

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
за освітньо-професійною програмою «Холодильні машини і установки»

на тему «Проектування конденсатора повітряного охолодження
аміачної парокompресійної холодильної машини
холодопродуктивністю 15 кВт»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Виконавець роботи

Ярина Владислав Ростиславович

(прізвище, ім'я по батькові)

(підпис здобувача)

*В роботі не виявлено текстових,
ілюстративних та інших запозичень
без коректного на них посилання*

Керівник роботи

(підпис)

Козін В. М.

(прізвище, ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Ванєєв С. М.

(прізвище, ініціали)

к.т.н., доцент, зав. кафедри ТТФ

(науковий ступінь, звання, посада)

к.т.н., доцент, ст. викладач кафедри ТТФ

(науковий ступінь, звання, посада)

Суми 2022

ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	3
Завдання.....	5
Вихідні дані.....	5
1 Тепловий розрахунок одноступеневої парокompресійної холодильної машини.....	6
2 Розрахунок конденсатора холодильної машини.....	11
2.1 Принцип дії, конструктивні особливості, призначення конденсаторів повітряного охолодження.....	11
2.2 Розрахунок конденсаторів повітряного охолодження.....	13
2.3 Розрахунок аеродинамічного опору і підбір допоміжного обладнання.....	22
3 Охорона праці.....	24
Висновки.....	33
Список літератури.....	35

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ							
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	Проектування конденсатора повітряного охолодження аміачної парокompресійної холодильної машини холодопродуктивністю 15 кВт. Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркушів		
Розроб.		Ярина								2	35	
Перев.		Козін										
Н. контр.		Козін								СумДУ, гр. ХКдн-84др		
Затв.		Ванєєв										

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 холодильного агента.

За функціональним призначенням частина апаратів холодильної машини є теплообмінними. Передача теплоти в теплообмінних апаратах (ТА) може здійснюватися через поверхню, що розділяє ці середовища (поверхневі або рекуперативні ТА) або за безпосереднього контакту середовищ (контактні (змішувальні та регенеративні) ТА). Випарник призначений для відведення теплоти від об'єкта, що охолоджується, в результаті випаровування холодильного агента, а конденсатор – для відведення теплоти до навколишнього середовища, за рахунок конденсації.

Вимоги до теплообмінних установок:

а) низька вартість;

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

- б) низька металоємність;
- в) висока надійність;
- г) простота та зручність обслуговування;
- д) високе питоме теплотімання (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 зрошувальні конденсатори);
- г) конденсатори з охолодженням киплячої рідини (каскадна ХМ);
- д) конденсатори з охолодженням ґрунтом.

2) За умовами тепловіддачі холодильного агента в апараті:

- а) теплообмінні апарати, у яких конденсація складає зовнішньої поверхні теплообмінного апарату.
- б) теплообмінний апарат із конденсацією всередині труб та каналів.

3) За характером омивання охолоджуючого середовища:

- а) конденсатор із природною циркуляцією охолоджуючого середовища;
- б) конденсатор із вимушеною циркуляцією охолоджуючого середовища.
- в) конденсатор із зрошенням апарату охолоджувальною рідиною. [10]

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

ЗАВДАННЯ

Виконати розрахунок та проектування конденсатора повітряного охолодження аміачної одноступеневої парокомпресійної холодильної машини відповідно до вихідних даних.

ВИХІДНІ ДАНІ

Холодильний агент.....аміак (R717).
Холодопродуктивність циклу..... $\dot{Q}_0 = 15 \text{ кВт}$.
Температура конденсації..... $t_k = 43^\circ \text{C}$.
Температура кипіння..... $t_0 = -12^\circ \text{C}$.
Перегрівання у випарнику..... $\Delta t_{oh} = 7^\circ \text{C}$.
Переохолодження конденсату після конденсатора..... $\Delta t_{cu} = 5^\circ \text{C}$.
Адіабатний ККД компресора..... $\eta_s = 0,8$.
Охолодження конденсатора.....повітряне.
Температура навколишнього середовища..... $t_{n.c} = t_{n1} = 29^\circ \text{C}$.
Нагрівання повітря у конденсаторі..... $\Delta t_n = 5^\circ \text{C}$.

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

1 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ОДНОСТУПЕНЕВОЇ ПАРОКОМПРЕСІЙНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

На рис. 1.1 подано принципову схему та цикл у p, h -координатах аміачної одноступеневої парокомпресійної холодильної машини.

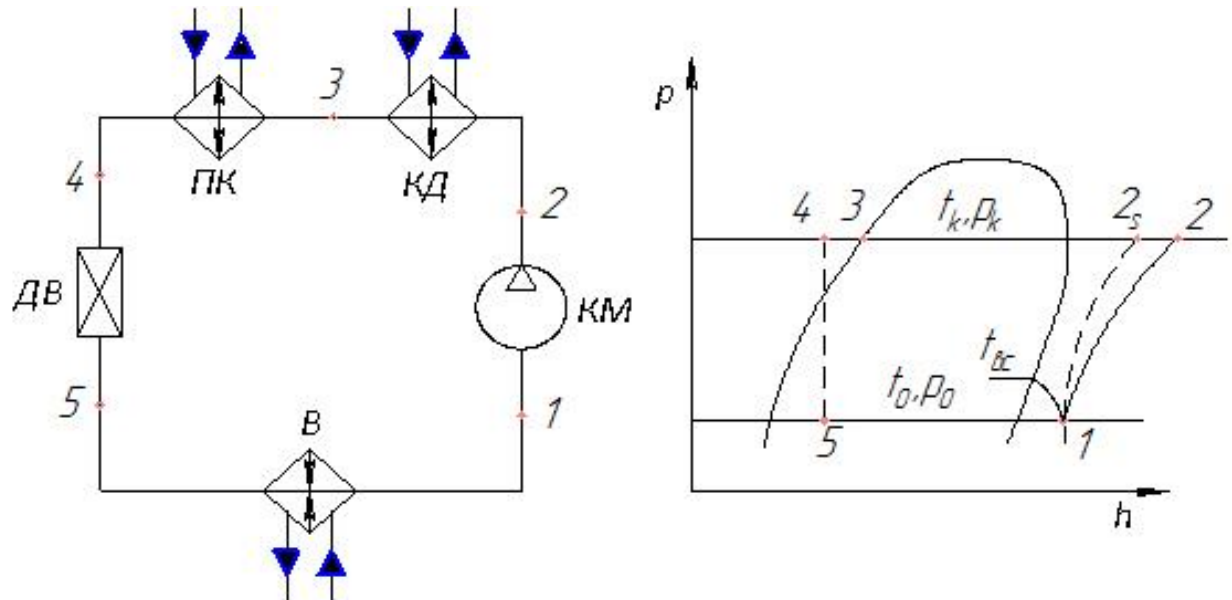


Рисунок 1.1 – Принципова схема та цикл у p, h -координатах аміачної одноступеневої парокомпресійної холодильної машини (ПКХМ)

Умовні позначення елементів, що подані на рис. 1.1:

KM – компресор; $KД$ – конденсатор; $ПК$ – переохолоджувач конденсату; $ДВ$ – дросельний вентиль; $В$ – випарник

Термодинамічні процеси, що утворюють цикл аміачної одноступеневої ПКХМ:

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

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

2-3 – ізобарне відведення теплоти в конденсаторі $KД$ при тиску p_k ;

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

- 3-4 – переохолодження холодильного агента при тиску p_k у ПК;
- 4-5 – дроселювання холодильного агента у ДВ від тиску p_k до p_0 ;
- 5-1 – ізобарне підведення теплоти у випарнику В за тиску p_0 .

Температура холодильного агента на всмоктуванні у компресор (точка 1)

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{oh} = -12 + 7 = -5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура холодильного агента перед дроселюванням (точка 4)

$$t_4 = t_k - \Delta t_{cu} = 43 - 5 = 38 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Термодинамічні параметри холодильного агента знаходимо з використанням програмного продукту REFPROP.

Параметри у вузлових точках циклу знаходимо за p, h – діаграмою для R717 та заносимо до табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Параметри циклу ПКХМ у вузлових точках

Параметри	Точки					
	1	2	2s	3	4	5
$t, \text{ } ^\circ\text{C}$	-5	162	134	43	38	-12
$p, \text{ МПа}$	0,268	1,689	1,689	1,689	1,689	0,268
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	1609	1965	1894	548,7	524	524
$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	6,322	6,492	6,322	2,163	2,084	2,17
x	–	–	–	0	–	0,181
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,467	–	–	–	–	–

Питома ентальпія у точці 2

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s} + h_1 = \frac{1894 - 1609}{0,8} + 1609 = 1965 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

де $\eta_s = 0,8$ – адіабатний ККД компресора.

Відношення тисків у циклі

$$\pi = \frac{p_k}{p_0} = \frac{1,689}{0,268} = 6,3.$$

Питома масова холодопродуктивність циклу

$$q_0 = h_1 - h_5 = 1609 - 524 = 1085 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність компресора

$$q_v = \frac{q_0}{\nu_1} = \frac{1085}{0,467} = 2323 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Питоме навантаження на конденсатор $КД$

$$q_{КД} = h_2 - h_3 = 1965 - 548,7 = 1416,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питоме навантаження на переохолоджувач конденсату $ПО$

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$q_{ПО} = h_3 - h_4 = 548,7 - 524 = 24,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома робота компресора *КМ* (циклу)

$$l_{КМ} = h_2 - h_1 = 1965 - 1609 = 356 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Холодопродуктивність (теплове навантаження на випарник *В*)

$$\dot{Q}_0 = 15 \text{ кВт}.$$

Масова витрата холодильного агента

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{15}{1085} = 0,0138 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Теплове навантаження на конденсатор *КД*

$$\dot{Q}_{КД} = q_{КД} \cdot \dot{m}_a = 1416,3 \cdot 0,0138 = 19,6 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження на *ПО*

$$\dot{Q}_{ПК} = q_{ПК} \cdot \dot{m}_a = 24,7 \cdot 0,0138 = 0,34 \text{ кВт}.$$

Потужність компресора *КМ*

$$N_{КМ} = l_{КМ} \cdot \dot{m}_a = 356 \cdot 0,0138 = 4,9 \text{ кВт}.$$

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Коефіцієнт термотрансформації циклу ПКХМ

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{N_{KM}} = \frac{15}{4,9} = 3,05.$$

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		10

2 РОЗРАХУНОК КОНДЕНСАТОРА ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

2.1 Принцип дії, конструктивні особливості, призначення конденсаторів повітряного охолодження

Конденсатори повітряного охолодження поділяються на конденсатори з примусовим та природним рухом повітря. Конструкції конденсаторів з примусовим рухом повітря фреонових конденсаторів для малих і середніх холодильних машин типові. Апарат складається з однієї або кількох секцій, з'єднаних послідовно калачами або паралельно – колекторами. Секція є плоским оребреним змійовиком з мідних або сталевих труб діаметром від 10 до 30 мм. Ребра сталеві або алюмінієві, як правило прямокутної форми. Крок ребер повинен бути не менший 3,6 мм, інакше поверхня теплопередачі може швидко забруднюватися.

Пара холодильного агенту підводиться зверху до першої секції або до парового колектору (рис. 2.1), рідина відводиться знизу з секції або рідинного колектора.

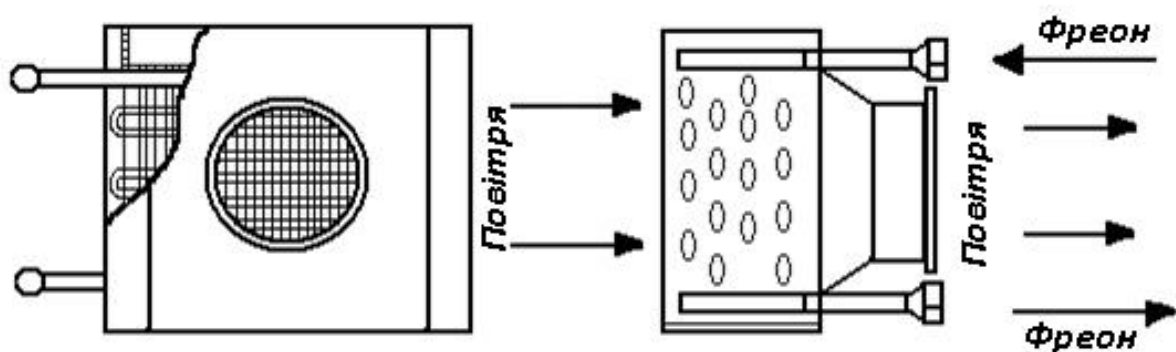


Рисунок 2.1 – Повітряний фреоновий конденсатор

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		11

В аміачних повітряних конденсаторах застосовують уніфіковані біметалічні труби, що складаються із сталеві гладкої труби діаметром 25 х 2 мм та зовнішньої оребреної труби зі сплаву АМг2 із зовнішнім діаметром ребер 49 мм. Секція апарату складається з чотирьох, шести або восьми рядів (вздовж ходу повітря) труб, розвальцьованих у прямокутних трубних решітках та закритих литими кришками. На рис. 2.2 показаний апарат із зигзагоподібним розташуванням секцій, що має у своєму складі електродвигун 5, редуктор 6, колесо вентилятора 7, вузол зволоження повітря 4, дифузор 3, жалюзі 2 та секції 1.

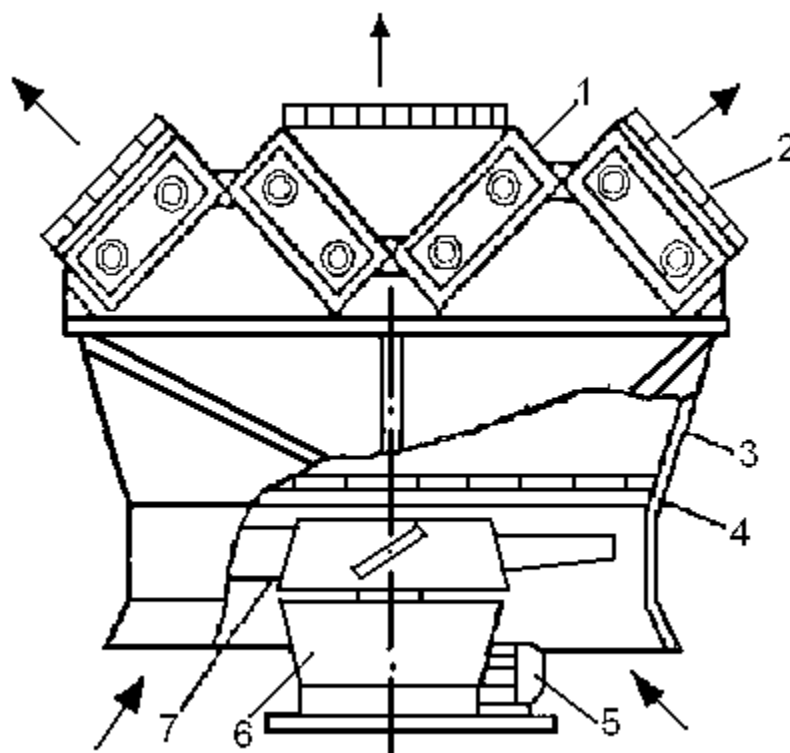


Рисунок 2.2 – Повітряний аміачний конденсатор

З метою підвищення ефективності апарату у його конструкції можуть передбачатися розпилювальні водяні форсунки, що автоматично вмикаються за умови підвищеної температури довкілля в теплий період року. За умови низьких температур (взимку) можна відключати електродвигун і

вентилятор; при цьому конденсація та охолодження відбувається природною конвекцією.

Крім того, інтенсивність теплотізнання можна регулювати, змінюючи витрату перекачуваного повітря зміною кута нахилу лопатей вентилятора. Для цього в апаратах повітряного охолодження передбачено механізм дистанційного повороту лопатей з ручним або пневматичним приводом та жалюзі, встановлені над теплообмінними секціями. Жалюзійні заслінки можна повертати вручну або автоматично за допомогою пневмоприводу. [9, 10]

2.2 Розрахунок конденсатора повітряного охолодження

Як конденсатор пари холодильного агенту застосовують теплообмінник повітряного охолодження радіаторного типу, який характеризується високою надійністю, простотою конструкції, дешевизною експлуатації.

Температура повітря на виході з апарату

$$t_{n2} = t_{n1} + \Delta t_n = 29 + 5 = 34 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta_m = \frac{\Delta t_n}{\ln \frac{t_k - t_{n1}}{t_k - t_{n2}}} = \frac{5}{\ln \frac{43 - 29}{43 - 34}} = 11,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Витрата повітря:

– масова

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		13

$$\dot{m}_n = \frac{\dot{Q}_{кД}}{c_{pm} \cdot \Delta t_n} = \frac{19,6}{1,005 \cdot 5} = 3,9 \text{ кг/с},$$

де $c_{pm} = 1,005 \cdot \text{кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$ – середня масова ізобарна теплоємність повітря при $t_n = 0,5 \cdot (t_{n1} + t_{n2}) = 0,5 \cdot (29 + 34) = 31,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

– об'ємна за умовами входу у апарат

$$\dot{V}_{n1} = \frac{\dot{m}_n}{\rho_{n1}} = \frac{3,9}{1,169} = 3,336 \text{ м}^3 / \text{с},$$

де $\rho_{n1} = 1,169 \text{ кг} / \text{м}^3$ – густина повітря при $t_{n1} = 29 \text{ }^\circ\text{C}$.

«Живий» переріз апарату

$$F_{жс} = \frac{\dot{V}_{n1}}{w} = \frac{3,336}{5} = 0,667 \text{ м}^2,$$

де $w = 5 \text{ м} / \text{с}$ – середня швидкість повітря (задаємося).

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

- зовнішній діаметри труби $d_з, \text{ м}$ 0,012;
- внутрішній діаметр труби $d_{вн}, \text{ м}$ 0,010;
- крок труб по фронту і в глибину $s, \text{ м}$ 0,025;
- товщина ребра $\delta_p, \text{ м}$ 0,0005;
- крок ребер $u, \text{ м}$ 0,004;
- матеріал труб сталь;
- ребер сталь;

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

– ребра

пластинчасті суцільні;

– розташування труб в пучку

коридорне.

Розміри апарату по фронту. «Живий» переріз пов'язаний з основними розмірами, що характеризують поверхню теплообміну співвідношенням

$$F_{\text{жс}} = L_1 \cdot (s - d_3) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right).$$

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{\text{жс}}}{(s - d_3) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right)} = \frac{0,667}{(0,025 - 0,012) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right)} = 58,6 \text{ м.}$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, віднесений до зовнішньої поверхні ребреної труби. За умови коридорного розташування труб з пластинчастими ребрами при $Re = 500 \div 10000$; $L/d_{\text{екв}} = 4 \div 50$; $u/d_3 = 0,18 \div 0,35$; $s/d_3 = 2 \div 5$; $t_p = -40 \div 40$ °C можна застосувати рівняння

$$Nu = c \cdot Re_p^n \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{екв}}}\right)^m.$$

Еквівалентний діаметр

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot (s - d_3) \cdot (u - \delta_p)}{(s - d_3) - (u - \delta_p)} = \frac{2 \cdot (0,025 - 0,012) \cdot (0,004 - 0,0005)}{(0,025 - 0,012) + (0,004 - 0,0005)} = 0,0055 \text{ м.}$$

Число Рейнольдса

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$\text{Re}_p = \frac{w \cdot d_{екв}}{\nu} = \frac{5 \cdot 0,0055}{16 \cdot 10^{-6}} = 1719,$$

де $\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря при $t_n = 31,5 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$u/d_3 = 0,004 / 0,012 = 0,33; s/d_3 = 0,025 / 0,012 = 2,08; L/d_{екв} \geq 4,5.$$

Довжина пластини по ходу повітря L залежить від числа паралельних секцій конденсатора і визначається рівнянням: $L = a \cdot s$.

Коефіцієнти

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{екв}} = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{0,24}{0,0055} = 0,738;$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{\text{Re}_p}{1000} = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{1719}{1000} = -0,142;$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{екв}}\right) = 0,07;$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{\text{Re}_p}{1000} = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{1719}{1000} = 0,947;$$

$$C = A \cdot B = 0,07 \cdot 0,947 = 0,066;$$

$$\text{Nu} = 0,066 \cdot 1719^{0,738} \cdot 43,6^{-0,142} = 9,43.$$

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони повітря

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$\alpha_{n_{FBH}} = \frac{Nu_p \cdot \lambda_n}{d_{екв}} = \frac{9,43 \cdot 2,67 \cdot 10^{-2}}{0,0055} 45,8 \text{ Bm} / (\text{m}^2 \text{ K}).$$

Тут $\lambda_n = 2,67 \cdot 10^{-2} \text{ Bm} / (\text{m} \cdot \text{K})$ – коефіцієнт теплопровідності повітря при $t_n = 31,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, зведений до внутрішньої поверхні труби

$$\begin{aligned} \alpha_{n_{зв}} &= \alpha_n \cdot \left(\frac{F_3}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{TP}}{F_0} \right) \cdot \frac{d_3}{d_{вн}} = \\ &= 45,8 \cdot \left(\frac{0,28797}{0,03768} \cdot 0,8765 + \frac{0,03297}{0,03768} \right) \cdot \frac{0,012}{0,010} = 417 \text{ Bm} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}), \end{aligned}$$

де F'_{TP} – зведена площа поверхні труби між ребрами

$$F'_{TP} = \pi \cdot d_3 \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right) = 3,14 \cdot 0,012 \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right) = 0,03297 \text{ м}^2 / \text{м},$$

де F_p – зведена площа поверхні ребер

$$F_p = 2 \cdot \left(s^2 - \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}\right) \cdot \frac{1}{u} = 2 \cdot \left(0,025^2 - \frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4}\right) \cdot \frac{1}{0,004} = 0,255 \text{ м}^2 / \text{м},$$

де F_3 – зведена зовнішня площа поверхні орєбреної труби

$$F_3 = F'_{TP} + F_p = 0,03297 + 0,25500 = 0,28797 \text{ м}^2 / \text{м},$$

де F_0 – зведена основна площа поверхні труби

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$F_0 = \pi \cdot d_3 = 3,14 \cdot 0,012 = 0,03768 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

Ступінь ефективності ребра

$$E = \frac{\text{th}(m \cdot h')}{m \cdot h'} = 0,8765.$$

де параметр $m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_n}{\delta_p \cdot \lambda_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 45,8}{0,0005 \cdot 45,4}} = 63,5 \text{ 1/м};$

$\lambda_p = 45,4 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності вуглецевої сталі; h' – умовна висота ребра

$$\rho' = 1,28 \cdot \frac{s}{d_3} \cdot \left(\frac{s_1}{s_2} - 0,2 \right)^{0,5} = 1,28 \cdot \frac{0,025}{0,012} \cdot (1 - 0,2)^{0,5} = 2,38 ;$$

$$h' = \frac{d_3}{2} \cdot (\rho' - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \lg \rho') = \frac{0,012}{2} \cdot (2,38 - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \lg 2,38) = 0,011 \text{ м}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодильного агента

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^3 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{\text{вн}} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{см}})}} =$$

$$= 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{1401 \cdot 686^3 \cdot 0,107^3 \cdot 9,81}{1,373 \cdot 10^{-4} \cdot 0,010 \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{см}})}} = 2931 \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{см}}),$$

де $r = 1401 \text{ кДж / кг}$ – теплота конденсації R717 при $t_{\text{к}} = 43 \text{ }^\circ\text{C}$;

$\rho = 686 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – густина рідини; $\lambda = 0,107 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

теплопровідності рідини; $\mu = 1,373 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини.

Питомий тепловий потік в апараті

– з боку робочого тіла

$$q_{aF_{BH}} = 2931 \cdot (t_k - t_{cm})^{3/4}, \text{ Вт} / \text{ м}^2;$$

– з боку повітря

$$\begin{aligned} q_{n F_{BH}} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{n38}} + \frac{F_{BH}}{F_3 + F_{BH}} \cdot \sum \frac{\delta}{\lambda}} \cdot (t_{cm} - t_n) = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{417} + \frac{0,0314}{0,0314 + 0,28797} \cdot \frac{0,001}{45,4}} \cdot (t_{cm} - t_n) = 416,6 \cdot (t_{cm} - t_n), \text{ Вт} / \text{ м}^2, \end{aligned}$$

де $F_{BH} = \pi \cdot d_{BH} = 3,14 \cdot 0,010 = 0,0314 \text{ м}^2 / \text{ м}$ – площа внутрішньої поверхні труби; $\lambda = 45,4 \text{ Вт} / (\text{ м} \cdot \text{ К})$ – коефіцієнт теплопровідності стінки труби (вуглецева сталь).

Термічним опором контакту ребер і труби задаємося: $R_{конт} = 0$ (для випадку гарячого оцинкування).

Використаємо графоаналітичний метод для визначення величини питомого теплового потоку у конденсаторі q_F .

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Таблиця 2.1 – Параметри для графіка рис. 2.3

$\theta, \text{ }^\circ\text{C}$	1	2	3	4
$q_{aF_{BH}}, \text{ Вт} / \text{ м}^2$	2931	4929	6681	8290
$q_{nF_{BH}}, \text{ Вт} / \text{ м}^2$	4291	3874	3458	3041

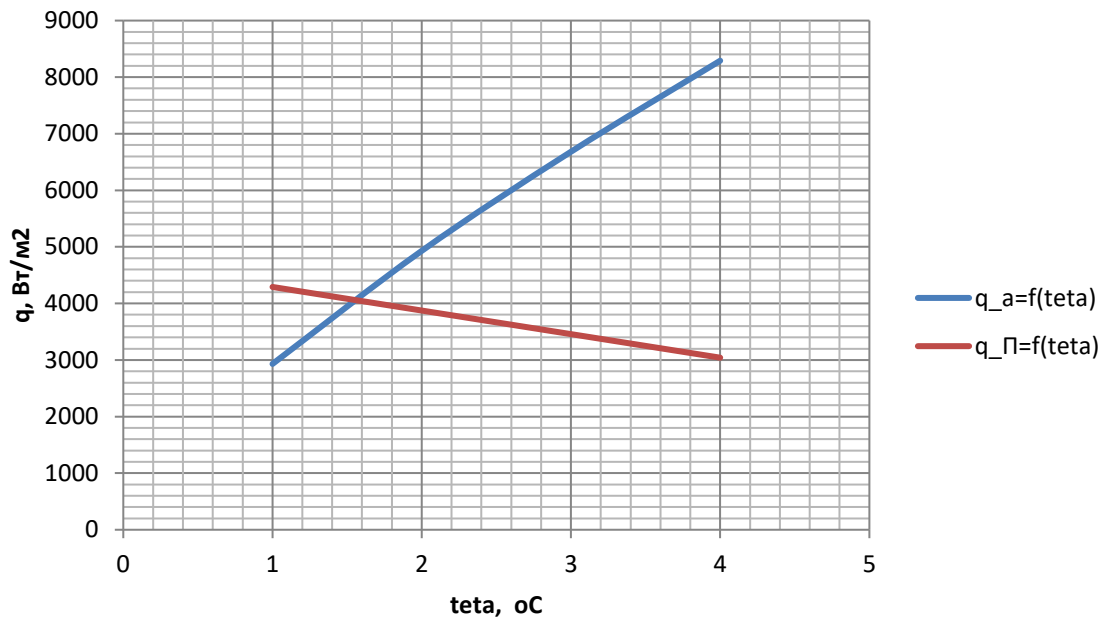


Рисунок 2.3 – Графік залежностей $q_{aF_{BH}} = f(\theta)$ і $q_{nF_{BH}} = f(\theta)$

З рис. 2.3 визначаємо питомий тепловий потік у апараті, який дорівнює

$$q_{F_{BH}} = 4100 \text{ Вт} / \text{ м}^2, t_{cm} = 41,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Площа поверхні теплообміну (внутрішня)

$$F_{BH} = \frac{\dot{Q}_{KD}}{q_{F_{BH}}} = \frac{19,6 \cdot 10^3}{4100} = 4,78 \text{ м}^2.$$

Загальна довжина оребрених труб

$$L_{заг} = \frac{F_{вн}}{\pi \cdot d_{вн}} = \frac{4,78}{0,0314} = 152,2 \text{ м.}$$

Кількість секцій

$$a = \frac{L_{заг}}{L_1} = \frac{152,2}{58,6} = 2,60.$$

Задаємося числом секцій $a = 3$.

Середній коефіцієнт теплопередачі апарату

$$k_{F_{вн}} = \frac{q_{F_{вн}}}{\theta_m} = \frac{4100}{11,3} = 363 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Основні конструктивні розміри апарату. При числі секцій $a = 3$ довжина труб в одній секції дорівнює

$$L_1 = \frac{L_{заг}}{a} = \frac{152,2}{3} = 50,73 \text{ м.}$$

Площа живого перерізу

$$F_{ж} = 50,73 \cdot (0,025 - 0,012) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right) = 0,577 \text{ м}^2.$$

Уточнене значення площі «живого» перерізу відрізняється від заданого раніше на 13 %, що є допустимим. Тому подальших уточнень не виконуємо.

При висоті апарату такій, що дорівнює його ширині число рядів труб по висоті апарату

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s_1}} = \sqrt{\frac{50,73}{0,025}} = 45,0.$$

Тоді висота секції апарату

$$H = n \cdot s_1 = 45 \cdot 0,025 = 1,125 \text{ м.}$$

Ширина секції апарату

$$l = \frac{L_1}{n} = \frac{50,73}{45} = 1,127 \text{ м.}$$

Перевіряємо температуру повітря після конденсатора

$$\Delta t_n = t_{n2} - t_{n1} = \frac{\dot{Q}_{КД}}{c_{pm} \cdot F_{жс} \cdot w \cdot \rho} = \frac{19600}{1,005 \cdot 10^3 \cdot 0,577 \cdot 5 \cdot 1,169} = 5,8 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow$$

$$t_{n2} = \Delta t_n + t_{n1} = 5,8 + 29 = 34,5 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Отримане значення нагрівання повітря у апараті відрізняється від заданого попередньо на 0,8 °С, або на 16 %, що є допустимим. Тому подальшого уточнення не виконуємо. Тепловий та конструктивний розрахунки конденсатора повітряного охолодження вважаємо завершеними.

2.3 Розрахунок аеродинамічного опору і підбір допоміжного обладнання

Аеродинамічний опір. Опір тертя коридорного пучка с пластинчастим оребренням визначаємо за формулою Гоголіна

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$\Delta p = A \cdot \left(\frac{L}{d_{екв}} \right) \cdot (w \cdot \rho)^{1,7} = 0,07 \cdot \frac{0,24}{0,0055} \cdot (5 \cdot 1,169)^{1,7} = 61,4 \text{ мм вод. ст.} \approx 8192 \text{ Па.}$$

Об'ємна продуктивність одного вентилятора

$$\dot{V}_{вент} = \frac{\dot{V}_n}{a} = \frac{3,336}{3} = 1,112 \text{ м}^3 / \text{с.}$$

Потужність електродвигуна

$$N = \frac{V_{вент} \cdot \Delta p}{\eta_{вент}} = \frac{1,112 \cdot 8192}{0,6} = 15183 \text{ Вт}$$

З [13] підбираємо вентилятор марки ВВД №9У та двигун марки 4А160S4УЗ – 15 кВт у кількості 3 шт. Частота обертання – 1500 об/хв.

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

3 ОХОРОНА ПРАЦІ

Загальні вимоги

Холодильне обладнання повинно відповідати ДНАОП 0.00-1.07-94 «Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском», ГОСТ 12.2.003 «Обладнання виробниче. Загальні вимоги безпеки», ПБ 09-592-03 «Правила будови і безпечної експлуатації холодильних систем».

У ГОСТ 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 (ГОСТ, ДСТУ).

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

3.1 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;

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		25

– 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 $2 \cdot 10^4 \text{ Па} \cdot \text{м}^3$; 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.

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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, показчиками 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.

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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.

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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

Захисні засоби засоби 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 протигази 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 протигази в кількості, що дорівнює числу робочих машинного відділення, і не менше двох апаратів типу АСВ. В інших шафах зберігають протигази в кількості, що дорівнює числу одночасно

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		29

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 протигази 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 протигази індивідуального користування заводять картки обліку, до яких заносять: дату видачі, дату останнього огляду і чергової перевірки, місце зберігання, прізвище працюючого з протигазом. Протигази перевіряють на газонепроникність щодо аміаку не рідше одного разу на 6 місяців. Справність апаратів типу АСВ перевіряють 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

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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,

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

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.

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		32

ВИСНОВКИ

В результаті виконання кваліфікаційної роботи, було виконано тепловий розрахунок одноступеневої парокompресійної холодильної машини з переохолодженням конденсату, що працює на аміаку R717 та має холодопродуктивність $\dot{Q}_0 = 15 \text{ кВт}$. В результаті розрахунку було отримано коефіцієнт термотрансформації, який склав $COP = 3,05$.

Після виконання розрахунку холодильної машини за отриманим значенням теплового навантаження на конденсатор, що склало $\dot{Q}_{КД} = 19,6 \text{ кВт}$, був виконаний тепловий, конструктивний та гідравлічний розрахунок конденсатора повітряного охолодження. Даний тип теплообмінних апаратів є надійним і довговічним, не вимагає значних експлуатаційних затрат на теплоносій. Застосування ребрення трубного пучка дозволяє отримати високі значення коефіцієнтів тепловіддачі за рахунок турбулізації потоку при русі повітря зовні пучка.

Перед тепловим розрахунком описано конструктивні особливості, принципи регулювання, переваги та недоліки проєктованого апарату.

В результаті теплового розрахунку апарату було отримано значення питомого теплового потоку у апараті, який склав 4100 Вт/м^2 , а також площі теплообміну $4,78 \text{ м}^2$. Кількість секцій апарату $a = 3$ шт. Середній коефіцієнт теплопередачі апарату, зведений до внутрішньої поверхні, склав $k_{F_{6H}} = 363 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Розрахункове значення нагрівання повітря за умови фронтального проходження секції апарату склало $\Delta t_n = 5,8 \text{ }^\circ\text{C}$. Ширина секції апарату $l = 1,127 \text{ м}$, а висота $H = 1,125 \text{ м}$.

В результаті гідравлічного розрахунку апарату було розраховано втрати тиску повітря в конденсаторі, які склали $\Delta p = 8192 \text{ Па}$.

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

У роботі підбрано вентилятор для обдування оребреного трубного пучка марки ВВД №9У та двигун марки 4А160S4У3 – 15 кВт у кількості 3 шт. Частота обертання – 1500 об/хв.

У розділі «Охорона праці» було проаналізовано основні небезпечні та шкідливі фактори, що виникають під час роботи парокompресійних холодильних машин та методи захисту від їхнього впливу.

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. 4110 Методичні вказівки до виконання випускної кваліфікаційної роботи бакалаврів професійного напрямку підготовки 6.050604 «Енергомашинобудування» [Текст] : для студ. напрямів підготовки 6.05060405 «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка», 6.05060403 «Холодильні машини і установки» денної та заочної форм навчання / В. М. Арсеньєв, Ю. М. Вертепов. – Суми : СумДУ, 2016. – 15 с.

2. Кошкин Н. Н. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин, И. А. Саун и др. – Ленинград : Машиностроение, 1985 – 542 с.

3. Чумак И. Г. Холодильные установки. Проектирование: Учебное пособие для вузов / И. Г. Чумак, Д. Г. Никульшина – Киев : Выща шк. Головное изд-во, 1988. – 280 с.

4. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин / Под ред. А. В. Быкова. – Москва : Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 248 с.

5. Данилова Г. Н. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова и др. – Ленинград : Машиностроение, 1986. – 303 с.

6. Богданов С. Н. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник / С. Н. Богданов и др.. – Москва : Агропромиздат, 1985. – 208 с.

7. Явнель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – Москва : Агропромиздат, 1989. – 223 с.

8. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей : справочник / Н. Б. Варгафтик. – 2-е изд., доп. и перераб. – Москва : Гос. изд-во физико-матем. л-ры, 1972. – 720 с.

9. Виноградов С. Н. Выбор и расчет теплообменников : учебное пособие / С. Н. Виноградов, К. В. Таранцев, О. С. Виноградов. – Пенза: Изд-во Пензенского гос-ного унив-та, 2001. – 100 с.

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

10. Расщепкин А. Н. Теплообменные аппараты машин низкотемпературной техники : Учебное пособие. / Кемеровский технологический институт пищевой промышленности. – Кемерово, 2005. – 106 с.

					ХМд 06.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		36