

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
«Холодильні машини і установки»
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
на тему «Гвинтовий компресор для модульної
теплонасосної холодильної установки»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

М. Г. Прокопов

Здобувач

М. С. Бабенко

Суми 2022

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1.1. Тепловий розрахунок модульної теплонасосної холодильної установки	8
1.1.1. Літній режим.....	8
1.1.2. Зимовий режим (тепловий насос).....	12
1.2. Конструктивний розрахунок гвинтового компресора.....	16
1.3. Розрахунок випарника розсольного	27
1.3.1. Тепловий розрахунок.....	27
1.3.2. Гідравлічний розрахунок.....	32
1.3.3. Розрахунки на міцність.....	34
1.3.3.2. Розрахунок еліптичного днища	35
1.3.3.3. Розрахунок фланцевого з'єднання кришки.....	36
2. Технологічний розділ.....	42
2.1.Визначення типу виробництва.....	42
2.2. Розрахунок розмірних ланцюгів.....	42
2.4. Службове призначення деталі та технічні вимоги	47
2.5. Аналіз технологічності конструкції деталі.....	47
2.6. Розробка маршруту технологічного процесу виготовлення деталі	49
2.7. Розрахунок та визначення припусків та допусків на механічну обробку	51
2.8. Розрахунок режимів різання та норм штучного часу.....	53
2.8.1. Розрахунок режиму різання при чорновому зенкеруванні отвору. ...	53
2.8.2. Розрахунок режиму різання при чорновому точенні бічної циліндричної поверхні колеса.	54
3. ОХОРОНА ПРАЦІ	57
3.1. Небезпечні та шкідливі фактори холодильного виробництва	57
3.2. Експлуатація холодильного обладнання	63
3.3. Визначення надлишкового тиску під час вибуху ємності з пропаном.	71
ВИСНОВКИ.....	73
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	75
Додаток А.....	76

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата	Гвинтовий компресор для модульної теплонасосної холодильної установки	Літ.	Лист	Аркушів
Розроб.	Бабенко						2	
Перевір.	Прокопов							
Н. контр.	Прокопов					СумДУ, гр. Х.м.-11		
Затв.	Ванесв							

ВСТУП

Гвинтовий компресор - це тип машини, що має величезні розміри і широке застосування в металургії. Відрізняється невеликою металоємністю.

Також гвинтовий компресор заощаджує 30% електричної енергії. У своєму складі має два ротори, підшипники, гвинти та камеру всмоктування. Складається з двох типів: ремінного та з 2 приводами. Зовсім недавно до провідних позицій увірвалися двоступінчасті компресори, де спостерігається збільшення кількості роторів до чотирьох.

По суті, будь-які типи таких агрегатів служать для стиснення повітря у газовому та повітряному просторі.

Гвинтові компресори відносяться до роторних пристроїв, які здійснюють свою роботу за рахунок обертання двох пов'язаних елементів.

Типи гвинтових компресорів

Їх налічується дві основні групи з одинарним та подвійним гвинтом. Перші прилади мають у своєму складі по дві шестерні та при обертанні існуючих роторів створюють процес стиснення повітря. У других компресорних установках відсутні клапани і є робочі та приводні елементи.

Структура двох основних роторів нагадує образ гвинта, цим пояснює таку назву.

В наявності також є чотири основні типи приводів:

- шестерний;
- прямий;
- ремінний;
- із частотою регулювання.

Шестерний компресор складається з поршневого компресора та електродвигуна. Назва свідчить про кількість шести приводів. Йому характерні плавні рухи та шум на низькому рівні.

Коефіцієнт корисної дії відрізняється високими показниками. Він використовується коли йдеться про роботу з борошном, цементом та ін. Вимагає великих витрат у плані придбання.

Гвинтовий компресор з прямим приводом є легким у використанні і призначений для специфічних або складних умов. Має високий ККД та використовується при тривалих навантаженнях. До негативних моментів

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						3
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

можна віднести неможливість зміни тиску та регулювання. Він спрямований до роботи у важких умовах експлуатації.

Ремінний привід складається з:

- електричний двигун;
- гвинтовий компресор;
- ремінної передачі.

Застосуємо не тільки для фахівців, але і для простих робітників. Його легко регулювати, але водночас має низький ККД та рясний шум.

З частотою регулювання – найефективніший тип компресорів. Цим і пояснюється його популярність. Піддається регулюванню компресії та продуктивної потужності.

Характерна висока ціна на початку придбання. Величезним плюсом є відсутність великого роду недоліків та ефективність на будь-якому з видів підприємств.

Також виділяють ротаційні та дизельні комплектації. Перші використовуються в різних сферах промислу, оснащені додатковими роторами, компактні зі значно зменшеним навантаженням на компресор.

Для дизельного властиво використання відповідної олії, зручні при переміщенні, пристосовані до різних природних умов. Надійний та високоякісний.

Гвинтові компресори – інструменти підвищення тиску газів, що використовуються у виробничих цілях (метан, пропан, етан, пропілен, етилен, бутан, вуглекислота, попутний та природний газ, холодоагенти). Установки даного типу застосовують у хімічній та нафтогазовій галузі, харчовій промисловості, машинобудуванні, медицині та для цілей МорФлоту.

Доступні удосконалення у гвинтових компресорах

Маслонапірні компресори використовують там, де немає строгих вимог до забруднення робочого середовища, і самостійно охолоджуються повітрям, що витісняється. Безмасляні агрегати зберігають стерильність і підходять для потреб фармацевтики та харчової промисловості.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						4
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

Для певних видів потрібне допоміжне обладнання та розхідники:

- адсорбційні та рефрижераторні осушувачі;
- ємності-ресивери, що нормалізують роботу установки за рахунок запаса стисненого повітря, що згладжує пульсації;
- фільтри – повітряні, змінні картриджі, водо-, маслосепаратори.

Переваги установок з гвинтовими компресорами

Комплексні установки, основа яких гвинтові компресори, мають попит за рахунок переваг:

• Системи повітряного охолодження формують циркулюючі потоки до кожного компонента обладнання, використовують тепло агрегату для обігріву виробничих приміщень та створюють стисло середовище з кімнатною температурою.

• Триступінчасте очищення стисненого повітря – відцентрове фільтрування, гравітаційне осадження, сепарація.

• Незалежність від перепадів напруги через джерело безперебійного живлення.

• Середні температурні межі використання - +/- 40°C підходять для зимових умов.

• Специфічний фундамент не потрібний.

Окрема характерна перевага високотехнологічних систем – тонке налаштування робочих параметрів та інші функції управління:

• Передача даних у цифровому вигляді оператору, сигналізація про відхилення від норми для прийняття рішень у режимі реального часу.

• Створення автоматичних послідовностей дій під час індикації певного значення параметра (автоматичне відключення при перепадах тиску, температури, інтенсивних навантажень терміном довше за критичний та інші можливості).

• Розмежування рівнів доступу – оператор, працівник сервісу, загальний.

• Об'єднання групи компресорів у єдину мережу з локальним управлінням – черговість включення, коннект з одним оператором, розподіл навантажень, оптимізація потужностей.

• Дистанційне керування бездротовими мережами з пристроїв на різних мобільних платформах.

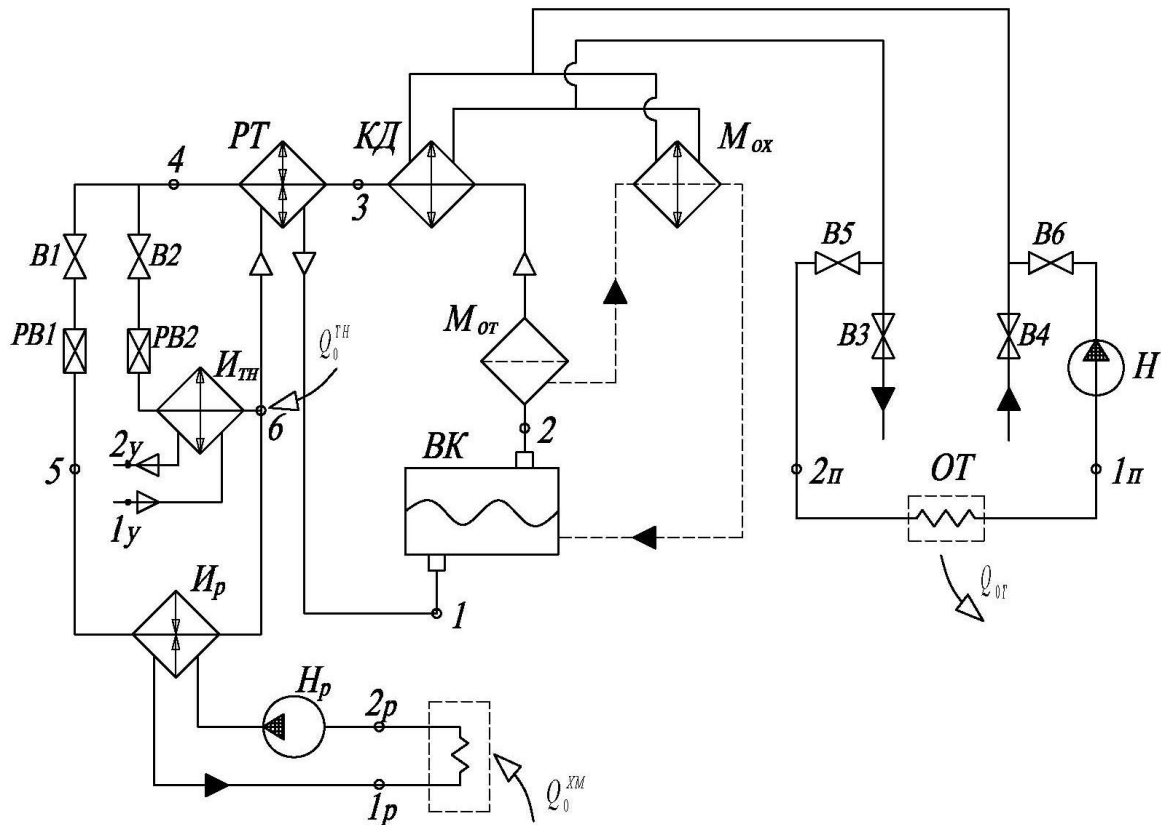
• Підключення до систем моніторингу стану устаткування визначення термінів ТО і капітальних ремонтів.

Максимальна ефективність використання компресорних установок досягається об'єднанням у мережу сепаратора, осушувача, фільтру вуглеводнів, інтелектуальних індикаторів та інших допоміжних рішень.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						5
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

Невеликим цехам або для специфічних потреб компанії виробники пропонують мобільні гвинтові компресори, здатні працювати в тих самих температурних межах та тимчасово замінювати стаціонарні установки.

Принципова схема модульної теплонасосної холодильної установки (МТНХУ) представлена на малюнку 1.



Малюнок 1.1 – Принципова схема модульної теплонасосної холодильної установки:

КД – конденсатор, РТ – регенеративний теплообмінник; ВК – гвинтовий компресор, Нр – розсолний насос, Итн – випарник теплового насоса, В1...В6 – вентиль відсічний, Ир – випарник розсолний; Мох - маслоохолоджувач, Мот - маслоотделитель, ВІД - теплообмінник опалення

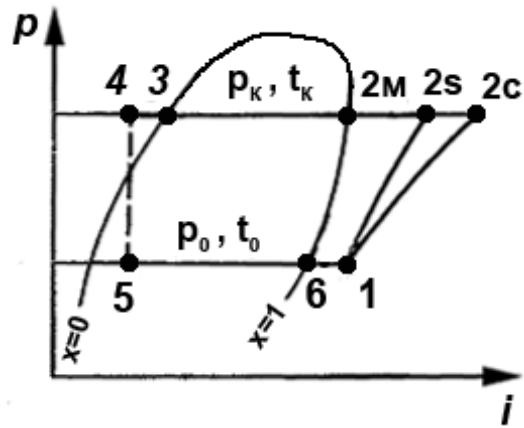


Рисунок 1.2 – Цикл модульної теплонасосної холодильної установки

1.1. Тепловий розрахунок модульної теплонасосної холодильної установки

1.1.1. Літній режим

Температура конденсації

$$t_k = t_{2n} + 5^\circ C = 45 + 5 = 50^\circ C$$

Температура кипіння

$$t_0 = -30^\circ C$$

Температура перегріву пари холодильного агента на всмоктуванні в компресор $t_1 = t_0 + 30^\circ C = -30 + 30 = 0^\circ C$

Нагрівання олії в компресорі $\Delta t_m = 30^\circ C$

Параметри у характерних точках заносимо до таблиці 1.

Таблиця 1

Точка, крапка	1	2s	2м	3	4	5	6
$p, \text{МПа}$	0,04	0,698	0,698	0,698	0,698	0,04	0,04
$t, ^\circ C$	0	100	50	50	30	-30	-30
$i, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	640	712	670	482	457	457	615

Приймаємо, що олію охолоджує холодильний агент до температури конденсації, тобто. $t_{m2} = t_k = 50^\circ C$, ($x=1$), нагрівання олії в компресорі складає $\Delta t_m = 30^\circ C$ (масло подається в компресор при $t_{m1} = 20^\circ C$, а відводиться при $t_{m2} = 50^\circ C$).

З теплового балансу регенеративного теплообмінника (РТ) знаходимо питому ентальпію:

$$i_4 = i_3 - (i_1 - i_6) = 482 - (640 - 615) = 457 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ступінь підвищення тиску в циклі:

$$\pi = \frac{p_k}{p_0} = \frac{0,698}{0,04} = 17,45$$

Питома витрата олії для R142 приймаємо

$$q_m = 5 \frac{\text{кг масла}}{\text{кг х.а.}}$$

Масова витрата холодильного агента:

$$\dot{m}_a = \frac{Q_0^{xm}}{i_6 - i_5} = \frac{30}{615 - 457} = 0,19 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Масова витрата олії в компресорі:

$$\dot{m}_m = q_m \cdot \dot{m}_a = 5 \cdot 0,19 = 0,95 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Теплові навантаження на обладнання

1) Конденсатор

$$\dot{Q}_{КД} = \dot{m}_a \cdot (i_{2m} - i_3) = 0,19(670 - 482) = 35,72 \text{ кВт}$$

2) Регенеративний теплообмінник

$$\dot{Q}_{РТ} = \dot{m}_a \cdot (i_3 - i_4) = 0,19(482 - 457) = 4,75 \text{ кВт}$$

3) Маслоохолоджувач

$$\dot{Q}_{МО} = \dot{m}_m \cdot c_m \cdot \Delta t_m = 0,95 \cdot 2,18 \cdot 30 = 62,1 \text{ кВт}$$

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						9
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\bar{t}_n = 0,5 \cdot (t_{1n} + t_{2n}) = 0,5 \cdot (15 + 45) = 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{Середня температура}$$

середовища споживання;

5) Батарей в холодильній камері та приладах опалення. Приймаємо $\Delta t_{\text{Бат}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задаємося коефіцієнтами теплопередачі:

1) конденсатор $k_{\text{КД}} = 1000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$

2) регенеративний теплообмінник $k_{\text{РТ}} = 500 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$

3) випарник $k_{\text{И}} = 800 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$

4) маслоохолоджувач $k_{\text{МО}} = 300 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$

5) батареї в приладах опалення та холодильній камері $k_{\text{Бат}} = 10 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$

Площа теплообмінної поверхні визначається за формулою:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta \bar{t}}$$

1) Конденсатор

$$F_{\text{КД}} = \frac{Q_{\text{КД}}}{k_{\text{КД}} \cdot \Delta \bar{t}_{\text{КД}}} = \frac{35,72 \cdot 10^3}{1000 \cdot 15,4} = 2,319 \text{ м}^2$$

2) Регенеративний теплообмінник

$$F_{\text{РТ}} = \frac{Q_{\text{РТ}}}{k_{\text{РТ}} \cdot \Delta \bar{t}_{\text{РТ}}} = \frac{4,75 \cdot 10^3}{500 \cdot 54,8} = 0,173 \text{ м}^2$$

3) Випарник

$$F_{\text{И}} = \frac{Q_0^{\text{хм}}}{k_{\text{И}} \cdot \Delta \bar{t}_{\text{И}}} = \frac{30 \cdot 10^3}{800 \cdot 7,2} = 5,208 \text{ м}^2$$

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						11
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

4) Маслоохолоджувач

$$F_{MO} = \frac{Q_{MO}}{k_{MO} \cdot \Delta \bar{t}_{MO}} = \frac{62,1 \cdot 10^3}{300 \cdot 5} = 41,4 \text{ м}^2$$

1.1.2. Зимовий режим (тепловий насос)

Температура конденсації

$$t_{\kappa} = t_{2n} + 5^{\circ} \text{C} = 70 + 5 = 75^{\circ} \text{C}$$

Температура кипіння

$$t_0 = t_{2y} - 5^{\circ} \text{C} = 21 - 5 = 16^{\circ} \text{C}$$

Температура перегріву пари холодильного агента на всмоктуванні в компресор $t_1 = t_0 + 30^{\circ} \text{C} = 16 + 30 = 46^{\circ} \text{C}$

Нагрівання олії в компресорі $\Delta t_m = 30^{\circ} \text{C}$

Параметри у характерних точках заносимо до таблиці 2.

Таблиця 2

Точка, крапка	1	2s	2м	3	4	5	6
$p, \text{МПа}$	0,28	1,2	1,2	1,2	1,2	0,28	0,28
$t, ^{\circ} \text{C}$	46	108	75	75	50	16	16
$i, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	674	712	696	515	486	486	645

Приймаємо, що олію охолоджує холодильний агент до температури конденсації, тобто. $t_{m2} = t_{\kappa} = 75^{\circ} \text{C}$, ($X = 1$). Олія подається в компресор за температури $t_{m1} = t_1 + \Delta t_{np} = 46 + 4 = 50^{\circ} \text{C}$

З теплового балансу регенеративного теплообмінника знаходимо питому ентальпію:

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						12
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

$$i_4 = i_3 - (i_1 - i_6) = 515 - (674 - 645) = 486 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ступінь підвищення тиску в циклі:

$$\pi = \frac{p_k}{p_0} = \frac{1,2}{0,28} = 4,28$$

Питома витрата олії для R142:

$$q_m = 1,0 \frac{\text{кг.масла}}{\text{кг.х.а.}}$$

Теплова потужність теплообмінника опалення Q_{OT} :

$$Q_{OT} = Q_{КД} + Q_{МО}$$

Теплові навантаження на конденсатор та маслоохолоджувач, відповідно

$$\dot{Q}_{КД} = \dot{m}_a \cdot (i_{2m} - i_3); \dot{Q}_{МО} = \dot{m}_m \cdot c_m \cdot (t_{m2} - t_{m1})$$

Вирішуючи спільно ці рівняння, з урахуванням, що масова витрата олії в компресорі дорівнює $\dot{m}_m = q_m \cdot \dot{m}_a$, звідки $\dot{m}_a = \dot{m}_m / q_m$, отримуємо:

$$\begin{aligned} Q_{OT} = Q_{КД} + Q_{МО} &= \frac{\dot{m}_m}{q_m} \cdot (i_{2m} - i_3) + \dot{m}_m \cdot c_m \cdot (t_{m2} - t_{m1}) = \\ &= \dot{m}_m \cdot \left[\frac{i_{2m} - i_3}{q_m} + c_m \cdot (t_{m2} - t_{m1}) \right] \end{aligned}$$

Масова витрата олії в компресорі:

$$\dot{m}_m = \frac{Q_{OT}}{\frac{i_{2m} - i_3}{q_m} + c_m \cdot (t_{m2} - t_{m1})} = \frac{50}{\frac{696 - 515}{1,0} + 2,18 \cdot (75 - 50)} = 0,21 \text{ кг/с}$$

Масова витрата холодильного агента:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_m}{q_m} = \frac{0,21}{1,0} = 0,21 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Теплові навантаження обладнання.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						13
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

1) Конденсатор

$$\dot{Q}_{КД} = \dot{m}_a \cdot (i_{2м} - i_3) = 0,21 \cdot (696 - 515) = 38,01 \text{ кВт}$$

2) Регенеративний теплообмінник

$$\dot{Q}_{РТ} = \dot{m}_a \cdot (i_3 - i_4) = 0,21 \cdot (515 - 486) = 6,09 \text{ кВт}$$

3) Випарник

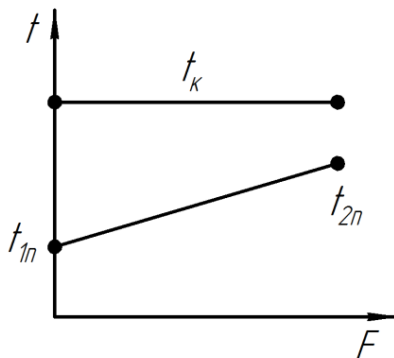
$$\dot{Q}_0^{TH} = \dot{m}_a \cdot (i_6 - i_5) = 0,21 \cdot (645 - 486) = 33,39 \text{ кВт}$$

4) Маслоохолоджувач

$$\dot{Q}_{МО} = \dot{m}_m \cdot c_m \cdot (t_{m2} - t_{m1}) = 0,21 \cdot 2,18 \cdot (75 - 50) = 11,45 \text{ кВт}$$

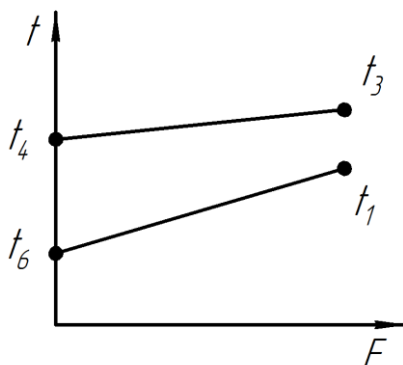
Розрахунок температурних напорів у теплообмінних апаратах.

1) Конденсатор



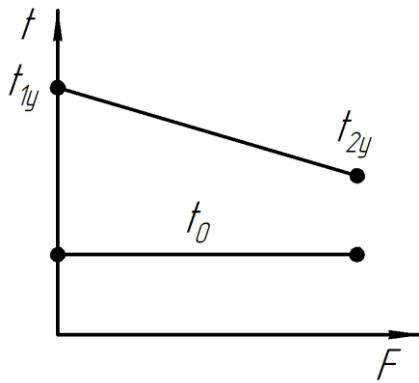
$$\Delta \bar{t}_{КД} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{м}} \right)} = \frac{t_{2n} - t_{1n}}{\ln \left(\frac{t_k - t_{1n}}{t_k - t_{2n}} \right)} = \frac{70 - 45}{\ln \left(\frac{75 - 45}{75 - 70} \right)} = 14,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2) Регенеративний теплообмінник



$$\Delta \bar{t}_{РТ} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{м}} \right)} = \frac{(t_4 - t_6) - (t_3 - t_1)}{\ln \left(\frac{t_4 - t_6}{t_3 - t_1} \right)} = \frac{(50 - 16) - (75 - 46)}{\ln \left(\frac{50 - 16}{75 - 46} \right)} = 31,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3) Випарник



$$\Delta \bar{t}_H = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_M}{\ln \left(\frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_M} \right)} = \frac{t_{1y} - t_{2y}}{\ln \left(\frac{t_{1y} - t_0}{t_{2y} - t_0} \right)} = \frac{24 - 21}{\ln \left(\frac{24 - 16}{21 - 16} \right)} = 6,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4) Маслоохолоджувач

$$\Delta t_{MO} = \bar{t}_m - \bar{t}_n = 62,5 - 57,5 = 5 \text{ } ^\circ\text{C} ,$$

де $\bar{t}_m = 0,5 \cdot (t_{m1} + t_{m2}) = 0,5 \cdot (50 + 75) = 62,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ - Середня температура олії;

$\bar{t}_n = 0,5 \cdot (t_{n1} + t_{n2}) = 0,5 \cdot (45 + 70) = 57,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ - Середня температура середовища споживання;

5) Батарей в холодильній камері та приладах опалення. Приймаємо

$$\Delta t_{Бат} = 5 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Коефіцієнти теплопередачі:

1) конденсатор $k_{КД} = 1000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} ;$

2) регенеративний теплообмінник $k_{РТ} = 500 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} ;$

3) випарник $k_H = 800 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} ;$

4) маслоохолоджувач $k_{МО} = 300 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} ;$

5) батареї в приладах опалення та холодильній камері $k_{Бат} = 10 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} .$

Площі теплообмінної поверхні:

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						15
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

1) Конденсатор

$$F_{КД} = \frac{Q_{КД}}{k_{КД} \cdot \Delta \bar{t}_{КД}} = \frac{38,01 \cdot 10^3}{1000 \cdot 14,0} = 2,715 \text{ м}^2$$

2) Регенеративний теплообмінник

$$F_{РТ} = \frac{Q_{РТ}}{k_{РТ} \cdot \Delta \bar{t}_{РТ}} = \frac{6,09 \cdot 10^3}{500 \cdot 31,4} = 0,388 \text{ м}^2$$

3) Випарник

$$F_{И} = \frac{Q_0^{И}}{k_{И} \cdot \Delta \bar{t}_{И}} = \frac{33,39 \cdot 10^3}{800 \cdot 6,4} = 6,521 \text{ м}^2$$

4) Маслоохолоджувач

$$F_{МО} = \frac{Q_{МО}}{k_{МО} \cdot \Delta \bar{t}_{МО}} = \frac{11,45 \cdot 10^3}{300 \cdot 5} = 7,633 \text{ м}^2$$

1.2. Конструктивний розрахунок гвинтового компресора

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = G_a \cdot v_1 = 0,19 \cdot 0,15 = 0,8025 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Теоретична об'ємна продуктивність компресора:

$$V_T = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,8025}{0,77} = 1,042 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

де коефіцієнт подачі ВМК $\lambda = 0,77$ знаходимо по [1], рис.2.33, с. 176 для

олії ХС-40 при $\pi_n = \frac{P_K}{P_0} = \frac{1,2}{0,17} = 7,06$, $\varepsilon_T = 5$.

Питома адиабатна робота стиснення робочого тіла:

$$l_s = i_{2s} - i_1 = 667 - 608 = 59 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Адиабатна потужність компресора:

$$N_s = G_a \cdot l_s = 5,35 \cdot 59 = 315,64 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора:

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		16

$$N_e = \frac{N_s}{\eta_e} = \frac{315,65}{0,7} = 450,93 \text{кВт}$$

де η_e - Ефективний ККД ВМК знаходимо по [1], рис.2.34, с. 176.

За ефективною потужністю, що споживається компресором, з урахуванням запасу

5-10% підбираємо двигун.

$$N_{\text{эд}} = 1,1 \cdot N_e = 1,1 \cdot 450,93 = 496 \text{кВт}$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_e \cdot \eta_m = 450,93 \cdot 0,92 = 414,86 \text{кВт}$$

де механічний ККД $\eta_i = 0,92$ визначаємо за [1], рис.2.36, с. 177.

Індикаторний ККД компресора:

$$\eta_i = \frac{N_s}{N_i} = \frac{315,65}{414,86} = 0,76$$

Теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_T = \frac{q_0}{l_s} = \frac{168}{59} = 2,85$$

Дійсний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_0 = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{900}{450,93} = 2,0$$

Витрата олії, що впорскується у ВМК, залежить від схеми маслосистеми компресора. Якщо масло, що подається на вузли механічного тертя (підшипники, ущільнення, синхронізуючі шестірні) з боку всмоктування, не потрапляють у компресор, а йде на злив, воно не впливає на його робочі процеси і має відвести таку кількість теплоти Q_M від робочої речовини, яка б забезпечила прийняте підвищення температури робочої суміші Δt_m .

Кількість теплоти, що відводиться маслом від робочої речовини:

$$Q_M = G_a \cdot (i_{2c} - i_{2m}) = 5,35 \cdot (685 - 648) = 197,95 \text{кВт}$$

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						17
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

$$i_{2c} = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_i} = 608 + \frac{667 - 608}{0.76} = 685 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Об'ємна витрата масла, що впорскується:

$$V_M = \frac{Q_M}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m} = \frac{197,95}{2,18 \cdot 830 \cdot 35} = 0,0031 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$\rho_m = 830 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \text{ - Щільність масла;}$$

$$c_m = 2,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \text{ - теплоємність олії.}$$

Масова витрата олії (з урахуванням запасу):

$$G_M = 1.05 \cdot V_M \cdot \rho_M = 1,05 \cdot 0,0031 \cdot 830 = 2,7 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Загальна витрата масла, що циркулює у ВМК, крім знайденої величини V_M , включає також масло, що подається в підшипники, ущільнення, розвантажувальні пристрої та інші можливі потреби компресора.

Відносна масова витрата олії:

$$q_M = \frac{G_M}{G_a} = \frac{V_M \cdot \rho_M}{G_a} = \frac{0.0031 \cdot 830}{5.35} = 0,48 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Отриманий результат близький до рекомендованого значення відносної масової витрати, що визначається за експериментальним кривим [1], рис.2.37, с.178.

До конструктивного розрахунку входить визначення основних розмірів робочої частини компресора. Визначальним розміром робочої частини гвинтового компресора є зовнішній діаметр гвинта D_1 :

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{V_d}{k_H \cdot k_l \cdot k_f \cdot \lambda \cdot z_1 \cdot n_1}}, \text{ м}$$

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		18

де $k_l = 1,35$ - відносна довжина гвинтів;

k_I – коефіцієнт використання парної порожнини.

$k_f = 0,1184$ – коефіцієнт використання площі для гвинтів із еліптичним профілем.

$$k_{II} = 1 - c \cdot 10^{-4} \cdot (\tau_{13} - \tau_{1np}) = 1 - 5 \cdot 10^{-4} \cdot (304 - 220) = 0,958$$

де $\tau_{13} = 304^\circ$ - кут закрутки гвинтів, $^\circ$;

$\tau_{1np} = 220^\circ$ - граничний кут закрутки, $^\circ$.

$$\text{тоді } D_1 = \sqrt[3]{\frac{0,8025}{0,958 \cdot 1,35 \cdot 0,1184 \cdot 0,77 \cdot 4 \cdot 49}} = 0,326 \text{ м}$$

З типорозмірного ряду гвинтів підбираємо найближче значення D_1 та уточнюємо n_1 . Відповідно до [1], табл. 2.17 с.181 підбираємо $D_1 = 0,315$ м. Тоді згідно з [1], табл. 2.17 с.181 дійсний об'єм парної порожнини $W_{II} = 4,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

Отже $V_T = W_{II} \cdot z_1 \cdot n_1 = 4,77 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 49 = 0,934$, звідки

$$n_1 = \frac{V_T}{W_{II} \cdot z_1} = \frac{0,934}{4,77 \cdot 10^{-3} \cdot 4} = 48,95 \text{ с}^{-1} = 2937 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Для приводу компресора підбираємо асинхронний електродвигун трифазний з короткозамкненим ротором типу АТМК 500-2Т потужністю 500 кВт з частотою обертання 3000 об/хв., робоча напруга 380В, ККД 95,8% або аналоговий АТМК 75.

Для передачі крутного моменту від валу електродвигуна до валу компресора застосовуємо клинопасову передачу.

Окружна швидкість на зовнішньому колі гвинта:

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		19

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = 3,14 \cdot 0,315 \cdot 48,95 = 48,4 \frac{M}{c}$$

Довжина гвинта нарізаної частини ротора:

$$l_B = k_l \cdot D_1 = 1,35 \cdot 315 = 425 \text{ мм}$$

Основні розмірні параметри гвинтів з еліптичним профілем типорозмірного ряду наведені у [1], табл. 2.17, с.181.

Передавальне число:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{6}{4} = 1,5$$

Частота обертання ВМ гвинта

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{2937}{1,5} = 1958 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Міжосьова відстань

$$A = 0,8 \cdot D_1 = 0,8 \cdot 315 = 252 \text{ мм}$$

Діаметри початкових кіл ВЩ і ВМ гвинтів:

$$d_{1н} = \frac{2 \cdot A}{1 + i_{12}} = \frac{2 \cdot 252}{1 + 1,5} = 201,6 \text{ мм}$$

$$d_{2н} = i_{12} \cdot d_{1н} = 1,5 \cdot 201,6 = 302,4 \text{ мм}$$

Діаметр кіл впадин ВЩ і ВМ гвинтів:

$$d_{1вн} = d_{2вн} = 0,6 \cdot D_1 = 0,6 \cdot 315 = 189 \text{ мм}$$

Висота головки зуба ВЩ гвинта:

$$a = 0,18 \cdot D_1 = 0,18 \cdot 315 = 56,7 \text{ мм}$$

Висота ніжки (головки) зуба ВЩ (ВМ) гвинта:

$$r_0 = 0,02 \cdot D_1 = 0,02 \cdot 315 = 6,3 \text{ мм}$$

Центральні кути провідного гвинта:

$$\theta_1 = 29^\circ 03' 45,8385'' \approx 29,06^\circ - \text{половина кутового розміру зуба ВЩ гвинта};$$

$$\theta_2 = 19^\circ 22' 30,559'' \approx 19,37^\circ - \text{половина кутового розміру западини ВМ}$$

ГВИНТА;

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						20
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

$\gamma_{23} = 21^{\circ}14'58,882'' \approx 21,25^{\circ}$ - Кутовий розмір зуба ВМ гвинта;

$2\alpha_0 = 31^{\circ}52'28,323'' \approx 31,875^{\circ}$ - Кутовий розмір западини ВЦ гвинта.

Торцеві перерізи ВЦ та ВМ гвинтів із симетричним еліптичним профілем зуба представлений на малюнку 2.

Кут між лінією центрів та променем, проведеним через центр ВМ гвинта та точку перетину початкового кола ВМ гвинта та зовнішнього кола ВЦ гвинта:

$$\beta_{02} = \arccos \frac{A^2 + r_{2H}^2 - 0,25 \cdot D_1}{2 \cdot A \cdot r_{2H}} = \arccos \frac{0,252^2 + 0,1512^2 - 0,25 \cdot 0,315}{2 \cdot 0,252 \cdot 0,1512} = 32,26^{\circ}$$

$$\beta_{01} = \arccos \frac{A^2 + R_1^2 - r_{2H}^2}{2 \cdot A \cdot R_1} = \arccos \frac{0,252^2 + 0,1575^2 - 0,1512^2}{2 \cdot 0,252 \cdot 0,1575} = 34,46^{\circ}$$

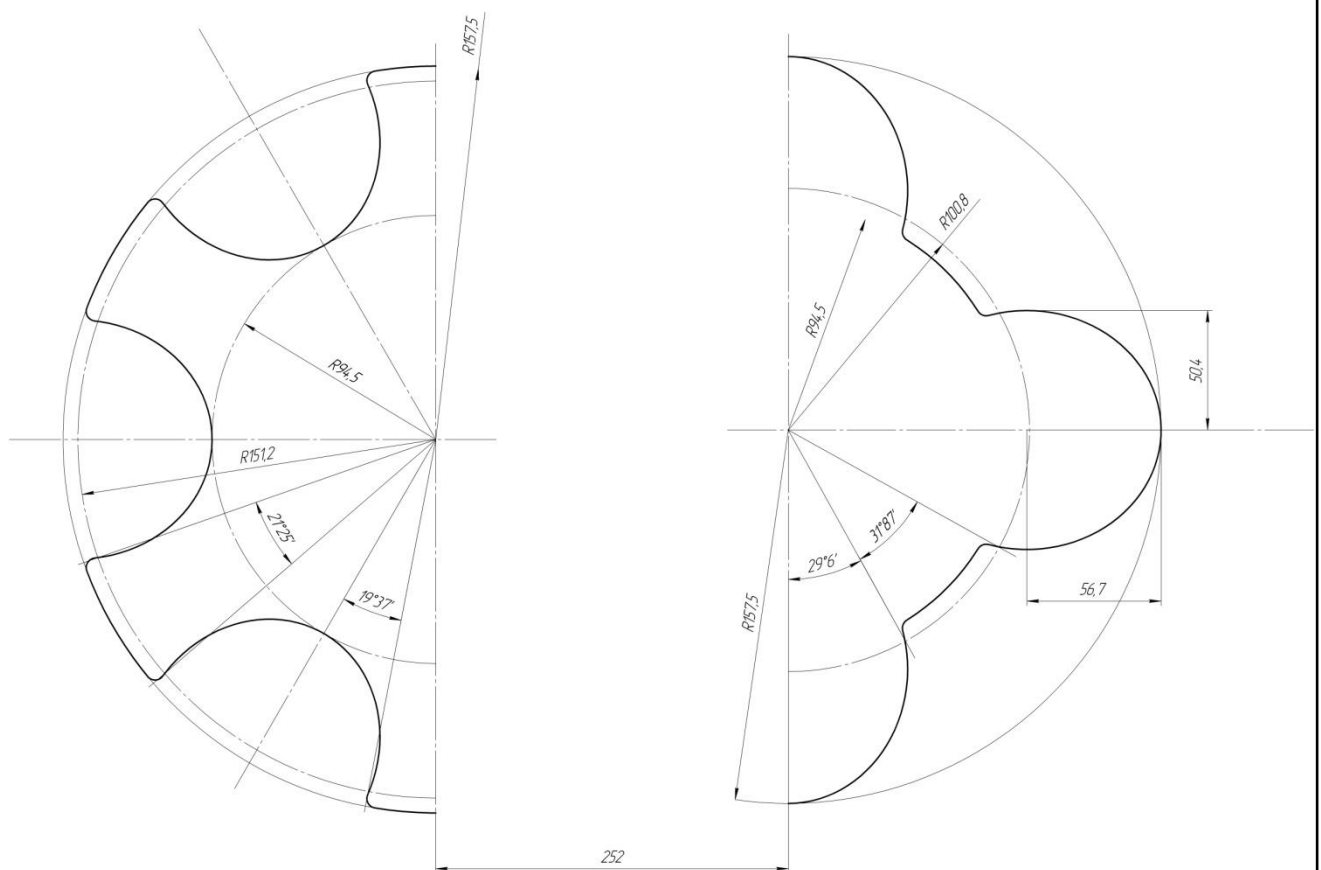


Рисунок 1.2.1 – Торцеві перерізи ВЦ та ВМ гвинтів

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		21

Кут початку стиснення:

$$\alpha_{01} = i_{12} \cdot (\beta_{01} - \theta_2) = 1,5 \cdot (34,46 - 19,37) = 22,635^\circ$$

Хід гвинтової лінії ВЩ гвинта:

$$h_1 = 1,6 \cdot D_1 = 1,2 \cdot 315 = 504 \text{ мм}$$

Хід гвинтової лінії ВМ гвинта:

$$h_2 = i_{12} \cdot h_1 = 1,5 \cdot 504 = 756 \text{ мм}$$

Кут нахилу гвинтової лінії на початкових циліндрах гвинтів:

$$\beta_n = \arctg \frac{\pi \cdot d_{1n}}{h_1} = \arctg \frac{3,14 \cdot 201,6}{504} = 59^\circ 9' 25,44''$$

Кут закрутки ВЩ гвинта:

$$\tau_{13} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l_B}{h_1} = \frac{360 \cdot 425}{504} = 405^\circ$$

Кут закрутки гвинта:

$$\tau_{23} = i_{21} \cdot \tau_{13} = \frac{4}{6} \cdot 404,76 = 270^\circ$$

Граничний кут закрутки:

$$\tau_{1np} = 2 \cdot \pi \frac{z_1 - 1}{z_2} - 2 \cdot \alpha_{01} = 360 \frac{4 - 1}{4} - 2 \cdot 22,635 = 220^\circ$$

Слід мати на увазі $\tau_{13} > \tau_{1np}$.

Положення зубів гвинтів у момент початку стиснення пари в парних порожнинах представлено малюнку 1.2.2.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		22

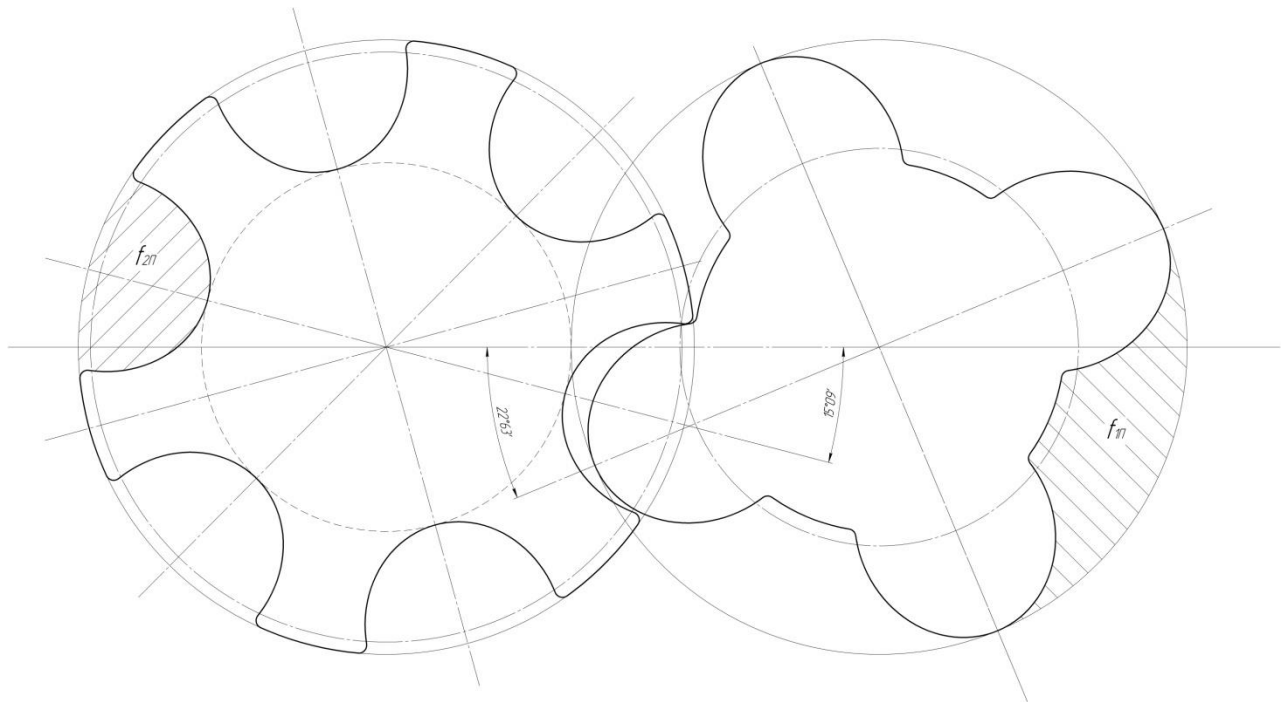


Рисунок 1.2.2 – Положення зубів гвинтів у момент початку стиснення пари у парних порожнинах

Кут вікна всмоктування ВЩ гвинта:

$$\alpha_{1\delta} = 0,5 \cdot \tau_{13} + \frac{\pi(z_1 - 1)}{z_1} = 0,5 \cdot 405 + \frac{180(4 - 1)}{4} = 338^\circ$$

Центральний кут всмоктування ВМ гвинта:

$$\alpha_{2\delta} = \alpha'_{2\delta} + \Delta\alpha_{2\delta}$$

$$\begin{aligned} \alpha'_{2\delta} &= i_{21} \cdot \left[0,5 \cdot \tau_{13} + \frac{\pi(z_1 + 1)}{z_1} \right] - 2 \cdot \theta_2 + 2\gamma_{23} = \\ &= \frac{4}{6} \cdot \left[0,5 \cdot 405 + \frac{180(4 + 1)}{4} \right] - 2 \cdot 19,37 + 21,25 = 267,51^\circ \end{aligned}$$

де $\Delta\alpha_{2\delta}$ - Кут перекриття, обумовлений газодинамічний наддувом.

$$\Delta\alpha_{2\delta} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l_{2y} \cdot n_2}{a_1 - C_{a.sp}}$$

$$\text{де } n_2 = i_{21} \cdot n_1 = \frac{2}{3} \cdot 48,95 = 32,63 \text{ c}^{-1}$$

										Лист
										23
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата						

$$l_{2u} = \frac{l_6}{\cos \beta_{2cp}};$$

$$\beta_{2cp} = \arctg \left(\frac{d_{2cp}}{d_{2н}} \operatorname{tg} \beta_n \right);$$

$$d_{2cp} = \frac{D_2 + d_{2н}}{2} = \frac{0,315 + 0,189}{2} = 252 \text{ мм};$$

тоді $\beta_{2cp} = \arctg \left(\frac{252}{302,4} 1,674 \right) = 54,36^\circ; \quad \cos \beta_{2cp} = 0,5827$

$$l_{2u} = \frac{425}{\cos 54,36} = 730 \text{ мм};$$

Нехтуючи впливом олії, що міститься в перегрітій парі холодильного агента, місцеву швидкість звуку можна знайти за формулою:

$$a_1 = \sqrt{k \cdot p_1 \cdot v_1} = \sqrt{1,1 \cdot 0,17 \cdot 10^6 \cdot 0,15} = 167,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де $k = 1,1$ показник ізоентроп;

Середня швидкість руху пари в порожнині гвинта в період її заповнення:

$$C_{a.cp} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l_6 \cdot n_2 \cdot \lambda}{\alpha'_{2\epsilon}} = \frac{360 \cdot 0,425 \cdot 32,63 \cdot 0,77}{279} = 13,778 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Кут перекриття:

$$\Delta \alpha_{2\epsilon} = \frac{360 \cdot 0,730 \cdot 32,63}{167,5 - 13,778} = 55,8^\circ$$

Тоді $\alpha_{2\epsilon} = 267,51 + 55,8 = 323,31^\circ$

Це значення кута всмоктування більше граничного за рахунок кута перекриття:

$$[\alpha_{2\epsilon}]_{np} = 2 \cdot \pi \frac{(z_2 - 1)}{z_2} = \frac{360 \cdot 5}{6} = 300^\circ$$

Згідно з графіком $\varphi_{1c} = f \left[\left(\frac{W_3}{D_1^3} \right) \cdot 10^3 \right]$ [1], табл. 2.43, с.186 $\varphi_{1c} = 340^\circ$.

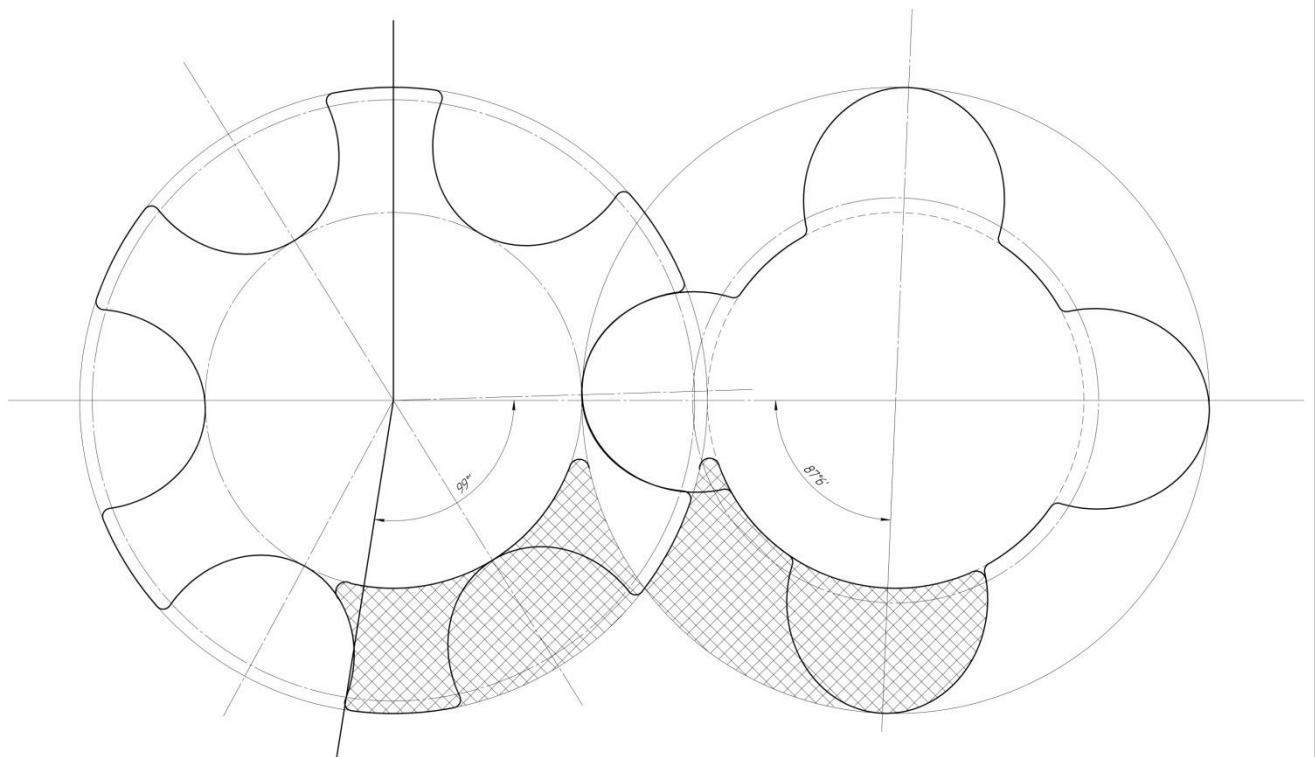
Кут вікна нагнітання ВЩ гвинта:

$$\alpha_{1H} = \tau_{13} - \varphi_{1c} + \alpha_{01} = 405 - 340 + 22,635 = 87,6^\circ$$

Кут вікна нагнітання гвинта:

$$\alpha_{2H} = i_{21} \cdot \alpha_{1H} + \theta_2 + 2\gamma_{23} = \frac{4}{6} \cdot 87,6 + 19,37 + 21,25 = 99,02^\circ$$

Побудова вікна нагнітання представлена малюнку 5.



Малюнок 1.2.4 – Побудова вікна нагнітання

Площа перерізу торцевої частини вікна нагнітання:

$$F_T = \frac{\pi}{4 \cdot 180} \cdot (D_1^2 - d_{1BH}^2) \cdot (\alpha_{1H} + \alpha_{2H} - 23) = \frac{3.14}{4 \cdot 180} \cdot (0.315^2 - 0.189^2) \cdot (87,6 + 99,02 - 23) = 0.0453 \text{ м}^2$$

Циліндрична частина вікна відсутня, що пояснюється високим значенням геометричного ступеня стиснення ($\varepsilon_{\Gamma} = 5$).

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		26

Швидкість пари робочої речовини у вікні нагнітання:

$$C_H = \frac{G_a \cdot v_{2c}}{F_T} = \frac{5.35 \cdot 0.035}{0.0453} = 4.13 \frac{м}{с} < (10 \div 15) \frac{м}{с}$$

Умови виконуються $C_H \leq [C_H]$.

1.3. РОЗРАХУНОК ВИПАРНИКА РОЗСОЛЬНОГО

1.3.1. Тепловий розрахунок

Випарники - теплообмінні апарати, в яких кипить холодильний агент, сприймаючи теплоту від середовища, що охолоджується. По виду середовища, що охолоджується, розрізняють випарники: для охолодження рідких охолоджувачів - води, розсолу або інших незамерзаючих рідин, для охолодження повітря - камерні батареї безпосереднього охолодження (з природною циркуляцією повітря) і охолоджувачі повітря безпосереднього охолодження (з примусовою циркуляцією повітря).

За характером заповнення холодильним агентом випарники поділяються на затоплені, в яких підтримується певний рівень рідкого холодильного агента, і не затоплені (або сухі), в яких немає рівня рідини (змійникові апарати, що заповнюються безпосередньо від вентиля, що регулює).

З боку повітря, що охолоджується, або розсолу тепловіддача залежить головним чином від швидкості їх руху. Швидкість руху розсолу у випарниках 1...2 м/с. Приблизні значення коефіцієнтів тепловіддачі у випарниках: для розсолу 600-1700 Вт/(м²·К), повітря при вільному русі 6...12 Вт/(м²·К), повітря при примусовому русі 14...40 Вт/(м²·К).

Фреонові кожухотрубні випарники заводи випускають у вигляді окремих апаратів і (переважно) у складі комплексних випарно-регулюючих

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		27

агрегатів. Виготовляють 11 моделей випарників із поверхнею від 11 до 1880 м². У цих випарниках застосовані мідні труби з накатними ребрами зі ставленням поверхонь $F_n/F_{en} \approx 3,5$. Пучок труб ромбічний з кроком по горизонталі 27 мм та по вертикалі 23,4 мм.

Через вищу вартість мідних накатаних труб у порівнянні з гладкими сталевими при проектуванні фреонових випарників необхідно вибирати перепади температури $\Theta = 6...8 \text{ }^\circ\text{C}$, тобто. більші, ніж у аміачних випарниках.

Рівень заповнення міжтрубного простору рідиною у випарниках фреонових холодильних машин нижче, ніж у аміачних, оскільки при кипінні фреону відбувається спінювання рідини через наявність у ній розчиненої олії. Величина оптимального рівня залежить від теплового навантаження або середньої різниці температур в апараті (при $\Theta = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ висота рівня близько 0,6 діаметра кожуха). В окремих конструкціях передбачено відведення з випарника вологої пари, рідка фаза якого містить деяку кількість олії.

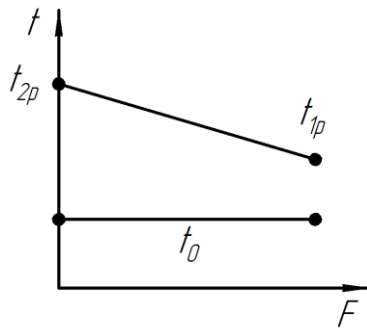
Для зливу конденсату апарат встановлюється в агрегаті з невеликим нахилом (1:30). Труби апарату мідні, оребрені зовні методом накочування. Кінці труб розвальцьовані у ґратах, приварених до корпусу. Трубки верхнього ряду призначені для відокремлення повітря.

За вихідними та розрахованими вище даними визначаємо необхідні параметри.

Холодопродуктивність $Q_0^{xm} = 30 \text{ кВт}$, температура кипіння холодильного агента у випарнику $t_0 = -30 \text{ }^\circ\text{C}$ температура розсолу на вході в прилади охолодження $t_{1p} = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ температура розсолу на виході з приладів охолодження $t_{2p} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Середньологарифмічна різниця температур:

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						28
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		



$$\Delta \bar{t}_H = \frac{\Delta t_{\sigma} - \Delta t_m}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\sigma}}{\Delta t_m} \right)} = \frac{t_{2p} - t_{1p}}{\ln \left(\frac{t_{2p} - t_0}{t_{1p} - t_0} \right)} = \frac{-20 - (-25)}{\ln \left(\frac{-20 - (-30)}{-25 - (-30)} \right)} = 7,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Як проміжний рідкий теплоносій у випарниках застосовуються розсоли – водні розсоли солей NaCl, CaCl₂, вода, спирт, водний розчин етиленгліколю. В даному випадку приймаємо водний розчин етиленгліколю.

Його властивості за середньої температури $t_{sp} = -22,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ [4]:

- густина $\rho_s = 1069 \text{ кг / м}^3$,
- питома теплоємність $C_s = 3,51 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{K)}$,
- теплопровідність $\lambda_s = 0,462 \text{ Вт / (м} \cdot \text{K)}$,
- кінематична в'язкість $\nu_s = 11,76 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 / \text{с}$,
- Число Прандтля $Pr_{sж} = 92$.

Приймаємо основні розміри, що характеризують теплопередавальну поверхню випарника - мідні труби з внутрішнім діаметром $d_{вн} = 0,02 \text{ м}$, зовнішнім діаметром $d_n = 0,025 \text{ м}$ [2, с. 331].

Попередньо задаємо швидкість розсолу в трубах випарника $w = 0,6 \text{ м / с}$ [1, с. 273].

Число труб в одному ході:

$$n = \frac{4 \cdot Q_0}{w \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 \cdot C_s \cdot \rho_s \cdot \Delta t_s};$$

$$n = \frac{4 \cdot 30}{0,6 \cdot \pi \cdot (0,02)^2 \cdot 3,51 \cdot 1069 \cdot 5} = 14,5$$

Приймаємо $n = 15$ та уточнюємо швидкість розсолу:

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		29

$$w = \frac{4 \cdot Q_0}{n \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot C_S \cdot \rho_S \cdot \Delta t_S};$$

$$w = \frac{4 \cdot 30}{15 \cdot \pi \cdot (0,02)^2 \cdot 3,51 \cdot 1069 \cdot 5} = 0,34 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{жс}} = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_S};$$

$$\text{Re}_{\text{жс}} = \frac{0,34 \cdot 0,02}{11,76 \cdot 10^{-6}} = 578.$$

Режим течії – ламінарний.

Число Нуссельта:

$$\text{Nu}_{\text{жс}} = 0,15 \cdot \text{Re}^{0,33} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \varepsilon_l;$$

$$\text{Nu}_{\text{жс}} = 0,15 \cdot 578^{0,33} \cdot 92^{0,43} \cdot 9,8 = 108,8.$$

Коефіцієнти тепловіддачі з боку розсолу:

$$\alpha_{S, F_{\text{вн}}} = \frac{\text{Nu}_{\text{жс}} \cdot \lambda_S}{d_{\text{вн}}};$$

$$\alpha_{S, F_{\text{вн}}} = \frac{108,8 \cdot 0,462}{0,02} = 2513 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Визначаємо теплові потоки в апараті з боку розсолу:

$$q_{S, F_{\text{вн}}} = \frac{\theta_S}{\frac{1}{\alpha_{S, F_{\text{вн}}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}};$$

$$q_{S, F_{\text{вн}}} = \frac{\theta_S}{\frac{1}{2513} + 0,3 \cdot 10^{-3}} = 1433 \cdot \theta_S.$$

де $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ – прийнятий термічний опір стінки та забруднень у [2, с. 331].

Щільність теплового потоку з боку робочої речовини, віднесеної до внутрішньої поверхні:

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						30
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

$$q_{F,bb} = 568 \cdot p_0^{0,45} \cdot \varepsilon_{np}^{1,82} \cdot \theta_a^{1,82} \cdot (F_H / F_{BH});$$

$$q_{F,bb} = 568 \cdot 1,5^{0,45} \cdot 1^{1,82} \cdot \theta_a^{1,82} \cdot 3,8 = 2590 \cdot \theta_a^{1,82}.$$

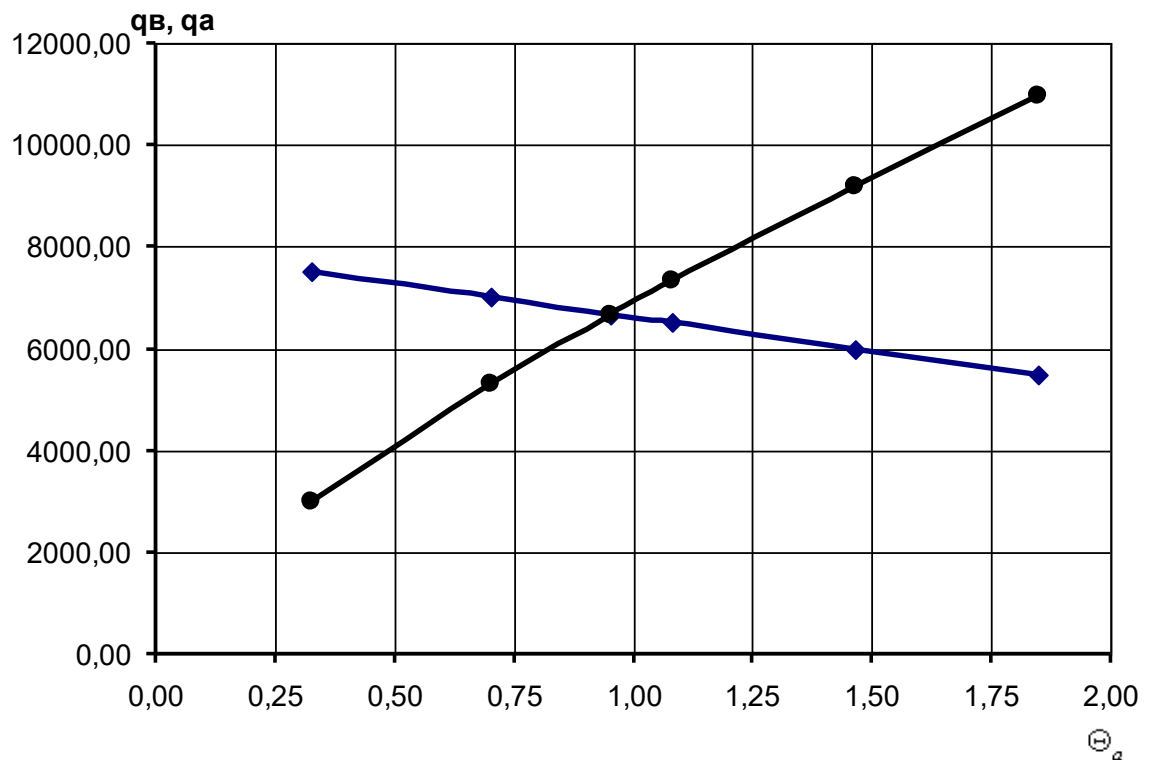
де $\varepsilon_{np} = 1$ - Коефіцієнт, що враховує вплив числа ряду труб по висоті пучка;

$\beta = F_H / F_{BH} = 3,8$ - Коефіцієнт ребра.

Щільність теплового потоку в апараті визначається графічним рішенням системи рівнянь:

$$\begin{cases} q_{S,F_{BH}} = 1433 \cdot \theta_S; \\ q_{F,bb} = 2590 \cdot \theta_a^{1,82}; \end{cases}$$

Будуємо графіки залежностей теплових потоків $q_{a,F_{BH}}$ і $q_{S,F_{BH}}$ від θ_a .



Малюнок 1.3.1 – Графоаналітичне визначення щільності теплового потоку у вертикальному кожухотрубному конденсаторі.

З графіка визначаємо: $q_{F_{вн}} = 6300 \text{ Вт} / \text{м}^2$.

Внутрішня поверхня теплообміну:

$$F_{вн} = \frac{Q_0}{q_{F_{вн}}}$$

$$F_{вн} = \frac{30 \cdot 10^3}{6300} = 4,76 \text{ м}^2$$

Крок труб:

$$S = 1,3d_n ;$$

$$S = 1,3 \cdot 0,025 = 0,0325 \text{ м}.$$

Внутрішній діаметр апарату:

$$D_{вн} = m \cdot S ;$$

$$D_{вн} = 19 \cdot 0,0325 = 0,625 \text{ м}.$$

Довжина апарату:

$$l = k \cdot D_{вн} ;$$

$$l = 3 \cdot 0,625 = 1,88 \text{ м}.$$

Приймаємо $l = 2 \text{ м}$.

$$z = \frac{F_{вн}}{\pi \cdot d_{вн} \cdot n \cdot l} = 6$$

Число ходів в апараті

Загальна кількість труб в апараті:

$$n_{обц} = n \cdot l = 15 \cdot 6 = 90$$

1.3.2. Гідравлічний розрахунок

Гідравлічний опір апарату складається із втрат тиску на подолання опору тертя та на подолання місцевих опорів:

$$\Delta p = \Delta p_{тр\Sigma} + \Delta p_{м\Sigma} .$$

Втрати тиску на подолання опору тертя:

$$\Delta p_{тр\Sigma} = \lambda \frac{l \cdot z \cdot \rho_S \cdot w^2}{d_{вн} \cdot 2}$$

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						32
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

При турбулентному режимі:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_{\text{вн}}} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25};$$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{0,02 \cdot 10^{-3}}{0,02} + \frac{68}{578} \right)^{0,25} = 0,031.$$

де $\Delta = 0,02$ мм – еквівалентна абсолютна шорсткість для нових чистих сталевих суцільнотягнутих труб.

$$\Delta p_{\text{тр}\Sigma} = \lambda \frac{l \cdot z}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho_s \cdot w^2}{2};$$

$$\Delta p_{\text{тр}\Sigma} = 0,031 \cdot \frac{2 \cdot 6}{0,02} \cdot \frac{1069 \cdot (0,34)^2}{2} = 2117 \text{ Па}$$

Втрати тиску на подолання місцевих опорів:

$$\Delta p_{\text{м}\Sigma} = \zeta \cdot \frac{\rho_s \cdot w^2}{2},$$

де ζ - Коефіцієнт місцевого опору.

$$\zeta = a \cdot \zeta_1 + b \cdot \zeta_2 + c \cdot \zeta_3;$$

$$\zeta = 7 \cdot 1,5 + 7 \cdot 1,5 + 5 \cdot 2,5 = 33,5.$$

де $a = 7$ - Число вхідних камер у кришці випарника;

$\zeta_1 = 1,5$ - Коефіцієнт місцевого опору вхідної камери;

$b = 7$ - Число вихідних камер;

$\zeta_2 = 1,5$ - Коефіцієнт місцевого опору вихідної камери;

$c = 5$ - Число поворотів потоку розсолу всередині трубної решіткина 180° ;

$\zeta_3 = 2,5$ - Коефіцієнт місцевого опору повороту на 180° .

$$\Delta p_{\text{м}\Sigma} = \zeta \cdot \frac{\rho_s \cdot w^2}{2};$$

$$\Delta p_{\text{м}\Sigma} = 33,5 \cdot \frac{1069 \cdot (0,34)^2}{2} = 2540 \text{ Па}$$

Гідравлічний опір апарату:

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		33

$$\Delta p = \Delta p_{mp\Sigma} + \Delta p_{m\Sigma};$$

$$\Delta p = 2117 + 2540 = 4657 \text{ Па.}$$

1.3.3. Розрахунки на міцність

1.3.3.1. Розрахунок обічайки

Обічайка виготовляється з листової сталі, зварена, поздовжній стиковий шов двосторонній, виконаний ручним електродуговим зварюванням. Коефіцієнт міцності зварного з'єднання $\phi = 0,9$ [2]. Допустима напруга:

нормативне для сталі ВСт3сп $\sigma^* = 140 \text{ МПа}$ [3];

$$[\sigma] = \eta_3 \cdot \eta \cdot \sigma^*;$$

для робочого стану $[\sigma] = 1 \cdot 1 \cdot 140 = 140 \text{ МПа}$.

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{T20}}{1,1};$$

при гідравлічних випробуваннях $[\sigma]_u = \frac{210}{1,1} = 191 \text{ МПа}$.

розрахунковий тиск $p_p = 1,8 \text{ МПа}$, випробувальний тиск $p_u = 1,5 p_p$.

Виконавча товщина стінки обічайки:

$$\delta = \delta_p + \sum c = \frac{p_p \cdot D_{вн}}{2 \cdot \phi \cdot [\sigma] - p_p} + \sum c;$$

$$\delta = \frac{1,8 \cdot 0,625}{2 \cdot 0,9 \cdot 140 - 1,8} + 0,0037 = 0,01 \text{ м} = 10 \text{ мм.}$$

де $\sum c = 0,0037$ - Сума всіх надбавок товщини обічайки.

Допустимий тиск у робочому стані:

$$[p]_д = 2 \cdot \phi \cdot [\sigma] \frac{\delta - \sum c}{D_{вн} + \delta - \sum c};$$

$$[p]_д = 2 \cdot 0,9 \cdot 140 \cdot \frac{0,01 - 0,0037}{0,625 + 0,01 - 0,0037} = 1,82 \text{ МПа.}$$

Допустимий тиск при гідравлічному випробуванні:

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						34
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

$$[p]_{н.г} = 2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{н} \frac{\delta - \sum c}{D_{вн} + \delta - \sum c};$$

$$[p]_{н.г} = 2 \cdot 0,9 \cdot 191 \cdot \frac{0,01 - 0,0037}{0,625 + 0,01 - 0,0037} = 2,45 \text{ МПа.}$$

1.3.3.2. Розрахунок еліптичного днища

розрахунковий тиск $p_{mp} = 0,9 \text{ МПа}$.

У днищі є два отвори діаметром $d = 100 \text{ мм}$ для входу та виходу води.

Коефіцієнт ослаблення днища отворами:

$$\varphi_0 = \frac{D_{вн} - 2 \cdot d}{D_{вн}};$$

$$\varphi_0 = \frac{625 - 2 \cdot 50}{625} = 0,89.$$

Виконавчу товщину днища з технологічних причин приймаємо рівною товщині обичайки $\delta_{дн} = 0,01 \text{ м}$.

Допустимий тиск у камері в робочому стані:

$$[p]_{д} = 2 \cdot \varphi_0 \cdot [\sigma] \frac{\delta_{дн} - \sum c}{D_{вн} + 0,5(\delta_{дн} - \sum c)};$$

$$[p]_{д} = 2 \cdot 0,89 \cdot 140 \cdot \frac{0,01 - 0,0037}{0,625 + 0,5(0,01 - 0,0037)} = 0,64 \text{ МПа,}$$

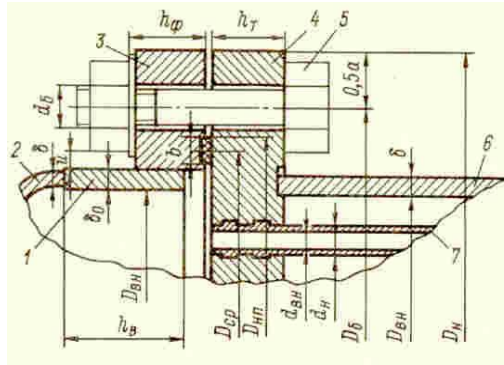
Допустимий тиск при гідравлічному випробуванні:

$$[p]_{н.г} = 2 \cdot \varphi_0 \cdot [\sigma]_{н} \frac{\delta_{дн} - \sum c}{D_{вн} + 0,5(\delta_{дн} - \sum c)};$$

$$[p]_{н.г} = 2 \cdot 0,89 \cdot 191 \cdot \frac{0,01 - 0,0037}{0,9 + 0,5(0,01 - 0,0037)} = 0,87 \text{ МПа}$$

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						35
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

1.3.3.3. Розрахунок фланцевого з'єднання кришки



Малюнок 1.3.2 – Фланцеве з'єднання: 1 – втулка фланця; 2 – днище кришки; 3 – плоский приварний фланець кришки; 4 – трубні грати; 5 – болт; 6 – обичай; 7 – теплообмінна труба

Встановимо конструктивні розміри фланця (рис. 3). Товщину δ_0 втулки фланця виберемо з умови $\delta \leq \delta_0 \leq 1,3\delta$. При $\delta = 10$ мм $\delta_0 = 11,5$ мм. Висота втулки фланця:

$$h_e = 0,5\sqrt{D_{вн} \cdot \delta_0};$$

$$h_e = 0,5\sqrt{625 \cdot 11,5} = 41 \text{ мм}$$

Приймаємо $h_e = 50$ мм.

Діаметр кола розміщення болтів:

$$D_{\delta} = D_{вн} + 2 \cdot (d_{\delta} + 2\delta_0 + u);$$

$$D_{\delta} = 625 + 2(24 + 2 \cdot 11,5 + 4) = 660 \text{ мм} = 0,66 \text{ м.}$$

де $d_{\delta} = 24$ мм - Номінальний (зовнішній) діаметр болта;

$u = 4$ мм - Зазор між гайкою та втулкою.

Зовнішній діаметр фланця:

$$D_n = D_{\delta} + a;$$

$$D_n = 660 + 40 = 700 \text{ мм,}$$

де $a = 40$ мм - Допоміжна величина.

Приймаємо $D_n = 0,7$ м = 0,7 м.

Зовнішній діаметр прокладки:

$$D_{н.п.} = D_{\delta} - e;$$

$$D_{н.п.} = 660 - 34 = 516 \text{ мм}$$

де $e = 34 \text{ мм}$ - Допоміжна величина.

Середній діаметр прокладки:

$$D_{cp} = D_{н.п.} - b;$$

$$D_{cp} = 514 - 12 = 502 \text{ мм}$$

де $b = 12 \text{ мм}$ - Ширина ущільнюючої прокладки.

Крок болтів, що розміщуються по колу:

$$t_{ш} = (2,7 \div 3,5) \cdot d_{\delta};$$

$$t_{ш} = 3,1 \cdot 24 = 74,4 \text{ мм}$$

Кількість болтів, необхідне для забезпечення герметичності з'єднання:

$$n_{\delta} > \frac{\pi D_{\delta}}{t_{ш}};$$

$$n_{\delta} = \frac{3,14 \cdot 660}{74,4} = 24$$

Приймаємо $n_{\delta} = 24$.

Тоді остаточно крок болтів:

$$t_{ш} = \frac{\pi D_{\delta}}{n_{\delta}};$$

$$t_{ш} = \frac{3,14 \cdot 660}{24} = 70,36 \text{ мм}$$

Товщина фланця:

$$h_{\phi} > \lambda \sqrt{D_{вн} \cdot \delta_0} = 0,54 \sqrt{625 \cdot 11,5} = 44,37 \text{ мм},$$

де $\lambda = 0,54$ – рекомендоване значення для плоских фланців.

Приймаємо $h_{\phi} = 47 \text{ мм}$.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		37

Довжина болтів між опорними поверхнями гайки та головки болта з урахуванням товщини шайби (2 мм) та прокладки:

$$l_0 = 2(h_\phi + 2);$$

$$l_0 = 2(47 + 2) = 98 \text{ мм}$$

Розрахункова довжина болта:

$$l_\phi = l_0 + 0,28d_0;$$

$$l_\phi = 98 + 0,28 \cdot 26 = 105 \text{ мм}$$

де $d_0 = 26 \text{ мм}$ - Діаметр отвору під болт.

Рівнодія внутрішнього тиску, що відриває кришку:

$$P_z = 0,785D_{cp}^2 \cdot p_{PT};$$

$$P_z = 0,785 \cdot 0,650^2 \cdot 1,0 = 0,693 \text{ МН}$$

Сила стиснення прокладки, що забезпечує герметичність фланцевого з'єднання (реакція прокладки):

$$R_n = \pi D_{cp} b m p_{PT};$$

$$R_n = 3,14 \cdot 0,65 \cdot 0,012 \cdot 2,5 \cdot 1,0 = 0,0885 \text{ МН}$$

дет = 2,5- Коефіцієнт, що залежить від матеріалу прокладки (для пароніту)

$p_{PT} = 1,0 \text{ МПа}$ - Розрахунковий тиск у трубному просторі.

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання для плоских фланців:

$$k_{жс} = \frac{y_\phi + 0,5y_\phi (D_\phi - D_{вн} - \delta_0)(D_\phi - D_{cp})}{y_n + y_\phi + 0,5y_\phi (D_\phi - D_{cp})^2}$$

$$k_{жс} = \frac{0,302 \cdot 10^{-4} + 0,5 \cdot 0,356(0,66 - 0,625 - 0,0115)(0,66 - 0,65)}{0,423 \cdot 10^{-4} + 0,302 \cdot 10^{-4} + 0,5 \cdot 0,356(0,66 - 0,65)^2} = 1,5$$

де y_ϕ, y_n, y_ϕ - податливість болтів, прокладки та фланців відповідно.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						38
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

$$y_{\delta} = \frac{l_{\delta}}{E_{\delta} f_1 n_{\delta}};$$

$$y_{\delta} = \frac{0,105}{1,99 \cdot 10^5 \cdot 3,97 \cdot 10^{-4} \cdot 44} = 0,302 \cdot 10^{-4} \text{ м / МН}$$

де $E_{\delta} = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль поздовжньої пружності матеріалу болтів (сталь35);

$f_1 = 3,97 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа перерізу для болтів діаметром $d_{\delta} = 24 \text{ мм}$.

$$y_n = \frac{h_n}{E_n \pi D_{cp} b};$$

$$y_n = \frac{3 \cdot 10^{-3}}{2000 \cdot 3,14 \cdot 0,65 \cdot 0,012} = 0,423 \cdot 10^{-4} \text{ м / МН}$$

де $E_n = 2000 \text{ МПа}$ – модуль поздовжньої пружності для пароніту.

$$y_{\phi} = \frac{[1 - \nu(1 + 0,9\lambda'_{\phi})] \psi_2}{h_{\phi}^3 E};$$

$$y_{\phi} = \frac{[1 - 0,323(1 + 0,9 \cdot 0,572)] 14,4}{0,047^3 \cdot 1,99 \cdot 10^5} = 0,356 \text{ м / НМ}$$

$$\lambda_{\delta} = \frac{h_{\delta}}{\sqrt{D_{\delta} \delta_0}};$$

$$\lambda_{\delta} = \frac{47}{\sqrt{625 \cdot 11,5}} = 0,572$$

$$\psi_2 = \frac{D_H + D_{BH}}{D_H - D_{BH}};$$

$$\psi_2 = \frac{700 + 625}{700 - 625} = 14,4$$

Навантаження на болтове з'єднання під час складання, до подачі внутрішнього тиску:

$$P_{\delta 1} = k_{ж} P_z + R_n;$$

$$\text{а) } P_{\delta 1} = 1,5 \cdot 0,693 + 0,0885 = 1,128 \text{ МН}$$

$$P_{\delta 1} = \pi D_{cp} b q_{np};$$

$$\text{б) } P_{\delta 1} = 3,14 \cdot 0,65 \cdot 0,012 \cdot 20 = 0,708 \text{ МН}$$

де $q_{np} = 20 \text{ МПа}$.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						39
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

Таким чином, далі розрахунок ведемо за більшим навантаженням
 $P_{\delta 1} = 1,128 \text{ МН}$.

Навантаження на болтове з'єднання у робочих умовах:

$$P_{\delta 2} = P_{\delta 1} + (1 - k_{жс}) P_z;$$

$$P_{\delta 2} = 1,128 + (1 - 1,5) 0,693 = 0,782 \text{ МН}.$$

Візьмемо, що на кришки випарника не діють зовнішні навантаження, наприклад, сили та моменти від приєднаних трубопроводів. Однак, і в цьому випадку у фланці виникає згинальний момент від дії пари сил із плечем $0,5(D_{\delta} - D_{cp})$.

Значення наведеного згинального моменту:

$$M_0 = 0,5(D_{\delta} - D_{cp}) P_{\delta 1};$$

$$\text{а) } M_0 = 0,5(0,66 - 0,65) 1,128 = 0,026 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

$$\text{б) } M_0 = 0,5[(D_{\delta} - D_{cp}) P_{\delta 2} + (D_{cp} - D_{BH} - \delta_0) P_z] \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]t} = 0,029 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

де $\frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]t} = 1$ – зважаючи на близькі значення температур монтажу та робочої.

Отже, згинальний момент $M_0 = 0,029 \text{ МН} \cdot \text{м}$.

Перевірка міцності та герметичності з'єднання. Умови міцності болтів:

1) при складанні фланцевого з'єднання

$$\frac{P_{\delta 1}}{n_{\delta} f_1} = \frac{1,128}{44 \cdot 3,97 \cdot 10^{-4}} = 64,56 \leq [\sigma]_{\delta 20} = 130 \text{ МПа};$$

2) у робочому стані

$$\frac{P_{\delta 2}}{n_{\delta} f_1} = \frac{0,782}{44 \cdot 3,97 \cdot 10^{-4}} = 44,77 \leq [\sigma]_{\delta 20} = 130 \text{ МПа}.$$

Окружна напруга в кільці фланця:

$$\sigma_{\kappa} = \frac{M_0 [1 - \nu (1 + 0,9 \lambda'_{\phi})] \psi_2}{D_{BH} h_{\phi}^2};$$

$$\sigma_{\kappa} = \frac{0,029 [1 - 0,323 (1 + 0,9 \cdot 0,572)] 14,4}{0,625 \cdot 0,047^2} = 107,3 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{20} = 140 \text{ МПа}$$

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						40
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

Умови герметичності з'єднання. Кут повороту фланця (для плоских фланців):

$$\theta_{\phi} = \frac{\sigma_{\kappa}}{E} \cdot \frac{D_{BH}}{h_{\phi}};$$

$$\theta_{\phi} = \frac{107,3}{1,99 \cdot 10^5} \cdot \frac{625}{47} = 0,010 \text{ рад} < [\theta]_{\phi} = 0,013 \text{ рад}$$

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		41

Визначимо кількість одиниць допуску розмірного ланцюга

$$a = \frac{\delta_{A_1}}{\sum_{i=1}^{m-1} i}, (2.2.1)$$

де i – одиниця допуску

Відповідно до стандарту ГОСТ 25346-89 (РЕВ 145-88) для розмірів від 1 до 500 мм

$$i = 0,45\sqrt[3]{D_u} + 0,001 \cdot D_u (2.2.2)$$

де D_u – середнє геометричне інтервалу розмірів у мм

$$D_u = \sqrt{D_{min} \cdot D_{max}} (2.2.3)$$

Результати розрахунку наведено у таблиці 2.2.1.

В результаті вийшло 22,61 од. допуску. Відповідно до формули (2.2.1) отримаємо:

$$a = \frac{250}{22,61} = 11,06$$

Відповідно до таблиці П.1.1. [1] Впливає, що для забезпечення необхідної точності замикаючої ланки допуски на складові ланки необхідно призначати по IT7. Однак, виходячи з досвіду двигунобудування, змінимо допуски на деякі розміри.

Посадка зовнішнього кільця підшипника:

Посадка із зазором або незначним натягом.

$$\phi 50 \frac{js7}{i0}$$

Посадка внутрішнього кільця підшипника:

Це кільце повинно мати нерухоме з'єднання, щоб замінити тертя ковзання тертям кочення кульок.

$$\phi 25 \frac{L6}{n6}$$

Посадка шпоночного з'єднання:

Застосовуємо центрування по зовнішньому діаметру – це найпростіший та економічний спосіб.

$$\phi 25 \frac{H7}{f6}$$

Допуски на інші розміри:

Міжосьова відстань по IT9

Зовнішній діаметр шестерні IT

Діаметр западин шестерні IT

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						43
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

Залежно від напрямку сил, що діють на механізм, розмірний ланцюг може бути побудований двома способами. У першому випадку вважатимемо, що сили спрямовані таким чином, що шестерні прагнуть наблизитись один до одного рис. 1.4.а. Тоді нижнє граничне відхилення може бути розраховане за такою формулою:

$$ei_{A_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n \vec{el}_{A_i} - \sum_{n+1}^{m-1} \overleftarrow{es}_{A_i}$$

Для визначення верхнього граничного відхилення необхідно скласти розмірний ланцюг в якому сили спрямовані так, що прагнуть розвести шестерні в різні боки, тобто. Збільшити замикаючий розмір А. Схема даної ситуації представлена на рис. 1.4.б. Верхнє граничне відхилення визначитися за такою формулою:

$$es_{A_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n \overrightarrow{es}_{A_i} - \sum_{n+1}^{m-1} \overleftarrow{el}_{A_i}$$

Таким чином величина зазору становить: $\Delta = 0,112 - (-0,112) = 0,224 \text{ мм}$, що цілком задовольняє заданий допуск.

Таблиця. 2.2.1. - Результати розрахунку

від 1 до 500 мм				
Dmin	Dmax	Du	i	Ім'я
30	50	38,73	1,56	d1
80	120	97,98	2,17	d2
18	30	23,24	1,31	d3
18	30	23,24	1,31	d4
18	30	23,24	1,31	d5
18	30	23,24	1,31	d6
18	30	23,24	1,31	d7
18	30	23,24	1,31	d8
18	30	23,24	1,31	d9
18	30	23,24	1,31	d10
30	50	38,73	1,56	d11
30	50	38,73	1,56	d12
30	50	38,73	1,56	d13
30	50	38,73	1,56	d14
80	120	97,98	2,17	L
Сума:			22,61	

2.3. Розробка плану технологічного процесу складання

Розробку технологічної схеми складання гвинтового компресора починаємо з визначення базової одиниці, нею є корпус компресора. Маршрутний технологічний процес збирання представлений у таблиці 1.

Таблиця. 2.3.1. Технологічний процес складання

№	найменування операції	зміст операції
1	Встановлення колеса	Встановити перше колесо гвинтової пари в корпус компресора
2	Встановлення колеса	Встановити друге колесо гвинтової пари в корпус компресора
3	Установка манжетів	Встановити манжети №5
4	Установка підшипників	Встановити підшипники №6 у підшипникові гнізда секції №2
5	Встановлення пластин	Встановити пластини № 7
6	Встановлення гроверів	Встановити гровери №9
7	Установка болтів	Встановити та затягнути болти № 8
8	Встановлення секції	Встановити секцію №2
9	Встановлення штифтів	Встановити штифти № 10 у корпус компресора
10	Встановлення прокладки	Встановити прокладку №11
11	Встановлення шестірни	Встановити шестерню №12 на вал першого колеса
12	Встановлення шестірни	Встановити шестерню № 13 на вал другого колеса
13	Встановлення шайб	Встановити шайби № 14
14	Установка болтів	Встановити та затягнути болти №15
15	Встановлення пластини	Встановити пластини №18
16	Встановлення гроверів	Встановити гровери №19
17	Установка болтів	Встановити та затягнути болти № 20
18	Встановлення	Встановити деталь №21

Продовження таблиці. 2.3.1.

№	найменування операції	зміст операції
19	Установка болтів	Встановити та затягнути болти № 22
20	Установка манжетів	Встановити манжети №5
21	Установка підшипників	Встановити підшипники №24
22	Встановлення пластин	Встановити пластини № 25
23	Встановлення гроверів	Встановити гровери № 26
24	Установка болтів	Встановити та затягнути болти № 27
25	Встановлення секції	Встановити секцію № 23
26	Встановлення прокладки	Встановити прокладку № 28
27	Встановлення кришки	Встановити кришку №29
28	Встановлення	Встановити №30
29	Установка болтів	Встановити та затягнути болти № 31
30	Встановлення прокладки	Встановити прокладку № 32
31	Встановлення вузла 1	Встановити вузол 1
32	Встановлення	Встановити №33
33	Установка болтів	Встановити та затягнути болти № 34
34	Встановлення прокладки	Встановити прокладку №35
35	Установка вузла 2	Встановити вузол 2
36	Встановлення гроверів	Встановити гровери №36
37	Установка болтів	Встановити та затягнути болти № 37
38	Встановлення прокладки	Встановити прокладку № 38
39	Встановлення вузла 3	Встановити вузол 3
40	Встановлення гроверів	Встановити гровери №39
41	Установка болтів	Встановити та затягнути болти № 40
42	Встановлення прокладки	Встановити прокладку №1
43	Встановлення прокладки	Встановити прокладку № 46

44	Встановлення зомутів	Встановити хомути №47 (2 шт.)
----	----------------------	-------------------------------

Продовження таблиці. 2.3.1.

№	найменування операції	зміст операції
45	Встановлення	Встановити №45
46	Встановлення шайб	Встановити шайбу № 42
47	Встановлення гроверів	Встановити гровери № 43
48	Установка болтів	Встановити та затягнути болти № 44

2.4. Службове призначення деталі та технічні вимоги

Гвинтова пара компресора призначена для нагнітання повітря у колектор впускний двигуна і таким чином забезпечення його наддуву.

Від якості виготовлення коліс гвинтової пари залежить герметичність компресора і, як наслідок, ступінь наддуву. У процесі роботи колеса не повинні стикатися один з одним і корпусом компресора, при цьому проміжок повинен бути мінімальним.

Технічні вимоги вказані робочому кресленні.

2.5. Аналіз технологічності конструкції деталі

Показники технологічності конструкцій деталі: простота виготовлення, доцільний спосіб отримання заготовок, правильний вибір баз, раціональна точність обробки та шорсткість поверхні, зниження трудомісткості механічної обробки.

Основними показниками ТКІ є: трудомісткість, технологічна собівартість виробу, матеріаломісткість та енергоємність.

Програма випуску 150 000 шт. / Рік, $K_T = 0,90$, $K_N = 0,91$.

Визначення трудомісткості методом багатофакторного аналізу.

Облік тривалості випуску виробів немає, отже $K_{г.о.} = 1$.

Коефіцієнт, що враховує зміну трудомісткості виробу, залежно від серійності виробництва виробу.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		47

$$K_c = \frac{1}{C_p^\gamma},$$

де C_p -розрахункова серійність, $\gamma=0,2$

$$C_p = N_{II} \cdot K_{II} + \sum_{i=1}^m K_{уни} \cdot N_i;$$

де N_{II} -програма випуску виробу на рік шт.

K_{II} -коефіцієнт, що враховує повторюваність деталей;

$K_{уни}$ -коефіцієнт уніфікації з i -м виробом ($i=1,2,\dots,m$);

N_i -програма випуску i -ого виробу на рік шт.

Коефіцієнт уніфікації визначаємо з урахуванням конструкторського аналізу поверхні деталі. Результати наведено у таблиці 2.2.

Коефіцієнт уніфікації

$$K_{ун.э} = \frac{Q_{ун.э}}{Q_э} = \frac{33}{41} = 0,785$$

Розрахункова серійність

$$C_p = N_{II} \cdot K_{II} + \sum_{i=1}^m K_{уни} \cdot N_i = 150000 \cdot 1,25 + 0,785 \cdot 150000 = 305250;$$

$$K_c = \frac{1}{C_p^\gamma} = \frac{1}{305250^{0,2}} = 0,799;$$

Отже, коефіцієнт, враховує вплив конкретних умов виконання.

$$K_o = K_N \cdot K_{Г.О.} \cdot \left(\frac{K_c}{K_T} \right) = 0,91 \cdot 1 \cdot \left(\frac{0,799}{0,9} \right) = 0,81;$$

Трудомісткість виробу не розраховується через відсутність даних за аналогом

$$T_{II} = T_B \cdot K_o;$$

де T_B – вихідний показник трудомісткості виробу базової конструкції

Також трудомісткість можна розрахувати шляхом обліку складності конструкції виробу.

Коефіцієнт складності

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						48
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

$$K_{\text{СЛ}} = K_{\text{Т}} \cdot K_{\text{Ш}} = 0,90 \cdot 0,98 = 0,88;$$

В даному випадку трудомісткість пропорційна до ускладнення конструкції виробу.

$$T_{\text{И}} = T_{\text{а}} \cdot K_{\text{СЛ}};$$

де $T_{\text{а}}$ - трудомісткості аналога.

Таблиця 2.5.1 Аналіз технологічності конструкції.

Найменування поверхні	Кількість поверхонь	Кількість уніфік. поверхн.	Квалі-тет точності	Параметри шорсткі. Ra, мкм
Бічні:	3	3	9	10
	1	1	9	2,5
Отвори:	2	2	7	0,32
	2	2	9	1,25
	6	6	10	1,25
Фаски:	2	2	12	20
Торцеві:	2	2	9	5

2.6. Розробка маршруту технологічного процесу виготовлення деталі

Спочатку виконуємо операції чорнової обробки, при яких знімають найбільші шари металу, що дозволяє відразу виявляти дефекти заготовлі та звільнитися від внутрішніх напруг, що викликають деформації. Другий етап – одержувана та чистова обробка поверхонь, підрізання торців, свердління несоосних отворів. Третій етап це остаточне шліфування та хонінгування зовнішніх та внутрішніх поверхонь відповідно, розгалуження отворів. Кожна операція закінчується контролем.

Таблиця 2.6.1 – Маршрутний технологічний процес механічної обробки колеса гвинтового компресора.

Номер операції	Найменування та короткий зміст операції	Технологічна база	Верстат
1	Токарна (чорнова) Точити зовнішню поверхню колеса	Торцеві поверхні та отвори на осі	Токарний

	витримуючи розмір	колеса	
2	Фрезерувальна (чорнова) Фрезерувати торцеві площини колеса	Зовнішня поверхня та торці колеса	Фрезерний
3	Фрезерувальна (чистова) Фрезерувати торцеві площини	Зовнішня та торцеві поверхні	Фрезерний
4	Фрезерувальна (тонка) Фрезерувати торцеві площини	Зовнішня та торцеві поверхні	Фрезерний
5	Свердлильна Розсвердлити отвори в лопатях колеса	Зовнішня та торцеві поверхні	Агрегатно- свердлильний
6	Зенкерування (чорнове) Зенкерувати твердості на осі колеса витримуючи розмір	Зовнішня та торцеві поверхні	Агрегатно- свердлильний
7	Зенкерування (одержуване) Зенкерувати твердості на осі колеса витримуючи розмір	Зовнішня та торцеві поверхні	Агрегатно- свердлильний
8	Зенкерування (чистове) Зенкерувати твердості на осі колеса витримуючи розмір	Зовнішня та торцеві поверхні	Агрегатно- свердлильний
9	Токарна (чистова) Точити зовнішню поверхню колеса витримуючи розмір	Торцеві поверхні та отвори на осі колеса	Токарний
10	Токарна (тонка) Точити зовнішню поверхню колеса витримуючи розмір	Торцеві поверхні та отвори на осі колеса	Токарний
11	Фрезерна (чорнова) Фрезерувати лопаті коліс	Торцеві поверхні та отвори на осі колеса	Фрезерний
12	Свердлильна Свердлити отвори для штивів витримуючи розмір	Торцеві поверхні та отвори на осі колеса	Агрегатно- свердлильний
13	Зенкерувати отвори для штифтів	Торцеві поверхні та отвори на осі колеса	Агрегатно- свердлильний
Номер операції	Найменування та короткий зміст операції	Технологічна база	Верстат
14	Токарна Точити фаску витримуючи розмір	Зовнішня та торцеві поверхні	Токарний
15	Провивка Промити деталь та подати на стіл ВТК	---	Мийна машина, пневмопістолет
16	Контроль Виконати контрольні вимірювання всіх розмірів	---	Стіл контрольний

2.7. Розрахунок та визначення припусків та допусків на механічну обробку

Обробка зовнішньої поверхні колеса $(140^{+0,05}_{-0,05})$ мм та шорсткістю $R_a = 2,5$ мкм. Заготівля відповідає 14 квалітету точності та $R_a = 80$ мкм.

Розмір $(140^{+0,05}_{-0,05})$ мм відповідає 9-му квалітету точності. Цього квалітету і шорсткості можна досягти шляхом послідовної обробки поверхні.

Оскільки розмір - діаметральний, то розрахункова формула мінімального припуску

$$2Z_{i\min} = 2 \cdot (R_{z(i-1)} + T_{(i-1)} + \sqrt{\rho_{(i-1)}^2 + \varepsilon_i^2})$$

оскільки значення ρ і ε не враховуються, вона перетворюється на

$$2Z_{i\min} = 2 \cdot (R_{z(i-1)} + T_{(i-1)})$$

Графу «розрахунковий розмір» заповнюємо, починаючи з кінцевого, тобто. 140,05 мм.

$$D_{p2} = 140,05 + 0,008 = 140,058 \text{ мм};$$

$$D_{p3} = 140,058 + 0,02 = 140,078 \text{ мм};$$

$$D_{p4} = 140,078 + 0,032 = 140,110 \text{ мм};$$

D_{\max} у цьому випадку дорівнює D_p

$$D_{\min} = D_{\max} - \delta,$$

тому для обчислення D_{\min} необхідно знайти допуск, що визначається за таблицею ([3], табл.П.4.1, с. 104).

$$D_{\min1} = 140,05 - 0,01 = 140,04 \text{ мм};$$

$$D_{\min2} = 140,058 - 0,016 = 140,042 \text{ мм};$$

$$D_{\min3} = 140,078 - 0,025 = 140,053 \text{ мм};$$

$$D_{\min4} = 140,110 - 0,1 = 140,100 \text{ мм};$$

Граничні значення припусків розраховуємо за формулами:

$$2Z_{\max}^{np} = D_{\max i} - D_{\max(i-1)};$$

$$2Z_{\min}^{np} = D_{\min i} - D_{\min(i-1)}$$

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						51
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

Обробити отвір ($\phi 30_{-0,12}^{-0,06}$) мм. Даний розмір відповідає 10-му кваліфікату точності та шорсткості $R_a = 0,32$ мкм. Заготівля відповідає 14 квалітету точності та $R_a = 80$ мкм.

Розрахункова формула мінімального припуску на механічну обробку.

$$2 \cdot Z_{i \min} = 2 \cdot (R_{z(i-1)} + T_{(i-1)});$$

- Чистове зенкерування

$$2 \cdot Z_{i \min} = 2 \cdot (30 + 30) = 120 \text{ мкм};$$

- Отримане зенкерування

$$2 \cdot Z_{i \min} = 2 \cdot (30 + 40) = 140 \text{ мкм};$$

- Черонове зенкерування

$$2 \cdot Z_{i \min} = 2 \cdot (50 + 50) = 200 \text{ мкм};$$

Графу «розрахунковий розмір» заповнюємо, починаючи з кінцевого тобто. 29,94 мм.

$$D_{p2} = 29,94 + 0,012 = 29,952 \text{ мм};$$

$$D_{p3} = 29,952 + 0,014 = 29,966 \text{ мм};$$

$$D_{p2} = 29,966 + 0,02 = 29,986 \text{ мм};$$

D_{\max} у даному випадку дорівнює $D_p^{D_{\min} = D_{\max} - \delta}$,

тому для обчислення D_{\min} необхідно знайти допуск, що визначається за таблицею ([3], табл.П.4.1, с. 104).

Для заготівлі:

$$D_1(\min_{11}) = 29,94 - 0,062 = 29,878 \text{ мм};$$

Чоронове зенкерування:

$$D_1(\min_{12}) = 29,986 - 0,025 = 29,961 \text{ мм};$$

Отримане зенкерування:

$$D_1(\min_{11}) = 29,966 - 0,016 = 29,95 \text{ мм};$$

Чистове зенкерування:

$$D_1(\min_{11}) = 29,952 - 0,01 = 29,942 \text{ мм};$$

Граничні значення припусків розраховуємо за формулами:

$$2Z_{\max}^{np} = D_{\max i} - D_{\max(i-1)};$$

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						52
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

$$2Z_{\min}^{np} = D_{\min i} - D_{\min(i-1)};$$

2.8. Розрахунок режимів різання та норм штучного часу

2.8.1. Розрахунок режиму різання при чорновому зенкеруванні отвору.

При зенкеруванні глибина різання визначається за такою формулою:

$$t = 0,5 \cdot (D - d) = 0,5 \cdot (30 - 29,952) = 0,048 \text{ мм};$$

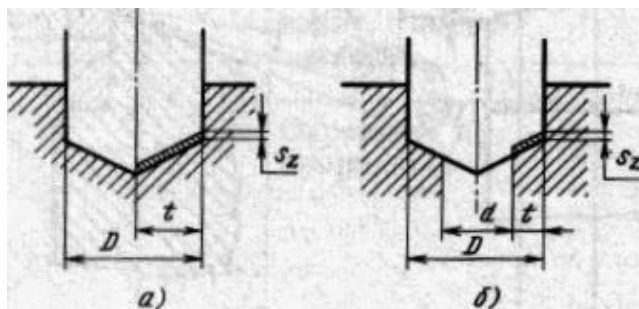


Рис.2.8.1 - Схема різання при свердлінні та зенкеруванні

Подача при обробці отворів зенкерами [т.2, с.276] приймаємо для алюмінієвих сплавів $HB \leq 65$ з діаметром зенкера $D = S_{в. 35 \text{ до } 40 \text{ мм}} - S = 0,65$ мм/об.

Швидкість різання при зенкеруванні:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} K_v,$$

де T – середнє значення стійкості, $T = 50$ хв [4 т.2, с.278]

Коефіцієнти $C_v = 36,3$, $x = 0,1$, $y = 0,55$, $m = 0,125$, $q = 0,25$ прийняті [4 т.2, с.278], при матеріалі різальної частини інструменту Р6М5 з охолодженням.

Поправочний коефіцієнт $K_v = K_{mv} \cdot K_{iv} \cdot K_{lv}$,

де $K_{mv} = 0,8$ - коефіцієнт на оброблюваний матеріал,

$K_{iv} = 1,0$ - коефіцієнт враховує матеріал інструменту,

$K_{lv} = 1,0$ - коефіцієнт, що враховує стан поверхні заготовлі [4 т.2, с.262-265].

$K_v = K_{mv} \cdot K_{iv} \cdot K_{lv} = 0,8 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,8$.

Тоді швидкість різання

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						53
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

Крутний момент при свердлінні розраховують за такою формулою:

$$M_{кр} = 10 \cdot C_M \cdot D^q \cdot t^x \cdot s^y \cdot K_p,$$

$$\text{Осьову силу: } P_o = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot K_p,$$

де постійна $C_p = 17,2$, $C_M = 0,031$,

для моменту, що крутить: $q_M = 0,85$, $y = 0,8$

для осьової сили: $x = 1,0$, $y = 0,4$, [4 т.2, с.281]

Поправочний коефіцієнт

$$K_p = K_{Mp} = 1,03 \text{ [4 т.2, с.265]}$$

$$P_o = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot K_p = 10 \cdot 17,2 \cdot 0,65^1 \cdot 0,65^{0,4} \cdot 1,0 = 93,91 \text{ Н;}$$

Частота обертання інструменту:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 32,982}{3,14 \cdot 30} = 350,127 \text{ мин}^{-1};$$

Потужність двигуна верстата:

$$N_c = \frac{N}{\eta} = \frac{0,17}{0,8} = 0,21 \text{ кВт;}$$

Норма основного різання при зенкеруванні:

$$T_o = \frac{L_p \cdot i}{n \cdot s},$$

де L_p - розрахункова довжина різання з креслення $L_p = 30$ мм;

i - Число проходів;

s – подання.

$$T_o = \frac{12 \cdot 1}{350,127 \cdot 0,65} = 0,05 \text{ (мин);}$$

2.8.2. Розрахунок режиму різання при чорновому точенні бічної циліндричної поверхні колеса.

$$\phi_{\min} 102 \text{ мм.}$$

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		54

Так як це напівчистова обробка при Ra 2,5, то глибину різання t призначаємо за максимальним припуском на обробку, тобто t = 0,32 мм. Для точення використовуємо різець P18 без охолодження.

Подача при точенні [4 т.2, с.268] S=1,0 мм/об.

Швидкість різання при точенні:
$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^{x_v} \cdot s^{y_v}} \cdot K_v$$
,

де коефіцієнти $C_v = 328$, $x_v = 0,12$, $y_v = 0,5$, $m = 0,28$ прийняті [4 т.2, с.270].

Поправочний коефіцієнт $K_v = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{nv}$, де

$K_{mv} = 0,9$ -коефіцієнт, що враховує стан поверхні,

$K_{uv} = 0,8$ -коефіцієнт, що враховує матеріал інструменту,

$K_{nv} = 0,9$ -коефіцієнт, що враховує стан поверхні

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{nv} = 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 0,648$$

Тоді швидкість різання

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y} K_v = \frac{328}{50^{0,28} \cdot 0,32^{0,12} \cdot 1,0^{0,5}} \cdot 0,648 = 81,52 \left(\frac{\text{ММ}}{\text{МИН}} \right);$$

Сила різання при точенні розраховується за такою формулою:

$$P_{x,y,z} = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot v^n \cdot K_p, \text{ де}$$

для тангенц. сили стала $C_p = 40$, ступеня $x=1$, $y=0,75$, $n=0$;

Поправочний коефіцієнт

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{rp} \cdot K_{sp} \cdot K_{tp} \cdot K_{rpz} [4 \text{ т.2, с.275}]$$

для тангенціальної сили $K_{rp}=1$, $K_{sp}=1,1$, $K_{tp}=1$, $K_{rpz}=0,93$

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{rp} \cdot K_{sp} \cdot K_{tp} \cdot K_{rpz} = 1,023$$

Потужність різання:
$$N = \frac{130,944 \cdot 81,52}{102 \cdot 60} = 1,74 \text{ (кВт)};$$

Частота обертання інструменту:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 81,52}{3,14 \cdot 140} = 185,4 \left(\frac{\text{об}}{\text{МИН}} \right);$$

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		55

$$T_o = \frac{L_p \cdot i}{n \cdot s_o},$$

Норма основного різання при точенні:

де $L_p = 253,55$ - розрахункова довжина різання, i - число проходів, s_o - подача.

$$T_o = \frac{253,55 \cdot 1}{185,4 \cdot 1,0} = 1,37 \text{ (мин)};$$

Таким чином, визначено норми часу, режими різання та параметри верстатів на чорнових операціях.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		56

3. ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1. Небезпечні та шкідливі фактори холодильного виробництва

Надійність та безпека обладнання закладається при його проектуванні, забезпечується під час виготовлення, контролюється під час експлуатації та відновлюється під час ремонту.

Проектування, виготовлення, монтаж, налагодження, ремонт, випробування та експлуатація холодильної установки повинні проводитись підприємствами, які мають дозвіл на відповідний вид діяльності, який видає Держнаглядохоронпраці України.

Відповідно до закону "Про охорону праці" державний нагляд поширюється на проектні, проектно-конструкторські та науково-дослідні організації, машинобудівні та приладобудівні підприємства (незалежно від їх організаційно-правових форм) у частині забезпечення ними технологічності, надійності та якості обладнання та приладів, що виготовляються. , раптова відмова яких при експлуатації може призвести до аварій, тяжких екологічних наслідків та людських жертв.

Завдяки своїм термодинамічні властивості, фреони знайшли широке практичне застосування як холодоносії в холодильних машинах, в кондиціонерах, в парфумерії та медицині для створення аерозолів. Всі холодоагенти, що використовуються в побутових приладах, є негорючими та нешкідливими для людей речовинами. Крім використання як холодоносіїв, фреони застосовують як пропеланти, для гасіння пожеж (наприклад, фреон R13B1).

У присутності відкритого полум'я фреони розкладаються з утворенням токсичних продуктів, більшість з яких має характерний запах навіть при незначних концентраціях. Фреони 12, 13, 13B1, 22, 115, 502 при високих концентраціях викликають задуху через нестачу кисню. Фреон R21 при високих концентраціях має наркотичний вплив.

					XM 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						57
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

У приміщенні, де знаходиться холодильна установка, необхідно мати фільтруючі протигази марки А (кількість протигазів повинна відповідати числу робочих машинного відділення). На випадок аварійного витоку фреону із системи у машинному відділенні необхідно мати не менше двох ізолюючих протигазів (типу АСВ, ІІІ).

При експлуатації холодильних установок можливий вплив на працівників низки небезпечних та шкідливих виробничих факторів, у тому числі:

- осколків обладнання, що розлітаються, і струменів холодоагенту (рідкого, газоподібного під тиском), холодоносіїв при можливих руйнуваннях елементів обладнання та трубопроводів;
- розташування робочих місць на значній висоті щодо поверхні землі (підлоги);
- рухомих частин обладнання (компресори, насоси, вентилятори);
- підвищеної загазованості повітря робочих зон (через можливі витоки холодоагенту з холодильних систем та внаслідок пожежі);
- підвищеної чи зниженої температури поверхонь обладнання та трубопроводів;
- зниженою температурою повітря робочих зон (у холодильних камерах; при обслуговуванні обладнання взимку на зовнішніх майданчиках); - Підвищений рівень шуму на робочих місцях;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищеної рухливості повітря в холодильних камерах та на зовнішніх (відкритих) майданчиках та інші.

Вміст шкідливих речовин та кількість небезпечних факторів у робочих зонах не має перевищувати значень, визначених чинними стандартами та гігієнічними нормативами.

Для обслуговування обладнання, трубопроводів, арматури та інших елементів холодильних установок, що розташовані на висоті вище 1,8 м від

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						58
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

підлоги (землі), повинні передбачатися відповідні майданчики, сходици, драбини.

Для захисту працівників від наслідків можливих руйнувань елементів обладнання та трубопроводів холодильних установок слід, зокрема, передбачати:

- а) прилади протиаварійного автоматичного захисту (ПАЗ);
- б) запобіжні пристрої тиску;
- в) своєчасний огляд апаратів (судин) та трубопроводів.

Захист працівників від впливу небезпечних та шкідливих виробничих факторів повинен здійснюватися також на основі виконання вимог пожежної безпеки, будівельних та санітарних норм щодо розміщення обладнання та влаштування систем, приміщень, вимог безпеки при монтажі та ремонті.

Для захисту працівників, зайнятих експлуатацією холодильних установок, від знижених температур та підвищеної рухливості повітря в холодильних камерах та на зовнішніх (відкритих) майданчиках слід передбачати для них спецодяг та спецвзуття відповідно до чинних нормативів.

Охорона навколишнього природного середовища забезпечується ретельною герметизацією холодильних систем, недопущенням викидів холодоагентів при ремонтах, оглядах, демонтажі обладнання та трубопроводів, контролем за недопущенням витоків холодоагентів під час вироблення холоду відповідно до інструкцій організацій-виробників холодильних установок.

Експлуатація аміачної холодильної установки повинна здійснюватися відповідно до технологічного регламенту. Технологічний регламент розробляється проектною організацією-розробником проекту, науково-дослідною організацією або організацією, що експлуатує холодильну установку, за погодженням з проектною організацією-розробником проекту.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		59

В аміачній холодильній установці повинні бути передбачені апарати, що запобігають попаданню крапель рідкого аміаку у всмоктувальну порожнину компресорів.

Блок випарника для охолодження холодоносія повинен включати пристрій для відділення крапель рідини з парорідкісної аміачної суміші і повернення відокремленої рідини у випарник.

На постійному робочому місці обслуговування холодильної установки (установок) має бути експлуатаційний журнал, затверджений у цій організації форми.

Монтаж холодильного обладнання та трубопроводів повинен проводитися з дотриманням вимог СНиП III-4-80 "Техніка безпеки у будівництві", "Типової інструкції з організації безпечного проведення вогневих робіт на вибухонебезпечних та вибухопожежонебезпечних об'єктах", "Правил пожежної безпеки при проведенні зварювальних та інших вогневих робіт на об'єктах народного господарства.

Допуск робітників до монтажу холодильного обладнання без вступного інструктажу з техніки безпеки та інструктажу на робочому місці категорично забороняється.

При виробництві зварювальних робіт та різанні матеріалів повинні бути виконані відповідні вимоги: ГОСТ 12.2.007.8-75 "ССБТ. Пристрої електрозварювальні та для плазмової обробки. Вимоги безпеки", ГОСТ 12.3.003-86 "ССБТ. Роботи електрозварювальні. Вимоги безпеки" Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів", ГОСТ 12.2.008-75 "ССБТ. Обладнання та апаратура для газополум'яної обробки металів та термічного напилення покриттів. Вимоги безпеки".

До зварювання аміачних трубопроводів повинні допускатися зварювальники, які мають посвідчення про атестацію відповідно до "Правил атестації зварювальників", затверджених Держгіртехнаглядом.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						60
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

При виконанні зварювальних робіт на апаратах (судинах) слід керуватися ТУ на виготовлення судин та "Правилами влаштування та безпечної експлуатації судин, що працюють під тиском". При виборі електродів необхідно керуватися чинними нормативами.

Забороняється проводити будь-які роботи на устаткуванні або його деталях (або під ними) в той час, коли вони знаходяться в піднесеному положенні та підтримуються лебідками, домкратами та іншими підйомними механізмами.

Приєднання нагнітальних труб до магістралей повинно проводитися із загином труб у процесі руху парів аміаку. При монтажі забороняється допускати "мішки" на всмоктувальних та нагнітальних трубопроводах.

Фланцеві, зварні та інші з'єднання аміачних трубопроводів не повинні розміщуватись у стінах, перекриттях та незручних для ремонту місцях.

Запірну арматуру слід встановлювати за напрямом руху аміаку з надходженням його під клапан.

Для електромагнітних вентилів і вентилів з приводом напрямом руху аміаку повинен відповідати зазначеному в інструкції заводу-виробнику.

Заповнення системи аміаком після монтажу установки дозволяється проводити тільки за наявності актів про продування та випробування системи на міцність та щільність (включаючи вакуумування).

Забороняється виконання робіт із монтажу холодильної установки без затвердженого проекту. Не допускається виконання монтажних робіт із відступом від проекту без погодження з проектною організацією.

Зварювальні роботи на трубопроводах діючих холодильних установок дозволяється проводити тільки на відключених та звільнених від аміаку (з продуванням повітрям) апаратах та ділянках трубопроводів за погодженням з представником пожежного нагляду та за наявності письмового допуску. При цьому повинні бути вжиті заходи для запобігання ушкодженню всіх суміжних апаратів: роз'єднання фланців, постановка заглушок, що

					XM 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		61

відокремлюють апарати, пломбування вентилів у закритому стані. Ці роботи слід виконувати при відкритих вікнах та дверях або при безперервній роботі аварійної вентиляції.

При монтажі трубопроводів слід застосовувати штамповані переходи. Використання зварених пелюсткових переходів забороняється. Допускається застосування переходів з одним поздовжнім швом.

Пристосування, призначені для забезпечення зручності монтажних робіт та безпеки працюючих (сходи, драбини, ліси, підмости та ін.), повинні задовольняти вимоги ГОСТ 12.2.012-75 "ССБТ. Пристосування щодо забезпечення безпечного виконання робіт. Загальні вимоги".

При розміщенні холодильних установок у технологічних цехах з підвищеною вологістю ступінь захисту електрообладнання прийматиме за ГОСТ 14254-80 "Вироби електротехнічні. Оболонки. Ступінь захисту. Позначення. Методи випробувань".

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		62

3.2. Експлуатація холодильного обладнання

Роботи з технічного обслуговування холодильних установок, регулювання та усунення несправностей повинні виконуватись з дотриманням Посібника з експлуатації (РЕ) холодильного обладнання заводу-виробника, а також ПТЕ та ПТБ.

Планові огляди та ревізії холодильних установок повинні проводитись відповідно до затвердженого графіка, складеного з урахуванням рекомендацій РЕ та умов експлуатації кожної установки.

Проходи поблизу машин та апаратів повинні бути завжди вільні, а підлога проходів – у справному стані.

Доступ до частин машини, що рухаються, дозволяється тільки після повної зупинки та вжиття всіх заходів проти пуску машин сторонніми особами.

Забороняється експлуатація холодильної установки із несправними приладами захисної автоматики.

Куріння та користування відкритим полум'ям у машинних відділеннях (а також в інших приміщеннях, де встановлене холодильне обладнання) забороняється.

Пуск холодильної установки після її зупинки на тривалий час (понад 24 години) може бути здійснений тільки після перевірки справності установки та з дозволу особи, відповідальної за безпечну експлуатацію.

Експлуатація холодильної установки має бути відображена у добовому журналі її роботи.

При обслуговуванні холодильної установки повинен проводитись візуальний огляд обладнання, перевірка його герметичності, очищення поверхні обладнання від бруду та пилу. Усі помічені дефекти повинні заноситись до журналу із зазначенням заходів щодо їх усунення.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						63
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

Для виявлення місця витіку хладону дозволяється користуватися галоїдними та іншими течешукачами, мильною піною, полімерними індикаторами герметичності. Наявність слідів олії в роз'ємних з'єднаннях, бульбашок при обмилуванні зварних з'єднань, зміна кольору полум'я вказують на витік хладону.

При виявленні витіку хладону компресор необхідно зупинити, перекрити запірною арматурою пошкоджену ділянку, увімкнути витяжну вентиляцію і, відкривши вікна та двері, негайно усунути витік.

Розкривати компресори, апарати та трубопроводи дозволяється лише після того, як тиск хладону буде знижений до атмосферного та залишається постійним протягом 20 хв.

Забороняється розкривати апарати з температурою стін менше 35°C.

Концентрація розсолу, що проходить усередині труб випарників, повинна бути такою, щоб температура замерзання розсолу була на 8°C нижче температури кипіння хладону за робочих умов.

Температура води, що охолоджує, на виході з сорочок циліндрів компресора не повинна бути більше 45°C.

Механічна очистка від водяного каменю трубок кожухотрубних апаратів (конденсаторів та випарників з міжтрубним кипінням) повинна проводитися тільки після звільнення їх від хладону під безпосереднім наглядом особи, відповідальної за безпечну експлуатацію установки.

Застосування зварювання та паяння при ремонті фреонових машин, апаратів та трубопроводів на діючих установках повинно проводитись під наглядом старшого технічного персоналу та наявності письмового дозволу особи, відповідальної на підприємстві за справний стан, правильну та безпечну експлуатацію холодильних установок.

Перед зварюванням або паянням слід видалити хладон із апаратів та трубопроводів. Зварювання та паяння повинні проводитися відповідно до

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		64

"Правил пожежної безпеки при проведенні зварювальних та інших вогневих робіт на об'єктах народного господарства" та ГОСТ 12.3.003-86 "Роботи електрозварювальні. Вимоги безпеки".

У разі перерви в роботі установки в зимовий час, при небезпеці замерзання води, остання повинна бути видалена з усіх машин та апаратів з водяним охолодженням, а також із водяних магістралей.

Забороняється додавання до хладонів або їх сумішей інших додаткових холодоагентів без погодження з заводами-виробниками фреонових холодильних машин або агрегатів.

Фреон 12 повинен відповідати вимогам ГОСТ 192122-73, фреон 22 – вимогам ГОСТ 8502-73, фреон 502 – вимогам ТУ 6-02-2-533-78.

Таблиця 3.1. Властивості фреонів

Позначення	Назва	Хімічна формула	Молекулярна маса	Температура, °С		Гранично-допустима концентрація (ГДК), мг/м ³
				випаровування при 760мм рт.	замерзання	
R12	Дифтордихлорметан	CF ₂ Cl ₂	120,92	-29,8	-155,0	3000
R13	Трифтормонохлорметан	CF ₃ Cl	104,47	-81,5	-180,0	3000
R13B1	Трифтормонобромметан	CF ₃ Br	148,90	-58,7	-143,2	1000
R21	Монофтордихлорметан	CHFCl ₂	102,92	8,90	-135,0	200
R22	Дифтормонохлорметан	CHF ₂ Cl	86,48	-40,8	-160,0	3000
R115	Пентафтормонохлоретан	CF ₂ Cl-CF ₃	154,48	-38,0	-106,0	3000
R142	Дифтормонохлоретан	CH ₃ -CF ₂ Cl	100,48	-9,2	-130,8	3000
R502	R22(48,8%)+R115(51,2%)	CHF ₂ Cl+ +CF ₂ Cl-	111,6	-45,6		3000

Мастильні олії повинні застосовуватися відповідно до інструкцій заводів-виробників холодильних компресорів та відповідати вимогам ГОСТ 5546-66 або відповідним технічним умовам.

Складовою частиною ХУ є компресорна установка. Основні небезпечні та шкідливі фактори компресорної установки:

- обертів частини;
- дія предметів, що розлітаються внаслідок вибуху, або від значних статичних та динамічних навантажень (тиск газу чи повітря, статичні та циклічні навантаження, вібрація);
- підвищена температура поверхні компресора та трубопроводів;
- віброшумовий вплив на працюючих;
- порушення чистоти повітря робочої зони (за наявності витоків газу та викиду відпрацьованих газів приводом);
- електромагнітний вплив на працюючих;
- підвищене значення напруги в електромережі, коротке замикання, при якому електричний струм проходить через тіло людини;
- підвищена рухливість повітря;
- гострі кромки на поверхні деталей та інструменту.

Під час роботи компресорної установки слід контролювати:

- температуру стисненого газу після холодильників;
- безперервність надходження в компресори та холодильники охолоджувальної води;
- температуру охолоджувальної води, що надходить та виходить із системи охолодження по точках;
- тиск та температуру олії в системі мастила;
- величину струму статора, а при синхронному електроприводі – струму ротора електродвигуна;
- правильність дії лубрикаторів та рівень олії в них.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						66
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

Застосування відкритого вогню у приміщенні з ХУ не допускається. Виробництво монтажних та ремонтних робіт із застосуванням відкритого вогню та електрозварювання у приміщенні ХУ, провадиться відповідно до вимог нормативно-технічної документації на проведення цих робіт.

Повітропроводи та газопроводи слід укладати з ухилом 0,005 у бік лінійних водовідділювачів. Слід виключати утворення застійних зон та ділянок, де можуть накопичуватися конденсат чи олія.

На окремих ділянках трубопроводів, де можливе скупчення води та олії, слід встановлювати лінійні водовідділювачі з автоматичним або ручним продуванням, доступні для обслуговування.

Вібрація

Вібрація виникає за наявності неврівноваженої силової взаємодії між деталями обладнання:

- неврівноважені обертові маси агрегату (кривошипно-шатунний механізм поршневого компресора);
- удари деталей (зубчасті зачеплення, підшипникові вузли);
- дефекти та розбобтаності з'єднань окремих частин машини.

Віробезпека повинна забезпечуватися:

- дотриманням правил та умов експлуатації;
- підтримкою належного технічного стану машини;
- своєчасним проведенням планово-попереджувальних ремонтів;
- застосування засобів індивідуального захисту від вібрацій.

Вимоги регламентуються ГОСТ 12.1.012-90 "Система стандартів безпеки праці. Вібраційна безпека. Загальні вимоги".

Найбільш дієвим засобом захисту людини від вібрації є усунення безпосередньо його контакту з обладнанням, що вібрує.

У комплексі заходів важлива роль відводиться розробці та впровадженню науково обґрунтованих режимів праці та відпочинку.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						67
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

Наприклад, сумарний час контакту з вібрацією не повинен перевищувати 2/3 тривалості робочої зміни; рекомендується встановлювати 2 регламентовані перерви для активного відпочинку, проведення фізіопрофілактичних процедур, виробничої гімнастики за спеціальним комплексом.

З метою профілактики несприятливого впливу локальної та загальної вібрації, працюючі повинні використовувати засоби індивідуального захисту: рукавиці або рукавички (ГОСТ 12.4.002-74 "ССБТ. Засоби індивідуального захисту рук від вібрації. Загальні технічні вимоги"); спецвзуття (ГОСТ 12.4.024-76 "ССБТ. Взуття спеціальне віброзахисне. Загальні технічні вимоги").

При підвищенні частот коливань понад 0,7 Гц можливі резонансні коливання органів людини. Резонанс людського тіла окремих органів настає під впливом зовнішніх сил при збігу власних частот коливання внутрішніх органів з частотою зовнішніх коливань.

Область резонансу для голови в положенні сидячи при вертикальних вібраціях, розташована в зоні між 20...30 Гц, горизонтальних 1,5...2,0 Гц.

Шум

Основні заходи боротьби з шумом - це технічні заходи, які проводяться за трьома головними напрямками:

- 1) усунення причин виникнення шуму чи зниження їх у джерелі;
- 2) ослаблення шуму шляхах передачі;
- 3) безпосередній захист працюючих.

Найбільш ефективним засобом зниження шуму є заміна галасливих технологічних операцій на малошумні або повністю безшумні, проте цей шлях боротьби не завжди можливий, тому велике значення має його зниження в джерелі. Зниження шуму в джерелі досягається шляхом удосконалення конструкції або схеми тієї частини обладнання, яка виробляє шум, використання в конструкції матеріалів зі зниженими акустичними

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						68
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

властивостями, обладнання на джерелі шуму додаткового звукоізолюючого пристрою або огорожі, розташованого наскільки можна ближче до джерела. Одним із найпростіших технічних засобів боротьби з шумом на шляхах передачі є звукоізолюючий кожух, який може закривати окремий шумний вузол машини.

Значний ефект зниження шуму від обладнання дає застосування акустичних екранів, що захищають шумний механізм від робочого місця або зони обслуговування машини.

Застосування звукопоглинаючих облицювань для обробки стелі та стін шумних приміщень призводить до зміни спектру шуму у бік нижчих частот, що навіть за відносно невеликого зниження рівня суттєво покращує умови праці.

Враховуючи, що за допомогою технічних засобів нині не завжди вдається вирішити проблему зниження рівня шуму, велика увага повинна приділятися застосуванню засобів індивідуального захисту (антифони, заглушки та ін.). Ефективність засобів індивідуального захисту може бути забезпечена їх правильним підбором залежно від рівнів та спектру шуму, а також контролю за умовами їх експлуатації.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						69
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

Вибухонебезпека

Джерелами виникнення вибуху може бути: недоброякісне мастило, гідропневмоудари, знаходження агрегату в зоні пожежі та вибухонебезпечних матеріалів.

Вибухобезпека має бути забезпечена вибухопередженням та вибухозахисною, а також організаційно-технічними заходами.

Джерелом ініціювання вибуху є:

- відкрите полум'я, гарячі та розпечені тіла;
- електричні розряди;
- теплові прояви хімічних реакцій та механічних впливів;
- іскри від удару та тертя;
- ударні хвилі;
- електромагнітні та інші випромінювання.

Запобігання утворенню вибухонебезпечного середовища та забезпечення у повітрі виробничих приміщень, гірничих виробок тощо вмісту вибухонебезпечних речовин, що не перевищує нижньої концентраційної межі займання з урахуванням коефіцієнта безпеки, має бути досягнуто:

- застосуванням герметичного виробничого обладнання;
- застосуванням робочої та аварійної вентиляції;
- відведенням, видаленням вибухонебезпечного середовища та речовин, здатних призвести до його підривання;
- контролем складу повітряного середовища та відкладень вибухонебезпечного пилу.

Запобігання утворенню вибухонебезпечного середовища всередині технологічного обладнання має бути забезпечене:

- герметизацією технологічного устаткування;
- підтримкою складу та параметрів середовища поза областю та займання;

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		70

- застосуванням інгібуючих (хімічно активних) і флегматизуючих (інертних) речовин;
- конструктивними та технологічними рішеннями, прийнятими при проектуванні виробничого обладнання та процесів.

3.3. Визначення надлишкового тиску під час вибуху ємності з пропаном

Пропан C_3H_8 – органічна речовина класу алканів. Міститься в природному газі, утворюється при крекінгу нафтопродуктів, при поділі попутного нафтового газу, жирного природного газу, як побічна продукція при різних хімічних реакціях. Як представник вуглеводневих газів пожежо- та вибухонебезпечний, малотоксичний, не має запаху, має слабкі наркотичні властивості.

Безбарвний газ без запаху. Дуже малорозчинний у воді. Точка кипіння $-42,1$ °С. Крапка замерзання -188 °С. Утворює з повітрям вибухонебезпечні суміші при концентрації парів від 21 до 95%. Температура самозаймання пропану повітря при тиску 0,1 МПа (760 мм рт. ст.) становить 466 °З. Критична температура пропану $T_{кр} = 370$ К, критичний тиск $P_{кр} = 4,27$ МПа, критичний питомий об'єм $V_{кр} = 0,0444$ м³/кг. Щільність стисненого та зрідженого пропану при 298 К – 0,493 кг/л.

Щільність рідкої фази = 510 кг/м³.

Щільність газової фази за нормальних умов = 2,019 кг/м³.

Щільність газової фази за температури при 15°С = 1,900 кг/м³.

Питома теплота згоряння = 48 МДж/кг.

Найбільша кількість газу, що в суміші з повітрям або киснем дає вибухову суміш, називається верхньою межею вибуховості.

Межа вибуховості пропану з повітрям:

нижній – 1,5%;

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						71
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

верхній – 9%.

Межа вибуховості з киснем:

нижній – 1,3%;

верхній – 55%.

Визначимо надлишковий тиск, який очікується в районі механічного цеху при вибуху ємності, в якій знаходиться 100 т пропану.

Відстань від місткості до цеху 300 м.

Визначимо радіус зони детонаційної хвилі (зони I)

$$r_I = 17,5 \cdot \sqrt[3]{Q} = 17,5 \cdot \sqrt[3]{100} \approx 80 \text{ м.}$$

Обчислимо радіус зони дії продуктів вибуху (зони II)

$$r_{II} = 1,7 \cdot r_I = 1,7 \cdot 80 = 136 \text{ м.}$$

Порівнюючи відстані від центру вибуху до цеху (300 м) із знайденими радіусами зони I (80 м) та зони II (136 м), робимо висновок, що цех знаходиться за межами цих зон і, отже, може опинитися в зоні повітряної ударної хвилі (зони III). Далі знаходимо надлишковий тиск на відстані 300 м, використовуючи розрахункові формули для зони III та приймаючи $r^{III} = 300$ м-коду.

Для цього визначимо відносну величину ψ :

$$\psi = 0,24 \cdot \frac{r_{III}}{r_I} = 0,24 \cdot \frac{300}{80} = 0,9.$$

Так як $\psi < 2$, то

$$\Delta P_{III} = \frac{700}{3 \cdot (\sqrt{1 + 29,8 \cdot \psi^3} - 1)} = \frac{700}{3 \cdot (\sqrt{1 + 29,8 \cdot 0,9^3} - 1)} \approx 60 \text{ кПа.}$$

Висновок: під час вибуху ємності зі 100 т зрідженого пропану цех виявиться під впливом повітряної ударної хвилі з надлишковим тиском близько 60 кПа.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		72

ВИСНОВКИ

Гвинтові компресори стали активно впроваджуватись на виробництва порівняно недавно, замінивши на підприємствах застарілі шумні та енергоємні поршневі установки. У статті розглянемо особливості функціонування цього типу конструкції.

У робочій камері гвинтового компресора зазвичай розташовуються два гвинтові елементи, ведучий і ведений, в процесі обертання ці деталі захоплюють повітря на вході і, поступово проштовхуючи його далі до виходу, стискають в просторі, що зменшується між зубами. Велику роль підвищенні ефективності роботи даного обладнання грає профіль гвинтової пари, тому гвинти у кожного виробника є головним об'єктом застосування інженерної думки, їх форма ретельно відточується, тестується, після чого патентується як новий винахід.

Які переваги гвинтових компресорів у порівнянні з поршневими установками?

1. Невелика площа поверхонь, що стикаються, знижує тертя у гвинтовому блоці. Менший коефіцієнт тертя, а також відсутність необхідності перетворення обертального руху двигуна на зворотнопоступальний рух поршнів істотно підвищують ККД компресора.

2. Гвинтовий блок забезпечує плавне зниження швидкості обертання, в результаті чого кількість стисненого повітря, що виробляється, зменшується без виникнення в системі стрибків тиску, які характерні для поршневих установок у разі уповільнення руху поршня. Крім підвищення ефективності роботи пневматичного обладнання, цей ефект дозволяє знизити обсяг ресивера.

3. Гвинтова технологія передбачає набагато меншу витрату мастила, як правило, у різних виробників вона становить від 1 до 3 мг олії на кубометр повітря. Це дозволяє говорити про те, що повітря після гвинтового компресора чистіше, ніж після поршневого та підходить для більш вимогливих споживачів.

4. Більшість сучасних гвинтових компресорів оснащені спеціальними системами автоматизації, що дозволяють підтримувати задані режими роботи без участі оператора, а також дають змогу об'єднувати кілька агрегатів у єдину мережу, підвищуючи ефективність використання ресурсів.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						73
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

5. У процесі стиснення у гвинтовому компресорі повітря набагато менше нагрівається, отже необхідно менше зусиль для приведення його до нормальної температури.

6. Більшість гвинтових компресорів потужністю до 250 кВт мають повітряну систему охолодження, що звільняє підприємство від необхідності вирішувати питання щодо підведення та утилізації технологічної води, що циркулює в системі водяного охолодження, або встановлення обладнання для оборотного водопостачання (градирні).

7. З впровадженням гвинтових компресорів підприємства отримують можливість децентралізації компресорних станцій, оскільки таке обладнання має менші габарити, невисокий рівень шуму, низькі вібрації та не потребує спеціального фундаменту.

Недоліки гвинтових компресорів

1. Більш складна конструкція та ціна виробництва, ніж у поршневих агрегатів. Запчастини для гвинтових компресорів також коштують дорожче.

2. Система повітряного охолодження передбачає необхідність відведення гарячого повітря після його виходу із системи охолодження. Звичайно, підприємство отримує можливість використовувати побічне тепло для опалення, проте це теж потребує певних витрат на відповідне оснащення системи.

3. Гвинтові агрегати не можна використовувати для роботи з агресивними газами. Крім того, гвинтовий блок піддається підвищеному зносу, якщо компресор використовується в приміщенні з підвищеною запиленістю.

4. Гвинтові компресори вимагають постійної та ефективної роботи системи олійного відділення. Деякі моделі компресорів при підвищенні витрати повітря, що тягне за собою зниження тиску в системі, починають пропускати в пневмомережі більше масла, ніж зазначено виробником.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
						74
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Курсове проектування деталей машин/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, І. М. Чернин.– М.: Машинобудування, 1987.– 416 с.
2. Ривкін С.Л., Александров А.А. Термодинамічні властивості води і водяного пару. Довідник.– М.:, 1984.– 80 с.
3. Курсове проектування по технології машинобудування. Метод. Вказівки / Склад. Ю. Е. Хрящев. Яросл. політехн. ін-т. – Ярославль, 1991. – 48 с.
4. Курсове проектування по технології машинобудування: Учбовий посібник для вузів. – 5-е видання, стереотипне. Перепечатка з четвертого видання 1983 г. – М.: ООО ІД «Альянс», 2007. – 256 с.
5. Технологія машинобудування (спеціальна частина): Підручник для машинобудівельних спеціальностей вузів /А. А. Гуєєв, Е. Р. Ковальчук та ін. – М.: Машинобудування, 1986. – 480 с.: іл.
6. Довідник технолога-машинобудівельника. В 2-х т. С74 Т. 2/Під ред. А. Г. Косилової і Р. К. Мещерякова. – 4-е вид., перероб. і доп. – М.: Машинобудування, 1986. 496 с., іл.

					ХМ 06.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арку	№ докум.	Підп.	Дата		75

Додаток А

Малюнок – Гвинтовий компресор

