

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНЄЄВ

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми
«Опалення, вентиляція, кондиціонування повітря та штучний холод»
на тему: «Розроблення кожухотрубчастого випарника фреонової
холодильної машини»

Здобувача групи ХК-01-2 Сенгера Андрія Андрійовича

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень.
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на
відповідне джерело.

_____ Андрій СЕНГЕР

Керівник завідувач кафедри ТТФ, доц., к.т.н., Сергій ВАНЄЄВ_____

ЗМІСТ

	ВСТУП.....	3
1.	1. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК.....	9
2.	2. ГІДРОМЕХАНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК.....	13
3.	3. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ.....	15
3.1.	3.1 Розрахунок обичайки.....	15
3.2.	3.2 Розрахунок еліптичного днища.....	16
3.3.	3.3 Визначення типу конструкції кожуха теплообмінного апарату.....	16
3.4.	3.4 Розрахунок фланцевого з'єднання кришки.....	18
3.5.	3.5 Розрахунок трубної решітки.....	23
4.	4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	25
	4.1 Загальні вимоги.....	25
	4.2 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів при роботі холодильної установки.....	25
	4.3 Вимоги до контрольно-вимірювальних приладів, запобіжних пристроїв і арматури.....	27
	4.4 Захисні засоби засобі поразки холодоагентами і правила користування ними.....	29
	ВИСНОВКИ.....	30
	СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	34

					<i>Б142 05.00.00.00 ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Розроблення кожухотрубчастого випарника фреонової холодильної машини	<i>Лім.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Розроб.</i>		<i>Сенгер</i>						
<i>Перев.</i>		<i>Ванєєв</i>					2	34
<i>Реценз.</i>						<i>СумДУ, гр. ХК-01-2</i>		
<i>Н. контр.</i>		<i>Ванєєв</i>						
<i>Затв.</i>		<i>Ванєєв</i>						

ВСТУП

Всі апарати холодильних машин діляться на основні та допоміжні.

До основних апаратів відносяться апарати без яких не може бути реалізований цикл холодильної машини. Відповідно до основних апаратів відносяться випарник та конденсатор. А до допоміжних відносяться всі інші апарати, призначені для підвищення термодинамічної ефективності, безпеки та надійності холодильної машини. Призначення кожного допоміжного апарату буде розглянуто далі. До них відносяться: регенеративні теплообмінники; ресивери різного призначення; відділювачі рідини; повітровідділювачі; масловідділювачі; проміжні судини; маслозбірники тощо.

Призначення основних апаратів холодильної машини впливає з призначення холодильної машини. Випарник служить для передачі теплоти від об'єкта, що охолоджується, або холодоносія до холодоагенту. Відведення теплоти здійснюється внаслідок випаровування холодоагенту. Конденсатор відповідно необхідний для передачі теплоти від холодильного агента до навколишнього середовища за допомогою конденсації холодоагенту.

Вимоги до теплообмінних установок:

- а) низька вартість;
- б) низька металоємність;
- в) висока надійність;
- г) простота та зручність обслуговування;
- д) високе питоме теплотзнімання (питомий тепловий потік).
- е) низькі термодинамічні втрати у циклі холодильної машини.

Класифікація конденсаторів здійснюється за такими ознаками:

1) За видом охолоджуваного середовища:

- а) конденсатори із газовим охолодженням (як правило, повітряні);
- б) конденсатори з рідинним охолодженням (як правило, водяні);
- в) конденсатори з водоповітряним охолодженням (випарювальні та

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

Стінку випарника виготовляють із теплопровідних матеріалів, але тепловий опір стінки випарника (як і конденсатора) значно збільшується внаслідок різноманітних відкладень на поверхні. З боку холодильного агента поверхня може бути забруднена олією, з боку розсолу – продуктами корозії та відкладеннями самого розсолу, з боку повітря на охолодній поверхні випадає волога у вигляді води, інею, льоду. Для захисту від корозії зовнішню поверхню апарату

покривають фарбою, суриком, антикорозійним лаком. Багато видів покриттів та забруднень, маючи низький коефіцієнт теплопровідності, збільшують тепловий опір стінки та знижують інтенсивність теплопередачі апарату.

Фреонові кожухотрубні випарники, вітчизняні заводи випускають їх у вигляді окремих апаратів і (переважно) у складі комплексних випарно-регулюючих агрегатів. Виготовляють 11 моделей випарників із поверхнею від 11 до 1880 м². У цих випарниках застосовані мідні труби з накатними ребрами з відношенням поверхонь $\frac{F_n}{F_{вн}} \approx 3,5$.

Пучок ромбічний труб з кроком по горизонталі 27 мм і по вертикалі 23,4 мм.

Для фреону-134а за умов кондиціонування повітря може бути доцільним застосування гладких сталевих труб, оскільки коефіцієнт тепловіддачі фреону-134а на 20-30% вище, ніж фреону-134а.

Через вищу вартість мідних накатаних труб у порівнянні з гладкими сталевими при проектуванні фреонових випарників необхідно вибирати перепади температури тобто. більші, ніж у аміачних випарниках.

Рівень заповнення міжтрубного простору рідиною у випарниках фреонових поршневих холодильних машинах нижче, ніж у аміачних, оскільки при кипінні фреону відбувається спінювання рідини через наявність у ній розчиненої олії. Розмір оптимального рівня залежить від теплового навантаження або середньої різниці температур в апараті (при висоті рівня

близько 0,6 діаметра кожуха). В окремих конструкціях передбачено відведення з випарника вологої пари, рідка фаза якого містить деяку кількість олії.

Питоме навантаження (питома холодопродуктивність холодильної установки) для фреонових випарників з мідними накатаними трубами, віднесені до внутрішньої поверхні, при $t_0 = -10$ °С, швидкості руху розсолу $w_s = 1-5$ м/с складають, $q_F = 7000-9300$ Вт/м, при $t_0 = -25$ °С і $w_s = 1,5$ м/с значно $q_F = 4500$ Вт/м, при $w_s = 2,5$ м/с $q_F = 7000$ Вт/м.

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.

Випарники — це пристрої, що використовуються для перетворення рідини в пару за допомогою тепла. Вони широко застосовуються в різних галузях промисловості, таких як харчова, хімічна, фармацевтична та інші. Ось основні типи випарників:

1. Одноходові випарники:

- Простий дизайн, де рідина проходить через випарник тільки один раз.
- Використовується для простих процесів випарювання.

2. Багатоходові випарники:

- Мають декілька стадій випарювання, що дозволяє ефективніше використовувати тепло.
- Використовується для більш складних процесів, де потрібна висока ефективність.

3. Кожухотрубчасті випарники:

- Конструкція включає трубний пучок, через який проходить рідина, і кожух, через який подається теплоносій (пара або гаряча вода).
- Дуже ефективний для передачі тепла.
- Часто використовується в хімічній та нафтохімічній промисловості.

4. Плівкові випарники:

- Рідина розподіляється тонкою плівкою по нагрівальній поверхні, що забезпечує швидке випарювання.
- Використовується для обробки термочутливих матеріалів.

5. Циркуляційні випарники:

- Рідина циркулює в системі, що дозволяє краще контролювати процес випарювання.
- Підходить для обробки в'язких або кристалічних розчинів.

6. Випарники з примусовою циркуляцією:

- Включають насос, який забезпечує примусову циркуляцію рідини через випарник.
- Використовується для важких розчинів або тоді, коли природна циркуляція недостатня.

Кожухотрубчасті випарники.

Кожухотрубчастий випарник — це один з найпоширеніших типів випарників. Його основні характеристики:

- Конструкція:
 - Складається з зовнішнього кожуха та внутрішнього пучка труб.
 - Теплоносій проходить через кожух, нагріваючи трубки, через які протікає рідина, що випаровується.
- Переваги:
 - Висока ефективність теплопередачі.
 - Міцна конструкція, здатна витримувати високий тиск.
 - Можливість обробки великих об'ємів рідини.
- Недоліки:
 - Висока вартість виготовлення та обслуговування.
 - Складність конструкції може ускладнювати очищення та ремонт.
- Застосування:
 - Використовується в хімічній та нафтохімічній промисловості для обробки агресивних рідин.

- Застосовується в харчовій промисловості для концентрації соків та інших продуктів.

Принцип роботи кожухотрубчастого випарника

1. Подача рідини: Рідина подається в трубний пучок випарника.
2. Нагрівання: Теплоносій (зазвичай пара) подається в кожух і нагріває трубки з рідиною.
3. Випаровування: Рідина всередині трубок нагрівається і випаровується, перетворюючись на пару.
4. Конденсація: Пара відводиться з випарника і може бути конденсована для подальшого використання або відведена.

У даній роботі спроектовано випарник на наступні вихідні дані:

- холодопродуктивність $Q_0 = 50 \text{ кВт}$,
- температура кипіння холодильного агенту в випарнику $T_0 = 278\text{K}$.

1. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК

Холодопродуктивність 50 кВт, температура кипіння холодильного агента у випарнику $T_0 = 278 \text{ K}$. Тоді температура води на виході з випарника $T_{w2} = 283 \text{ K}$, температура води на вході у випарник $T_{w1} = 293 \text{ K}$.

Середньологарифмічна різниця температур:

$$\theta_m = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\ln \frac{T_{w1} - T_0}{T_{w2} - T_0}};$$

$$\theta_m = \frac{10}{\ln \frac{15}{5}} = 9,1 \text{ K}.$$

При $T_0 = 278 \text{ K}$ приймаємо температуру замерзання води:

$$T_{30m} = 0 - 10;$$

$$T_{30m} = 278 - 10 = 268.$$

Як теплоносій приймаємо воду $T_{30m} = 268$.

Властивості води за його середньої температури $T_s = 288 \text{ K}$:

$$\text{густина } \rho_w = 998,2 \text{ кг/м}^3$$

$$\text{питома теплоємність } C_s = 4,183 \text{ кДж/кг} \cdot \text{K},$$

коефіцієнти:

$$\text{теплопровідності } \lambda_s = 60 \text{ Вт/м} \cdot \text{K},$$

$$\text{кінематичної в'язкості } \nu_s = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$$\text{число Прандтля } Pr_j = 7,02.$$

Приймаємо основні розміри, що характеризують теплопередавальну поверхню випарника: труби сталеві цільнотягнуті гладкі, внутрішній діаметр $D_{\text{вн}} = 0,02 \text{ м}$, зовнішній діаметр $d_{\text{н}} = 0,025 \text{ м}$ література.

Попередньо задаємо швидкість води в трубах випарника

$$w = 0,6 \text{ м/с}.$$

Число труб в одному ході

$$n = \frac{4 \cdot Q_0}{w \cdot \pi \cdot d_{BK} \cdot C_S \cdot P_S \cdot \Delta T_S}$$

$$n = \frac{4 \cdot 50}{0.6 \cdot 3,14 \cdot (0.02)^2 \cdot 4.183 \cdot 998.2 \cdot 4} = 15.88$$

Приймаємо $n=15$ та уточнюємо швидкість води:

$$w = \frac{4 \cdot Q_0}{n \cdot \pi \cdot d_{en} \cdot C_S \cdot \rho_S \cdot \Delta T_S};$$

$$w = \frac{4 \cdot 50}{15 \cdot 3.14 \cdot (0.02)^2 \cdot 4.183 \cdot 998.2 \cdot 4} = 0.63$$

Число Рейнольдса:

$$Re_{жс} = \frac{w \cdot d_{en}}{\nu_S};$$

$$Re = \frac{0.63 \cdot 0.02}{1.006 \cdot 10^{-6}} = 12524 - \text{турбулентний режим.}$$

Число Нуссельта:

$$Nu_{жс} = 0,021 Re_{жс}^{0,8} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \cdot \varepsilon_l;$$

$$Nu_{жс} = 0,021 \cdot 11133^{0,8} \cdot 7,02^{0,43} \cdot 1 = 83,8.'$$

де $\varepsilon_l = 1$ - поправочний коефіцієнт.

Коефіцієнти тепловіддачі з боку води:

$$\alpha_{внГ} = \frac{Nu_{жс} \cdot \lambda_S}{d_{en}};$$

$$\alpha_{внГ} = \frac{83,8 \cdot 0,6}{0,02} = 2514 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

Визначаємо теплові потоки в апараті з боку води:

$$\alpha_{S, F_{en}} = \frac{Nu_{жс} \cdot \lambda_S}{d_{en}};$$

$$\alpha_{S, F_{en}} = \frac{83,8 \cdot 0,6}{0,02} = 2514 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}.'$$

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.

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

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

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

$\varepsilon_{np} = 1$ - коефіцієнт, що враховує вплив числа ряду труб за висотою пучка;

$\beta = F_n / F_{\text{BH}} = 3,8$ - коефіцієнт ребра.

Щільність теплового потоку в апараті визначається графічним рішенням системи рівнянь:

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

Будуємо графіки залежностей теплових потоків $q_{a, F_{\text{BH}}}$ и $q_{S, F_{\text{BH}}}$ від температури стінки $T_{\text{ст}}$.

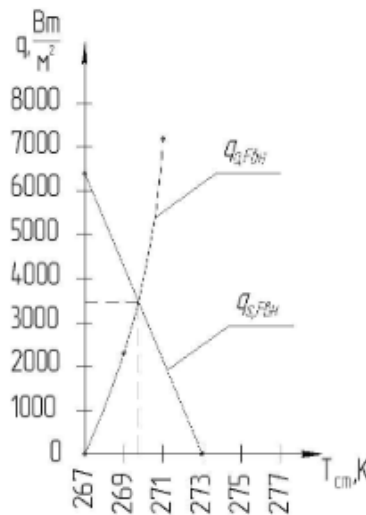


Рисунок 1.1 – Графіки залежностей теплових потоків $q_{a, F_{\text{BH}}}$ і $q_{S, F_{\text{BH}}}$ від температури стінки $T_{\text{ст}}$.

З графіка визначаємо: $q_{F_{\text{BH}}} = 10900 \text{ Вт} / \text{м}^2$,

Внутрішня поверхня теплообміну:

$$F_{BH} = \frac{Q_H}{q_{F_{BH}}};$$
$$F_{BH} = \frac{50 \cdot 10^3}{10900} = 4.58$$

Крок труб:

$$S = 1,3d_n;$$
$$S = 1,3 \cdot 0,025 = 0,0325 м.$$

Внутрішній діаметр апарату:

$$D_{вн} = m \cdot S;$$
$$D_{вн} = 19 \cdot 0,0325 = 0,625 м.$$

Довжина апарату:

$$l = k \cdot D_{вн};$$
$$l = 6 \cdot 0,293 = 1,76 м.$$

Приймаємо $l = 2 м$,

$z = 6$ - кількість ходів.

Загальна кількість труб у пучку:

$$n = \frac{F_{BH}}{\pi d_{BH} l};$$
$$n = \frac{159,2}{3,14 \cdot 0,02 \cdot 2} = 142.$$

2. ГІДРОМЕХАНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Гідравлічний опір апарату:

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

Сумарний гідравлічний опір тертя:

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

При турбулентному режимі:

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

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{0,02 \cdot 10^{-3}}{0,02} + \frac{68}{12524} \right)^{0,25} = 0,031$$

де $\Delta = 0,02 \text{ мм}$ - еквівалентна абсолютна шорсткість для нових чистих сталевих суцільнотягнутих труб.

Втрати тиску на тертя

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

$$\Delta p_{mp\Sigma} = 0,03 \cdot \frac{2 \cdot 6}{0,02} \cdot \frac{998,2 \cdot (0,63)^2}{2} = 3565 \text{ Па}$$

Сумарний місцевий гідравлічний опір:

$$\Delta p_{m\Sigma} = \zeta \cdot \frac{\rho_{1s} \cdot w^2}{2},$$

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 решітки на 180

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

$$\Delta p_{m\Sigma} = \zeta \cdot \frac{\rho_{1s} \cdot w^2}{2};$$

$$\Delta p_{m\Sigma} = 33,5 \cdot \frac{998,2 \cdot (0,63)^2}{2} = 6636 \text{ Па}$$

Тоді сумарний гідравлічний опір апарату:

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

$$\Delta p = 3565 + 6636 = 10201 \text{ Па}$$

3. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

3.1. Розрахунок обічайки

Обічайка виготовляється з листової сталі, зварена, поздовжній стиковий шов двосторонній, виконаний ручним електродуговим зварюванням. Коефіцієнт міцності зварного з'єднання $\varphi = 0,9$.

Допустима напруга:

нормативне для сталі ВСтЗсп $\sigma^* = 140 \text{ МПа}$

$$\text{для робочого стану } [\sigma] = \eta_3 \cdot \eta \cdot \sigma^* ;$$
$$[\sigma] = 1 \cdot 1 \cdot 140 = 140 \text{ МПа.}$$

$$\text{при гідравлічних випробуваннях } [\sigma]_u = \frac{\sigma_{T20}}{1,1} ;$$
$$[\sigma]_u = \frac{210}{1,1} = 191 \text{ МПа.}$$

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

Виконавча товщина δ стінки обічайки:

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

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

Де $\sum c = 0,0037$ - сума всіх надбавок товщини обічайки.

Допустимий тиск у робочому стані:

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

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

Допустимий тиск при гідравлічному випробуванні:

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

$$[p]_{н.г} = 2 \cdot 0,9 \cdot 191 \cdot \frac{0,01 - 0,0037}{0,625 + 0,01 - 0,0037} = 2,45 \text{ МПа} > p_{np} = 2,4 \text{ МПа.}$$

3.2. Розрахунок еліптичного днища

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

У днищі є два отвори діаметром $d = 50 \text{ мм}$ для входу та виходу води.

Коефіцієнт ослаблення днища отворами:

$$\varphi_0 = \frac{D_{\text{вн}} - 2 \cdot d}{D_{\text{вн}}};$$
$$\varphi_0 = \frac{625 - 2 \cdot 50}{625} = 0,89.$$

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

Допустимий тиск у камері в робочому стані:

$$[p]_{\text{д}} = 2 \cdot \varphi_0 \cdot [\sigma] \frac{\delta_{\text{дн}} - \sum c}{D_{\text{вн}} + 0,5(\delta_{\text{дн}} - \sum c)};$$
$$[p]_{\text{д}} = 2 \cdot 0,89 \cdot 140 \cdot \frac{0,01 - 0,0037}{0,625 + 0,5(0,01 - 0,0037)} = 0,64 \text{ МПа}.$$

що більше $P_{\text{р. дн}} = 0,6 \text{ МПа}$.

Допустимий тиск при гідравлічному випробуванні:

$$[p]_{\text{н.г}} = 2 \cdot \varphi_0 \cdot [\sigma]_{\text{н}} \frac{\delta_{\text{дн}} - \sum c}{D_{\text{вн}} + 0,5(\delta_{\text{дн}} - \sum c)};$$
$$[p]_{\text{н.г}} = 2 \cdot 0,89 \cdot 191 \cdot \frac{0,01 - 0,0037}{0,9 + 0,5(0,01 - 0,0037)} = 0,87 \text{ МПа}$$

3.3. Визначення типу конструкції кожуха теплообмінного апарату

Відповідно до ОСТ 26-1185-81 передбачаються конструкції теплообмінних апаратів з нерухомими трубними ґратами, компенсаторами, рухомою головкою, в якій закріплена одна з ґрат. Найбільш простий є жорстка конструкція кожуха апарату з нерухомими трубними решітками.

Можливість такої конструкції слід підтвердити розрахунком.

Площа поперечного перерізу обичайки кожуха при товщині стінки $\delta = 0,01 \text{ м}$

$$F_k = \pi \cdot (D_{\text{вн}} + \delta) \cdot \delta;$$
$$F_k = 3,14 \cdot (0,9 + 0,01) \cdot 0,01 = 17,07 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Площа поперечного перерізу труб при товщині стінки $\delta_m = 0,0025_m$ та числі труб $n=478$:

$$F_T = \pi \cdot (d_n + \delta_m) \cdot \delta_m \cdot n;$$

$$F_T = 3,14 \cdot (0,02 + 0,0025) \cdot 0,0025 \cdot 478 = 5,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

При жорсткому з'єднанні кожуха з трубами (за допомогою трубних ґрат) сила їхньої взаємодії внаслідок температурних деформацій складе:

$$P_t = \frac{\alpha_n \cdot (T_k - 293) - \alpha_T \cdot (T_T - 293)}{\frac{1}{E_k F_k} + \frac{1}{E_T F_T}};$$

$$P_t = \frac{11,95 \cdot 10^{-6} \cdot (298 - 293) - 11,95 \cdot 10^{-6} \cdot (293 - 293)}{\frac{1}{1,99 \cdot 10^5 \cdot 17,07 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{1,99 \cdot 10^5 \cdot 5,3 \cdot 10^{-3}}} = 0,153 \text{ МН}.$$

Де $\alpha_n = \alpha_T = 11,95 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ - коефіцієнт лінійного розширення сталі ВСт3,

$$E_k = E_T = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа} - \text{модуль поздовжньої пружності для сталі}$$

ВСт3.

Сила, що розтягує в основному напрямку обичайку кожуха та труби від дії тиску в міжтрубному просторі p_p та в камерах (трубному просторі) $p_{тр}$:

$$p = 0,785 \cdot \left[D_{вн}^2 \cdot (p_p - p_{тр}) - n \cdot (d_H \cdot p_p - d_{вн} \cdot p_{тр}) \right];$$

$$p = 0,785 \cdot \left[0,625^2 \cdot (1,8 - 0,9) - 478 \cdot (0,025^2 \cdot 1,8 - 0,02^2 \cdot 0,9) \right] = 0,62 \text{ МН}$$

Сумарна напруга розтягування кожуха при повномірній товщині стін обичайки та труб:

$$\sigma_k = \frac{P_t}{F_k} + \frac{P \cdot E_k}{E_k \cdot F_k + E_T \cdot F_T};$$

$$\sigma_k = \frac{0,153}{0,01707} + \frac{0,62 \cdot 1,99 \cdot 10^5}{1,99 \cdot 10^5 \cdot (0,01701 + 0,0053)} = 37 \text{ МПа} < [\sigma] = 140 \text{ МПа}$$

що свідчить про можливість прийняття жорсткої конструкції кожуха.

Повинна виконуватися ще одна умова, а саме: за відсутності тиску в міжтрубному та трубному просторі, але при робочих температурах стінок обичайки та труб:

$$\sigma'_T = \frac{P_t}{F_T} = \frac{153 \cdot 10^{-3}}{5,3 \cdot 10^{-3}};$$

$$\sigma'_T = 28,87 \text{ МПа} < [\sigma]_T / 1,1 = \frac{210}{1,1} = 191 \text{ МПа}$$

Таким чином, результати розрахунків показали, що жорстка конструкція кожуха випарника з нерухомими решітками труб виправдана.

3.4. Розрахунок фланцевого з'єднання кришки.

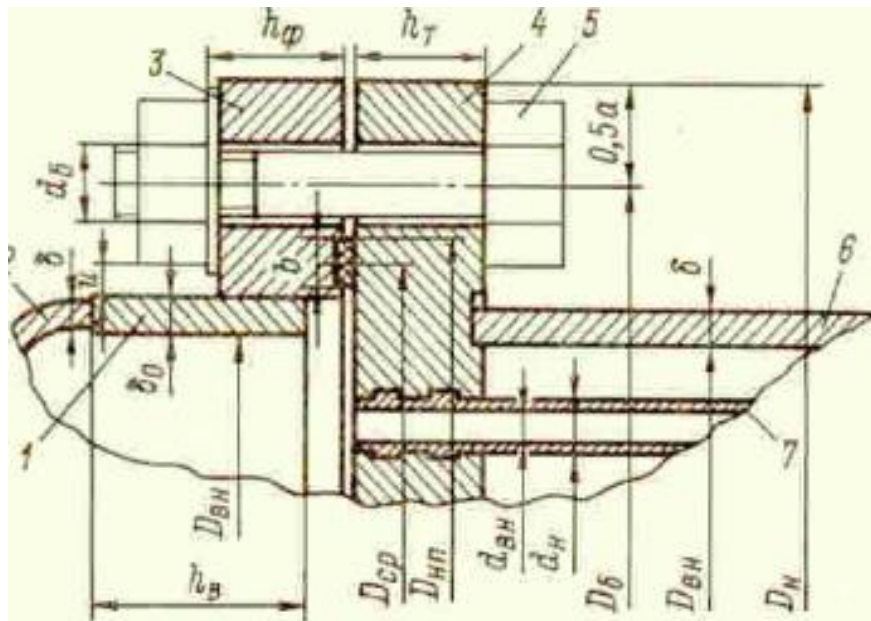


Рис.3.1. - Фланцеве з'єднання: 1-втулка фланця; 2-днище кришки; 3-плоский приварний фланець кришки; 4-трубні ґрати; 5-болт; 6-обічайка; 7-теплообмінна труба.

Встановимо конструктивні розміри фланця (рис. 3.1). Товщину δ_0 втулки фланця виберемо з $\delta \leq \delta_0 \leq 1,3\delta$. При $\delta = 10 \text{ мм}$ $\delta_0 = 11,5 \text{ мм}$.

Висота втулки фланця:

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

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

Прийmemo $h_e = 50 \text{ мм}$

Діаметр кола розміщення болтів:

Де $d_б = 24 \text{ мм}$ – номінальний (зовнішній) діаметр болта;

$u = 4\text{мм}$ - зазор між гайкою та втулкою.

Зовнішній діаметр фланця:

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

$$D_n = 660 + 40 = 700\text{мм}$$

Де $a = 47\text{мм}$ - допоміжна величина.

Приймаємо $D_n = 0,7\text{м} = 0,7\text{м}$

Зовнішній діаметр прокладки:

$$D_{н.н.} = D_{\phi} - e;$$

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

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

Середній діаметр прокладки:

$$D_{cp} = D_{н.н.} - b;$$

$$D_{cp} = 514 - 12 = 502\text{мм}'$$

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

Крок болтів, що розміщуються по колу:

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

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

Кількість болтів, необхідне для забезпечення герметичності з'єднання:

$$n_{\phi} > \frac{\pi D_{\phi}}{t_{uu}};$$

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

Приймаємо $n_{\phi} = 44$.

Тоді остаточно крок болтів:

$$t_{uu} = \frac{\pi D_{\phi}}{n_{\phi}};$$

$$t_{uu} = \frac{3,14 \cdot 660}{44} = 70,36\text{мм}$$

Товщина фланця:

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

Де $\lambda = 0,54$ - рекомендоване значення для приварних плоских фланців.

Приймаємо $h_{\phi} = 47\text{мм}$.

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

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

$$l_0 = 2(47 + 2) = 98 \text{ мм}$$

Розрахункова довжина болта:

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

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

де $d_0 = 26 \text{ мм}$ – діаметр отвору під болт.

Рівнодія внутрішнього тиску, що відриває кришку:

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

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

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

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

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

де $m = 2,5$ - коефіцієнт, що залежить від матеріалу прокладки (для пароніту),

$p_{P.T} = 1,0 \text{ МПа}$ - расчетное давление в трубном пространстве.

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання для плоских фланців:

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

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

Де y_σ, y_n, y_ϕ - податливість болтів, прокладки та фланців відповідно.

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

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

Де $E_\sigma = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ - модуль поздовжньої пружності матеріалу болтів

(сталь35);

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\text{а) } P_{\sigma 1} = k_{жс} P_z + R_n;$$

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

$$\text{б) } P_{\sigma 1} = \pi D_{cp} b q_{np};$$

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

де $q_{np} = 20 \text{ МПа}$.

Таким чином, далі розрахунок ведемо за більшим навантаженням

$$P_{\sigma 1} = 1,128 \text{ МН}$$

Навантаження на болтове з'єднання у робочих умовах:

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

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

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:

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

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

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

де $\frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t} = 1$ - через близькі значення температур монтажу і 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:

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

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

Умови герметичності з'єднання. Кут повороту фланця:

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

- для плоских фланців.

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

3.5. Розрахунок трубної решітки

Мінімальна конструктивно необхідна товщина трубної решітки:

$$h \geq 3 \cdot 1,5 \delta_T + (\delta_T + 1)2 = 3 \cdot 1,5 \cdot 2,5 + (2,5 + 1) \cdot 2 = 18,25 \text{ мм}$$

Приймаємо $h = 40$ мм.

Трубні грати можна розглядати як круглу пластинку, на яку діє сила $P = 0,62$ МН. Умовне рівномірно розподілене навантаження, що діє на

всю поверхню пластинки:

$$q = \frac{P}{0,785 D_{BH}^2};$$
$$q = \frac{0,62}{0,785 \cdot 0,625^2} = 0,975 \text{ МПа}$$

При значній жорсткості вузла зварювання обічайки та трубної решітки можна розглядати її як платівку, защемлену по контуру.

У цьому випадку максимальна напруга, що виникає на контурі платівки:

$$(\sigma_r)_{\max} = \frac{3qr^2}{4\varphi_0 h_T^2};$$
$$(\sigma_r)_{\max} = \frac{3 \cdot 0,975 \cdot 0,45^2}{4 \cdot 0,8 \cdot 0,04^2} = 116 < [\sigma] = 140 \text{ МПа}$$

Напруга в центрі платівки:

$$\sigma_r = \frac{3(1+\mu)qr^2}{8\varphi_0 h_T^2};$$
$$\sigma_r = \frac{3 \cdot (1+0,3) \cdot 0,975 \cdot 0,45^2}{8 \cdot 0,8 \cdot 0,04^2} = 75,19 \text{ МПа}$$

де $\mu = 0,3$ - коефіцієнт Пуассона,

$$\varphi_0 = \frac{(0,9 - 7 \cdot 0,02)}{0,9} = 0,8 \text{ - коефіцієнт ослаблення платівки.}$$

При цьому максимальний прогин буде в центрі платівки:

$$\Delta_{\max} = \frac{qr^4}{64 \cdot D_0 \varphi_0^2};$$
$$\Delta_{\max} = \frac{0,975 \cdot 0,45^4}{64 \cdot 1,166 \cdot 0,8^2} = 0,004 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

$$r = 0,5D_{BH};$$

де $r = 0,5 \cdot 0,625 = 0,45i$

$$D_0 = \frac{Eh_T^3}{12(1-\mu^2)};$$

$$D_0 = \frac{1,99 \cdot 10^5 \cdot 4^3 \cdot 10^{-6}}{12 \cdot (1-0,3^2)} = 1,166 \text{ MN} \cdot \text{m}$$

- циліндрична жорсткість пластини.

Слід перевірити труби на поздовжній вигин. Визначимо гнучкість теплообмінної труби:

$$\lambda = \frac{l_1}{r_u};$$

$$\lambda = \frac{1,33}{0,008} = 166$$

де $l_1 = 1,33 \text{ м}$ - відстань до перегородки,

$$r_u = 0,25 \cdot \sqrt{d_H^2 + d_{BH}^2};$$

$$r_u = 0,25 \cdot \sqrt{0,025^2 + 0,02^2} = 0,008 \text{ м}$$

- радіус інерції труби.

Умови стійкості труби при осьовому стисканні:

$$\frac{p_{PT} (D_{BH}^2 - n \cdot d_{BH}^2)}{n (d_H^2 - d_{BH}^2)} = \frac{1 (0,625^2 - 478 \cdot 0,02^2)}{478 \cdot (0,025^2 - 0,02^2)} = 5,75 \text{ МПа} \leq \frac{\sigma_{кр}}{n_y} = 47,5 \text{ Мпа}$$

де за формулою Ейлера:

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2};$$

$$\sigma_{кр} = \frac{3,14^2 \cdot 1,99 \cdot 10^5}{166^2} = 71,2 \text{ МПа}$$

$n_y = 1,5$ - коефіцієнт стійкості.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Загальні вимоги

У ДСТУ 12.0.003-74 «ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Класифікація» наводиться класифікація елементів умов праці, які виступають в ролі небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Вони поділяються на чотири групи: фізичні хімічні, біологічні та психофізичні.

До небезпечних і шкідливих виробничих факторів відносяться:

- незадовільні метеорологічні умови;
- забрудненість повітря виробничого пилом і шкідливими речовинами;
- несприятливий освітлення;
- шум і вібрація, що перевищують допустимі норми;
- підвищений рівень іонізуючих випромінювань;
- рухомі машини і механізми, рухомі частини виробничого обладнання, які рухаються виробу (матеріали, заготовки), руйнуються конструкції і ряд інших чинників.

Попередження виникнення шкідливих виробничих факторів можливо тільки при строгому дотриманні санітарно-гігієнічних вимог і норм, визначених Санітарними нормами (СН), відповідними главами Будівельних норм і правил Державних стандартів.

4.2 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів при роботі холодильної установки

Шум і вібрація на холодильних установках

Для зменшення вібрацій і шуму від устаткування холодильних установок та установок кондиціонування повітря передбачають такі заходи: обмежують окружну швидкість обертання робочих коліс вентиляторів і

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

Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском

Спеціальні правила та інструкції Держнаглядохоронпраці поширюються на такі судини:

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

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

Правила Держгіртехнагляду не поширюються на прилади парового і водяного опалення; посудини і балони місткістю не вище 0,025 м³, у яких добуток об'єму у кубічних метрах на робочий тиск у паскалях, не перевищує 2·10⁴ Па·м³; частини машин, які не є самостійними посудин; посудини з неметалевих матеріалів; трубчасті печі незалежно від діаметра труб і деякі

інші посудини.

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

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

При експлуатації балонів крім перерахованих причинами вибухів можуть бути удари, переповнення зрідженими газами, помилкове використання балонів не за призначенням, потрапляння мастила на вентиль кисневого балона, швидке наповнення балонів із різким підвищенням температури.

4.3 Вимоги до контрольно-вимірювальних приладів, запобіжних пристроїв і арматури

Для управління роботою посудини і забезпечення безпечної її експлуатації їх обладнають приладами для вимірювання тиску і температури, запобіжними пристроями, запірною арматурою, показниками рівня рідини. На всіх посудинах встановлюють манометри з класом точності не гірше ніж 2,5. Клас точності манометра характеризується допустимою похибкою (у %) при вимірюванні тиску. Підбирають манометри з такою шкалою, щоб робочий тиск знаходилося у другій третині шкали. На шкалу манометра наносять червону риску, що відповідає максимальному робочому тиску. Дозволяється замість нанесення червоної межі прикріплювати до корпусу манометра металеву пластинку, пофарбовану в червоний колір.

На посудині манометр встановлюють так, щоб його показники були добре видимі обслуговуючому персоналу. Шкала манометра повинна

перебувати у вертикальній площині або з нахилом вперед на кут до 30°.

Діаметр манометра, що встановлюється на висоті від 2 до 5 м від рівня площадки спостереження, повинен бути не менше 150 мм. На висоті понад 6 м від рівня площадки обслуговування манометри встановлювати не дозволяється.

Манометр не дозволяється до застосування, якщо відсутня пломба або клеймо, прострочений термін повірки, стрілка манометра після його виключення не повертається на нульову позначку шкали, розбите скло, пошкоджений корпус.

Повірка манометрів з клеймом Державного комітету України по стандартам виконується не рідше одного разу на 12 місяців. На відбитку пломби або клеймі наносять такі дані: особистий знак державного перевірного, місяць і рік повірки. Не рідше одного разу на 6 міс. на підприємстві перевіряють покази манометрів по контрольному приладу, записуючи результати в журнал.

Кількість запобіжних клапанів, їх розміри і пропускну здатність розраховують з умови, щоб у посудині тиск не перевищував робочий більше ніж на 0,05 МПа для судин з робочим тиском до 0,3 МПа включно, на 15 % для посудин з робочим тиском від 0,3 до 6,0 МПа і на 10 % для судин з робочим тиском понад 6,0 МПа. Конструкція пружинних запобіжних клапанів повинна виключати можливість затягування пружини понад величину, встановлену для даного клапана. Не рідше одного разу на 12 місяців запобіжні клапани перевіряють на стенді на спрацьовування з подальшим опломбуванням. Якщо за характером виробництва запобіжний клапан не може надійно працювати, то посудину обладнають запобіжною пластиною, яка розривається при тиску у посудині, що перевищує робочий більше ніж на 25 %. Запобіжні пластини повинні мати заводське клеймо, на якому зазначено тиск, при якому розриваються пластини.

Посудина, що працює під тиском, меншим від тиску джерела, що його живить, обладнають автоматичним редуруючим пристроєм з манометром і

запобіжним клапаном, встановленим на стороні меншого тиску після пристрою для редукування.

Робоче середовище, що виходить із запобіжного клапана, відводиться у безпечне місце. Відвідні труби обладнують пристроєм для зливання конденсату; встановлення запірних органів на них не дозволена.

Запірну арматуру встановлюють лише на тих трубопроводах, які безпосередньо підводить або відводять робоче середовище від посудин.

Встановлення запірної арматури між посудиною і запобіжним клапаном не допускається. Дозволяється встановлення двох запобіжних клапанів на триходовому вентилі спеціальної конструкції. Конструкція його така, щоб при будь-якому положенні шпинделя з посудиною були з'єднані один або обидва клапани.

Між посудиною з отруйним або вибухонебезпечним середовищем компресором встановлюють зворотний клапан, який автоматично закривається тиском з посудини.

4.4 Захисні засоби засобі поразки холодоагентами і правила користування ними

Обслуговуючий персонал аміачних холодильних установок забезпечують індивідуальними засобами захисту та медикаментами для надання першої долікарської допомоги. До індивідуальних засобів захисту відносяться: фільтруючі протигази марки КД з фільтруючою коробкою сірого кольору, газонепроникні універсальні рятувальні гідрокостюми (типу УСПС), гумові рукавички і чоботи, захисні окуляри, ізолюючі дихальні апарати.

Дуже часто використовують киснево-ізолюючі прилади КВП-5 і КВП-7, які складні в зверненні.

Несправність, приладу або його невміле використання можуть призвести до нещасного випадку. Тому застосування киснево-ізолюючих приладів в

аварійній ситуації не рекомендується. В даний час киснево-ізолюючі прилади замінюють ізолюючими дихальними апаратами стиснутого повітря типу АСВ.

Фільтруючі протигазу застосовують при вмісті в атмосфері не менше 16 % вільного кисню (за об'ємом) і не більше 0,6 % шкідливих речовин. Шафи для зберігання протигазів і апаратів типу АСВ встановлюють біля виходу з машинного відділення, зовні машинного відділення (поруч із вхідними дверима), в коридорах, прилеглих до холодильних камер з безпосереднім охолодженням, а також в цехах з технологічним обладнанням безпосереднього охолодження. У кожному зі встановлених всередині і зовні машинного відділення, зберігають протигазу в кількості, що дорівнює числу робочих машинного відділення, і не менше двох апаратів типу АСВ. В інших шафах зберігають протигазу в кількості, що дорівнює числу одночасно працюючих в камерах або цехах людей, і не менше двох апаратів типу АСВ.

У шафі, встановленій зовні машинного відділення знаходяться також запасні фільтри до протигазів, кількість яких відповідає числу робочих машинного відділення, що працюють в одну зміну. На підприємстві зберігають не менше двох гідрокостюмів типу УСГК, які використовують при веденні аварійних робіт.

Під час роботи обслуговуючий персонал машинного відділення зобов'язаний мати при собі протигазу і негайно одягати їх при підвищенні концентрації парів аміаку, раптових порушеннях в роботі установки, при зливанні аміаку з цистерни і заправці системи, а також за вказівкою особи, відповідальної за безпечну експлуатацію установки, при виконанні робіт, пов'язаних з небезпекою виходу пароподібного або рідкого аміаку.

На протигазу індивідуального користування заводять картки обліку, до яких заносять: дату видачі, дату останнього огляду і чергової перевірки, місце зберігання, прізвище працюючого з протигазом. Протигазу перевіряють на газонепроникність щодо аміаку не рідше одного разу на 6 місяців. Справність апаратів типу АСВ перевіряють у терміни, зазначені в інструкції заводу-виробника.

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

При аварійному витіканні аміаку у результаті порушення щільності або цілісності апарату, трубопроводу або компресора необхідно: негайно вимкнути електроживлення всіх двигунів установки за допомогою кнопки аварійного відключення; надіти протигаз; вивести людей, які не встигли покинути приміщення компресорного цеху, назовні, надати постраждалим першу долікарську допомогу і викликати по телефону швидку медичну допомогу; перекрити запірні вентиля для припинення подальшого надходження аміаку до приміщення.

На компресорах перекривають нагнітальні і всмоктувальні вентиля, на апаратах – вентиля на трубопроводах, що підводять і відводять аміак. При цьому, в першу чергу, перекривають вентиля з боку високого тиску і на трубопроводах з рідким середовищем.

У випадку витікання аміаку з охолоджувальних приладів (батареї повітроохолоджувачів) необхідно:

- надіти протигаз;
- забезпечити евакуацію людей із загазованого приміщення до безпечної зони;
- від'єднати пошкоджену ділянку від системи, заклавши запірні вентиля на трубопроводах подачі рідини і видалити пари аміаку з цієї ділянки;
- надати постраждалим першу долікарську допомогу, за необхідності викликати лікаря;
- провітрити загазоване приміщення.

Входити до приміщення, загазоване аміаком, без протигазу забороняється. При аварійній ситуації у приміщенні, що містить пари аміаку, виконувати роботи допускається лише за участю у них не менше двох осіб і

за наявності наряду-допуску. Поза загазованої зони зобов'язаний перебувати спостерігач з протигазом, а також особа, відповідальна за безпечну експлуатацію холодильної установки.

Припинення захисної дії фільтруючої коробки протигазу визначають за появою запаху аміаку під маскою. При відчутті слабкого запаху аміаку необхідно негайно вийти із загазованого приміщення і замінити коробку новою.

Мінімально необхідний набір медикаментів і засобів для надання долікарської допомоги в аптечці такий: стерильні перев'язувальні матеріали та кровоспинні засоби, мазь Вишневського або пеніцилінова мазь, двовуглекисла сода, темні захисні окуляри, дерев'яні лопатки для нанесення мазі, нашатирний спирт і валеріанові краплі, 1–2 % -ний розчин лимонної кислоти, 3 %-ний розчин молочної кислоти, 2–4 %-ний розчин борної кислоти, 1 %-ний розчин новокаїну, кодеїн або діонін, спирт.

ВИСНОВКИ

1 . Під час виконання бакалаврської роботи проведено тепловий, гідравлічний та міцнісний розрахунок горизонтального кожухотрубчастого випарника затопленого типу на таких параметрах:

Холодопродуктивність кВт, температура кипіння холодильного агенту
 $T_0 = 278K$.

2. Було проведено розрахунок обичайки, еліптичного днища, фланцевого з'єднання, трубні ґрати. Результати показали, що розрахований випарник працездатний.

3. Виконано розділ з охорони праці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Василенко С.М., Українець А.І., Олішевський В.В.. Основи тепломасообміну/За ред. Гулого І.С., навчальне видання.– К.: НУХТ, 2004.-250с.
2. Омельченко О.В., Цвіркун Л.О. Теплообмін: навч. посіб./ – Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2021. – 100 с.
3. Акмен Р.Г. Тепло- та масообмін: текст лекцій і задачі з коментарями до розв’язання для студентів спеціальностей 7.050601-01 «Теплоенергетика» і 7.050601-02 «Енергетичний менеджмент»/Р.Г.Акмен. – Х. : НТУ «ХПІ», 2009.– 148 с.
4. Основи охорони праці / К.Н. Ткачук та ін. - К.: Основа, 2006. - 448 с.
5. Основи охорони праці: підручник / М.С. Одарченко, А.М. Одарченко, В.І.Степанов, Я.М. Черненко. - Х.: Стиль-Іздат, 2017. - 334 с
6. Буракова С.О. Довідник інженера з охорони праці/ С.О. Буракова. - КамПод.: Абетка, 2005. - 112 с.