

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 горизонтального кожухотрубного випарника
затопленого типу холодопродуктивністю 35 кВт»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Виконавець роботи

Сенів Микола Володимирович

(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)

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

(науковий ступінь, звання, посада)

Завідувач кафедри

_____ (підпис)

Ванєєв С. М.

(прізвище, ініціали)

к.т.н., доцент, зав. кафедри ТТФ

(науковий ступінь, звання, посада)

Суми 2022

ЗМІСТ

	С.
ВСТУП.....	3
ЗАВДАННЯ І ВИХІДНІ ДАНІ.....	6
1 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ОДНОСТУПЕНЕВОЇ ПАРОКОМПРЕСІЙНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ.....	7
2 РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО ВИПАРНИКА ЗАТОПЛЕНОГО ТИПУ.....	12
2.1 Тепловий розрахунок апарату.....	12
2.2 Конструктивний розрахунок випарника.....	18
2.3 Гідравлічний розрахунок апарату.....	20
2.4 Визначення масогабаритних показників апарату.....	22
2.5 Техніко-економічний розрахунок апарату.....	24
3 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	27
3.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів.....	27
3.2 Вимоги правил безпечної експлуатації під час проектування холодильних установок.....	38
ВИСНОВКИ.....	45
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	47

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата				
Розроб.	Сенів				Проектування горизонтального кожухотрубного випарника затопленого типу холодопродуктивністю 35 кВт Пояснювальна записка	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Козін						2	48
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; віддільники рідини; повітровідділювачі; масловідділювачі; проміжні судини; маслозбірники тощо.

Призначення основних апаратів ХМ 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 холодильних машин 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 апаратів:

а) низька вартість;

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- б) низька металоємність;
- в) висока надійність;
- г) простота та зручність обслуговування;
- д) велике питоме теплотнімання (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.

Горизонтальні кожухотрубні конденсатори застосовуються в основному в установках середньої та великої холодопродуктивності ($Q_0 > 12 \text{ кВт}$).

Поверхня теплопередачі такого апарату – трубчастий пучок, розміщений в обичайці. До обичайки з торців приварені трубчасті решітки, в яких розвальцьовані труби.

Гаряча пара надходить до верхньої частини обичайки, заповнюючи міжтрубний простір. Конденсатор із двох сторін закритий кришками. Вода

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

рухається усередині труб. Кришки влаштовані так, що в них є перегородки, що здійснюють зміну напрямку руху води.

Вхід води розташований знизу, що забезпечує часткове переохолодження холодильного агента, що сконденсувався.

В аміачних конденсаторах трубний пучок набирається із сталевих труб $d = 25 \times 2,5$ мм. Питоме теплове навантаження $q = 4 - 5$ кВт/м². Швидкість води $w = 0,8 - 1,5$ м/с. Поверхня теплопередачі $F = 10 - 1250$ м². Маркування: КТГ-10 (кожухотрубний горизонтальний, $F = 10$ м²).

Для виготовлення фреонових конденсаторів використовують мідні труби з накатними ребрами $d = 20 \times 3$ мм та $d = 16 \times 2$ мм. Питоме теплотімання $q = 3,5$ кВт/м². Швидкість води (розсолу) до 2,5 м/с. Теплопередавальна поверхня $F = 4 - 500$ м². Маркування: КТР-4, де 4 – площа поверхні теплопередачі у м². [3]

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗАВДАННЯ І ВИХІДНІ ДАНІ

Виконати проектування горизонтального кожухотрубного випарника затопленого типу відповідно до вихідних даних.

Вихідні дані:

- холодопродуктивність $\dot{Q}_0 = 35 \text{ кВт}$;
- температура довкілля $t_{н.с} = 30^\circ\text{C}$;
- холодильний агент R600a;
- охолодження охолоджуючого середовища у апараті $\Delta t_s = 5^\circ\text{C}$;
- температура у холодильній камері $t_{кам} = -2^\circ\text{C}$;
- втрати тепла у довкілля від апаратів $\xi = 0$;
- середовище, що охолоджує конденсатор – вода;
- нагрівання середовища у конденсаторі $\Delta t_g = 5^\circ\text{C}$;
- початкова температура середовища, що відводить тепло конденсації дорівнює температурі довкілля;
- охолоджуване середовище – розсіл (водний розчин хлориду кальцію з концентрацією солі $\xi = 20,9\%$);
- адіабатний ККД компресора $\eta_s = 0,8$
- вміст парової фази фреону на виході з випарника $x_2 = 1,0$ (суха насичена пара).

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ОДНОСТУПЕНЕВОЇ ПАРОКОМПРЕСІЙНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

На рис. 1.1 представлена принципова схема та цикл у p, h – координатах одноступінчастої парокомпресійної холодильної машини.

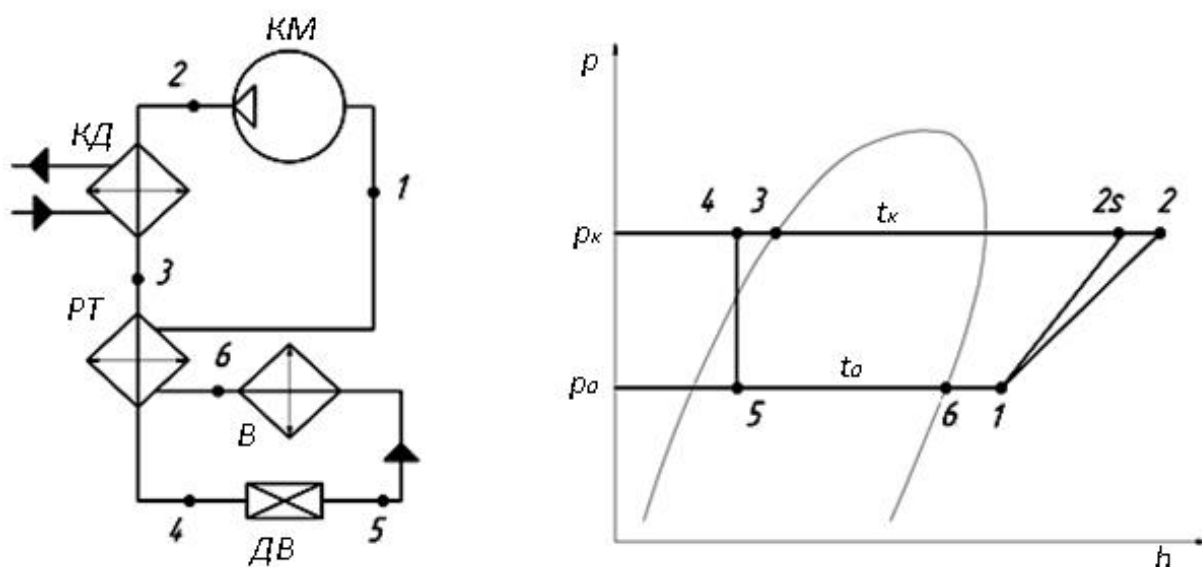


Рисунок 1.1 – Принципова схема та цикл у p, h – координатах одноступеневої парокомпресійної холодильної машини (ПКХМ)

Умовні позначення елементів, що подані на рис. 1.1:

KM – компресор; $KД$ – конденсатор; PT – регенеративний теплообмінник; $ДВ$ – дросельний вентиль; B – випарник

Термодинамічні процеси, що утворюють цикл одноступінчастої 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 ;

$3-4$ – переохолодження холодильного агента при тиску p_k у PT ;

						ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
							7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата			

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

5-6 – ізобарне підведення теплоти у випарнику *B* холодильної машини при тиску p_0 ;

6-1 – перегрівання пари холодильного агента у *РТ*.

Температура охолоджуючого середовища на вході в апарат

$$t_{s1} = t_{кам} - \Delta t_{np} = -2 - 5 = -7 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де Δt_{np} – недорекуперація у випарнику; для апаратів трубчатого типу з теплоносіями «рідина – рідина» складає $\Delta t_{np} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Температура охолоджуючого середовища на виході з апарату

$$t_{s2} = t_{s1} - \Delta t_s = -7 - 5 = -12 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де Δt_s – охолодження розсолу у випарнику.

Температура кипіння холодильного агента у холодильному циклі (випарнику)

$$t_0 = t_{s2} - \Delta t_s = -12 - 5 = -17 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації холодильного агента у циклі

$$t_k = t_{н.с} + \Delta t_v + \Delta t_{np} = 30 + 5 + 5 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Розглянемо регенеративний теплообмінник *РТ*.

Стан після *РТ* (т. 4) знаходимо з розгляду виразу теплового балансу *РТ*:

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_6,$$

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_6),$$

$$h_4 = 296 - (544 - 532) = 284 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Дійсні параметри у точці 2:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s} = 544 + \frac{616 - 544}{0,8} = 634 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Параметри у вузлових точках наведено у табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Параметри у вузлових точках ПКХМ

Параметри	1	2s	2	3	4	5	6
$t, ^\circ\text{C}$	-9	44	54	40	22	-17	-17
$p, \text{МПа}$	0,082	0,531	0,531	0,531	0,531	0,082	0,082
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	544	616	634	296	284	284	532
$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$	2,347	2,347	2,403	1,326	1,286	1,333	2,300
x	—	—	—	0	—	0,33	1,0

Питома холодопродуктивність

$$q_0 = h_6 - h_5 = 532 - 284 = 248 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор

$$q_K = h_2 - h_3 = 634 - 296 = 338 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питоме теплове навантаження на РТ

$$q_{РТ} = h_3 - h_4 = 296 - 284 = 12 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Холодопродуктивність

$$\dot{Q}_0 = 35 \text{ кВт}.$$

Масова витрата холодильного агента

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{35}{248} = 0,141 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Теплове навантаження на конденсатор

$$\dot{Q}_{КД} = q_K \cdot \dot{m}_a = 338 \cdot 0,141 = 47,7 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження на РТ

$$\dot{Q}_{РТ} = q_{РТ} \cdot \dot{m}_a = 12 \cdot 0,141 = 1,7 \text{ кВт}.$$

Питома робота компресора

$$l_K = h_2 - h_1 = 634 - 544 = 90 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Потужність компресора

$$N_{KM} = l_{KM} \cdot \dot{m}_a = 90 \cdot 0,141 = 12,7 \text{ кВт}.$$

Коефіцієнт термотрансформації циклу ПКХМ (внутрішній)

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{N_{KM}} = \frac{35}{12,7} = 2,76.$$

Коефіцієнт термотрансформації циклу ПКХМ (електричний)

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_0}{N_{KM}} \cdot \eta_{mex} \cdot \eta_{nep} \cdot \eta_{el} = \frac{35}{12,7} \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 0,92 = 2,28,$$

де η_{mex} – механічний ККД компресора;

η_{nep} – ККД передачі (муфти) «вал компресора – електродвигун», тому що з'єднання валу компресора з валом електродвигуна жорстке;

η_{el} – електричний ККД привода компресора.

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2 РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО ВИПАРНИКА ЗАТОПЛЕНОГО ТИПУ

1.1 Тепловий розрахунок апарату

Графік розподілу температур у випарнику поданий на рис. 1.1.

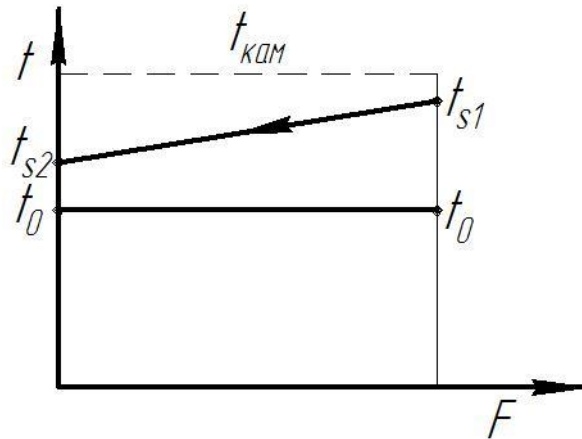


Рисунок 1.1 – Графік розподілу температур у випарнику

Масова витрата розсолу

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{Q}_0}{c_s \cdot \Delta t_s} = \frac{35}{3,014 \cdot 5} = 2,32 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

де c_s – теплоємність розсолу при середній температурі
 $t_s = 0,5 \cdot (t_{s1} + t_{s2}) = 0,5 \cdot (-7 + (-12)) = -9,5^\circ \text{C}$.

Площа поверхні теплопередачі

$$F_{\text{вн}} = \frac{\dot{Q}_0}{k \cdot \theta_m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_{F_{\text{вн}}}},$$

					ХМД 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		12

де k – коефіцієнт теплопередачі, $Вт/(м^2 К)$;

θ_m – середня логарифмічна різниця температур, $^{\circ}C$.

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta_m = \frac{\Delta t_s}{\ln\left(\frac{t_{s1}-t_0}{t_{s2}-t_0}\right)} = \frac{5}{\ln\left(\frac{-7-(-17)}{-12-(-17)}\right)} = 7,22^{\circ}C.$$

Теплофізичні властивості розсолу обираємо з [5, табл. 100].

Теплофізичні властивості розсолу ($CaCl_2$) при середній температурі:

- концентрація солі у розчині, % 20,9
- температура замерзання, $^{\circ}C$ -19,2
- густина ρ_s , $кг/м^3$ 1190
- питома теплоємність c_s , $кДж/(кг \cdot K)$ 3,014

Коефіцієнти:

- теплопровідності λ_s , $Вт/(м \cdot K)$ 0,527
- кінематичної в'язкості ν_s , $м^2/с$ $4,25 \cdot 10^{-6}$
- динамічної в'язкості μ_s , $Па \cdot с$ $5,07 \cdot 10^{-3}$
- число Прандтля Pr_s 28,9.

Задаємося основними параметрами, що характеризують поверхню теплопередачі: труби мідні з накатними ребрами діаметром 20x3 мм. Розміри профілю ребер: внутрішній діаметр $d_{вн}=13,3$ мм, діаметр за окружністю ребер $d_p=20,6$ мм, діаметр за окружністю впадин $d_{вн}=17,6$ мм, крок ребер $s_p=1,5$ мм, товщина біля вершини ребра $\delta=0,4$ мм, кут між ребрами $\alpha=30^{\circ}$ [3].

Коефіцієнт оребрення труби

$$\beta = \frac{d_p \cdot \delta + d_{en} \left(s_p - \delta - 2 \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} \right) \cdot \frac{d_p - d_{en}}{2} \right) + 2 \cdot \left(\frac{d_p + d_{en}}{2} \cdot \frac{d_p - d_{en}}{2 \cdot \cos \left(\frac{\alpha}{2} \right)} \right)}{d_{en} \cdot s_p} = 3,65.$$

Задаємося швидкістю розсолу у трубах, що дорівнює $w_s = 2,5 \text{ м/с}$. Тоді кількість труб у одному ході апарату дорівнює

$$n_1 = \frac{4 \cdot \dot{m}_s}{\pi \cdot d_{en}^2 \cdot w_s \cdot \rho_s} = \frac{4 \cdot 2,32}{3,14 \cdot 0,0133^2 \cdot 2,5 \cdot 1190} = 5,61.$$

Задаємося $n_1 = 6$, тоді швидкість розсолу дорівнює

$$w_s = \frac{4 \cdot \dot{m}_s}{\pi \cdot d_{en}^2 \cdot n_1 \cdot \rho_s} = \frac{4 \cdot 2,32}{3,14 \cdot 0,0133^2 \cdot 6 \cdot 1190} = 2,34 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Визначаємо режим руху розсолу за критерієм Рейнольдса

$$\operatorname{Re}_s = \frac{w_s \cdot d_{en}}{\nu_s} = \frac{2,34 \cdot 0,0133}{4,25 \cdot 10^{-6}} = 7324.$$

Режим руху розсолу перехідний, тоді число Нусельта дорівнює:

$$\operatorname{Nu}_s = 0,021 \cdot \operatorname{Re}_s^{0,8} \cdot \operatorname{Pr}_s^{0,43} \cdot \varepsilon_{nep} = 0,021 \cdot 7324^{0,8} \cdot 28,9^{0,43} \cdot 0,96 = 105,8.$$

де $\varepsilon_{nep} = 0,96$ – поправковий коефіцієнт, що враховує перехідний режим руху рідини за умови $\operatorname{Re}_s = 7324$.

Тоді коефіцієнт тепловіддачі з боку розсолу дорівнює:

					ХМД 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\alpha_s = \frac{Nu_s \cdot \lambda_s}{d_{\text{вн}}} = \frac{105,8 \cdot 0,527}{0,0133} = 4192 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Густина теплового потоку з боку розсолу:

$$q_{Fs} = \frac{\theta_s}{\frac{1}{\alpha_s} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{1}{\frac{1}{4192} + 0,2 \cdot 10^{-3}} \cdot \theta_s = 2280 \cdot \theta_s,$$

де $\sum \delta_i / \lambda_i$ – термічний опір забруднень та мідної трубки з накатними ребрами, $\sum \delta_i / \lambda_i = 0,2 \dots 0,3 \cdot 10^{-3} (м^2 \cdot К) / Вт$.

Густина теплового потоку при кипінні фреону

$$q_{Fa} = C_0^4 \cdot [F(\pi)]^4 \cdot \left(\frac{Rz}{Rz_{em}} \right)^{0,8} \cdot \theta_a^4 \cdot \varepsilon_n^4 \cdot \frac{F_3}{F_{\text{вн}}},$$

де C_0 – коефіцієнт, що враховує властивості R600a

$$C_0 = 550 \cdot p_{кр}^{\frac{1}{4}} \cdot T_{кр}^{-\frac{7}{8}} \cdot M^{-\frac{1}{8}} = 550 \cdot 36,5^{\frac{1}{4}} \cdot 408^{-\frac{7}{8}} \cdot 58,12^{-\frac{1}{8}} = 4,22,$$

де M – молекулярна маса;

$$F(\pi) = 0,14 + \left(1,6 + \frac{0,4}{1 - \frac{p_0}{p_{кр}}} \right) \cdot \frac{p_0}{p_{кр}} = 0,14 + \left(1,6 + \frac{0,4}{1 - \frac{0,825}{36,5}} \right) \cdot \frac{0,82}{36,5} = 0,186,$$

де Rz – абсолютна середня висота нерівностей на шорсткій поверхні, мкм ($Rz_{em} = 1$ мкм);

ε_n – поправковий множник, що враховує вплив кількості рядів у пучку труб;

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\beta = \frac{F_3}{F_{вн}} = 3,65 \text{ – коефіцієнт оребрення.}$$

Таким чином, густина теплового потоку за умови кипіння R600a:

$$q_{Fa} = 4,22^4 \cdot 0,186^4 \cdot \left(\frac{4}{1}\right)^{0,8} \cdot \theta_a^4 \cdot 2,2^4 \cdot 3,65 = 98,3 \cdot \theta_a^4.$$

Визначимо питомий тепловий потік у випарнику графоаналітичним методом. Для цього виконаємо розрахунки за поданими вище залежностями, а результати зведемо до таблиць значення функцій для деякого інтервалу, задаючись інтервалом зміни аргументу.

Результати розрахунків подані в табл. 2.1 і 2.2.

Таблиця 2.1 – Густина теплового потоку зі сторони холодильного агента

$\theta_a, ^\circ\text{C}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
q_{Fa}	0	98,3	1573	7962	25160	61440	127400	236000	402600

Таблиця 2.2 – Густина теплового потоку зі сторони розсолу

$\theta_s, ^\circ\text{C}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
q_{Fs}	0	2294	4588	6882	9176	11470	13760	16060	18350

Будуємо залежності густини теплового потоку з боку розсолу $q_{Fs, вн} = f(\theta_s)$ та з боку холодильного агента $q_{Fa, вн} = f(\theta_a)$ у інтервалі температур $0 \leq \theta_a \leq \theta_m$ та $\theta_m \leq \theta_s \leq 0$.

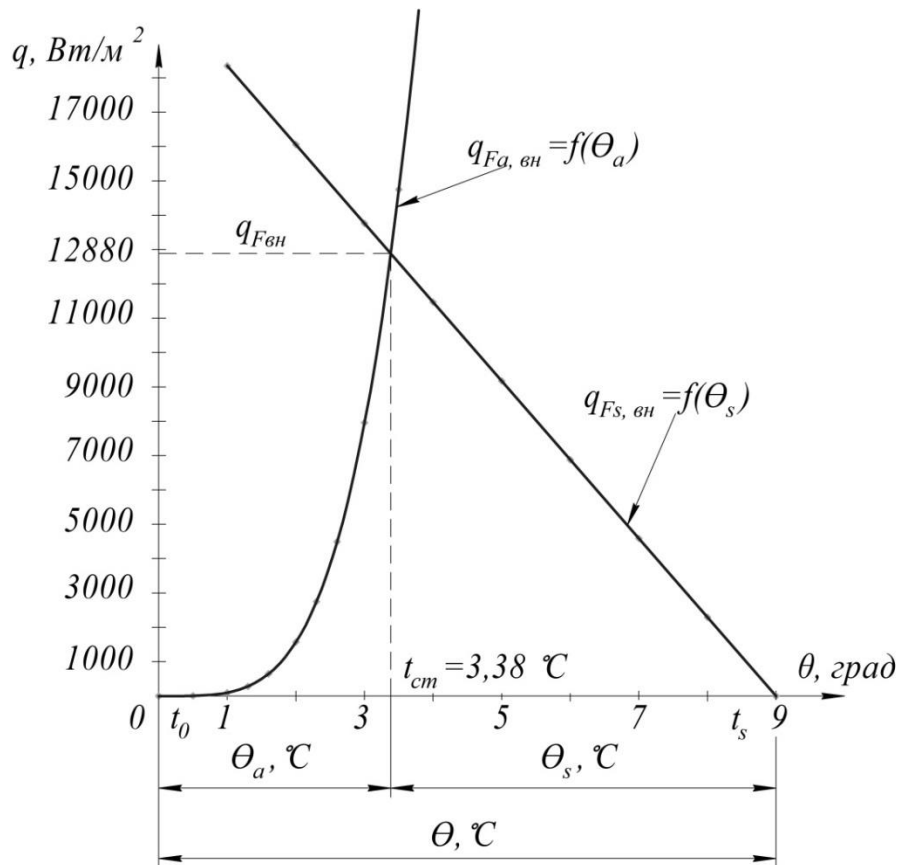


Рисунок 2.1 – Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку у випарнику

З рис. 2.1 визначаємо питомий тепловий потік, що дорівнює $q_{F_{вн}} = 12880 \frac{Вт}{м^2}$.

Площа поверхні теплопередачі

$$F_{вн} = \frac{\dot{Q}_0}{k \cdot \theta_m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_{F_{вн}}} = \frac{35 \cdot 10^3}{12880} = 2,72 \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт теплопередачі апарату

$$k = \frac{q_{F_{вн}}}{\theta_m} = \frac{12880}{7,22} = 1783,9 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2.2 Конструктивний розрахунок випарника [2]

Задаємося розміщенням труб на площині трубної решітки за вершинами правильних шестикутників.

Крок труб: $s = 1,3 \cdot d_p = 1,3 \cdot 20,6 = 26,8 \text{ мм}$.

Задаємося $s = 27 \text{ мм}$.

Задаємося відношенням довжини труби до діаметра апарату $k = l/D = 6$.

Кількість труб, розміщених по діагоналі зовнішнього шестикутника:

$$m = 0,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{вн}}{k \cdot s \cdot d_{вн}}} = 0,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,72}{6 \cdot 0,027 \cdot 0,0133}} = 8,1.$$

Задаємося $m = 9$.

Внутрішній діаметр обичайки: $D_{вн} = m \cdot s = 9 \cdot 27 = 243 \text{ мм}$.

З урахуванням неповного заповнення фреону у міжтрубному просторі випарника задаємося $D_{вн} = 250 \text{ мм}$.

Довжина труб у пучку: $l = k \cdot D_{вн} = 6 \cdot 250 = 1500 \text{ мм}$.

Задаємося $l = 1500 \text{ мм}$.

Загальна кількість труб у випарнику

$$n = \frac{F_{вн}}{l \cdot \pi \cdot d_{вн}} = \frac{2,72}{1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,0133} = 44.$$

Задаємося $n = 48$. Кількість ходів у апараті: $z = n/n_1 = 44/6 = 7,3$.

Задаємося $z = 8$.

Задаємося швидкістю фреону на вході у випарник $w_{вх} = 10 \text{ м/с}$, на виході $w_{вих} = 20 \text{ м/с}$.

Діаметр парового патрубку на вході у випарник

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$d_{ex} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_a \cdot v_{ex}}{\pi \cdot w_{ex}}},$$

де v_{ex} – питомий об'єм пари на вході у випарник

$$v_{ex} = \frac{x}{\rho''} + \frac{1-x}{\rho'} = \frac{0,33}{2,33} + \frac{1-0,33}{600} = 0,143 \frac{m^3}{kg},$$

де $x = 0,33$ – вміст парової фази фреону на вході у випарник;

ρ' , ρ'' – густини рідкої і парової фаз фреону, $\rho' = 600 \text{ кг/м}^3$,
 $\rho'' = 2,33 \text{ кг/м}^3$

$$d_{ex} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,141 \cdot 0,143}{3,14 \cdot 10}} = 0,051 \text{ м.}$$

Задаємося $d_{ex} = 50 \text{ мм.}$

Тут масова витрата холодильного агенту у апараті

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_0}{(x_2 - x_1) \cdot r} = \frac{35}{(1 - 0,33) \cdot 369,7} = 0,141 \text{ кг/с},$$

де r – питома теплота пароутворення фреону при температурі кипіння t_0 .

Аналогічно визначаємо діаметр вихідного патрубку.

Питомий об'єм пари на виході з випарника $v_{ex} = 0,46 \text{ м}^3/\text{кг}$, тоді

$$d_{вих} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,141 \cdot 0,46}{3,14 \cdot 20}} = 0,064 \text{ м.}$$

					ХМД 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Задаємося $d_{вих} = 65$ мм.

Діаметр патрубків для розсолу

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{Q}_0}{\pi \cdot w \cdot c_s \cdot \rho_s \cdot \Delta t_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35}{3,14 \cdot 2,34 \cdot 3,014 \cdot 1190 \cdot 5}} = 0,033 \text{ м.}$$

Задаємося $d_p = 33$ мм.

2.3 Гідравлічний розрахунок апарату

Гідравлічний опір випарника розраховується за формулою:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{тер} + \sum \Delta p_M.$$

Втрати тиску на тертя:

$$\sum \Delta p_{тер} = \lambda \cdot \frac{l \cdot z}{d_{вн}} \cdot \rho_y \cdot \frac{w^2}{2},$$

де λ – коефіцієнт опору тертя.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1,8 \cdot \lg \left(\frac{6,81}{\text{Re}_y} + \frac{\bar{\Delta}^{1,111}}{4,33} \right);$$

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_{вн}} = \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,0133} = 0,015,$$

де $\Delta = 0,2 \cdot 10^{-3}$ – середня шорсткість поверхні труби.

Тоді

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1,8 \cdot \lg \left(\frac{6,81}{\text{Re}_s} + \frac{\bar{\Delta}^{1,111}}{4,33} \right) = -1,8 \cdot \lg \left(\frac{6,81}{7324} + \frac{0,015^{1,111}}{4,33} \right) = 4,515;$$

$$\lambda = \left(\frac{1}{4,515} \right)^2 = 0,049.$$

Втрати тиску на тертя

$$\sum \Delta p_{\text{тер}} = \lambda \cdot \frac{l \cdot z}{d_{\text{вн}}} \cdot \rho_y \cdot \frac{w^2}{2} = 0,049 \cdot \frac{1,5 \cdot 8}{0,0133} \cdot 1190 \cdot \frac{2,34^2}{2} = 144037 \text{ Па}.$$

Місцеві втрати тиску:

$$\sum \Delta p_m = \zeta \cdot \frac{\rho_s \cdot w_s^2}{2},$$

де ζ – коефіцієнт опору.

Коефіцієнт місцевого опору:

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

де a – кількість вхідних камер, $a=8$;

b – кількість вихідних камер $b=8$;

c – кількість поворотів потоку розсолу в кришках випарника $c=7$;

$\zeta_1=1,5$ – коефіцієнт місцевого опору раптового звуження проходу (вхідна камера);

$\zeta_2=1,5$ – коефіцієнт місцевого опору раптового розширення проходу

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

(вихідна камера);

$\zeta_3=2,5$ – коефіцієнт місцевого опору повороту потоку на 180° всередині кришки при переході з одного пучка трубок в інший.

Коефіцієнт опору дорівнює:

$$\zeta = 8 \cdot 1,5 + 8 \cdot 1,5 + 7 \cdot 2,5 = 41,5.$$

Тоді місцеві втрати дорівнюють:

$$\Delta p_m = 41,5 \cdot \frac{1190 \cdot 2,34^2}{2} = 136509 \text{ Па}.$$

Гідравлічний опір випарника:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\text{тер}} + \sum \Delta p_m = 144037 + 136509 = 280546 \text{ Па}.$$

Потужність двигуна насосу для перекачування розсолу

$$N_n = \frac{\dot{m}_s \cdot \Delta p}{\rho_s \cdot \eta_n} = \frac{2,32 \cdot 280546}{1190 \cdot 0,6} = 912 \text{ Вт},$$

де η_n – ККД насосу (задаємося).

2.4 Визначення масогабаритних показників апарату [6]

Компактність апарату

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		22

$$K = \frac{F}{V_a} = \frac{2,72}{0,095} = 28,63 \text{ м}^{-1},$$

де F – поверхня теплообміну;

V – об'єм апарату, який знаходимо за формулою:

$$V_a = \frac{\pi \cdot D_{\text{зов}}^2}{4} \cdot l_{\text{ан}} = \frac{3,14 \cdot 0,258^2}{4} \cdot 1,8 = 0,095 \text{ м}^3.$$

Маса однієї трубки

$$m_{\text{тр}} = \rho_{\text{тр}} \cdot V_{\text{тр}} = \rho_{\text{тр}} \cdot \left[\frac{\pi \cdot (\bar{d}_n^2 - d_{\text{вн}}^2)}{4} \cdot l \right] = 8900 \cdot \left[\frac{3,14 \cdot (0,0191^2 - 0,0133^2)}{4} \cdot 1,5 \right] \approx 1,97 \text{ кг},$$

де $\rho_{\text{тр}} = 8900 \text{ кг/м}^3$ – густина міді; l – довжина труби в апараті.

Маса трубного пучка:

$$\sum m_{\text{тр}} = n \cdot m_{\text{тр}} = 44 \cdot 1,97 = 87 \text{ кг},$$

де n – загальна кількість труб в апараті.

Маса обичайки

$$m_{\text{об}} = \rho_{\text{об}} \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D_n^2 - D_{\text{вн}}^2)}{4} \cdot l_{\text{об}} \right] = 7850 \cdot \left[\frac{3,14 \cdot (0,258^2 - 0,25^2)}{4} \cdot 1,5 \right] = 40 \text{ кг},$$

де $D_n = 0,258 \text{ м}$ – зовнішній діаметр апарату.

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Маса трубної решітки

$$m_{m.p} = \rho_{m.p} \cdot \left[\left(\frac{\pi \cdot D_{m.p}^2}{4} \cdot l_{m.p} \right) - \left(\frac{\pi \cdot d_{труби}^2}{4} \cdot l_{m.p} \cdot n_{труб} \right) - \left(\frac{\pi \cdot d_{бол}^2}{4} \cdot l_{m.p} \cdot n_{бол} \right) \right] \cdot 2 =$$
$$= 7850 \cdot \left[\left(\frac{3,14 \cdot 0,3275^2}{4} \cdot 0,025 \right) - \left(\frac{3,14 \cdot 0,0204^2}{4} \cdot 0,025 \cdot 44 \right) - \left(\frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} \cdot 0,025 \cdot 18 \right) \right] \cdot 2 =$$
$$= 26,3 \text{ кг.}$$

Сумарна маса усіх труб, обичайки та трубних решіток

$$\sum m = \sum m_{mp} + m_{об} + m_{m.p} = 87 + 40 + 26,3 = 153,3 \text{ кг.}$$

Маса апарата

$$m_{an} = 1,25 \cdot \sum m = 1,25 \cdot 153,3 = 191,6 \text{ кг.}$$

Металоемність апарату

$$M = \frac{m_{an}}{F} = \frac{191,6}{2,72} = 70,5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}.$$

2.5 Техніко-економічний розрахунок апарату [6]

Тепловий ККД теплообмінного апарату

$$\eta = \frac{\Delta t_s}{t_{s1} - t_0} = \frac{5}{-7 - (-17)} = 0,5.$$

					ХМД 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		24

Ексергетичний ККД апарату визначаємо з розгляду апарату за методом «чорного ящика» та з позицій визначення потоків «продукту» та «палива».

Схема перетворень потоків ексергії подана на рис. 2.1.

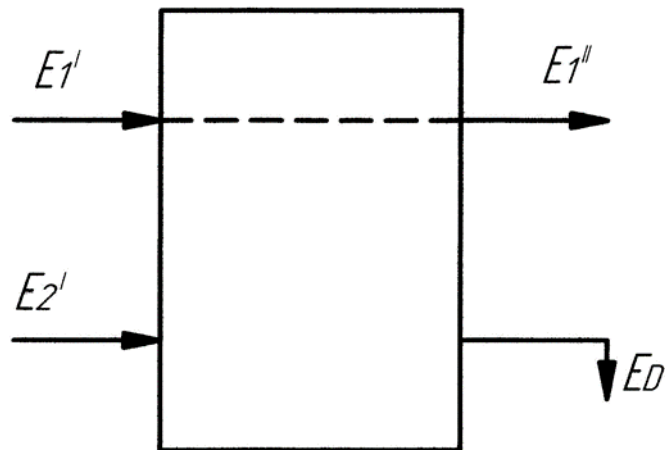


Рисунок 2.1 – Ексергетична схема теплообмінного апарату

Умовні позначення до рис. 2.1: E_1' і E_1'' – потоки ексергії по прямому теплоносію (повітря); E_2' – потік ексергії, охолоджувальної води; E_D – втрати ексергії в теплообмінному апараті.

Ексергетичний ККД апарату

$$\varepsilon = \frac{E_P}{E_F},$$

де E_P – ексергія продукту;

E_F – ексергія палива.

Зміна ексергії холодильного агенту між входом і виходом

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\Delta E_a = \dot{m}_a \cdot (e_{1a} - e_{2a}) = \dot{m}_a \cdot [(h_{1a} - h_{2a}) - T_{н.с} \cdot (s_{1a} - s_{2a})] =$$

$$= 0,141 \cdot [(283,9 - 531,6) - 293 \cdot (1,333 - 2,3)] = 5,024 \text{ кВт},$$

де s_{1a} , s_{2a} – питомі ентропії холодильного агенту на вході та виході з апарату;

h_{1a} , h_{2a} – питомі ентальпії холодильного агенту на вході та виході з апарату.

·
Зміна ексергії розсолу

$$\Delta E_s = \dot{m}_s \cdot (e_{s2} - e_{s1}) = \dot{m}_s \cdot c_s \cdot \left[(t_{s2} - t_{s1}) - T_{н.с} \cdot \ln \left(\frac{T_{s2}}{T_{s1}} \right) \right] + \frac{\Delta p}{\rho_s} =$$

$$= 2,32 \cdot 3,014 \cdot \left[(-12 - (-7)) - 293 \cdot \ln \left(\frac{-12 + 273}{-7 + 273} \right) \right] + \frac{280,546}{1190} = 4,151 \text{ кВт}.$$

Ексергія продукту

$$E_p = \Delta E_s = 4,151 \text{ кВт}.$$

Ексергія палива

$$E_F = \Delta E_a + N_n = 5,024 + 0,912 = 5,936 \text{ кВт}$$

Ексергетичний ККД апарату

$$\varepsilon = \frac{4,151}{5,936} = 0,699.$$

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3 ОХОРОНА ПРАЦІ

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

3.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів

У будь-якому обладнанні, що проектується, або технологічному процесі конструктором передбачається можливість виникнення потенційних небезпек і шкідливостей проєктованого обладнання. Також на стадії конструкторської розробки установки розробляються заходи для того, щоб уникнути виникнення небезпек і шкідливостей або якщо вони виникнуть, запобігти їм.

Холодильні системи є джерелом таких видів небезпеки:

1) небезпека від прямого впливу температури:

- крихкість металів за низьких температур;
- замерзання рідких холодоносіїв (води, соляних розчинів) у замкненому просторі;

- термічні напруження;

- пошкодження споруд через замерзання ґрунту під ними;

- шкідливий вплив на людей, спричинений низькими температурами;

2) небезпека, спричинена дією підвищеного тиску:

- збільшення тиску конденсації, викликане невідповідним охолодженням або парціальним тиском неконденсованих газів або накопиченням мастила або рідкого холодоагенту;

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

– збільшення тиску насиченої пари, викликане надмірним зовнішнім нагріванням (рідкого охолоджувача) або високою температурою навколишнього середовища при тривалому простому встановленні;

– розширення рідкого холодоагенту в замкнутому просторі без присутності пари, спричинене підйомом зовнішньої температури;

– пожежа;

3) небезпека прямого впливу рідкої фази:

– надмірне заповнення або затоплення апарату;

– наявність рідини в компресорах, спричинена сифонуванням або конденсацією в компресорі;

– втрати мастила через його емульгування;

4) небезпека витікання холодоагенту:

– пожежа;

– вибух;

– токсичність;

– паніка;

– асфіксія (задуха).

Треба звернути увагу на небезпеки, спільні для всіх холодильних систем, такі як підвищена температура при нагнітанні, рідинне пробкоутворення, неправильна експлуатація (закритий нагнітальний клапан під час роботи) або зменшення механічної міцності внаслідок корозії, ерозії, термічного напруження, рідинного удару або вібрації.

Відповідно до ГОСТ 12.0.003-74* (СТ РЕВ 790-77) «Система стандартів безпеки праці. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори. Класифікація» небезпечні та шкідливі виробничі фактори поділяються за своєю дією на такі групи: фізичні, хімічні, біологічні, психофізіологічні [8].

Засоби захисту від небезпечних та шкідливих виробничих факторів поділяються на дві категорії: засоби колективного захисту та засоби індивідуального захисту [10, 11].

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Відповідно до ДСТУ 7238 : 2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби колективного захисту працюючих. Загальні вимоги та класифікація» до основних засобів колективного захисту відносяться огорожувальні та запобіжні пристрої, сигналізатори про небезпеку, розпізнавальне фарбування та знаки безпеки, дистанційне управління, спеціальні засоби безпеки. [10]

Відповідно до ДСТУ 7239:2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація» до основних засобів індивідуального захисту відносяться: ізолюючі костюми, засоби захисту органів дихання, спеціальний одяг, спеціальне взуття, засоби захисту рук, голови, органів слуху. [11]

Шум і вібрація

При розробці технологічних процесів, проектуванні, виготовленні та експлуатації машин, виробничих будівель та споруд, а також при організації робочого місця треба вживати всіх необхідних заходів щодо зниження шуму, що діє на людину на робочих місцях, до значень, що не перевищують допустимі:

- розробкою шумобезпечної техніки;
- застосуванням засобів та методів колективного захисту (ГОСТ 12.1.029-80(2001)) «Сигнальні кольори та знаки безпеки» для всіх галузей народного господарства та встановлює призначення, характеристики та порядок застосування сигнальних кольорів, а також форму, розміри, кольори та порядок застосування знаків безпеки;
- застосуванням засобів індивідуального захисту (ГОСТ 12.4.051-87) «Засоби індивідуального захисту органу слуху».

Зони з рівнем звуку або еквівалентним рівнем звуку вище 85 дБ(А) повинні бути позначені знаками безпеки (ГОСТ 12.1.029-80(2001)). Адміністрація, що працює у цих зонах зобов'язана постачати засоби

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

індивідуального захисту (ГОСТ 12.4.051-87) «Кошти індивідуального захисту органу слуху», подані дані у табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Засоби індивідуального захисту органів слуху

Тип протишумового захисту	Група	Акустична ефективність, дБ, у третині октавних смуг із середньгеометричними частотами, Гц, не менше						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
Протишумові навушники (у тому числі із кріпленням на захисній касці)	А	15	20	25	30	35	35	35
	Б	5	10	15	22	28	30	32
	В	–	5	10	15	20	25	25
Протишумові вкладиші	А	14	18	22	25	30	30	30
	Б	10	15	18	20	22	24	26
Протишумові шоломи	А	20	23	30	35	40	45	45
	Б	10	15	25	30	35	40	40

На підприємствах, організаціях та установах має бути забезпечений контроль значень шуму на робочих місцях не рідше одного разу на рік.

При роботі компресорної установки шум створюється зворотними клапанами, фільтрами на всмоктувальній лінії, частинами, що обертаються, зубчастими передачами обладнання, газом, що рухається по трубопроводах, а також несправними і зношеними деталями. Шуми утворюються також під час продування посудин і трубопроводів. При швидкості потоку газу понад 5 м/с з'являється додатковий шум у клапанах та згинах трубопроводів. Шум від турбіни як правило поширюється по повітропроводах, а також їх стінкам, каркасам будівлі.

Шум шкідливо впливає на здоров'я обслуговуючого персоналу компресорних установок. Працюючи за умов шуму, цей персонал часто поступово втрачає слух та працездатність. Якщо обслуговуючий персонал перестане чути сигнали контрольно-вимірювальних приладів, а також засобів автоматики, це може призвести до травм та аварії компресорної установки.

Рівень звуку на постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях та на території підприємств згідно із санітарними нормами проектування промислових підприємств та ГОСТ 12.1.003-83, що встановлює класифікацію шуму, характеристики та допустимі рівні шуму на робочих місцях, загальні вимоги до захисту від шуму на робочих місцях, шумових характеристик машин, механізмів, засобів транспорту та іншого обладнання (далі – машин) та вимірювання шуму за умови тривалої безперервної роботи обладнання не повинен перевищувати 85 дБ(А). Якщо рівень звуку перевищує цей рівень, необхідно вжити заходів для зниження виробничого шуму до встановленої величини.

У стандартах та (або) технічних умовах на машини повинні бути встановлені граничні значення шумових характеристик цих машин.

Шумову характеристику треба вибирати з числа передбачених ГОСТ 23941-2002 поширюється на машини, механізми, обладнання, прилади всіх видів та інші джерела повітряного шуму.

У холодильному блоці основні джерела шуму – компресор і вентилятори конденсатора. Із загального обсягу шуму на компресор припадає 22 %, на вентилятор 40 %, а на холодильний контур та трубопроводи 38 %.

Шум утворюється не безпосередньо цими компонентами, а за умови переміщення в них рідини (води) або газу (холодильного агенту). Як правило за умови будь-якої зміни параметрів потоку утворюється шум, який може бути помічений.

Як правило кондиціонери для середніх та малих приміщень мають незначні параметри рівня шуму. Рівень тиску шуму L_p може змінюватись від

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

25 дБ(А) маленького вентилятора (на відстані 1,5 м від джерела) до 50 дБ холодильного блоку з повітряним охолодженням (на відстані 10 м від джерела). Деякі типові показники рівнів тиску шуму кондиціонерів та його компонентів наведені у табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Типові показники рівнів тиску шуму для установок кондиціонування повітря

Обладнання	Рівень тиску шуму, дБ(А)
Фанкойли, вентиляторні конвектори	25–50
Конденсатори з повітряним охолодженням теплопродуктивністю 7–22 кВт	40–43
Конденсатори з повітряним охолодженням теплопродуктивністю 29–130 кВт	44–48
Холодильні блоки з повітряним охолодженням теплопродуктивністю 7–42 кВт	35–42
Холодильні блоки з повітряним охолодженням холодопродуктивністю 7–21 кВт	40–43
Холодильні блоки з повітряним охолодженням холодопродуктивністю 24–105 кВт	42–48
Блоки спліт-систем холодопродуктивністю 3,8–13,4 кВт	44–50
Блоки спліт-систем холодопродуктивністю 8–13,4 кВт	41–42

Крім показників рівня шуму часто буває необхідно знати діапазон частот шуму, що утворюється кондиціонерами. Типові показники частот наведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Показники частот, у діапазоні яких виробляється найбільше шуму в кондиціонерах, Гц

Обладнання	Частоти, Гц
Холодильні блоки з повітряним охолодженням	250–2000
Вентиляційні конвектори та фанкойли	125–1000
Вентилятори та насоси	50–500
Вентиляційні ґратки	350–2500
Розподільники потоків газу	800–6000

Якщо значення шумових характеристик машин, що відповідають кращим світовим досягненням аналогічної техніки, перевищують значення, встановлені відповідно до вимог цього стандарту, то у стандартах та (або) технічних умовах на машини допускається встановлювати узгоджені в установленому порядку технічно досяжні значення шумових характеристик цих машин.

Технічно досяжні значення шумових характеристик машин повинні бути обґрунтовані:

- результатами вимірювання шумових характеристик представницького числа машин одним із методів ГОСТ 23941-2002, що поширюється на машини, механізми, обладнання, прилади всіх видів та інші джерела повітряного шуму;
- даними про шумові характеристики кращих моделей аналогічних машин, що випускаються за кордоном;
- аналізом методів та засобів зниження шуму, що використовуються в машині;
- наявністю розроблених засобів захисту від шуму до встановлених рівнів та включенням їх до нормативно-технічної документації на машину;
- планом заходів щодо зниження шуму до рівня, що відповідає вимогам цього стандарту.

Шумові характеристики машин або граничні значення шумових характеристик повинні бути вказані у паспорті на них, посібнику (інструкції) з експлуатації або іншій супровідній документації.

Вібрація виникає під час роботи агрегату, за наявності у ньому неврівноважених силових взаємодій (найчастіше вони періодичні).

Джерелами виникнення вібрації є: неврівноважені маси агрегату, що обертаються, удари деталей (зубчасті зачеплення, підшипникові вузли), дефекти та розбобтаності з'єднань окремих частин машини.

Вимоги регламентуються ГОСТ 12.1.012-90, що поширюється на робочі місця, на яких людина піддається впливу вібрації, машини та обладнання та технологічні процеси, що є джерелами вібрації.

Основним способом забезпечення вібробезпеки має бути створення та застосування вібробезпечних машин.

Вібробезпека праці має забезпечуватися:

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

Холодильні агенти

Залежно від ступеня небезпеки фізіологічного впливу на людей займистості та вибухонебезпечності сумішей з повітрям холодильні агенти поділяються на три групи:

- 1) незаймисті нетоксичні холодильні агенти;
- 2) токсичні та викликають корозію холодильні агенти, нижня межа займання яких (або нижня межа вибуху) становить понад 3,5 % за об'ємом у суміші з повітрям;
- 3) холодильні агенти, нижня межа займання яких (нижня межа вибуху) нижче 3,5 % за об'ємом у суміші з повітрям.

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		34

При використанні холодильних агентів різних груп в одній системі охолодження повинні враховуватися правила кожної групи.

Групи холодильних агентів

Група 1. До цієї групи належать незаймісті холодильні агенти, що мають такі властивості, що за умови повного заправлення системи в кількості, достатній для охолодження об'єкта, весь холодоагент (весь зарядка) може бути викинутий в навколишнє середовище, де знаходяться люди, і при цьому не будуть перевищені межі.

Використання системи безпосереднього охолодження в приміщенні, зайнятому людьми, є важливою проблемою безпеки. Безпосередні системи повинні підпорядковуватися вимогам, викладеним щодо дозволеної кількості холодоагентів, що регламентуються через їхню токсичність та небезпеку асфіксії. Токсичні продукти розкладання можуть за певних умов утворюватися в результаті контакту з полум'ям або нагрітими поверхнями.

Основними продуктами розкладання холодильних агентів групи 1, крім вуглекислого газу, є соляна та фтористоводнева кислоти. При всій їх токсичності вони автоматично надійно даються взнаки завдяки надзвичайно різкому, дратівливому запаху навіть при слабкій концентрації.

Група 2. До цієї групи належать токсичні холодильні агенти. Декілька холодоагентів цієї групи є також займистими, але з нижньою межею займистості, що дорівнює або вище 3,5 % за об'ємом, що вимагає належних додаткових обмежень.

Аміак – єдиний холодильний агент цієї групи, який широко застосовується у холодильній промисловості. У нього є перевага, тому що він завдяки своєму різкому запаху сигналізує про витік навіть за умови концентрації набагато нижчій, ніж рівень концентрації, що становить небезпеку. Аміак є займистим лише в дуже обмеженому діапазоні концентрацій. При підвищенні температури займистість аміаку збільшується.

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		35

Група 3. До цієї групи відносять вибухонебезпечні і легкозаймисті холодильні агенти з нижньою межею займистості нижче 3,5 % за об'ємом. Ці холодильні агенти як правило слабкотоксичні.

Таблиця 3.4 – Індекси безпеки холодоагентів за стандартом 34-1997 ASHRAE

Ступінь займання	Ступінь токсичності	
	Низька	Висока
Висока	A3	B3
Низька	A2	B2
Відсутня	A1	B1

Холодильний агент R600a (ізобутан)

Ізобутан – газ без кольору та запаху. Застосовується в холодильній промисловості як холодильний агент, особливо для побутових холодильників. Він не руйнує озоновий шар. Застосування ізобутану як холодильного агенту дозволяє забезпечити знижене енергоспоживання. Ізобутан горючий, легко спалахує і вибухонебезпечний, але лише за умови взаємодії з повітрям при об'ємній частці холодильного агенту 1,3–8,5 %. Нижня межа (1,3 %) відповідає 31 г R600a на 1 м³ повітря; верхня межа (8,5 %) – 205 г R600a на 1 м³ повітря. Температура спалаху 460 °С. Холодильні агрегати з використанням R600a характеризуються меншим рівнем шуму через низький тиск у робочому контурі.

На холодильники, що працюють на горючих холодоагентах, яким є і ізобутан, поширюються додаткові вимоги безпеки. Вони повинні мати таку конструкцію, щоб за умови незапланованого витоку холодоагенту із системи в зонах розміщення електричних вузлів, здатних ініціювати запалення, не могла утворюватися вибухонебезпечна концентрація.

Фізичні властивості R600a наведені в табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Фізичні властивості R600a

Параметр	Значення
Молекулярна маса	58,12
Температура кипіння за умови 0,1 МПа, °С	-11,70
Густина речовини за температури 25 °С, г/см ³	0,551
Тиск кипіння за температури 25 °С, МПа	0,498
Критична температура, °С	135
Критичний тиск, МПа	3,65
Критична густина, г/см ³	0,221
Прихована теплота пароутворення, кДж/кг	366,5
Межі вибухонебезпеки, % (об'ємні частки у суміші з повітрям)	1,8–8,5
Розчинність у мастилі	не обмежена
Група безпеки за класифікацією ASHRAE	A3

Вплив холодильного агента R600a на людину

Має наркотичну та галюциногенну дію. При попаданні в легені швидко всмоктується до крові, зменшуючи кількість розчиненого у ній кисню. В середньому молекули ізобутану досягають мозку через 2–3 секунди. Потрапивши до кровоносної системи головного мозку, ізобутан частково блокує надходження кисню до нейронів. Гіпоксія мозку викликає тахікардію та порушення координації рухів.

3.2 Вимоги правил безпечної експлуатації під час проєктування холодильних установок [7]

Будівельна частина та розміщення обладнання для фреонових холодильних установок

При розміщенні холодильного обладнання прагнуть забезпечити: зручність монтажу, обслуговування та ремонту установки та її елементів; компактність розташування обладнання, що дозволяє скоротити площу для його встановлення та довжину трубопроводів; можливість реконструкції та розширення без тривалої зупинки обладнання; дотримання вимог техніки безпеки та протипожежного захисту.

Компресори та апарати установок розміщують у машинних відділеннях заввишки не менше ніж 3,5 м, а за умови об'ємної подачі компресорів до $0,042 \text{ м}^3/\text{с}$ – у відділеннях заввишки не менше ніж 2,6 м.

Машинні відділення розташовують на будь-якому поверсі або у підвалі. Кількість фреону в установках, розміщених у машинних відділеннях, не обмежується. У деяких випадках побудова спеціального машинного відділення є недоцільною. Допускається розміщення фреонових холодильних установок у виробничих приміщеннях разом з іншим технологічним обладнанням за умови, що в цих приміщеннях знаходиться персонал, що пройшов інструктаж та техніки безпеки на фреонових холодильних установках.

В одному приміщенні з фреоновими установками забороняється розміщувати апарати та прилади з відкритим полум'ям або з нагрітими зовнішніми поверхнями, температура яких перевищує $350 \text{ }^\circ\text{C}$. Двері машинних відділень повинні виходити назовні будівель або коридори (вестибюлі), відокремлені дверима від інших приміщень, і відкриватися у бік виходу.

Мінімальні розміри проходів для фреонових установок з об'ємною подачею компресорів більше $0,017 \text{ м}^3/\text{с}$ повинні становити: основний прохід або відстань між регулювальною станцією та виступаючими частинами

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

компресорів – 1,5 м, між виступаючими частинами компресорів – 1,0 м, між гладкою стінкою та компресором апаратом) – 0,8 м.

Мінімальні розміри проходів для обслуговування установок з об'ємною подачею компресорів менше $0,017 \text{ м}^3/\text{с}$ повинні становити: головний прохід і прохід від електроцита до виступаючих частин машин – 1,2 м між виступаючими частинами машин – 1 м.

Вимоги до систем трубопроводів. Кріплення трубопроводів не повинно допускати їх вібрації. Трубопроводи, що приєднуються до компресорів та насосів, не повинні жорстко кріпитися до конструкцій будівлі; за необхідності застосування жорстких кріплень передбачають компенсуючі пристрої.

На прямих ділянках трубопроводів діаметром понад 50 мм та довжиною понад 100 м встановлюють спеціальні компенсатори та кріплення, що забезпечують зміну довжини трубопроводів при коливанні їх температури.

Трубопроводи (разом з арматурою та ізоляцією) фарбують кольором, що відповідає їх призначенню.

Таблиця 3.6 – Кольори трубопроводів, що відповідають їх призначенню

Трубопровід	Колір
Аміачний та фреоновий:	
– всмоктувальні	Синій
– нагнітальні	Червоний
Аміачні рідинні	Жовтий
Фреонові рідинні	Сріблястий (алюмінієвою фарбою)
Розсільні (подавальні та зворотні)	Сірий
Водяні (подавальні та зворотні)	Зелений

Напрямок руху холодильного агенту, розсолу та води в трубах вказують стрілками, нанесеними чорною фарбою на видних місцях поблизу кожного вентиля та засувки.

Щоб уникнути пошкодження труб вантажами або транспортними засобами, не допускають прокладання трубопроводів до охолоджувальних пристроїв через вантажний об'єм холодильних камер, укладання вантажу впритул до охолоджувальних пристроїв і труб. Мінімальна відстань від труб (охолоджувальних пристроїв) до вантажу 0,3 м.

Додаткові вимоги до фреонових трубопроводів. Трубопроводи, що проходять через приміщення, що не обслуговуються холодильною установкою, прокладають у сталевій трубі або газонепроникному жорсткому кожусі, що сполучається із зовнішнім повітрям або з приміщенням, що обслуговується установкою.

При прокладанні трубопроводів у тунелі, де за умовами обслуговування потрібне періодичне перебування персоналу, передбачають витяжну вентиляцію. Трубопроводи, що знаходяться в тунелі, не повинні мати з'єднань.

Освітлення. У приміщеннях машинних та апаратних відділень холодильних установок передбачають такі види штучного освітлення: робоче, аварійне та місцеве (для ремонту, огляду тощо).

Освітленість робочих поверхонь у машинних та апаратних відділеннях, що створюється робочим освітленням, повинна становити не менше 75 Лк за умови використання ламп розжарювання або не менше 150 Лк за умови використання люмінесцентних ламп (система загального освітлення).

Освітленість приладів контролю має становити не менше 300 Лк за умови використання будь-яких ламп (система комбінованого освітлення).

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Крім робочого освітлення, у приміщеннях машинних та апаратних відділень передбачають аварійне освітлення від незалежного джерела, що автоматично включається при відключенні основного джерела освітлення. У машинних відділеннях автоматизованих фреонових установок аварійне освітлення не передбачається.

Для місцевого освітлення при огляді, ремонті та очищенні внутрішніх порожнин машин та апаратів аміачних холодильних установок застосовують переносні світильники у вибухозахищеному виконанні напругою не вище 12 В.

Опалення. Розрахункову температуру в машинних та апаратних відділеннях холодильних установок беруть такою, що дорівнює 16 °С при непрацюючому обладнанні.

У компресорних цехах допускається застосування систем водяного та парового опалення з місцевими нагрівальними приладами. При температурі теплоносія вище 130 °С нагрівальні прилади огорожують екранами з вогнетривких матеріалів, які встановлюють на відстані не менше 100 мм від опалювальних приладів. У незнімних екранах передбачають лючки для очищення нагрівальних пристроїв від пилу.

Вентиляція. Вид вентиляції залежить від холодильного агента, що застосовується. Машинні відділення фреонових холодильних установок обладнують примусовою припливною та витяжною вентиляцією з кратністю повітрообміну не менше 3 для припливної та 4 для витяжної. Витяжна вентиляція водночас є аварійною. Всмоктують отвори повітроводів витяжної вентиляції розміщують у нижній зоні приміщення.

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вимоги до вентиляційних систем. ДСТУ Б А.3.2-12:2009 «Система стандартів безпеки праці. Системи вентиляційні. Загальні вимоги»

Вентиляційні системи для виробничих приміщень у комплексі з технологічним обладнанням, що виділяє шкідливі речовини відповідно до ГОСТ 12.0.003-74 «Небезпечні та шкідливі виробничі фактори. Класифікація», надлишкове тепло або вологу, повинні забезпечувати мікрокліматичні умови та чистоту повітря, що відповідають вимогам ГОСТ 12.1.005-88 «Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони», ДСН 3.3.6.042 «Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку» на постійному та тимчасовому робочому місці у робочій зоні виробничого приміщення.

У зоні адміністративно-побутових приміщень промислових підприємств, що обслуговуються, а також у приміщеннях громадських будівель повинні бути забезпечені мікрокліматичні умови відповідно до вимог ДСН 3.3.6.042.3.2 «Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку тощо.

Технічні рішення, прийняті під час проектування вентиляційних систем, а також вимоги, що застосовуються до них при спорудженні та експлуатації, повинні відповідати ДБН А.3.2-2-2009 «Промислова безпека у будівництві. Основні положення», БНіП 2.04.05-91 «Опалення, вентиляція та кондиціювання», БНіП 2.09.02-85 «Виробничі будівлі».

Випробування вентиляційних систем має проводитись відповідно до вимог нормативної документації та організації-виробника.

Розташування вентиляційних систем має забезпечувати безпечний та зручний монтаж, експлуатацію та ремонт технологічного обладнання. При розміщенні вентиляційних систем треба дотримуватися норм освітлення приміщень, робочих місць їх проходів ДСТУ Б А.3.2-15:2011 «Система стандартів безпеки праці. Норми освітлення будівельних майданчиків»,

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ДБН В.2.5-28-2006 «Інженерне обладнання споруд. Природне та штучне висвітлення».

Для монтажу, ремонту та обслуговування елементів вентиляційних систем, а також для переходу через них повинні передбачатися стаціонарні майданчики, проходи, сходи та містки відповідно до ДСТУ Б В.2.8-43:2011 «Огородження інвентарних будівельних майданчиків та ділянок виробництва будівельно-монтажних робіт. Технічні умови», ДСТУ Б В.2.8-44:2011 «Майданчики та сходи для будівельно-монтажних робіт. Загальні технічні умови», ДСТУ Б В.2.8-47:2011 «Ліси стоякові приставні для будівельно-монтажних робіт. Технічні умови».

Приміщення для вентиляційного обладнання повинні бути вентиляльованими та забезпечувати безпечне виконання ремонту, монтажу та спостереження за установками. Вони повинні обладнатися монтажними отворами та вантажопідйомними пристроями.

Розміщення припливних та витяжних вентиляційних агрегатів у приміщеннях для вентиляльованого обладнання має виконуватись відповідно до БНіП 2.04.05-91 «Опалення, вентиляція та кондиціонування».

Елементи конструкції вентиляційних систем, включаючи органи управління, мають відповідати вимогам ГОСТ 12.2.003-91 «Обладнання виробниче. Загальні вимоги безпеки».

У випадку виникнення пожежі треба передбачити спеціальні пристрої, що забезпечують відключення вентиляційних систем, а також включення, за необхідності, систем аварійної протидимної вентиляції відповідно до вимог БНіП 2.04.05-91 «Опалення, вентиляція та кондиціонування».

Розміщення та встановлення електрообладнання вентиляційних систем, а також контрольно-виміральної апаратури, пристрої струмопровідних частин та заземлень має відповідати вимогам ГОСТ 12.1.030-81 «Електробезпека. Захисне заземлення, занулення», НПАОП 40.1-1.01-97 «Правила безпечної експлуатації електроустановок», НПАОП 40.1-1.21-98

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

«Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів», НПАОП 40.1-1.32-01 «Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок», а також діючих стандартів на вибухозахищене та рудничне обладнання.

Вентиляційні системи, що обслуговують приміщення категорій А, Б згідно НАПБ Б.03.002-2007 «Норми визначення категорій приміщень, будівель та зовнішніх установок щодо вибухопожежної та пожежної небезпеки» та системи місцевих відсмоктувачів, в яких можливе утворення статичної електрики, повинні бути у вибухобезпечному виконанні та захищені від впливу статичної електрики за ГОСТ 12.1.018-93 «Пожежовибухобезпечність статичної електрики. Загальні вимоги», ДБН В.2.5-27-2006 «Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будівель та споруд».

Виконання вентиляційного обладнання систем, що обслуговує приміщення категорій А, Б згідно НАПБ Б.03.002-2007 «Норми визначення категорій приміщень, будівель та зовнішніх установок із вибухопожежної та пожежної небезпеки».

Вентиляція забезпечує санітарно-гігієнічні умови (температуру, відносну вологість, швидкість руху повітря та чистоту повітря) повітряного середовища в приміщенні, сприятливі для здоров'я та самопочуття людини, що відповідають вимогам санітарних норм.

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Відповідно до завдання кваліфікаційної роботи було виконано розрахунок фреонового випарника затопленого типу – рекуперативний теплообмінний апарат, який входить до складу холодильної машини та працює для охолодження розсолу (водяного розчину хлориду кальцію). Холодопродуктивність випарника відповідно до завдання складає 35 кВт.

Після виконання теплового розрахунку було розраховано температури всіх теплоносіїв, що циркулюють у апараті, середній логарифмічний температурний напір, масові витрати теплоносіїв. Густина теплового потоку у апараті було визначено з використанням графоаналітичного методу. У результаті було отримано площу поверхні теплопередачі апарату, яка склала 2,72 м².

Після виконання конструктивного розрахунку було отримано величини діаметру апарату (243 мм), довжини труб (1500 мм), кількість ходів по трубному простору, де циркулює розсіл (8 шт), а також діаметри патрубків входу та виходу теплоносіїв.

За результатом гідравлічного розрахунку апарату було розраховано втрати тиску розсолу, що склали 280546 Па та потужність насосу – 912 Вт.

Були визначені масогабаритні показники проєктованого апарату: компактність $K = 28,63 \text{ м}^{-1}$, металоємність $M = 70,5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$, що відповідає середнім значенням для апаратів подібного типу.

У результаті виконання техніко-економічного розрахунку було визначено тепловий ККД апарату, який склав 0,5, та ексергетичний ККД – 0,699.

За результатами виконаних розрахунків було спроектовано теплообмінний апарат.

У розділі охорона праці виконано огляд небезпечних та шкідливих виробничих факторів холодильних установок та систем (шум, вібрація,

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		45

властивостей холодильних агентів), оглянуто вплив холодильного агенту R600a (ізобутан) на організм людини. У другій частині розділу розглянуто вимоги правил безпечної експлуатації під час проектування холодильних установок.

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		46

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. 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. Бамбушек Е.М. и др. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. Под общ. ред. И.А. Сакуна. – Ленинград: Машиностроение, 1987. – 423 с.

3. Теплообменные аппараты холодильных установок/ Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов и др.; Под общ. ред. д.т.н. Г.Н. Даниловой. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 303 с., ил.

4. Іванченко В. В. Конструювання та розрахунок кожухотрубчастих теплообмінних апаратів / В. В. Іванченко, О.І. Барвін, Ю.М. Штонда. – Луганськ, Вид-во СНУ ім. В. Даля. – 2006. – 208 с.

5. Богданов С. Н. Холодильная техника. Свойства веществ / С. Н. Богданов, О. П. Иванова, А. В. Куприянова. – Москва : Агропромиздат, 1985. – 208 с.

6. 3737 Методичні вказівки до виконання обов'язкового домашнього завдання з дисципліни «Теплообмінні апарати холодильної техніки» на тему «Розрахунок теплообмінного апарата парокompресійної холодильної машини»/ укладачі: В. М. Козін, Ю. С. Мерзляков // Суми: Вид-во СумДУ, 2014. – 37 с.

7. Самойлов А. И. Охрана труда при обслуживании холодильных установок / А. И. Самойлов, В. Г. Игнатьев. – Москва: Агропромиздат, 1989. – 223 с.

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

8. ГОСТ 12.0.003-74* ССБТ. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори.

Класифікація.

9. ДСТУ Б А.3.2-12:2009. Система стандартів безпеки праці. Системи вентиляційні. Загальні вимоги.

10. ДСТУ 7238:2011. Система стандартів безпеки праці. Засоби колективного захисту працюючих. Загальні вимоги та класифікація.

11. ДСТУ 7239:2011. Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

12. БНіП 2.11.02-87. Холодильники.

					ХМд 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		