точках циклу холодильної машини використовувалася програма NIST REFPROP.



The screenshot shows an Excel spreadsheet titled 'Розрахунок аміачної ПКХМ і КМ'. The spreadsheet is organized into sections: 'ВИКЛОН ДАНІ' (Input Data), 'РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ' (Cycle Calculation), and 'РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРА' (Compressor Calculation). The 'ЦИКЛУ' section contains rows for evaporator and condenser temperatures, refrigerant mass flow rate, compressor power, and various heat flows. The 'КОМПРЕСОРА' section includes efficiency coefficients and power requirements for different compressor types. The spreadsheet uses formulas and data tables to calculate these values based on input parameters like condensation temperature ( $t_k$ ).

Рисунок 8.1 – Робоче вікно програми розрахунку циклу холодильної машини і компресора

### 8.1 Дослідження впливу температури кипіння $t_0$

Задаємося температурою кипіння  $t_0 = -20; -10; 0; 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Сталими параметрами є холодопродуктивність  $\dot{Q}_0 = 15 \text{ кВт}$ , температура конденсації  $t_k = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$  та конструктивні характеристики компресора.

Холодильний агент – аміак R717.

Перегрівання пари холодильного агента на всмоктуванні  $\Delta t_{пер} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Переохолодження конденсату після переохолодження  $\Delta t_{ох} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Відносний мертвий простір  $c = 0,05$ .

Механічний ККД компресора  $\eta_{мех} = 0,86$ .

ККД передачі компресора  $\eta_{пер} = 0,98$ .

Електричний ККД компресора  $\eta_{ел} = 0,8$ .

Результати розрахунку з використанням розробленої програми заносимо до таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 – Результати чисельного дослідження впливу температури кипіння  $t_0$

$t_0, ^\circ\text{C}$	-20	-10	0	10
$\pi$	6,142	4,014	2,72	1,898
$q_v, \text{кДж} / \text{м}^3$	1715	2587	3776	5296
$\lambda$	0,548	0,67	0,76	0,829
$\dot{m}_a, \text{кг} / \text{с}$	0,0134	0,0132	0,0131	0,013
$N_T, \text{кВт}$	3,723	2,754	1,914	1,196
$N_{ел}, \text{кВт}$	6,991	4,884	3,216	1,917
$t_{2s}, ^\circ\text{C}$	125	102	83	66
$\text{COP}_T$	4,03	5,45	8,14	12,54

Умовні позначення в табл. 8.1:

$\pi$  – ступінь підвищення тиску у холодильному циклі;  $\pi = p_k / p_0$ ;

$q_v, \text{кДж} / \text{м}^3$  – питома об'ємна холодопродуктивність компресора;

$$q_v = q_0 / v_1;$$

$\lambda$  – коефіцієнт подачі компресора;  $\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl}$ ;

$\dot{m}_a, \text{кг} / \text{с}$  – масова витрата холодильного агента у компресорі;

$$\dot{m}_a = \dot{Q}_0 / q_0;$$

$N_T, \text{кВт}$  – теоретична потужність компресора;  $N_T = \dot{m}_a \cdot l_k = \dot{m}_a \cdot (h_{2s} - h_1)$ ;

$N_{ел}, \text{кВт}$  – електрична потужність компресора;  $N_{ел} = N_T / (\eta_{мех} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{ел})$ ;

$t_{2s}, ^\circ\text{C}$  – температура холодильного агента після адіабатного стиснення;

$COP_T$  – коефіцієнт термотрансформації теоретичного циклу;

$$COP_T = \dot{Q}_0 / N_T.$$

Подамо графіки відповідно до величин, поданих у табл. 8.1.

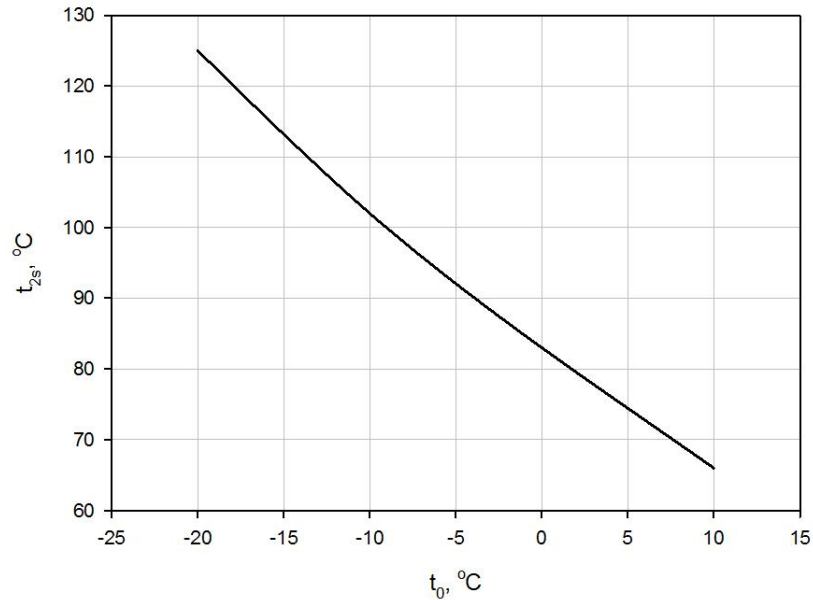


Рисунок 8.1 – Залежність температури холодильного агента після адіабатного стиснення  $t_{2s}$  від температури кипіння  $t_0$

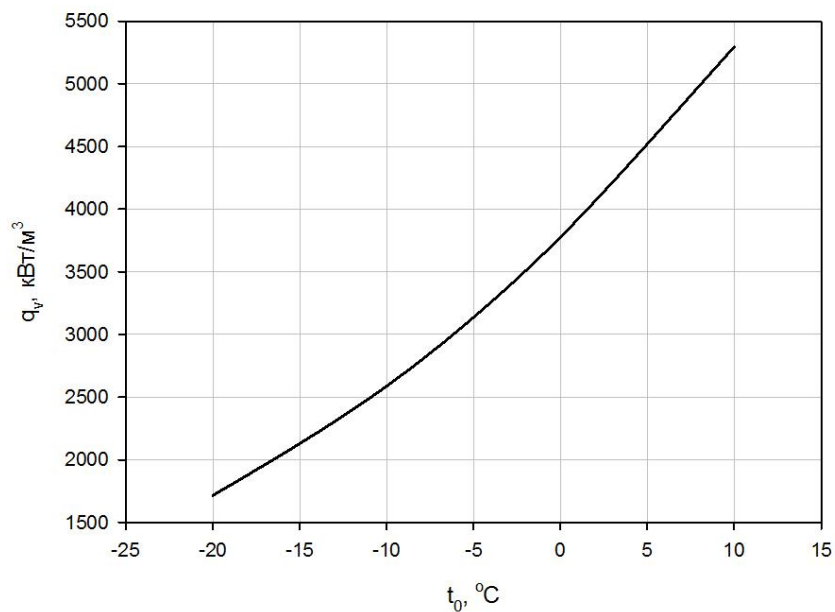


Рисунок 8.2 – Залежність питомої об'ємної холодопродуктивності компресора  $q_v$  від температури кипіння  $t_0$

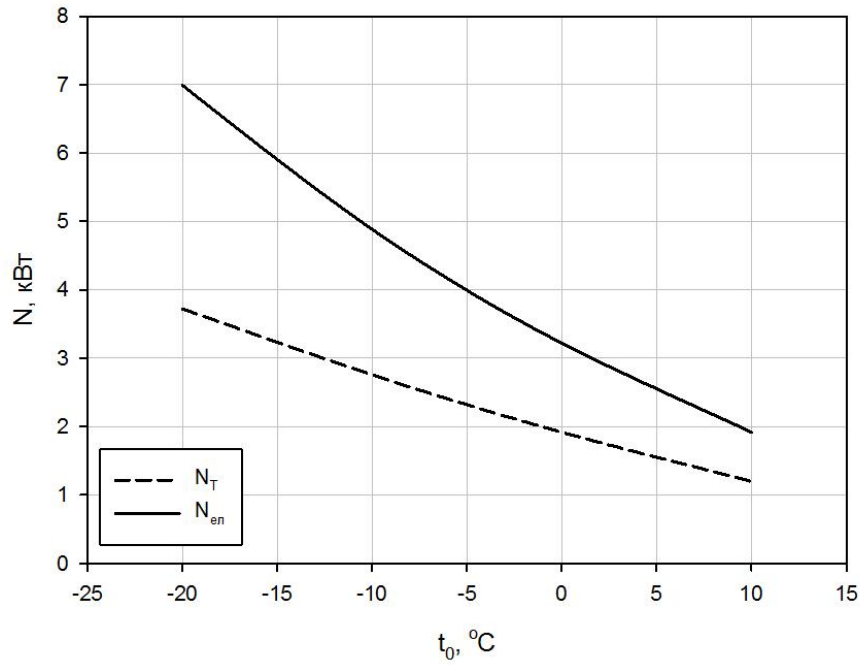


Рисунок 8.3 – Залежність потужності (теоретична  $N_T$  і електрична  $N_{el}$ ) від температури кипіння  $t_0$

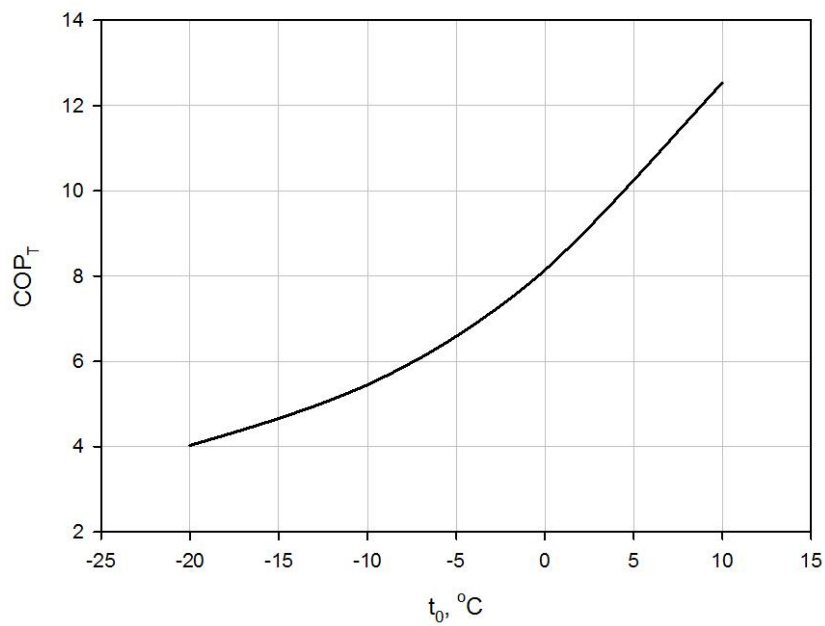


Рисунок 8.4 – Залежність теоретичного коефіцієнта термотрансформації  $COP_T$  від температури кипіння  $t_0$

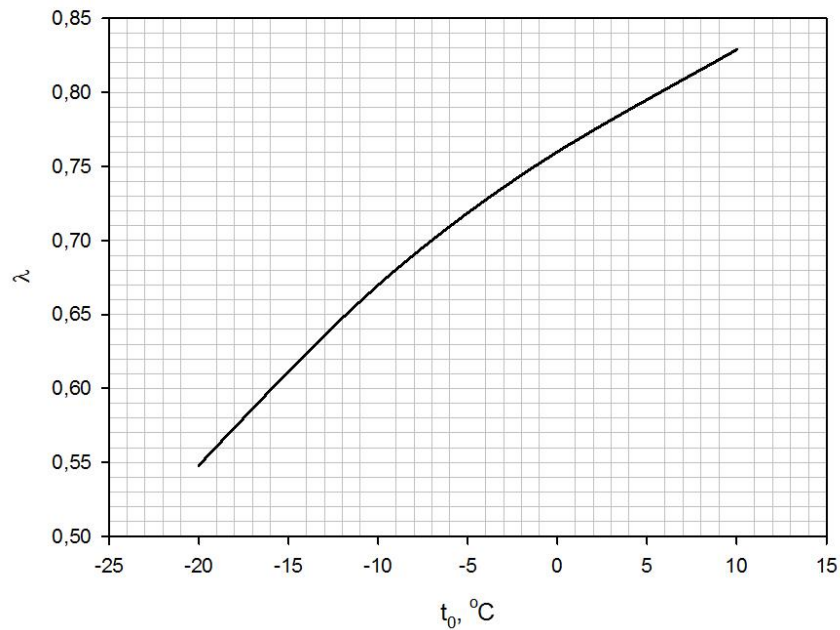


Рисунок 8.5 – Залежність коефіцієнта подачі компресора  $\lambda$  від температури кипіння  $t_0$

Як бачимо із результатів чисельного дослідження впливу температури кипіння  $t_0$ , зростання температури кипіння призводить до майже лінійного зменшення температури холодильного агента після адіабатного стиснення  $t_{2s}$  (рис. 8.1), потужності (теоретична  $N_T$  і електрична  $N_{el}$ ) (рис. 8.3) та не лінійного зростання питомої об'ємної холодопродуктивності компресора  $q_v$  (рис. 8.2), коефіцієнта подачі компресора  $\lambda$  (рис. 8.5). Коефіцієнт перетворення циклу  $COP_T$  при збільшенні температури кипіння збільшується не лінійно (рис. 8.4).

## 8.2 Дослідження впливу температури конденсації $t_k$

Задаємося температурою конденсації  $t_k = 10; 20; 30; 40 ^\circ\text{C}$ .

Сталими параметрами є холодопродуктивність  $\dot{Q}_0 = 15 \text{ кВт}$ , температура конденсації  $t_k = 30 ^\circ\text{C}$  та конструктивні характеристики компресора.

Холодильний агент – аміак R717.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						13
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Перегрівання пари холодильного агенту на всмоктуванні  $\Delta t_{nep} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Переохолодження конденсату після переохолодження  $\Delta t_{ox} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Відносний мертвий простір  $c = 0,05$ .

Механічний ККД компресора  $\eta_{mex} = 0,86$ .

ККД передачі компресора  $\eta_{nep} = 0,98$ .

Електричний ККД компресора  $\eta_{el} = 0,8$ .

Результати розрахунку з використанням розробленої програми заносимо до таблиці 8.2.

Таблиця 8.2 – Результати чисельного дослідження впливу температури конденсації  $t_k$

$t_k, \text{ }^\circ\text{C}$	10	20	30	40
$\pi$	1,394	1,999	2,72	3,625
$q_v, \text{кДж} / \text{м}^3$	4089	3934	3776	3617
$\lambda$	0,891	0,822	0,76	0,687
$\dot{m}_a, \text{кг} / \text{с}$	0,0121	0,0126	0,0131	0,0137
$N_T, \text{кВт}$	0,593	1,233	1,914	2,669
$N_{el}, \text{кВт}$	0,921	2,003	3,216	4,679
$t_{2s}, \text{ }^\circ\text{C}$	34	59	83	106
$COP_T$	25,29	12,16	8,14	5,62

Умовні позначення в табл. 8.2:

$\pi$  – ступінь підвищення тиску у холодильному циклі;  $\pi = p_k / p_0$ ;

$q_v, \text{кДж} / \text{м}^3$  – питома об'ємна холодопродуктивність компресора;

$$q_v = q_0 / v_1;$$

$\lambda$  – коефіцієнт подачі компресора;  $\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl}$ ;

$\dot{m}_a, \text{кг} / \text{с}$  – масова витрата холодильного агенту у компресорі;

$$\dot{m}_a = \dot{Q}_0 / q_0;$$

$N_T, \text{кВт}$  – теоретична потужність компресора;  $N_T = \dot{m}_a \cdot l_k = \dot{m}_a \cdot (h_{2s} - h_1)$ ;

$N_{el}, \text{кВт}$  – електрична потужність компресора;  $N_{el} = N_T / (\eta_{мех} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{ел})$ ;

$t_{2s}, \text{°C}$  – температура холодильного агента після адіабатного стиснення;

$COP_T$  – коефіцієнт термотрансформації теоретичного циклу;

$$COP_T = \dot{Q}_0 / N_T.$$

Подамо графіки відповідно до величин, поданих у табл. 8.2.

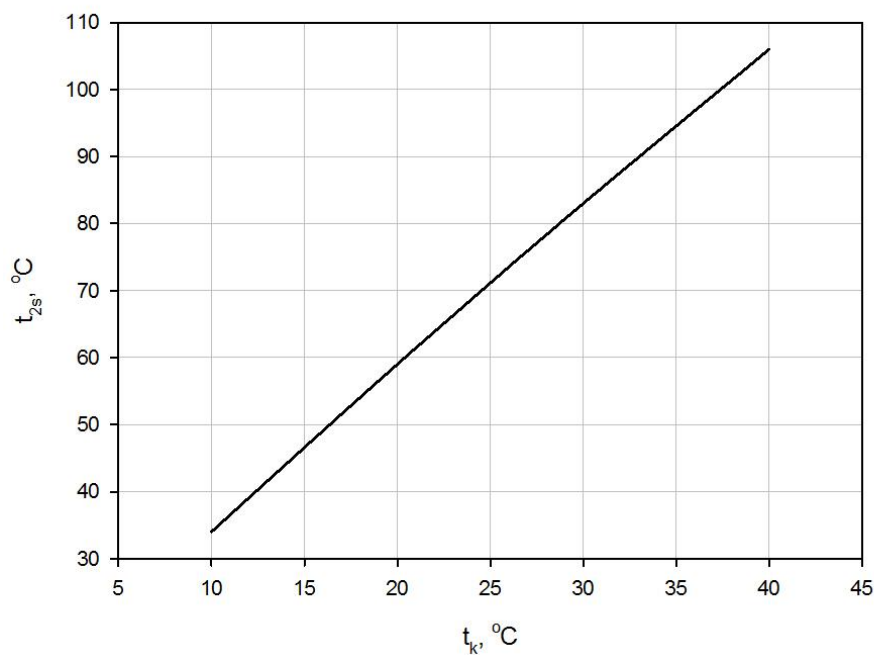


Рисунок 8.6 – Залежність температури холодильного агента після адіабатного стиснення  $t_{2s}$  від температури конденсації  $t_k$

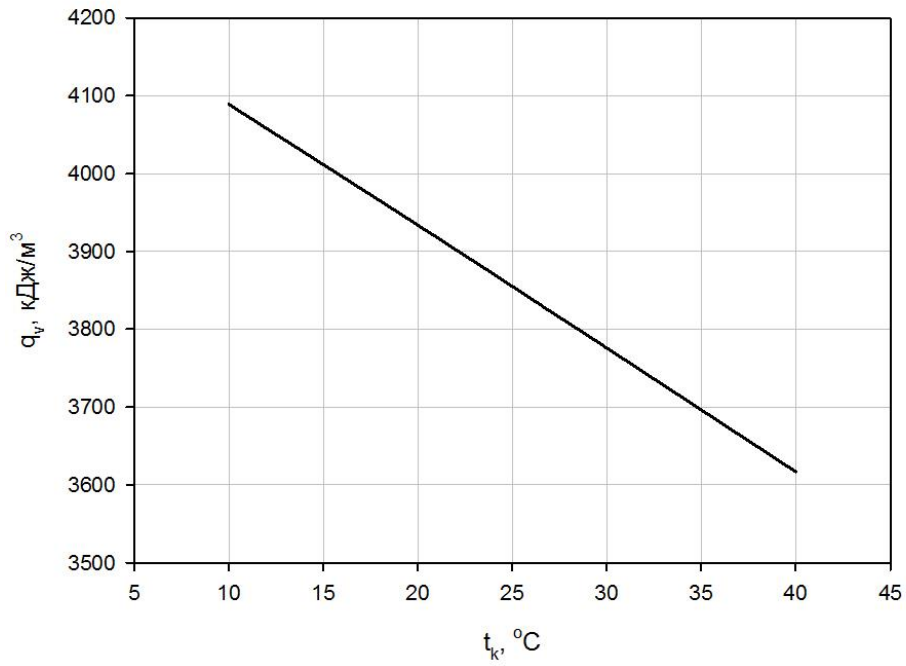


Рисунок 8.7 – Залежність питомої об'ємної холодопродуктивності компресора  $q_v$  від температури конденсації  $t_k$

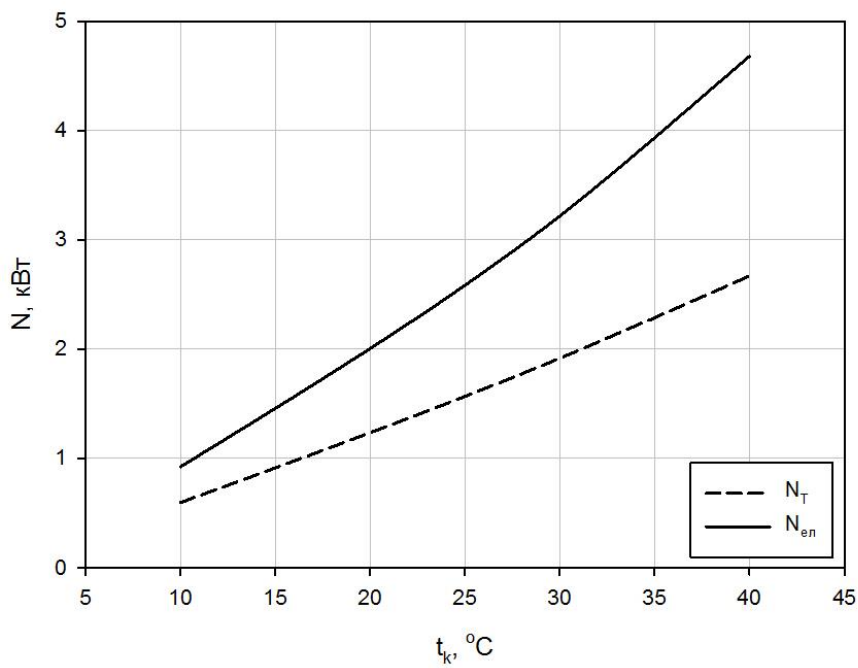


Рисунок 8.8 – Залежність потужності (теоретична  $N_T$  і електрична  $N_{el}$ ) від температури конденсації  $t_k$



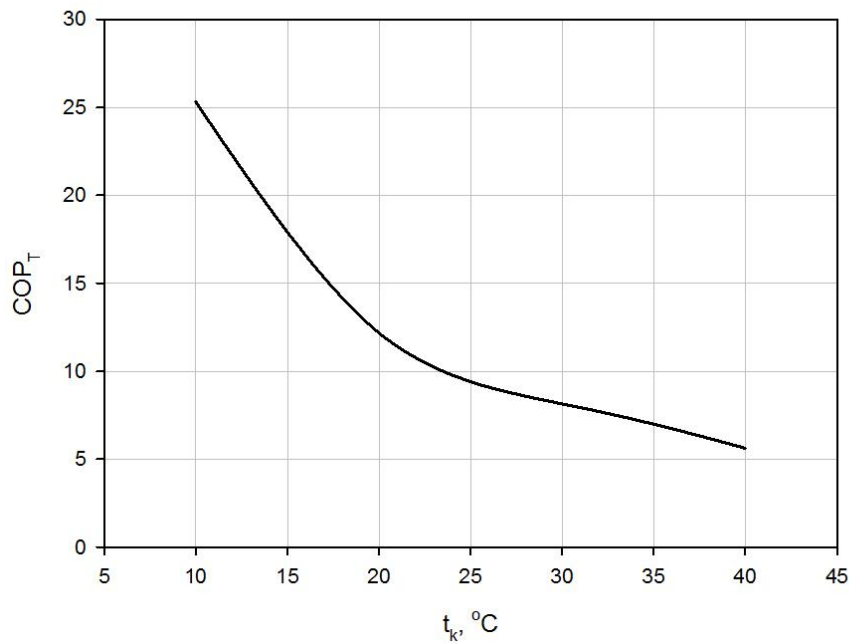


Рисунок 8.9 – Залежність теоретичного коефіцієнта термотрансформації  $COP_T$  від температури конденсації  $t_k$

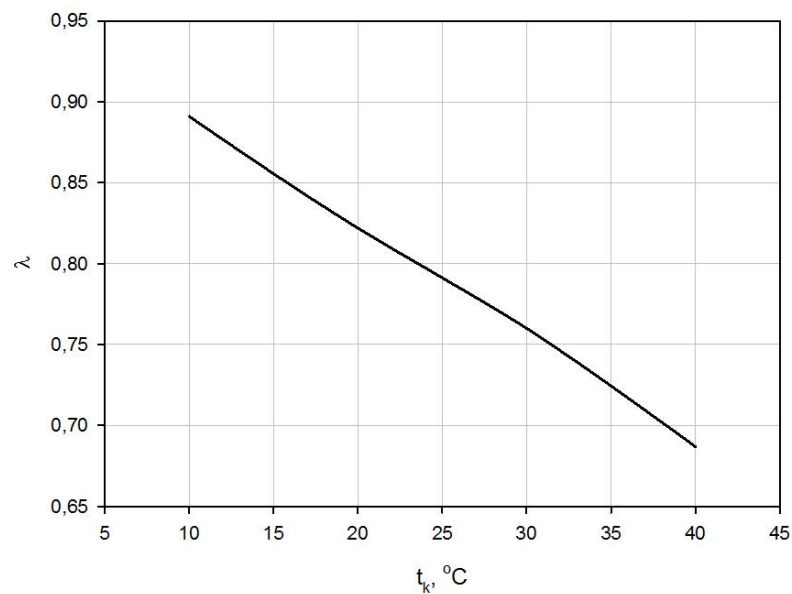


Рисунок 8.10 – Залежність коефіцієнта подачі компресора  $\lambda$  від температури конденсації  $t_k$

Як бачимо із результатів чисельного дослідження впливу температури конденсації  $t_k$ , зростання температури конденсації призводить до лінійного

зменшення коефіцієнта подачі компресора  $\lambda$  (рис. 8.10), збільшення споживаної потужності (рис. 8.8), зменшення питомої об'ємної холодопродуктивності компресора  $q_v$  (рис. 8.7) і зростання температури холодильного агенту після адіабатного стиснення  $t_{2s}$  (рис. 8.6). Коефіцієнт перетворення циклу  $COP_T$  при збільшенні температури конденсації зменшується не лінійно (рис. 8.9).

## 9 Методи дослідження

При вирішенні поставлених задач використовувалися такі методи, як: аналіз науково-технічної інформації, математичне моделювання, що виконувалося із залученням програмного продукту Microsoft Excel.

## 10 Розрахунок ходильного циклу і компресора

### Розрахунок циклу пароконпресійної холодильної машини

#### 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

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

задаємося

$$t_0 = \frac{t_{x1} + t_{x2}}{2} - 7^\circ C .$$

Температура холодоносія на вході у випарник

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

задаємося  $\Delta t_x = 2^\circ C$ ; тоді  $t_{x1} = 6 + 2 = 8^\circ C$

$$t_0 = \frac{8 + 6}{2} - 7 = 0^\circ C .$$

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						18
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Температура конденсації

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

задаємося

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

Температура води на виході з конденсатора

$$t_{e2} = t_{e1} + (3...6)^\circ C \text{ задаємося } t_{e2} = t_{e1} + 5^\circ C,$$

$$t_{e2} = 20 + 5 = 25^\circ C, \text{ тоді } t_k = 25 + 5 = 30^\circ C.$$

Температура переохолодження

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

задаємося

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

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

Температура всмоктування у компресор

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

задаємося

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

тоді  $t_{ec} = 0 + 10 = 10^\circ C$ .

### 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 одноступеневим стисненням.

На рис. 10.1 подана принципова схема і цикл у  $p, h$  – координатах одноступеневої парокомпресійної холодильної машини.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		19

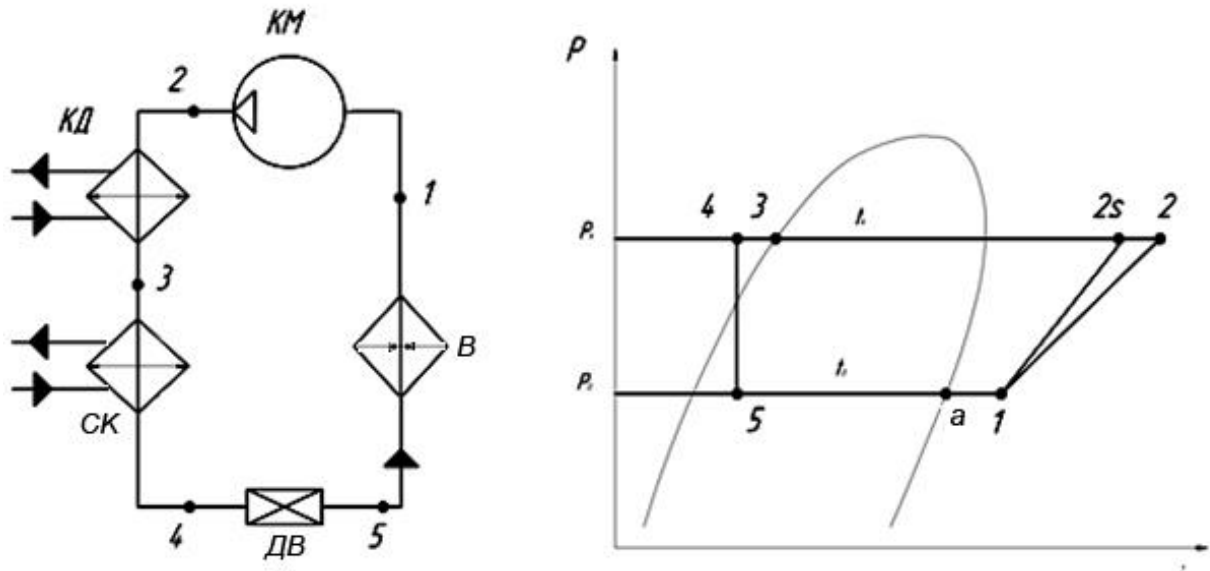


Рисунок 10.1 – Принципова схема і цикл у  $p, h$  – координатах одноступеневої парокompресійної холодильної машини (ПКХМ)

Умовні позначення елементів, показаних на рис. 10.1:

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

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. 10.1.

Таблиця 10.1

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

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						21
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$\dot{m} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{15}{1140} = 0,01316 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора

$$V_0 = \dot{m} \cdot v_1 = 0,01316 \cdot 0,3 = 0,004 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

## Розрахунок аміачного холодильного поршневого компресора

### 10.1 Опис проектованого компресора

Проектований компресор – холодильний, поршневий, 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.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		22

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.

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

Підшипникові опори – кулькові дворядні.

## 10.2 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

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

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

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

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

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						23
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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

Коефіцієнт підігрівання

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

Коефіцієнт густини визначаємо за графіком. Він знаходиться у діапазоні

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

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

Тоді

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

Індикаторний ККД компресора

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

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

$$N_i = \frac{N_{ад}}{\eta_i} = \frac{\dot{m} \cdot (h_{2s} - h_1)}{\eta_i} = \frac{0,01316 \cdot (1850 - 1710)}{0,88} = 2,09 \text{ кВт}.$$

Ефективна потужність

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}},$$

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						24
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		



де  $\eta_{мех} = 0,82...0,92$  – механічний ККД компресора, задаємося  $\eta_{мех} = 0,86$ .

$$N_e = \frac{2,09}{0,86} = 2,43 \text{ кВт}.$$

Потужність електродвигуна

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

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

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

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

### 10.3 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. 10.2.1.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						25
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Таблиця 10.2.1

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

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

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

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

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

Коефіцієнт дроселювання

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

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						26
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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

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

Коефіцієнт підігріву

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

Коефіцієнт густини

$$\lambda_{пл} = 0,95 \dots 0,98,$$

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

Тоді коефіцієнт подачі

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

Стандартна холодопродуктивність компресора

$$Q_{0.см} = \frac{Q_0 \cdot q_{v.см} \cdot \lambda_{см}}{q_v \cdot \lambda} = \frac{15 \cdot 2206 \cdot 0,62}{3800 \cdot 0,75} = 7,01 \text{ кВт}.$$

Масова витрата холодильного агента на стандартному режимі роботи

$$\dot{m}_{см} = \frac{Q_{0.см}}{q_{0см}} = \frac{7,01}{1125} = 0,0062 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Індикаторний ККД компресора

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

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

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

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						27
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Індикаторна потужність

$$N_{i.cm} = \frac{N_{ад.см}}{\eta_{i.cm}} = \frac{\dot{m}_{см} \cdot (h_{2s.см} - h_{1.см})}{\eta_{i.cm}} = \frac{0,0062 \cdot (1890 - 1675)}{0,81} = 1,646 \text{ кВт}.$$

Ефективна потужність

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

де  $\eta_{мех} = 0,82 \dots 0,92$  – механічний ККД компресора, задаємося  $\eta_{мех.см} = 0,86$ .

$$N_{e.см} = \frac{1,646}{0,86} = 1,91 \text{ кВт}.$$

Потужність електродвигуна

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

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.

## 10.4 Визначення геометричних розмірів компресора

Діаметр циліндра

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		28

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

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

$\lambda = 0,75$  – коефіцієнт подачі;

$i = 2$  – кількість циліндрів;

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

$S = 50 мм$  – хід поршня (задаємося стандартним значенням)

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

Вибираємо зі стандартного ряду діаметрів найближче більше значення  $D = 65 мм$ .

Відносний хід поршня

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

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

Середня швидкість поршня

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

Момент на валу двигуна

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

Мінімальний діаметр кореневої шийки з умови міцності

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						29
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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

задаємося конструктивно к урахуванням коефіцієнта запасу  $d = 0,025 м$ .

Діаметр шийки колінчастого валу

$$d_{шейки} = (0,8...1,0)d,$$

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

Довжина шатуна визначається з міркувань

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

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

## 10.5 Вибір електродвигуна та розрахунок потужності компресора

Потужність електродвигуна (див. п. 2.3)

$$N_{ед} = 3,1 кВт.$$

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

Двигун типу 4А132М8/6УЗ – 2-х швидкісний з синхронною частотою обертання 750/1000 об/хв; потужність 3,2 кВт при  $n_n = 970 об / хв$  і 2,8 кВт при  $n_n = 720 об / хв$  для  $U = 380 В$ ,  $\eta = 0,8$ .

Ефективний коефіцієнт термотрансформації

$$\varepsilon_e = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{15}{2,43} = 6,17.$$

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						30
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

## 10.6 Газодинамічний розрахунок компресорної машини

### 10.6.1 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

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

де  $\Phi$  – еквівалентна площа клапану,  $m^2$ ;

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

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

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

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

$T$  – температура середовища.

Допустима швидкість пари у сідлі і розетці клапанів

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

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

Швидкість звуку у клапанах

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

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

Перевіримо виконання умови

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		31

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

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

Умова виконується.

Еквівалентна площа клапану

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

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

значення еквівалентної площі клапану:

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

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

З іншого боку

$$\Phi = \alpha_{\text{щ}} \cdot f_{\text{щ}},$$

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

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

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

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

Площа прохідного перерізу клапану:

1) на всмоктуванні

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

2) на нагнітанні

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						32
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		



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

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  $f_c = 100 \text{ мм}^2$ .

### 10.6.2 Розрахунок нагнітального патрубкa

Площа патрубкa

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

звідки

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

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

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

### 10.6.3 Розрахунок всмоктувального патрубкa

Площа патрубкa

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

звідки

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						33
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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

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

(задаємося).

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

## 10.7 Міцнісні розрахунки елементів компресора

### 10.7.1 Перевірний розрахунок днища поршня

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

Розрахункове напруження згинання

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

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

$r$  – радіус затиснення днища поршня;

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

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

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

Для сталі 40Х  $[\sigma_u] = 700 \text{ МПа}$  тоді  $\frac{[\sigma_u]}{n} = \frac{700}{3} = 233,3 \text{ МПа} > \sigma_u = 37 \text{ МПа}$ .

Умова міцності виконується.

### 10.7.2 Перевірний розрахунок поршневого пальця

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						34
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Поршневий палець (рис. 10.2.1) розраховується як балка на двох опорах з рівномірно розподіленим навантаженням по довжині шатунного підшипника.

Напруження у пальці

$$\sigma = \frac{M_{изг}}{W},$$

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

$W$  – момент опору згинанню.

Максимальний згинаючий момент у середньому перерізі пальця

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

де  $P_{\Gamma}$  – газова сила.

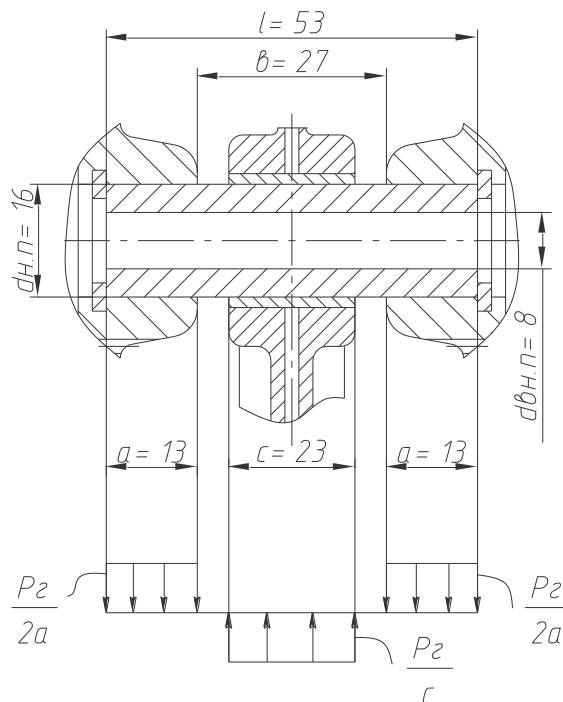


Рисунок 10.2.1 – Ескіз кріплення поршневого пальця і епюра навантажень

$$P_{\Gamma} = p_{\kappa} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 1.17 \cdot \frac{\pi \cdot 0,065^2}{4} = 3,88 \cdot 10^{-3} \text{ МН} = 3880 \text{ Н};$$

									Аркуш
									35
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата					

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

Момент опору згинанню

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

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

Для сталі 40Х  $[\sigma_{сп}] = 1500 \text{ МПа}$  тоді

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

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

Умова міцності виконується.

### 10.7.3 Міцнісний розрахунок шатунних гвинтів

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

Розриваюче напруження  $\sigma_p$  дорівнює

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

де  $i = 2$  – число гвинтів;

$f$  – найменша площа перерізу гвинта;

$z'_y$  – розтягує зусилля від сили інерції

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

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

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						36
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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

Радіус кривошипу

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

Кутова швидкість обертання валу компресора

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

$$z'_y = 0,245 \cdot 104,7^2 \cdot 0,025 = 67,2\text{Н};$$

$$J'_{IC\text{max}} = 0,466\text{кН};$$

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

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

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

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

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

#### 10.7.4 Перевірний розрахунок сальникового ущільнення

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						37
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

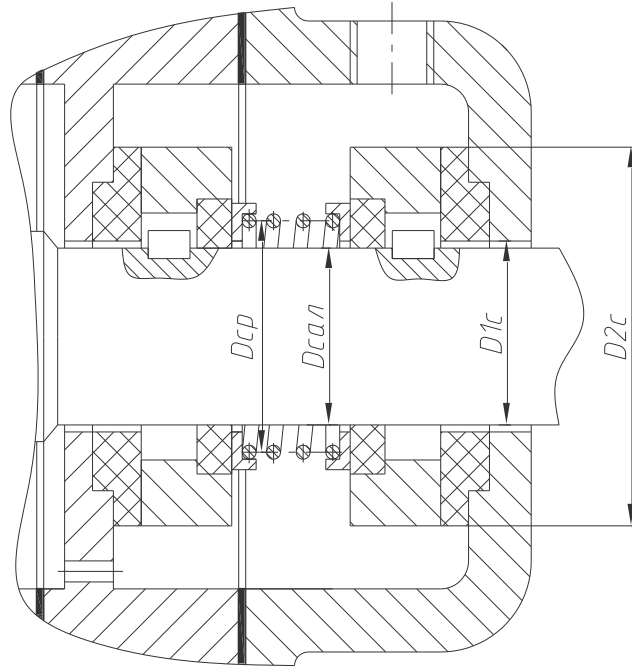


Рисунок 2.2 – Ескіз сальникового ущільнення

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

$$D_{cal} = 25\text{мм}; d_{1c} = 26\text{мм}; d_{2c} = 54\text{мм}.$$

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  $z_{np} = 12...15$  – 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  $l_{св} = 0,03 м$ .

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

Деформація пружини

$$\psi_{пр} = \frac{8 \cdot (D_{ср})^3 \cdot P_{np1} \cdot n_p}{\sigma \cdot (d_{3c})^4};$$
$$\psi_{пр} = \frac{8 \cdot (32 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 4,9 \cdot 10^{-5} \cdot 2}{7,85 \cdot 10^4 \cdot (0,002)^4} = 0,02 м.$$

Зусилля пружини при деформації

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

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

Робоча довжина пружини

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

Максимальна деформація

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

Робоче напруження

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

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						39
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Максимальне напруження

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

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

Деформація при зношуванні

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

Робоче зусилля

$$P'_{\text{нр}} = P_{\text{нр1}} \cdot \frac{\psi'_{\text{нр}}}{\psi_{\text{нр}}} = 4,9 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{0,016}{0,02} = 3,92 \cdot 10^{-5} \text{ МН}.$$

Питомий тиск при допустимому зношуванні

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

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

## 10.8 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

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						40
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		



$S=0.050$  м  $n_0=985$  об/хв  $\lambda R=0.200$   $n=1.35$   $m=1.27$

$m_s=1.46$  кг  $N_{\text{нд}}=2.0900E+00$  кВт  $\text{ETA}_{\text{мех}}=0.860$

Результати розрахунку

(усі сили у кН, кути у градусах)

модуль  $F_{\text{тр.пс}}=0.145$

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

альфа=0.0  $x=0.0000$   $P_{g.1}=-3.706$

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

дельта=0.0  $P_{\text{шат}}=-1.702$   $T=0.000$   $Z=-1.702$

альфа=25.4  $x=0.0029$   $P_{g.1}=-1.394$

$J=0.400$   $P_{\text{сум}}=0.545$   $N=0.047$

дельта=0.5  $P_{\text{шат}}=0.543$   $T=0.274$   $Z=0.468$

альфа=20.0  $x=0.0018$   $P_{g.1}=-1.857$

$J=0.424$   $P_{\text{сум}}=0.106$   $N=0.007$

дельта=0.4  $P_{\text{шат}}=0.106$   $T=0.043$   $Z=0.096$

альфа=40.0  $x=0.0069$   $P_{g.1}=-1.394$

$J=0.311$   $P_{\text{сум}}=0.456$   $N=0.058$

дельта=0.8  $P_{\text{шат}}=0.452$   $T=0.332$   $Z=0.307$

альфа=60.0  $x=0.0144$   $P_{g.1}=-1.394$

$J=0.155$   $P_{\text{сум}}=0.300$   $N=0.051$

дельта=1.2  $P_{\text{шат}}=0.296$   $T=0.278$   $Z=0.103$

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						41
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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  
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

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		42

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

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

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		43

дельта=5.5 Rшат=-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 Rшат=-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 Rшат=-1.992 T=0.000 Z=-1.992

### 10.9 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

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

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						44
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Запас кінетичної енергії

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

Маховий момент інерції маховика

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

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

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

передачі;

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

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

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

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

Маса маховика

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

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

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

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						45
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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

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

### 10.10 Розрахунок противаг компресора

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

Сумарна маса противаг для двохколінчастого вертикального поршневого компресора

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

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;

$m_{вр\Sigma}$  – маса частин, що обертаються,

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		46

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

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

$m_{ц} \cdot \frac{\rho}{R} \rightarrow 0$ , тому що  $\frac{\rho}{R} \rightarrow 0$  – маса неврівноваженої 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):

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

Маса частин, що поступально рухаються

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

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

### 10.11 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  $T_{\Sigma}$  і

$Z_{\Sigma}$  досягають одночасно найбільших значень при  $\alpha = 282,9^\circ$

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						47
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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

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]):

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

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;

$F_r = R_A^{\Sigma} = 1,316 \text{кН}$  – 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  $\left(\frac{C}{P}\right)_{\text{тр}} = 9,83$ .

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника

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

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						48
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		



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

## 10.12 Перевірний розрахунок компресора

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

$$V'_o = V_o + \Delta V + V_T;$$

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

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

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

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

Отже, компресор спроектовано правильно.

## 11 Техніка безпеки

Повністю безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Задачі БЖД – звести до мінімуму ймовірність ураження або захворювання працюючого, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		49

Поліпшення умов праці, підвищення його безпеки має велике економічне значення. Воно впливає на економічні результати: на продуктивність праці, якість і собівартість продукції, що випускається продукції. Знижується виробничий травматизм, професійні захворювання, інвалідність, що зберігає здоров'я трудящих і одночасно приводить до зменшення витрат на оплату пільг і компенсацій за роботу в несприятливих умовах праці, на лікування працівників.

### **Аналіз небезпечних і шкідливих факторів**

Небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізичні.

Компресор працює на аміаку R717 в складі холодильника по замкнутому холодильному циклу. Всі режими робіт холодильного агрегату виконуються автоматично і не потребують стороннього контролю з боку обслуговуючого персоналу.

Живлення компресора, приладів автоматики здійснюється від мережі змінного струму напругою 220-240 В.

Під час експлуатації та ремонту холодильника на обслуговуючий персонал і покупців можуть впливати фізичні і хімічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори.

Небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізичні.

### **Фізичні небезпечні і шкідливі фактори**

При експлуатації і ремонті холодильника людина може зіткнутися з такими фізично небезпечними і шкідливими виробничими факторами:

- з підвищеним рівнем шуму, вібрації;
- з ураженням електричним струмом.

Перераховані вище фактори при певних умовах можуть привести до

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		50

травми і погіршення здоров'я.

### **Заходи щодо усунення та зниження небезпечних і шкідливих факторів**

Для зниження рівня вібрації під час роботи компресора застосовуються віброізолюючі опори, на які встановлюють компресор. Використання віброізолюючих опор також знижує рівень шуму від вібрації компресора. Для забезпечення електробезпеки застосовуються такі заходи захисту:

- розташування струмоведучих частин в недоступних для випадкового дотику місцях;
- подвійна ізоляція проводів;
- захисне заземлення, яке усуває небезпеку ураження людей електричним струмом при замиканні на корпус;
- захисне відключення, що забезпечує автоматичне відключення електроустановки при виникненні в ній небезпеки ураження струмом.

### **Хімічні шкідливі виробничі фактори (шкідливі речовини)**

Шкідливі виробничі фактори при виготовленні і експлуатації обумовлені перш за все властивостями матеріалів, що входять до складу холодильного агрегату, а також допоміжних матеріалів, використовуваних при здійсненні технологічних процесів. Такими матеріалами є різні технологічні рідини.

### **Заходи запобігання небезпечних і шкідливих виробничих факторів**

Підвищення електробезпеки в установках досягається застосуванням систем захисного заземлення, захисного відключення і інших засобів і методів захисту, в тому числі знаків безпеки і попереджувальних плакатів і написів.

### **Основні правила техніки безпеки при проведенні складальних робіт**

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						51
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

До роботи допускаються особи, які пройшли інструктаж і перевірку знань з безпечних методів роботи безпосередньо на робочому місці.

На кожен операцію технологічного процесу повинна бути складена інструкція з технічного обслуговування обладнання та інструкція з техніки безпеки, що відображають специфічні особливості кожної операції і найбільш небезпечні моменти в роботі.

### **Захист від впливу шумових джерел**

При організації робіт на заводі необхідно передбачити захист від шуму.

Для зниження шуму необхідно:

- послабити шум джерел, зокрема, обмежити здійснення права в їх конструкції звукоізолюючих і звукопоглинальних екранів, кожухів тощо;
- зменшити ефект сумарного впливу на робочі місця відбитих звукових хвиль за рахунок поглинання їх поверхнями огорожувальних конструкцій;
- застосовувати раціональне розміщення обладнання (джерела шуму поміщати в окремих приміщеннях);
- використовувати архітектурно-планувальні та технологічні рішення. Зокрема, посилити звукоізоляцію стін, віконних і дверних прорізів.

### **Заходи щодо забезпечення комфортних умов праці**

У створенні найбільш сприятливих умов праці на заводі важливу роль відіграє планування робочого місця.

Практика показує, що планування робочого місця повинна задовольняти вимогам зручності виконання робіт, економії енергії і часу робочого, раціонального використання виробничих площ і зручності обслуговування обладнання, дотримання правил техніки безпеки.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		52

Виробниче середовище, що є предметним оточенням людини, повинна поєднувати в собі раціональне архітектурно-планувальне рішення, оптимальні санітарно-гігієнічні умови (мікроклімат, освітлення, вентиляція та ін.), Науково обґрунтовану колірну забарвлення і створення високоякісних інтер'єрів.

Приміщення цехів, розміри (площа, кубатура) повинні в першу чергу відповідати кількості працюючих і комплексу технічних засобів, що розміщуються в них. У них передбачають відповідні параметри температури, освітлення, чистоти повітря, забезпечують ізоляцію від виробничих шумів тощо.

Для забезпечення нормальних умов праці санітарні норми СП 45-71 встановлюють на одного працюючого обсяг виробничого приміщення не менше 15 м<sup>3</sup>; площа приміщення загороджених стінами не менше 4,5 м<sup>2</sup>. Висота машинного залу над технологічним підлогою до підвісної стелі повинна бути 3 – 3,5 м. Висоту підпільного простору приймають рівною 0,2 – 0,6 м (при прокладці зовнішніх повітропроводів не менше 0,3 м, а за наявності тільки кабелів не менше 0,15 – 0,2 м).

Приміщення цехів, розміри (площа, кубатура) повинні в першу чергу відповідати кількості працюючих і комплексу технічних засобів, що розміщуються в них. У них передбачають відповідні параметри температури, освітлення, чистоти повітря, забезпечують ізоляцію від виробничих шумів і т.д.

Під час роботи часто виникають ситуації, в яких робочий повинен прийняти правильне рішення. Для успішної роботи в таких умовах необхідна раціонально організована навколишнє середовище, огорожувальна працівника від впливу сторонніх подразників, якими можуть бути неправильне розміщення робочого місця, незручне розташування сигналізації, клавіш управління і т.п. Тому всіма засобами необхідно знижувати стомлення і напруга працюючого персоналу, створювати обстановку виробничого комфорту.

Велике значення має раціональне розташування на пультах управління засобів сигналізації та контрольних приладів. Кнопки для включення і ви-

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		53

ключення, перемикання, а також всілякі ручки управління повинні забезпечувати мінімальні витрати мускульної і нервової енергії і відповідати естетичним вимогам.

При організації робочого місця слід брати до уваги дані антропометрії. Рухи працівника необхідно сконцентрувати так, щоб групи м'язів його були навантажені рівномірно, а зайві непродуктивні рухи усунені.

## **Виробнича гігієна і санітарія**

### **Освітлення**

Комфортність умов праці багато в чому залежить від освітлення. Немислим наслідком поганого освітлення виявляється зниження продуктивності праці. Дослідним шляхом доведено можливість підвищення продуктивності праці в результаті поліпшення освітленості.

### **Мікроклімат**

У приміщеннях повинні забезпечуватися оптимальні параметри мікроклімату:

- температура повітря 18 - 25 °С;
- відносна вологість повітря – 40 - 60 %;
- швидкість руху повітря не більше 0,2 м/с;
- число іонів у 1 см повітря – 50000.

Оптимальна температура і вологість повітря в приміщенні підтримувати за допомогою вентиляторів. Взимку приміщення обігрівається центральним паровим опаленням.

### **Пожежна безпека**

Джерелом пожежі на робочому місці можуть виявитися електронні схеми, освітлювальна апаратура, легко займисті речовини і ін.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		54

Додаткову пожежонебезпеку представляють собою системи вентиляцію і кондиціонування, які служать для відводу надлишкової теплоти. У разі пожежі вони будуть забезпечувати подачу кисню і швидко поширюють вогонь по всіх приміщеннях.

Напруга до електроустановок подається по кабельних лініях. Наявність горючої ізоляції, імовірних джерел запалювання у вигляді іскор і дуг, розгалуженість і важкодоступність роблять їх небезпечними в пожежному відношенні. Більшість великих пожеж на обчислювальних центрах відбулися з цієї причини.

Експлуатація заводського обладнання пов'язана з необхідністю проведення профілактичних робіт. При цьому використовують різні мастильні речовини, легкозаймісті рідини. Виникає додаткова пожежна небезпека.

Важливу роль при проектуванні будинків грає необхідність дотримуватися заходи пожежної безпеки. Для виготовлення будівельних конструкцій використовується цегла, залізобетон, скло, метал і інші негорючі матеріали. У заводських приміщеннях влаштовують вогнетривкі протипожежні перегородки. Підпільні простору поділяють вогнетривкими діафрагмами на відсіки площею не більше 50 кв. м. Стіни, підлога повинні бути покриті негорючими матеріалами. Необхідна присутність на робочих місцях або поблизу їх засобів пожежогасіння.

При гасінні пожеж в приміщенні працівників розумової праці найбільш прийнятним є механічний зрив полум'я (приміщення категорії Д) вуглекислотними вогнегасниками, порошковими вогнегасниками (ОУ-2А, ОУ-5, ОУ-8, ОУ-10). В середині виробничого приміщення прокладання водогонів та установка пожежних кранів не допускається.

У разі виникнення вогнища пожежі слід негайно повідомити про це в чергову пожежну частину і керівництву заводу. Не чекаючи прибуття пожежного підрозділу приступити до ліквідації пожежі, попередньо знеструмивши установку.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		55

У великих цехах для швидкого виявлення та усунення вогнища пожежі необхідно встановлювати установки пожежної сигналізації та автоматичного пожежогасіння. Установки пожежної сигналізації можуть складатися з теплових, світлових і реагують на дим датчиків.

Застосування автоматичних засобів виявлення пожеж є одним з основних умов забезпечення пожежної безпеки. У приміщенні, де знаходиться робоче місце керуючого персоналу доцільно застосовувати диференціальні теплові сповіщувачі, які мають достатню чутливість. Можливо і застосування теплових випромінювачів максимального дії. Як пожежні сповіщувачі рекомендується застосування недорогого і надійного автоматичного сповіщувача типу ДТЛ, який включається послідовно з датчиками охоронної сигналізації.

### **Інструкція з техніки безпеки**

До безпосередньої роботи з ПЕОМ допускаються чоловіки і жінки, які не мають медичних протипоказань, визнані придатними після медичного огляду.

Відповідно до СНиП П-2-80 число евакуаційних виходів з будівель і приміщень визначається розрахунками, але повинна становити не менше двох.

Під час роботи дотримуватися Правил трудового розпорядку.

### **Вимоги безпеки перед початком роботи**

Перед початком роботи оглянути робоче місце, прибрати сторонні предмети, переконатися в справності обладнання. Екран відеомоніторів повинен знаходитися від очей користувача на оптимальній відстані 700 мм, але не ближче 500 мм.

Кожен працівник, який помітив несправність ПЕОМ повинен негайно повідомити своєму безпосередньому керівнику, а самому прийняти відповідні заходи, аж до відключення обладнання від мережі.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		56



У разі виникнення пожежі для гасіння електроустановок застосовувати вогнегасники ОПУ-2 (порошкові уніфіковані) ТУ 22-6098-85.

При отриманні травми усунути вплив травмуючого фактора, викликати медичну допомогу.

### **Вимоги до виконання режимів праці і відпочинку**

Забезпечення роботи холодильної машини в даний час для експлуатаційного персоналу пов'язано з постійним контролем основних параметрів машини, значення яких виводяться на дисплей персонального комп'ютера (ПЕОМ). Тому далі розглянемо вимоги по техніці безпеки про охорону праці під час роботи з ПЕОМ.

Сумарний час безпосередньої роботи з персональним комп'ютером не може перевищувати 6 годин. Через кожні 1,5 - 2 години повинен встановлюватися регламентований перерву 15 хвилин. Під час перерв з метою зниження нервово-емоційного напруження, стомлення зорового аналізатора доцільно виконувати вправи для очей. Тривалість безперервної роботи з ПЕОМ не повинна перевищувати 2 години.

### **Вимоги виробничої санітарії**

У приміщеннях з ПЕОМ щодня повинно бути вологе убирання.

Приміщення з ПЕОМ повинні мати природне і штучне освітлення.

Розташування робочих місць з ПЕОМ в цокольних і підвальних приміщеннях не допускається.

Площа на одне робоче місце з ПЕОМ повинна складати не менше 6,0 м, а об'єм – не менше 20,0 м.

Виробничі приміщення, в яких для роботи використовуються переважно ПЕОМ не повинні межувати з приміщеннями, в яких рівні шуму і вібрації перевищують нормовані значення. Фоновий рівень шуму у виробничих приміщеннях з ПЕОМ не повинен перевищувати 40 дБА.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		57

Приміщення з ПЕОМ повинні бути обладнані системами опалення, кондиціонування повітря або припливно-витяжною вентиляцією.

Поверхня підлоги в приміщеннях експлуатації ПЕОМ повинна бути зручною для очищення та вологого прибирання, мати антистатичні властивості.

### **Вимоги до освітлення приміщень та робочих місць з ПЕОМ**

Штучне освітлення повинно забезпечувати рівень освітленості не менше:

- екран – 200 лк;
- клавіатура – 400 лк;
- документ – 500 лк;
- стіл – 500 лк.

Як джерела світла при штучному освітленні повинні застосовуватися переважно люмінесцентні лампи.

### **Вимоги до організації та обладнання робочих місць з ПЕОМ**

Робочі місця з ПЕОМ повинні розташовуватися від стін з віконними отворами не менше 1,5 м, відстань між робочими столами з ПЕОМ повинні бути не менше 1,5 м. Робочі місця з ПЕОМ по відношенню до світлових прорізів повинні розташовуватися так, щоб природне світло падало переважно зліва.

Обладнання (матричні принтери та ін.), що створює шум, необхідно розміщати поза приміщеннями з використанням ПЕОМ.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		58

## Висновки

Відповідно до поставлених завдань, у результаті виконання розрахункової роботи, було виконано чисельне дослідження впливу температур конденсації і конденсації на витратні і енергетичні характеристики циклу і компресора.

Результати чисельного дослідження впливу температури кипіння  $t_0$ : зростання температури кипіння призводить до майже лінійного зменшення температури холодильного агенту після адіабатного стиснення  $t_{2s}$ , потужності (теоретична  $N_T$  і електрична  $N_{el}$ ) та не лінійного зростання питомої об'ємної холодопродуктивності компресора  $q_v$ , коефіцієнта подачі компресора  $\lambda$ . Коефіцієнт перетворення циклу  $COP_T$  при збільшенні температури кипіння збільшується не лінійно.

Результати чисельного дослідження впливу температури конденсації  $t_k$ : зростання температури конденсації призводить до лінійного зменшення коефіцієнта подачі компресора  $\lambda$ , збільшення споживаної потужності, зменшення питомої об'ємної холодопродуктивності компресора  $q_v$  і зростання температури холодильного агенту після адіабатного стиснення  $t_{2s}$ . Коефіцієнт перетворення циклу  $COP_T$  при збільшенні температури конденсації зменшується не лінійно.

Із результатів досліджень можна зробити висновок, що весь час необхідно підтримувати найнижчу температуру конденсації та найвищу температуру кипіння, яка дозволяє реалізувати необхідний технологічний процес.

У розрахунковій частині роботи 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  $\pi = p_n / p_0 = 2,79$ .

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						59
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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 компростої 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 –  $N_{ед} = 3,1кВт$ . Також було підібрано електродвигун типу 4А132М8/6УЗ – 2-х швидкісний з синхронною частотою обертання 750/1000об/хв; потужність 3,2кВт при  $n_n = 970об / мин$  і 2,8кВт при  $n_n = 720об / хв$  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 проекрованої конструкції.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						60
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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 техніки безпеки були проаналізовані основні небезпечні і шкідливі фактори, що виникають при роботі парокompресійних 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.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		61

## Список літератури

1. Краткий справочник машиностроителя/ Под ред. С.А. Чернавского. – М.: Машиностроение, 1966. – 788 с.
2. Писаренко Г.С. и др. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1988. – 734 с.
3. Методичні вказівки з курсового і дипломного проектування “Пластинасто–ребристый конденсатор з повітряним охолодженням пароконденсійної холодильної машини” з курсу “Холодильні установки”/ Укладачі: Ю.М Вертепов і С.С. Мелейчук – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 18 с.
4. Данилова Г.Н. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
5. Богданов С.Н. и др. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.
6. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: Агропромиздат, 1989. – 223 с.
7. 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.
8. Справочник по электрическим машинам: В 2т./ Под общ. ред. И.П.Копылова и Б.К.Быкова., т.1, – М.: Энергоиздат, 1988. – 456с.
9. Приводи машин: Атлас конструкцій: 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.
10. 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.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		62

11. Холодильные машины: Учебн. для Втузов по специальности «Холодильные машины и установки»/ Н.Н.Кошкин, И.А.Сақун, Е.М.Бамбушек и др.; Под общ. ред. И.А.Сақуна. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд–ние, 1985. – 510с., ил.

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

13. 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.Сақуна. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд–ние, 1987. – 423с.: ил.

					ХМ 14.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		63